POLYPUBLIE

Procédé de couchage par rouleau de transfert et barre de dosage

Olivier Réglat

Document en libre accès dans PolyPublie
Open Access document in PolyPublie

Date	1997
Type	Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis Thèse de doctorat/Ph.D. thesis
URL de PolyPublie PolyPublie URL	https://publications.polymtl.ca/6833/
Conditions d'utilisation Terms of use	© Tous droits réservés / All rights reserved
Référence Citation	Réglat, O. (1997). Procédé de couchage par rouleau de transfert et barre de dosage [Thèse de doctorat, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. https://publications.polymtl.ca/6833/

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

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

PROCÉDÉ DE COUCHAGE PAR ROULEAU DE TRANSFERT ET BARRE DE DOSAGE

OLIVIER RÉGLAT
DÉPARTEMENT DE GÉNIE CHIMIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

THÈSE PRÉSENTÉE EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE PHILOSOPHIAE DOCTOR (Ph.D.)
(GÉNIE CHIMIQUE)
JANVIER 1997

© Olivier Réglat, 1997.

National Library of Canada
Acquisitions and Bibliographic Services
395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque nationale du Canada
Acquisitions et services bibliographiques
395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence

Our file Notre référence

The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.

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

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

0-612-33026-5

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Cette thèse intitulée:

PROCÉDÉ DE COUCHAGE PAR ROULEAU
DE TRANSFERT ET BARRE DE DOSAGE

présentée par: RÉGLAT Olivier

en vue de l'obtention du diplôme de: Philosophiae Doctor

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

M. CARREAU Pierre, Ph.D., président

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

M. PERRIER Michel, Ph.D., membre

M. BRITO DE LA FUENTE Edmundo, Ph.D., membre

à Alfa,

à Philippe et Monique,

à Muriel

REMERCIEMENTS

Cette thèse de doctorat est la toute première de la chaire industrielle CRSNG/Paprican, sur le traitement de surface du papier. Je remercie donc chaleureusement, en tout premier lieu, Monsieur Philippe Tanguy, professeur au département de génie chimique, titulaire de la chaire, pour sa confiance, son support et tous ses encouragements.

Je remercie aussi les représentants de MacMillan Bloedel, et en particulier Monsieur Malcolm Smith, pour leur coopération ainsi que leur soutien.

J'ai grandement apprécié le support technique de Paprican, et principalement la contribution de Messieurs Terry Murray et Tim Thicehurst.

Les tests rhéologiques ont été réalisés dans les laboratoires du CRASP, je remercie donc Monsieur Pierre Carreau, directeur du CRASP, ainsi que Monsieur Paul André Lavoie pour sa collaboration.

Je n'oublierais pas ici mes collègues de la chaire, pour leur collaboration et leur bonne humeur quotidienne. Je remercie en particulier Messieurs François Bertrand et Éric Fourcade pour leur contribution au troisième article de cette thèse, Monsieur Richard Labrie pour son support informatique sans faille et Madame Nathalie Tourangeau pour ses services efficaces.

Enfin, le soutien financier de ces travaux a été assuré par le CRSNG, Paprican et MacMillan Bloedel Research.

RÉSUMÉ

L'opération de couchage consiste à appliquer une sauce en une fine couche sur le papier afin de lui conférer de bonnes qualités optiques et d'impression. Cette sauce de couchage est composée de pigments, liants et additifs. Dans le procédé d'application étudié, une couche de sauce est formée sur un rouleau de transfert à l'aide d'un système de dosage, puis transférée sur le papier. Les travaux présentés dans cette thèse sont relatifs à la première partie: la formation de la couche.

Le système de dosage comprend, d'une part, une chambre d'alimentation qui permet d'appliquer une couche épaisse sur le rouleau de transfert et d'autre part, une barre de dosage qui élimine la quantité de sauce en excès. Cette barre tourne dans le même sens que le rouleau de transfert. La sauce qui passe dans l'entrefer, entre la barre de dosage et le rouleau de transfert, est brutalement soumise à un très haut taux de déformation. De plus, des recirculations apparaissent à l'entrée et à la sortie de l'entrefer. La couche ainsi formée présente plusieurs types de défauts d'uniformité, dont des rides longitudinales présentes de façon systématique.

Les sauces de couchage ont un comportement rhéologique complexe. Ces suspensions sont viscoélastiques, thixotropes, et leur caractérisation dans les conditions réelles d'application n'a pas pu être effectuée à ce jour. Cependant une bonne connaissance de propriétés rhéologiques pertinentes des sauces de couchage permettrait d'obtenir un meilleur contrôle du procédé.

Nous avons donc développé un montage expérimental qui reproduise de manière aussi fidèle que possible les conditions industrielles de formation de la couche. Ce montage représente une demi coucheuse, où le papier est remplacé par une lame de raclage appliquée directement sur le rouleau de transfert. La barre de dosage est équipée d'un

capteur de pression pariétal, afin de mesurer le profil de pression dans l'entrefer. Deux capteurs de position permettent en outre de déterminer la position de la barre de dosage par rapport à la surface du rouleau de transfert. Celui-ci est recouvert d'un élastomère de telle sorte que la géométrie de l'entrefer varie sous l'influence des forces hydrodynamiques en présence.

Deux types de fluides sont testés: des fluides newtoniens de diverses viscosités et des suspensions de carbonate de calcium à diverses concentrations, où les interactions entre particules sont relativement faibles. Les fluides newtoniens permettent de caractériser le comportement du système, alors que les suspensions établissent l'influence de la présence de particules dans le système.

Le premier volet de notre étude est consacré à la stabilité des rides. À l'aide d'un montage vidéo, la largeur des rides est déterminée et leur hauteur caractérisée. Ceci nous permet, dans le cas de fluides newtoniens, de construire des diagrammes de stabilité généralisés, mettant en évidence à la fois des effets capillaires et des effets inertiels sur la taille des rides. De tels diagrammes ne sont plus valables avec les suspensions car les effets capillaires deviennent insignifiants dans les conditions standard d'utilisation. Le passage d'un mode capillaire à un mode inertiel est cependant mis en évidence.

Les mesures de pression dans l'entrefer font apparaître un maximum de pression en amont du centre de l'entrefer et un minimum en aval. Tout d'abord, nous montrons qu'il existe une relation entre la dépression et la stabilité de la couche. Par ailleurs, lorsque les paramètres opératoires et la viscosité ou la concentration de particules varient, la mesure de pression maximum permet de caractériser le comportement du système. Il en résulte qu'une transition apparaît de façon systématique lorsque l'on modifie l'épaisseur de l'entrefer. Cette transition se manifeste par un changement de pente des variations de pression. Nous montrons que cette transition est principalement due à des effets de géométrie de l'entrefer.

La théorie de lubrification et des simulations numériques par la méthode des éléments finis sont utilisées pour interpréter les résultats expérimentaux. Toutefois, la théorie de lubrification s'avère inadéquate pour décrire convenablement l'écoulement, car les effets d'inertie, alors non pris en compte, ne sont pas négligeables. En effet, par comparaison avec des simulations numériques, dans le cas d'un entrefer rigide, ces effets d'inertie sont mis en évidence et l'on montre qu'ils représentent jusqu'à 15 % de la pression maximale dans l'entrefer. De plus, la prise en compte de la déformation du revêtement du rouleau de transfert démontre l'influence des effets de géométrie. Les résultats de ces dernières simulations sont en bonne concordance avec les mesures expérimentales.

L'ensemble des résultats expérimentaux concernant les fluides newtoniens est regroupé sur une courbe maîtresse. Cette courbe est construite à l'aide de facteurs de décalage, déterminés à partir de nos mesures. Cette courbe maîtresse est utilisée pour définir une viscosité de procédé des suspensions, à partir de mesures de pression dans l'entrefer. Nous montrons que cette viscosité de procédé augmente de façon significative avec la concentration des particules, et n'est aucunement liée à la viscosité de cisaillement simple mesurée en régime permanent. La détermination de cette viscosité de procédé est selon nous un moyen adéquat et prometteur pour mieux interpréter et contrôler les aspects rhéologiques des sauces de couchage dans le système de dosage.

En conclusion, la réalisation de notre coucheuse pilote de laboratoire permet de souligner l'influence de facteurs tels que les effets d'inertie, la géométrie de l'entrefer de dosage et aussi le comportement rhéologique des sauces de couchage.

ABSTRACT

The coating operation consists of applying a coating color as a thin layer on the paper in order to obtain good optical and printing properties. The color is composed of pigments, binders and additives. In the application process considered for this study, the coating layer is developed on a transfer roll with a metering device, and then transferred to the paper. The study presented in this thesis deals with the first part, i.e. the formation of the layer.

The metering device is composed of a feeding chamber which enables the application of a thick layer on the transfer roll, and a metering rod which removes the excess of color. This rod co-rotates with the transfer roll. The color that goes through the metering nip, between the metering rod and the transfer roll, suddenly undergoes a very high deformation rate. Moreover, recirculations occur at the entrance and at the exit of the nip. The layer formed is subject to several defects, in particular to ribbing.

Coating colors have a complex rheological behavior. These suspensions are viscoelastic, thixotropic, and, up to date, they have not fully been characterized in real application conditions. However, a good knowledge of the relevant rheological properties would lead to a better process control.

We have developed an experimental coating rig that reproduces as faithfully as possible the industrial conditions prevailing during the formation of the layer. This rig mimics half part of a coater, where the paper is replaced by a doctor blade directly applied on the transfer roll. The metering rod is equipped with a wall pressure transducer, in order to measure the pressure profile in the metering nip. The position of the metering rod, relative to the surface of the transfer roll, is set by load and controled with two displacement

transducers. The transfer roll is covered with an elastomer, so that the nip geometry varies under the influence of hydrodynamic forces.

Two kinds of fluids are tested: Newtonian ones at various viscosities, and suspensions of $CaCO_3$ at various concentrations. Newtonian fluids are used in order to characterize the behavior of the system, and suspensions are used in order to exhibit the effects of particles in the system.

The first part of our study concerns rib stability. Using a video set-up, the width and the height of the ribs are measured. Then, these data are analyzed with generalized stability diagrams. They show the influence of both capillary and inertia effects on the size of ribs. Such diagrams do not work with the suspensions, as capillary effects become insignificant in the standard operating conditions. However a particular change of behavior from capillary mode to inertia mode is described.

From the pressure measurements in the gap, a maximum pressure is observed upstream from the center of the nip, and a minimum pressure downstream. We first establish a clear relationship between the negative pressure peak and the stability of the layer. Also, as the operating parameters and the fluid viscosity or the particle concentration are varied, maximum pressure measurements is used to characterize the system behavior. We observe a systematic transition in the slope of pressure variations as the gap thickness is modified. We show that this transition is mainly due to geometrical changes in the nip.

The lubrication theory and finite element simulations are used in order to interpret the experimental results. However, it appears that the lubrication theory fails in describing correctly the flow, as inertia effects appear not negligible. Indeed, they represent up to 15 % of the maximum pressure measured in the nip. This has been verified by resorting to finite element simulations in the case of rigid nip. Moreover, by taking into account the deformation of the cover on the transfer roll, one points out the influence of the geometry. These last results are in good agreement with the experiments.

Newtonian experimental results are gathered on a pressure master curve. This curve is built using shift factors, determined from the measurements. In particular, this master curve is used to determine a process viscosity for the suspensions. We show that this process viscosity increases drastically with the solids concentration, and is not related to simple steady shear viscosity . Determination of this process viscosity is a very well adapted and promising way to control the coating colors rheology in the metering nip.

In conclusion, the design and operation of a laboratory pilot coater gave us the opportunity to underline the influence of such factors as inertia effects, nip geometry effects and rheological behavior of coating colors.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE iv
REMERCIEMENTS v
RÉSUMÉ vi
ABSTRACT ix
TABLE DES MATIÈRES xii
LISTE DES TABLEAUX xv
LISTE DES FIGURES xvi
LISTE DES SYMBOLES xx
1 - INTRODUCTION 1
1.1 - Le couchage du papier, problématique 1
1.2 - Les coucheuses et les sauces de couchage 3
1.3 - Le couchage avec rouleau de transfert 6
1.3.1 - Description du procédé d'application 6
1.3.2 - Les défauts d'application 9
1.4 - Objectifs généraux 11
2 - REVUE DE LA LITTÉRATURE 12
2.1 - Hydrodynamique du système de dosage 12
2.1.1 - Instabilités hydrodynamiques amont 13
2.1.2 - Écoulement dans l'entrefer 16
2.1.3 - Élasticité du rouleau 19
2.2 - Rhéologie des sauces de couchage 21
2.2.1 - Moyens et méthodes de caractérisation 22
2.2.2 - Élasticité des sauces de couchage 23
2.2.3 - Mesures rhéologiques en régime transitoire 27
2.3 - Application des sauces de couchage 31
2.3.1 - Modélisation numérique du procédé 31
2.3.2 - Moyens d'essais expérimentaux 33
2.4 - Objectifs spécifiques 35
3 - MONTAGE ET MESURES 37

3.1 - Montage expérimental 37
3.2 - Capteurs et système d'acquisition 43
3.3 - Traitement des mesures 45
3.3.1 - Détermination de l'incertitude 45
3.3.2 - Mesure de position 47
3.3.3 - Mesure de pression pariétale 49
4 - EXPÉRIENCES AVEC DES FLUIDES NEWTONIENS 52
4.1 - Abstract 54
4.2 - Introduction 54
4.3 - Coating rig 60
4.4 - Analysis of the ribs 70
4.5 - Pressure results 74
4.5.1 - Pressure profile analysis 74
4.5.2 - Influence of operating conditions 79
4.5.3 - Pressure master curve 84
4.5.4 - Comparison with Carvalho and Scriven results 86
4.6 - Conclusion 88
4.7 - Remarques additionnelles 89
5 - EXPÉRIENCES AVEC DES SUSPENSIONS 91
5.1 - Abstract 93
5.2 - Introduction 93
5.3 - Experimental set-up 97
5.3.1 - Laboratory coating rig 97
5.3.2 - Test fluids 100
5.3.3 - Visualization experiments 102
5.4 - Analysis of the ribbing pattern 105
5.5 - Pressure profile analysis 108
5.6 - Conclusion 118
5.7 - Remarques additionnelles 119
5.8 - Étude expérimentale de l'écoulement amont 120
6 - SYNTHÈSE DES RÉSULTATS 122
6.1 - Abstract 124
6.2 - Introduction 124

6.3 - Rigid nip 129
6.4 - Soft nip 138
6.5 - Conclusion 146
6.6 - Remarques additionnelles 146
6.6.1 - Coefficients de décalage 146
6.6.2 - Effets thermiques 148
6.6.3 - Confrontations numérique/expérimental 150
6.7 - Modélisation de l'écoulement dans la chambre amont 152
7 - CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS 158
RÉFÉRENCES 161
ANNEXE 169

LISTE DES TABLEAUX

3.1 - Fonctionnement de l'électrovanne 41

4.1 - Laboratory coater parameters 62

4.2 - Measurements on video recordings 68

4.3 - Apparent effects of the metering rod position on $\Delta P/\Delta V_t$ 83

5.1 - Parameters for the test fluids 101

5.2 - Width measurements on video recording 104

5.3 - Maximum and minimum rib widths 107

5.4 - Operating conditions 109

5.5 - Measurements 114

6.1 - Numerical simulations 130

6.2 - Validation of the lubrication equations 135

6.3 - Rigid nip pressure gradients 137

6.4 - Soft nip pressure gradients 145

LISTE DES FIGURES

1.1 - Coucheuses à rouleau 4
1.2 - Application par rouleau de transfert 7
1.3 - Chambre d'alimentation 8
1.4 - Défauts d'application 10
2.1 - Zones d'écoulement du système de dosage 13
2.2 - Diagramme typique de stabilité 18
2.3 - Déformation d'un rouleau recouvert d'élastomère 21
2.4 - Rhéogramme des sauces de couchage 24
2.5 - Mesures en mode rampe 27
2.6 - Tests en cisaillement brusque avec un rhéomètre à cylindres coaxiaux 28
2.7 - Organisation des structures sous l'effet du cisaillement 29
3.1 - Montage expérimental 38
3.2 - Circuit de la sauce de couchage 39
3.3 - Tête d'alimentation 40
3.4 - Système pneumatique 41
3.5 - Commandes électriques 42
3.6 - Chaîne de mesure 44
3.7 - Erreurs de mesure 46
3.8 - Montage du système de mesure de position 48
3.9 - Montage du capteur de pression sur la barre de dosage 50
3.10 - Répétabilité des mesures de pression 51
4.1 - Metering size press 55
4.2 - Metering nip 56
4.3 - Laboratory coating rig 61
4.4 - Reference diagram for pressure measurements 63
4.5 - Visualisation set-up 65

4.6 - Visualisation of the rib pattern 66

4.7 - Minimum and maximum perturbations 69

4.8-a Generalized stability diagram as a function of V_m/V_t and Ca 72

4.8-b Ribb pattern; $Re_m = 0.38$ 72

4.8-c Ribb pattern; $Re_m = 1.87$ 72

4.9-a Generalized stability diagram as a function of V_m/V_t and Re_m 73

4.9-b Ribb pattern; Ca = 3.53 73

4.9-c Ribb pattern; Ca = 0.96 73

4.10-a Pressure profiles at different transfer roll velocities 75

4.10-b Pressure profiles at different metering rod velocities 75

4.10-c Pressure profiles at different metering rod positions 76

4.10-d Pressure profiles at different fluid viscosities 76

4.11 - Schematical flow pattern 78

4.12-a Effect of the transfer roll velocity on P_{max} 79

4.12-b Effect of the fluid viscosity on P_{max} 80

4.12-c Effect of the metering rod position on P_{max} 80

4.13 - Influence of the viscosity on P_{max} 82

4.14 - Metering rod velocity effects 84

4.15 - Pressure master curve 85

4.16 - Pressure profiles comparison 87

5.1 - Metering size press 94

5.2 - Laboratory coating rig 98

5.3 - Non confined feeding head 99

5.4 - Flow curves of calcium carbonate suspensions 101

5.5 - Video set-up 103

5.6-a Rib patterns 106

5.6-b Video sequence of rib size reduction 106

5.7 - Video measurement for $CaCO_3$ at 70 wt % 108

5.8 - Pressure master curve 109

5.9-a Pressure profiles at different transfer roll velocities 111
5.9-b Pressure profiles at different metering rod positions 111
5.9-c Pressure profiles at different metering rod velocities 112
5.9-d Pressure profiles at different solids concentrations 112
5.10 - Maximum pressure measurements of $CaCO_3$ at 70 wt % 113
5.11 - Process viscosity measurement 116
5.12 - Viscosity dependance of $\Delta P/\Delta V_t$ 118
5.13 - Inflluence du débit d'alimentation sur les mesures 121
6.1 - Roll coating process 125
6.2 - Rheological behavior of coating colors 126
6.3 - Flow in the metering unit 127
6.4 - Rigid nip domain for finite element simulations 129
6.5 - Shear rates and pressure profiles 131
6.6 - Velocity profiles in the nip 131
6.7 - Domain for the lubrication theory 134
6.8-a - Deformation of the cover 139
6.8-b - Nip width and pressure profile 139
6.9-a - Geometric effects on the pressure gradient 141
6.9-b - Nip geometry 141
6.10-a - Viscous effects 142
6.10-b - Transfer roll velocity effects 142
6.11-a - Experimental data 143
6.11-b - Numerical and experimental pressure gradients 144
6.12 - Effets du module de Young et confrontations expérimentales 147
6.13 - Corrections du profil de pression 151
6.14 - Chambre amont industrielle 152
6.15 - Lignes de courant 153
6.16 - Sections de référence 155
6.17 - Temps de résidence 155

6.18 - Déformation moyenne 156

LISTE DES SYMBOLES

E	Module d'Young
$f(n)$, $g(n)$	Fonction géométriques
$h(\xi)$	Épaisseur d'entrefer
h_o	Épaisseur au centre de l'entrefer, ou position de la barre de dosage (article 3)
$h1$	Épaisseur d'entrefer au niveau de la pression maximum
H	Position de la barre de dosage
H^*	Position de la barre de dosage définissant la transition entre les entrefers large et mince
H_r	Échelle de longueur de l'épaisseur à la sortie de l'entrefer
K_μ, K_V	Facteurs de gradient de pression
n	Nombre d'intervalles utilisés pour les intégrations par la méthode de Simpson
P	Pression dans l'entrefer
P_{max}	Pression maximum dans l'entrefer
P_{min}	Pression minimum dans l'entrefer
P_o	Pression maximum de référence dans l'entrefer, (courbe maîtresse)
q	Débit massique passant dans l'entrefer
R_m	Rayon de la barre de dosage
U	Vitesse de référence
V_m	Vitesse de la barre de dosage
V_t	Vitesse du rouleau de transfert
V_{to}	Vitesse de référence du rouleau de transfert, (courbe maîtresse)
α_s	Contribution en cisaillement du gradient de pression

α_e	Contribution en élongation du gradient de pression
χ	Longueur entre la position de la pression maximum et le centre de l'entrefer
λ	Ordonnée adimensionnelle dans l'entrefer
μ	Viscosité Newtonienne
μ_o	Viscosité Newtonienne de référence, (courbe maîtresse)
μ_s	Viscosité de cisaillement
μ_e	Viscosité élongationnelle
μ_{nip}	Viscosité de procédé théorique
$\mu_{process}$	Viscosité de procédé
ν	Module de Poisson
ρ	Masse volumique
ξ	Abscisse adimentionnelle
σ	Tension de surface

CHAPITRE 1 - INTRODUCTION

1.1 - Le couchage du papier: problématique

Le couchage du papier est une opération de traitement de surface qui vise à conférer au support papier de meilleures qualités optiques et d'impression. La blancheur et l'opacité donnent une meilleure apparence, et l'imprimabilité est une propriété importante qui dépend du procédé d'impression auquel le papier est destiné. De façon générale, le couchage permet d'obtenir une microstructure de surface poreuse et uniforme.

Le traitement de surface du papier est une opération pratiquée depuis le début du siècle (Booth, 1990). Le support papier, vu au microscope, a une allure très hétéroclite. Il est composé essentiellement de fibres, mais peut contenir des bûchettes, ou fibres plus grossières, ainsi que des fines, ou débris de fibres. Divers polymères et pigments sont ajoutés pour lier le tout et obtenir une meilleure opacité ainsi qu'une meilleure blancheur. Cependant, une trop forte quantité de pigments réduit les propriétés mécaniques du papier: déformation à l'humidité, résistance au déchirement. Le traitement de surface du papier permet donc d'améliorer ses qualités optiques et d'impression sans altérer ses propriétés mécaniques.

Le Canada est un grand producteur de pâte mécanique, à base de fibre de bois. D'autres types de fibres, céréales, lin, coton et même amiante peuvent être utilisées. Les fibres de bois ont une faible résistance mécanique. Les divers procédés de fabrication de la pâte permettent d'améliorer ces propriétés: des traitements chimiques tels le procédé Kraft, des traitements thermiques ou sous pression.

Le couchage du papier est une opération qui se fait en ligne ou hors ligne de production. La feuille de papier est formée sur une trame, pressée, séchée, puis éventuellement couchée et séchée à nouveau, et enfin calandrée. Le séchage est une opération très coûteuse, la quantité d'eau absorbée par le papier doit donc être réduite au minimum. De plus, les papiers à fort pourcentage de pâte mécanique se prêtent mal à ce type d'opération du fait de leur faible résistance mécanique. Enfin, la quantité de bûchette doit être minimale, voir nulle, afin de réduire les défauts d'application. Ainsi, un bon raffinage au niveau du traitement de la pâte est indispensable.

Les besoins industriels sont multiples. Tout d'abord, le produit fini doit répondre aux diverses exigences des procédés d'impression, eux même en constante évolution. (On prévoit par exemple une forte augmentation de la demande pour un papier qui puisse accommoder les impressions multicolores.) Le papier doit avoir une meilleure réceptivité aux encres, son niveau d'opacité doit être augmenté afin de réduire la transparence, la brillance doit être accrue pour bien mettre en valeur chacune des couleurs. L'introduction d'une plus grande quantité de fibres recyclées augmente les besoins pour des pigments qui produisent une meilleure brillance. Pour les procédés d'impression offset, les encres évoluent en permanence. Les propriétés de surface des papiers doivent être ajustées en conséquence.

Le procédé d'application présente un certain nombre de limites: pour une formulation de sauce de couchage donnée, des défauts d'opérationnalité apparaissent lorsque la vitesse de défilement du papier est accrue. La couche appliquée n'est plus uniforme, la rugosité augmente, il peut même y avoir des déchirures du papier, ce qui entraîne un arrêt de production. De plus, les moyens d'ajustement de l'épaisseur de couche sont très limités. Les principaux paramètres sont la vitesse de production et la rhéologie de la sauce de couchage. Enfin, les sauces de couchage doivent contenir une quantité d'eau minimale afin de réduire les coûts de séchage, elles doivent contenir un pourcentage de solides maximum afin d'améliorer les qualités optiques du produit final. Les préoccupations des papetiers

sont donc d'améliorer et d'optimiser leur procédé d'application, mais aussi de développer de nouvelles formulations de sauces de couchage toujours plus performantes.

1.2 - Les coucheuses et les sauces de couchage

Parmi les diverses technologies de couchage, les presses encolleuses avec système de dosage (Eklund, 1989) sont de plus en plus populaires au Canada. Les premières presses encolleuses étaient utilisées directement sur les lignes de fabrication pour appliquer des solutions d'amidon ou de polymères, dans le but de réduire l'absorptivité du papier et d'améliorer sa résistance mécanique. Des pigments étaient parfois introduits, mais dans une faible proportion afin de limiter l'apparition de défauts. La presse encolleuse, illustrée sur la figure 1.1.a, est composée de deux rouleaux, l'un déformable l'autre rigide. Le fluide est alimenté directement à l'entrée de l'entrefer d'application. Divers problèmes caractéristiques apparaissent sur les presses encolleuses. Le premier est dû à l'effet de séparation du film à la sortie de l'entrefer. Une partie du fluide est transférée sur le papier alors que l'autre reste sur le rouleau. La surface formée sur le papier est alors peu régulière, plus ou moins altérée par les phénomènes tels que la pelure d'orange. De tels effets sont d'autant plus forts que la quantité de solides introduite est importante, ou si la viscosité est trop élevée. Dans l'entrefer, la pression augmente graduellement pour atteindre un maximum, puis diminue jusqu'à une pression sub-atmosphérique, ceci pouvant entraîner des effets de cavitation à la sortie. À l'entrée de l'entrefer, le fluide est alimenté en excès, de telle sorte qu'il se crée des remous et même des projections si la vitesse est trop importante. Ces systèmes permettent d'atteindre des vitesses de 300 m/min, alors que les machines à papier récentes fonctionnent à de bien plus hautes vitesses. De plus, la quantité de solides doit être réduite pour fonctionner aux plus hautes vitesses, ce qui entraîne des coûts de séchage importants. Il a donc fallu développer de nouvelles technologies plus performantes.

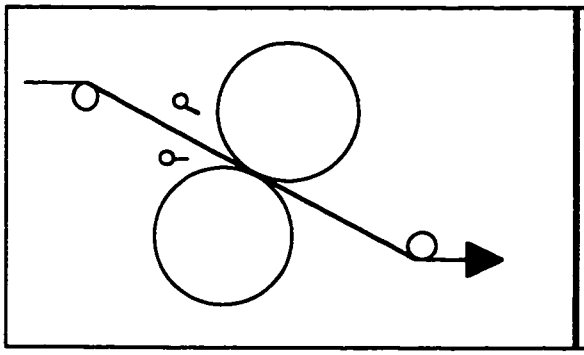


Figure 1.1.a: Presse encolleuse traditionnelle

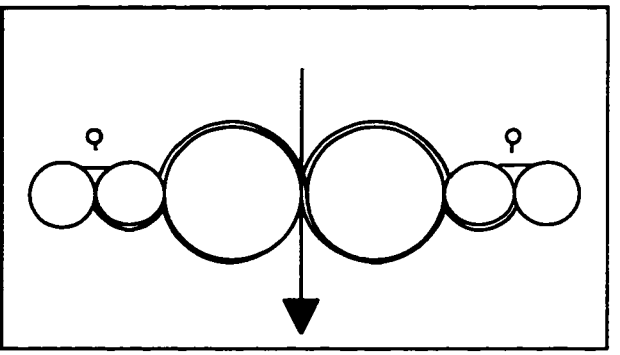


Figure 1.1.b: Coucheuse à rouleaux doseurs

La première alternative proposée est le "gate-roll coater" ou coucheuse à rouleaux doseurs (figure 1.1.b). Le fluide est transféré de rouleau à rouleau avant d'atteindre l'entrefer d'application. Le dosage est contrôlé en ajustant la pression entre les différents rouleaux. Un tel système a permis d'atteindre de plus hautes viscosités et d'utiliser des sauces de couchage contenant une plus grande quantité de pigments. En parallèle, des liants et des pigments plus sophistiqués ont été développés (Eklund ,1989).

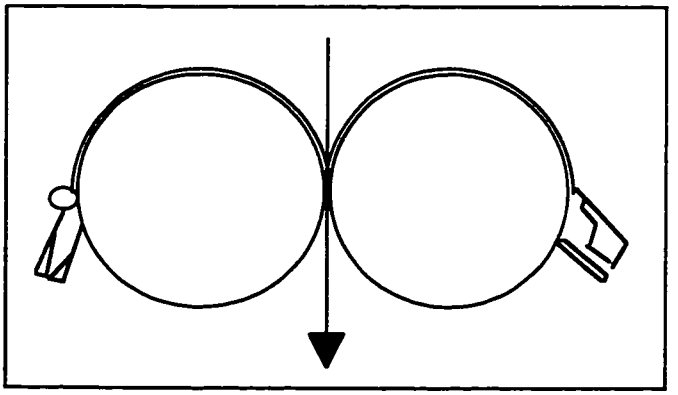


Figure 1.1.c: Coucheuse à rouleau de transfert avec pré-dosage

Ces machines sont en fait les précurseurs des "Metering Size Press" (MSP) ou coucheuses à rouleau de transfert avec pré-dosage (figure 1.1.c). Sur ces dernières machines, le dosage est effectué directement sur le rouleau de transfert. Contrairement aux coucheuses à lame, avec lesquelles on obtient un très bon lissé du papier, les presses encolleuses permettent d'obtenir un meilleur contour du papier. Le lissé est en effet altéré par la séparation du film à la sortie de l'entrefer d'application. Mais un bon calandrage permet de remédier à cet inconvénient. Il est alors possible de coucher des supports papier de moins bonne qualité, contenant des fibres plus grossières.

Les avantages des presses encolleuses sont les suivants:

- la possibilité d'appliquer simultanément sur les deux faces du papier des couches de composition ou d'épaisseur éventuellement différentes,
- un système qui présente de bonnes conditions d'opérationnalité à différentes vitesses, pour un grand éventail de formulations,
- de faibles pressions dans l'entrefer d'application.

Le système de dosage est composé d'une lame ou d'une barre de dosage. Dans le premier cas, pour obtenir de bonnes conditions d'opérationnalité, la viscosité du fluide doit être diminuée au fur et à mesure que la vitesse augmente. Les poussières ou débris de papier entraînés sur le rouleau de transfert sont à l'origine de rayures sur la couche à la sortie de la lame. Diverses barres de dosage peuvent être utilisées. Certaines, rayées ou profilées, permettent d'atteindre les plus hautes vitesses à fort pourcentage de solides, mais elles ont tendance à s'user rapidement sous l'effet abrasif de certains pigments. D'autres, lisses, sont particulièrement adaptées pour des viscosités élevées (Benjamin, 1993).

De notre point de vue, ce procédé présente un autre avantage. Il permet de séparer la formation de la couche des effets d'interaction entre la sauce et le papier. De plus, tous les défauts qui apparaissant à la sortie de l'entrefer de dosage sont imprimés sur le papier.

Les sauces de couchage ont été développées de façon empirique au cours des ans. L'amélioration des procédés d'application a permis d'ajouter des pigments, principalement

de l'argile, afin d'obtenir une structure poreuse plus régulière et plus fine, ainsi que de meilleures propriétés optiques. Les liants et co-liants, tels amidon, latex et CMC, ont pour fonction de sceller les particules entre elles et sur le papier. Divers additifs, dispersant, lubrifiant, agent brillant, sont incorporés afin de faciliter la préparation et l'application ou d'améliorer les qualités du produit fini. Les sauces sont généralement composées d'une dizaine d'ingrédients. La concentration en masse de particules solides peut atteindre jusqu'à 70 %. La préparation des sauces doit être faite suivant une procédure bien définie.

Durant l'application, les taux de déformation appliqués sont très importants. Dans ces conditions extrêmes d'écoulement, la sauce est un milieu que l'on peut difficilement considérer comme étant homogène ou même isotrope. Les mécanismes qui s'établissent sont encore mal définis. Ils sont liés à la taille et la forme des particules, à leurs interactions entre elles et avec les liants. Les effets viscoélastiques, soupçonnés d'être à l'origine de certains défauts de formation de la couche, sont les plus méconnus.

L'ajustement des paramètres rhéologiques des sauces de couchage est un moyen de contrôle du procédé d'application. C'est aussi un facteur important qui intervient au moment du nivellement de la couche, lorsqu'elle est déposée sur le papier, avant d'être séchée.

1.3 - Le couchage avec rouleau de transfert

1.3.1 - Description du procédé d'application

Le procédé d'application est décrit sur la figure 1.2. Il est composé des deux éléments principaux suivants:

- l'entrefer de dosage, où la couche est formée,
- l'entrefer d'application, au travers duquel la couche est appliquée sur le papier.

La sauce, stockée et agitée dans un réservoir, est pompée, filtrée, puis délivrée au système de dosage. Une partie est appliquée en fine couche uniforme sur le rouleau de transfert, l'autre est recyclée.

Le papier est introduit dans l'entrefer d'application entre le rouleau de transfert et le contre-rouleau. Ces deux rouleaux, de rayon identique (1 m), sont recouverts d'un même revêtement de type élastomère, dont la dureté varie entre 30 et 60 P&G. La force de compression appliquée entre ces deux rouleaux est de l'ordre de 10 N/m. La vitesse de rotation est identique, de telle sorte qu'aucun effort de cisaillement n'est appliqué sur le papier. Cette vitesse qui atteint 1200 m/min à l'heure actuelle, pourrait monter à 1500 m/min dans un futur proche.

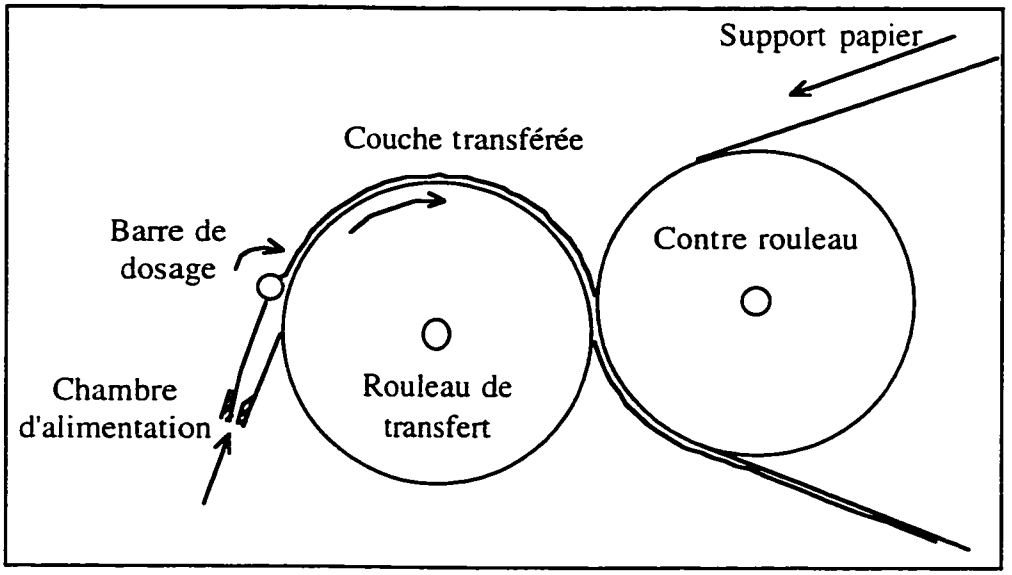


Figure 1.2: Application par rouleau de transfert

Le système de dosage est lui composé d'une chambre d'alimentation et de l'entrefer de dosage. Plusieurs types de géométries ont été développés. Nous en décrirons un, à titre d'exemple: Le fluide émerge au travers d'une fente de 3 mm d'épaisseur dans la chambre.

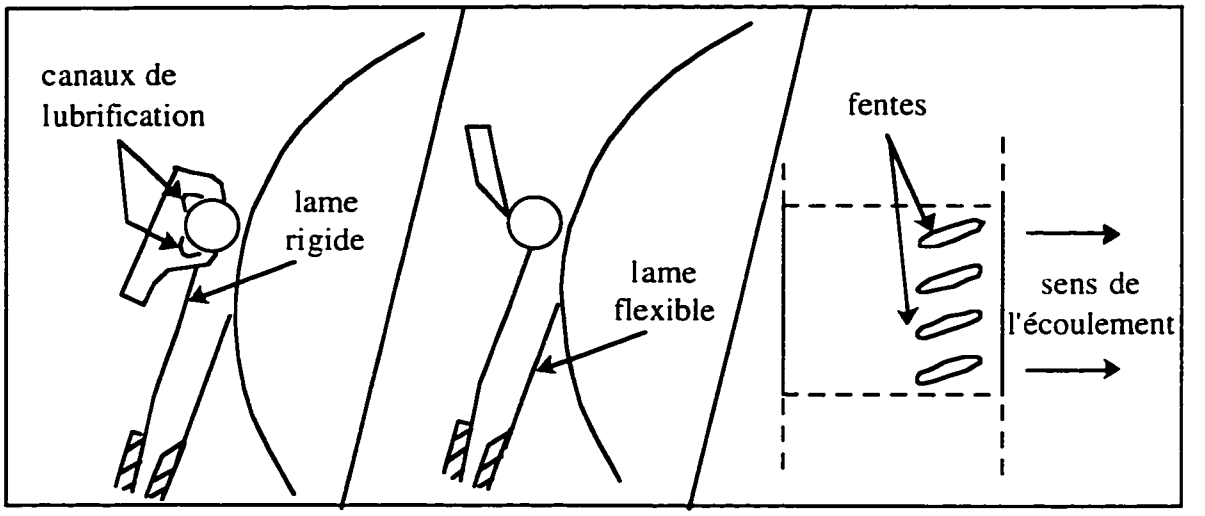


Figure 1.3.a: Barre lubrifiée Figure 1.3.b: Barre raclée Figure 1.3.c: Lame flexible

Cette chambre est limitée d'un côté par une paroi rigide, de l'autre par une lame flexible qui est en appui sur le rouleau de transfert. Cette lame peut éventuellement contenir des fentes (fig. 1.3.c), afin de limiter la pression dans la chambre et libérer la sauce en excès. La barre de dosage, dont le diamètre est de l'ordre de 4 cm, est raclée par une lame ou tenue dans toute sa longueur par un caoutchouc contenant des canaux de lubrification (fig. 1.3.a et b). Sa vitesse de rotation est comprise entre 0 et 100 m/min. Son sens de rotation est identique à celui du rouleau de transfert, c'est pourquoi ce système de couchage est dit à rouleaux co-rotatifs. Il n'y a alors pas de séparation de film à la sortie de l'entrefer, ceci améliore grandement la qualité de la couche formée et réduit l'amplitude des défauts.

L'épaisseur et la qualité du film dépendent de l'écoulement qui s'établit dans cet entrefer de dosage. Les paramètres qui régissent cet écoulement sont les vitesses du rouleau de transfert et de la barre de dosage, la force globale appliquée sur la barre de dosage, les caractéristiques géométriques de la chambre d'alimentation, les paramètres de déformation du revêtement du rouleau de transfert, mais aussi la rhéologie du fluide. L'uniformité de la couche résultante dépend donc:

- de l'hydrodynamique (stabilité de l'écoulement),
- de l'aptitude du fluide à s'écouler dans les conditions imposées.

Dans l'analyse qui suit, nous distinguerons trois zones dans le système de dosage:

- la partie amont, où le fluide est alimenté et subit une accélération soudaine au contact du rouleau de transfert, et où les composantes de cisaillement et d'élongation sont importantes;
- l'entrefer, où la pression est maximale, où le taux de déformation est maximal;
- la partie aval, aussi appelée zone de relaxation, où les défauts apparaissent.

Le temps moyen de passage d'une particule fluide au travers de ces trois zones est de l'ordre de la milliseconde.

1.3.2 - Les défauts d'application

La description des défauts n'est pas toujours chose facile. Leur attribuer un nom avant d'en connaître l'origine peu prêter à confusion. Divers moyens permettent d'étudier ces défauts sur papier: la réflexion de la lumière (la réfraction dans certains cas), le traitement d'image, les analyses au microscope électronique de surfaces et coupes microtomes (Lepoutre, 1989). Beaucoup de ces défauts ont été identifiés et répertoriés. Gutoff (1993) en fait l'inventaire. L'origine peut être due à des vibrations mécaniques, à l'excentricité des rouleaux, ou encore à des impuretés mal filtrées, des instabilités hydrodynamiques ou des comportements complexes des sauces de couchage. L'interprétation de ces phénomènes est encore aujourd'hui très confuse.

Les défauts les plus courants sur le système choisi sont décrits ci-dessous. Les principaux d'entre eux sont illustrés sur la figure 1.4.

- formation de rides longitudinales, défaut très commun, d'origine hydrodynamique;
- entraînement d'air, ou phénomène de cascade, créant des vagues transversales, d'origine hydrodynamique;

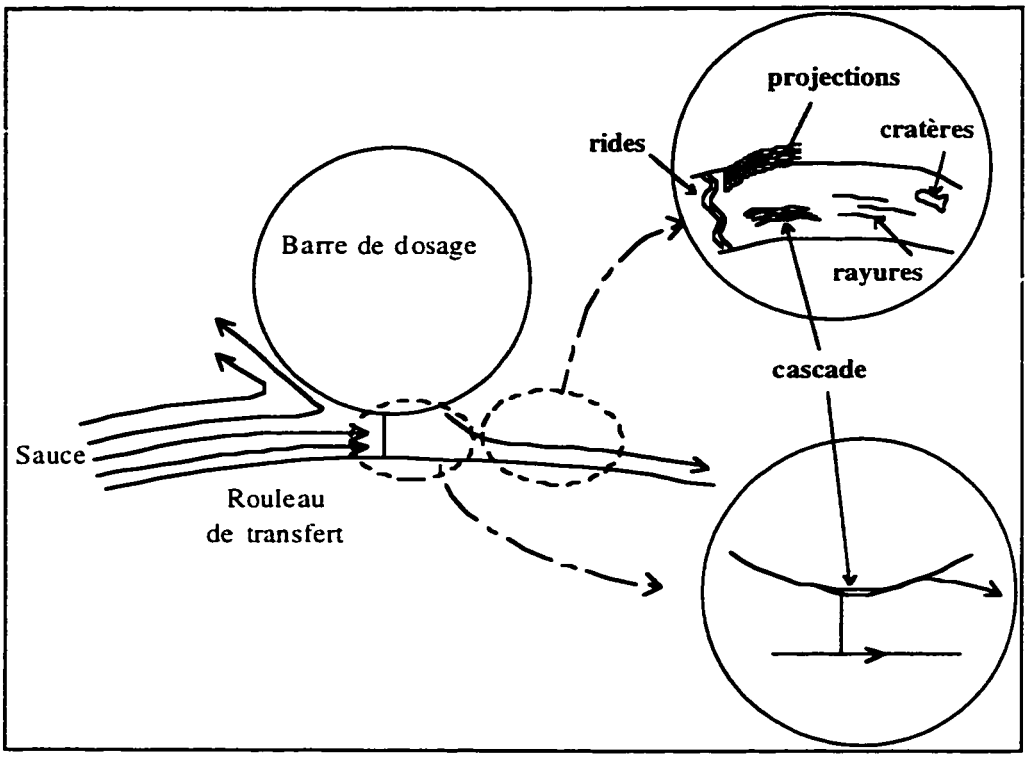


Figure 1.4: Défauts d'application

- apparition chaotique de rayures, souvent attribuées à des effets élastiques, mais aussi à la présence de particules parasites de plus grande taille;
- formation de cratères, dus à des impuretés modifiant les propriétés de surface des particules;
- projections à la sortie de l'entrefer, d'origine méconnue, mais apparaissant principalement lorsque la concentration de pigment est élevée;
- phénomène d'obstruction, où des contraintes normales importantes se développent dans l'entrefer, de telle sorte qu'il n'est plus possible de contrôler l'épaisseur de la couche formée. Un tel comportement est communément attribué à la présence de grosses structures dans l'entrefer, mais rien de tel n'a encore été prouvé.

Tels sont les facteurs limitants du procédé, engendrant parfois des propriétés de surface très médiocres.

1.4 - Objectifs généraux

Le procédé de couchage par rouleau de transfert, équipé d'un système de dosage à barre rotative lisse, est actuellement opérationnel. Cependant, les phénomènes qui se produisent dans les entrefers de dosage et d'application ne sont pas encore bien connus. Le contrôle de ce procédé, et par conséquent son domaine de fonctionnement, s'en trouvent limités.

L'objectif général de ces travaux est de développer l'état des connaissances de la formation de la couche sur le rouleau de transfert, avant son application sur le papier. Les points abordés sont les suivants:

- hydrodynamique du système de dosage, à titre de support pour développer les deux points suivants;
- stabilité de la couche. Étude des défauts d'application, facteurs limitants du procédé;
- rôle de la rhéologie dans le procédé. Souvent sur le terrain, la rhéologie passe pour la cause de tous les maux.

Les objectifs spécifiques seront définis à l'issue de l'analyse bibliographique présentée ci-après.

CHAPITRE 2 - REVUE DE LA LITTÉRATURE

Durant des décennies, le couchage a été effectué par des systèmes à rouleaux. La base des connaissances scientifiques relatives au couchage s'est développée en parallèle, avec une forte connotation empirique. Puis l'application par lame a beaucoup gagné en popularité. La littérature s'est alors abondamment développée dans ce sens, donnant lieu à des avancées non négligeables, bien que le caractère empirique soit encore bien présent. On reconnaît aujourd'hui de nombreux avantages au couchage par rouleau de transfert, notamment une plus grande flexibilité de production et un coût amoindri. Ce procédé est relativement nouveau et présente actuellement un certain intérêt dans le monde industriel, comme en témoignent les "Tappi coating conferences" depuis huit ans, ainsi que les Forum sur le couchage de l'ACPP, à Montréal depuis trois ans.

Certains des défauts qui apparaissent sur la couche sont d'origine hydrodynamique, d'autres sont dus au comportement complexe des sauces de couchage. En gardant comme image de fond notre système, nous aborderons ces deux thèmes, hydrodynamique et rhéologie, en première et deuxième partie de ce chapitre. Dans une troisième partie, nous effectuerons une analyse plus poussée de notre procédé. Nous nous intéressons en particulier au divers modèles numériques et moyens expérimentaux développés à ce jour, en présentons les limites ainsi que les besoins. À l'issue de ce chapitre, nous décrirons nos objectifs spécifiques.

2.1 - Hydrodynamique du système de dosage

Trois types d'écoulements totalement différents apparaissent dans les trois zones du système de dosage représentées sur la figure 2.1. Il ne fait pas de doute que la zone de relaxation est fortement influencée par l'écoulement qui s'établit dans l'entrefer. Qu'en est-

il vraiment des effets des recirculations dans la zone amont ? Nous allons discuter de ces points dans le cas de fluides simples à comportement newtonien. Quelques extensions sont proposées pour des fluides viscoélastiques.

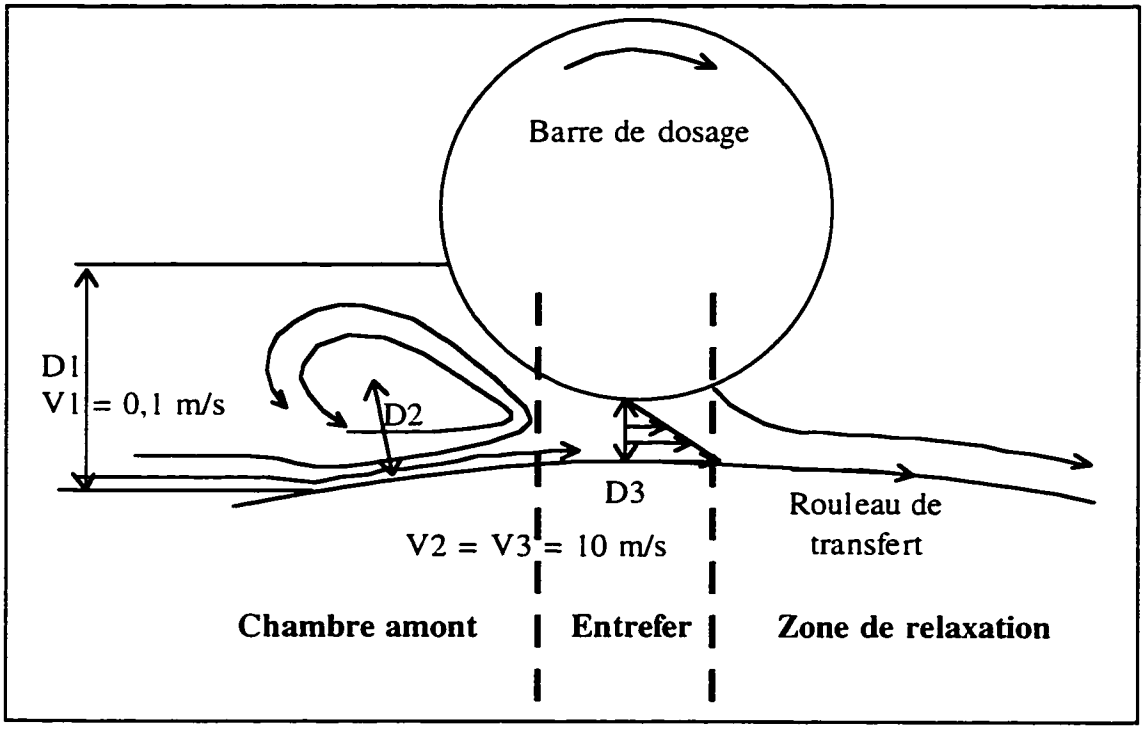


Figure 2.1: Zones d'écoulement du système de dosage

2.1.1 - Instabilités hydrodynamiques amont

De nombreuses études démontrent que l'écoulement dans la chambre amont est tourbillonnaire et que des cellules tridimensionnelles s'y développent. Le nombre de Reynolds permet de caractériser les différents types d'écoulements. Il est défini comme étant le rapport des efforts d'inertie sur les efforts visqueux: $Re = \rho VD/\mu$, où μ est la viscosité dynamique du fluide, ρ la masse volumique, V et D respectivement une vitesse et

une longueur caractéristiques. Celles-ci sont représentées en trois sections caractéristiques sur la figure 2.1. Le nombre de Reynolds évolue de façon significative dans la chambre amont: à l'entrée, il est de l'ordre de 1; au contact du rouleau de transfert, il peut atteindre une valeur de 1000. Ceci est dû d'une part au fort accroissement de la vitesse (section 1 à section 2, figure 2.1), d'autre part au taux de cisaillement qui l'accompagne, entraînant une baisse de la viscosité pour des fluides rhéofluidifiants (de 0,5 à 0,05 Pa.s). Une telle déstabilisation de l'écoulement à l'amont d'une lame ou d'un rouleau est susceptible d'entraîner des perturbations dans la zone de relaxation et de créer des non-uniformités.

Aidun et al. (1991) ont étudié expérimentalement ces instabilités à l'amont d'une lame de couchage. Leur objectif est de décrire la séquence de transitions qui se développe, du régime laminaire au régime le plus turbulent. Leur montage est composé d'une cavité de 5 cm de long par 5 cm de haut par 5 cm de large, sous un rouleau chromé, de 60 cm de diamètre, tournant à haute vitesse. Ils utilisent un fluide newtonien visqueux et transparent, mélange de glycérine et d'eau. Ils visualisent l'écoulement en injectant de fines paillettes d'aluminium. À faible valeur du nombre de Reynolds, l'écoulement est déjà très instable. À des valeurs élevées du nombre de Reynolds, des cellules tourbillonnaires apparaissent d'abord dans la direction transversale, puis des vortex de plus grande dimension se développent suivant la direction longitudinale. Triantafillopoulos et al. (1988) utilisent le code FLUENT (volumes finis en deux dimensions) avec un modèle de loi de puissance pour représenter ces écoulements. D'un point de vue qualitatif, leurs calculs sont cohérents avec les résultats expérimentaux; ils ne permettent cependant pas de reproduire toutes les transitions.

Ces instabilités amont engendrent des fluctuations de pression transversales à l'entrée de l'entrefer. Ceci pourrait éventuellement contaminer l'écoulement dans l'entrefer et avoir des conséquences sur l'uniformité de la couche. Mirua et Aidun (1992) ont développé un modèle numérique basé sur la méthode des volumes finis, afin d'étudier les effets de fluctuations de pressions à l'amont de la lame sur l'uniformité de la couche. Le fluide représenté est de type newtonien, de viscosité 50 mPa.s, le canal sous la lame est à

épaisseur constante de 50 µm, de longueur 1 mm, la vitesse du rouleau varie de 10 à 25 m/sec. Lors de simulations bidimensionnelles, ils imposent à l'entrée de la lame une pression sinusoïdale dont l'amplitude varie de 50%, en fonction du temps. Ils observent une très légère variation de l'épaisseur du film de 4%. Poursuivant leurs simulations en trois dimensions, ils imposent cette fois-ci une variation de pression dans la direction transversale. La largeur de la perturbation imposée varie de 1 à 12 mm et, toujours pour une fluctuation de pression de 50%, ils observent des variations d'épaisseur de la couche allant de 1 à 15%. Les auteurs préconisent une optimisation de la forme de la cavité afin de réduire l'importance de tels effets.

Cependant, Conlish et Foster (1991) ont effectué des simulations semblables par la méthode des différences finies. Pour des fluides à viscosité relativement élevée et une épaisseur correspondant à un poids de couche de 6 à 10 g/m^2, ils concluent que l'épaisseur de couche est entièrement déterminée par l'écoulement sous la lame, avec des effets négligeables de l'écoulement dans la cavité.

Il y a donc là une controverse. Il n'est en effet pas clair, d'après ces résultats, que ces recirculations amont aient une influence directe sur la couche, mais cela tient en partie à la simplicité des modèles. En effet, le rouleau de transfert est recouvert d'un revêtement élastique. Il est donc susceptible de se déformer sous l'influence des fluctuations de pression, et transférer à la couche des défauts de plus grande amplitude. De plus, les modèles rhéologiques utilisés ne sont peut être pas suffisamment représentatifs. Vidal et al. (1997) ont simulé cet écoulement en deux dimensions par la méthode des éléments finis, en utilisant le modèle de Carreau à quatre paramètres (Par exemple: Carreau et al. 1997). Ils montrent entre autres à quel point la taille des tourbillons est sensible à l'indice de rhéofluidifiance.

La question est donc encore bien ouverte. Les moyens pour y répondre sont d'une part des simulations plus réalistes, d'autre part des études expérimentales mettant en évidence l'influence de ces tourbillons.

2.1.2 - Écoulement dans l'entrefer

Comme nous l'avons vu précédemment, le rouleau de transfert est recouvert d'un revêtement déformable. La géométrie de l'entrefer peut donc être représentée par un canal de longueur de l'ordre de 10 mm, d'épaisseur variable de quelques dizaines de microns. Cette épaisseur est définie par l'équilibre des forces en présence: la force globale appliquée sur la barre de dosage, les contraintes normales développées dans l'écoulement et la réponse élastique du revêtement.

Le nombre de Reynolds est ici moins élevé qu'à l'amont du fait de la faible épaisseur de l'entrefer. Il est typiquement de l'ordre de 1. L'écoulement a tendance à se stabiliser en entrant dans cette zone, mais il n'est pas exclu à priori que des écoulements secondaires transversaux s'établissent. Il est difficile d'observer cet écoulement de façon expérimentale, du fait du confinement de la géométrie. Toute mesure non intrusive est très délicate et peu pratiquée. Ainsi, les travaux expérimentaux consistent généralement à observer, à la sortie de l'entrefer, le type de non-uniformité et son évolution en fonction des divers paramètres (Branston et al. 1993, Vodnick et al. 1993, Hasegawa et Sorimachi 1993).

Le défaut le plus couramment relevé est la formation de rides, uniformément réparties dans la direction transversale, présentes sur le film de façon quasi systématique. Ces rides sont identiques à celles qui apparaissent lorsque l'on applique une peinture sur une surface plane avec un rouleau ou un pinceau. C'est ce que découvre Pearson en 1959. Il développe un modèle analytique basé sur la théorie de lubrification. En introduisant des perturbations successivement dans les deux directions perpendiculaires à l'écoulement principal, il développe une analyse de stabilité. Complétant son modèle par une séries d'expériences, il montre que l'amplitude des rides dépend d'une part de la géométrie du système, d'autre part du nombre capillaire. Ce nombre est défini comme étant le rapport des effets visqueux sur ceux de la tension de surface: $Ca = \mu V/\sigma$, où σ est la tension de surface. Une augmentation de la valeur de Ca entraîne une diminution de l'amplitude des

rides. Dans cette analyse, les effets visqueux bidimensionnels ne sont pas pris en compte, ce qui limite la concordance entre le modèle et les résultats expérimentaux.

Greener et Middleman (1981) étendent cette analyse à l'étude de fluides viscoélastiques. Leur banc expérimental est composé de deux rouleaux de 5 cm de diamètre, tournant à faible vitesse, dans un rapport de 0,25 à 1,75. Leur principale conclusion est que, contrairement au système à rouleaux contrarotatifs, les effets viscoélastiques n'amplifient pas les défauts d'instabilité et la théorie de lubrification est en bonne concordance avec leurs mesures.

Coyle (1984) effectue une analyse plus systématique de l'hydrodynamique dans un tel entrefer et décrit bien l'origine de la formation des rides. Tout d'abord, il compare les résultats obtenus par la théorie de lubrification à ceux issus de la résolution des équations de Navier-Stokes par la méthode des éléments finis en deux dimensions. Les résultats sont comparables dans l'entrefer. Ils divergent à la sortie, au voisinage de la surface libre, car l'écoulement est en effet bidimensionnel. Il montre de plus par ses calculs numériques que l'augmentation du nombre capillaire a des effets similaires à ceux de l'augmentation du rapport des vitesses de la barre de dosage et du rouleau de transfert. La ligne de contact, intersection entre la surface libre et la barre de dosage, a alors tendance à se retirer dans l'entrefer, la courbure du ménisque s'accroît, l'importance des écoulements secondaires diminue.

Son montage expérimental est composé de deux rouleaux rigides co-rotatifs, de même dimension. La vitesse des rouleaux est inférieure à 300 m/min, les diamètres sont de 20 cm, l'épaisseur de l'entrefer varie de 25 à 125 µm. L'épaisseur du film sur le rouleau de transfert est mesurée à l'aide d'un micromètre en contact direct avec la surface libre, ou par pesée du fluide prélevé sur le rouleau de transfert en un temps déterminé. Les fluides utilisés sont des fluides newtoniens de type glycérine en solution (80 à 400 mPa.s) et sirop de maïs (440 à 1400 mPa.s), des fluides rhéofluidifiants (40 à 300 mPa.s) et des

fluides viscoélastiques qui sont des solutions diluées de polyacrylamide de viscosité constante (100 à 800 mPa.s) et de composante élastique importante.

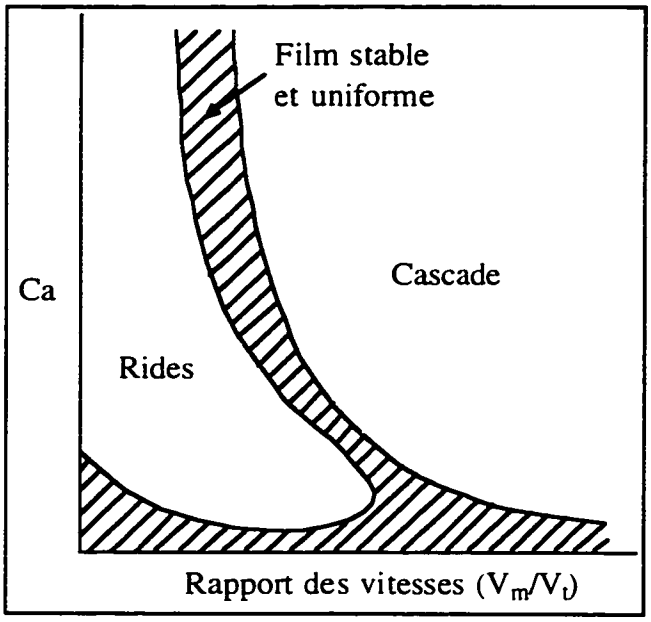


Figure 2.2: Diagramme typique de stabilité

Les défauts observés à la sortie de l'entrefer sont de nature tridimensionnelle, parfois périodique, voire chaotique. L'origine de ces défauts serait liée à ces écoulements locaux se développant à la base du ménisque. Lorsque l'on accroît progressivement le rapport des vitesses de la barre de dosage et du rouleau de transfert, il y a d'abord formation de rides qui s'atténuent peu a peu, puis apparition d'un phénomène appelé cascade, dû à des effets d'entraînement d'air autour de la barre de dosage vers le centre de l'entrefer. Ceci a pour effet de créer des vagues sur la couche résultante, dont l'amplitude est largement supérieure à celle des rides, et dont les effets sont désastreux. Si l'épaisseur de l'entrefer est diminuée, l'apparition du phénomène de cascade n'est pas affectée, alors que l'amplitude des rides augmente. Ceci de telle façon que, à faible nombre capillaire, il n'y a

plus de zone d'opération stable. La figure 2.2 représente un diagramme de stabilité typique.

La capillarité a donc deux effets antagonistes sur les rides: d'une part la tension de surface a tendance à niveler le profil de la couche, d'autre part elle tend à augmenter la taille du ménisque. La viscosité du fluide a elle des effets inverses. Selon les résultats de Coyle (1984), le deuxième effet est prédominant. La taille du ménisque peut cependant être réduite en augmentant le rapport des vitesses des deux rouleaux. De plus si un film résiduel se développe sur la barre de dosage, la taille du ménisque augmente, ce qui accroît l'amplitude des rides.

Coyle et al. (1990a) ont effectué des tests avec des fluides modèles sur le banc d'essai décrit précédemment. Avec des fluides rhéofluidifiants, l'amplitude des rides est plus importante, mais l'apparition du phénomène de cascade est retardée. Pour les fluides viscoélastiques, ils observent une accentuation des rides, et l'apparition d'une nouvelle perturbation: des rayures de longueur variant de 2 à 25 cm se développent ça et là sur la couche.

Si l'on extrapole ces résultats à nos conditions d'application, on se situe en permanence dans la zone de formation de rides, mais loin de la zone de cascade. Cependant, le rapport des rayons de nos rouleaux est très différent de ceux de Coyle (1984), et les vitesses de rotation sont largement supérieures, ce qui nous amène à considérer avec prudence une telle conclusion.

2.1.3 - Élasticité du rouleau

Le rouleau de transfert est recouvert d'un revêtement déformable de type élastomère, ceci dans le but de: .

- réduire la sensibilité de la couche aux tolérances mécaniques,
- obtenir des couches plus minces,

- diminuer l'amplitude des rides,
- éviter tout contact éventuel entre deux rouleaux rigides.

Le fluide qui circule au travers de l'entrefer développe des pressions suffisantes pour déformer le revêtement, ce qui modifie la géométrie du canal et a des conséquences importantes sur le profil des pressions résultant. Carvalho et Scriven (1993) ont développé un modèle numérique pour décrire ce type d'écoulement. Leur système est composé de deux rouleaux de même dimension. L'un est rigide, l'autre est recouvert d'un élastomère. Le comportement de cet élastomère est décrit par différents modèles de type Hookéen mono et bidimensionnels. Ils utilisent la théorie de lubrification pour représenter l'écoulement, et imposent la pression atmosphérique comme conditions aux limites à l'entrée et à la sortie de l'entrefer. Ce modèle leur permet d'obtenir la géométrie de l'entrefer (fig. 2.3), ainsi que les profils de pression en fonction de la position de la barre de dosage par rapport à celle du rouleau de transfert. On note la présence d'une bosse sur le caoutchouc à la sortie de l'entrefer. Ceci est dû à la condition d'incompressibilité du revêtement obtenue en posant le coefficient de Poisson ν égal à 0,5 et représente le comportement idéal d'un élastomère. Cette bosse coïncide plus ou moins avec une chute de pression en dessous de la pression atmosphérique, ce qui entraîne des risques de cavitation. Les auteurs obtiennent une relation quasi linéaire entre le débit dans l'entrefer et les efforts globaux appliqués sur la barre de dosage. L'intérêt d'un tel résultat est que ces deux grandeurs sont mesurables expérimentalement.

Une telle étude est importante dans la mesure où elle permet de mieux définir l'une des conditions aux limites. Si les défauts de formation de la couche prennent naissance dans l'entrefer, cet entrefer, si petit soit-il, doit être modélisé avec soin. Deux aspects mériteraient quelques approfondissements: l'influence des vitesses des deux rouleaux et bien sûr la rhéologie du fluide.

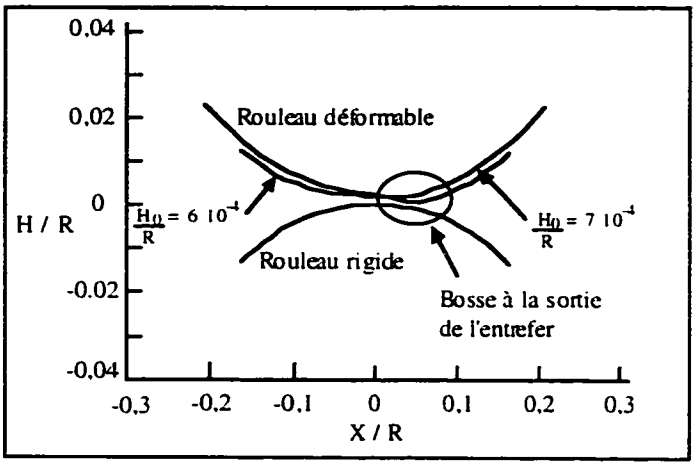


Figure 2.3: Déformation d'un rouleau recouvert d'élastomère

2.2 - Rhéologie des sauces de couchage

De par leur composition, les sauces de couchage ont un comportement rhéologique complexe. La phase liquide contient de l'amidon ou des polymères synthétiques et souvent de la carboxylméthylcellulose; elle est donc probablement viscoélastique. Les particules en présence sont de forme variée, plate ou sphérique. Leur taille est elle-même très étendue: de 0,2 µm pour le latex jusqu'à 5 µm pour les argiles. De plus, la polydispersité des argiles est généralement très élevée. Les multiples interactions entre particules dépendent de leurs distributions de taille et de forme, et ceci d'autant plus que les concentrations en solides sont élevées. Finalement, d'autres interactions entre les phases liquide et solide donnent lieu à des comportements thixotropiques: orientation des particules, ou effets de dilatation de la phase solide (Jinescu 1974, Reynolds 1944).

Les sauces de couchage sont étudiées en laboratoire dans des conditions d'écoulement simple, principalement en cisaillement. Nous allons voir dans cette partie quels types de renseignements on peut obtenir par des mesures rhéologiques traditionnelles en régime permanent, mais aussi en régime transitoire.

2.2.1 - Moyens et méthodes de caractérisation

Dans les procédés d'application, les sauces de couchage sont soumises à une large gamme de taux de cisaillement, de 0 à 10^6 s^{-1}. Différents types de rhéomètres doivent être utilisés afin de les caractériser sur toute cette gamme.

Les rhéomètres de type Couette sont les plus couramment utilisés. Ils couvrent une gamme importante du taux de cisaillement, qui peut atteindre 10^3 à 10^4 s^{-1}. Ces appareils nécessitent un bon contrôle de la température afin d'éviter des dégradations de l'échantillon. De plus, du fait de la forte concentration de particules, il peut y avoir glissement à la paroi, particulièrement pour les entrefers de faible dimension. De tels effets sont difficiles à détecter et peuvent entraîner des erreurs systématiques sur les mesures. Certains appareils sont équipés de divers modes de fonctionnement transitoires: rampe de cisaillement, imposition d'un cisaillement brusque, mode oscillatoire.

Les rhéomètres capillaires permettent d'atteindre des taux de cisaillement très élevés, jusqu'à 10^6 s^{-1}. La procédure nécessaire à l'obtention de bons résultats est longue et délicate car une série de corrections doivent être effectuées: corrections d'effet de bout (Bagley, 1957) si $R/L < 100$, corrections des effets de glissement à la paroi suivant la méthode de Mooney (1931). Par contre, l'échantillon est renouvelé en permanence, ce qui limite les dégradations. Un tel appareil ne permet cependant pas d'effectuer de mesures en régime transitoire.

Les rhéomètres à géométrie cône-plan ou plan-plan sont rarement utilisés. La raison majeure est qu'il est difficile de contenir le fluide entre les deux surfaces. Ceci nécessite une conception particulière de l'appareil. De plus la gamme de cisaillement est généralement réduite à de faibles taux de cisaillements.

Chaque rhéomètre permet d'effectuer des mesures afin d'obtenir les paramètres rhéologiques pour des conditions d'écoulement bien spécifiques. Aussi, la complémentarité de ces mesures n'est pas toujours vérifiée. Triantafillopoulos et Aidun

(1990) obtiennent jusqu'à deux ordres de grandeur de différence en utilisant deux appareils différents, ce qui illustre bien la difficulté de ces mesures. Notons cependant que la procédure employée pour mesurer la viscosité à haut cisaillement est incorrecte car la mesure est effectuée en régime transitoire.

D'autre part, Laun et Hirsh (1989) montrent que si l'on n'effectue pas correctement les corrections de Bagley pour un rhéomètre capillaire, on peut faussement mettre en évidence un comportement rhéoépaississant à haut cisaillement. Il est donc important de comparer des mesures équivalentes effectuées avec des appareils différents.

La figure 2.4 représente une courbe typique de la viscosité en fonction du taux de cisaillement, en régime permanent. Globalement, on observe un comportement rhéofluidifiant jusqu'à 10^3 s^{-1}, avec un indice de rhéofluidifiance variant entre 0,2 et 0,4. Au delà, la pente s'adoucit considérablement et certaines sauces sont rhéoépaississantes au voisinage de 10^4 s^{-1}. Roper et Attal (1993) proposent un modèle à 5 paramètres, combinaison des modèles de Cross et Gillespie, pour représenter ce comportement. Il n'a pas été mis en évidence de plateau newtonien à très faible taux de cisaillement, mais les auteurs fixent arbitrairement la valeur de ce plateau à 100 Pa.s. Lorsque le fluide est au repos, les particules ont tendance à se lier entre elles, à former des agrégats. Le modèle de Cross représente la désagrégation progressive des flocs à mesure que le taux de cisaillement augmente. Le modèle de Gillespie décrit le rhéoépaississement suivit de la rhéofluidifiance à haut taux de cisaillement. Celui-ci est basé sur la théorie d'impulsion et traduit des effets de collision entre les particules. Ce phénomène disparait à très haut taux de cisaillement.

Le modèle résultant est le suivant:

$$\mu = \frac{1000}{\left(1 + K_1 \dot{\gamma}^{n}\right)} + \mu_\infty + \frac{K_2 \dot{\gamma}}{\left(K_3 + \dot{\gamma}\right)^2} \qquad (2.1)$$

Ce modèle comporte 5 paramètres: K_1 et n sont les paramètres de la loi de puissance, μ_∞ est la viscosité à haut cisaillement, K_2 contrôle l'amplitude du rhéoépaississement et K_3 est le taux de cisaillement critique à partir duquel l'épaississement apparaît.

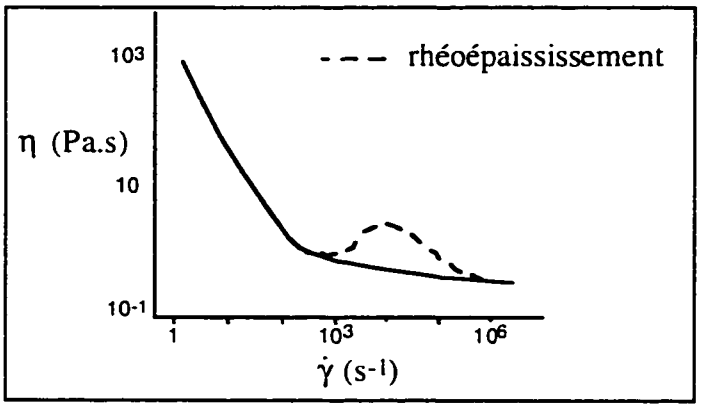


Figure 2.4: Rhéogramme des sauces de couchage

2.2.2 - Élasticité des sauces de couchage

La caractérisation complète des sauces de couchage ne peut être faite que par des mesures de viscosité en cisaillement simple en régime permanent, car la composante élastique n'est alors pas prise en compte. De telles propriétés sont mises en évidence en soumettant la sauce à une déformation en cisaillement sinusoïdal, à diverses fréquences. On obtient alors le module d'emmagasinage G' reflétant le caractère élastique du fluide, et le module de perte G" relatif à la composante visqueuse de la sauce. L'angle de perte δ définit l'importance relative de chacune de ces composantes.

$$\tan \delta = G' / G'' \qquad (2.2)$$

À faible cisaillement, ces mesures révèlent que le module d'emmagasinage est beaucoup plus important que le module de perte. Fadat et al. (1988) ont étudié les effets de

polymères, utilisés comme liants, dans les sauces de couchage à base d'argile. L'introduction de carboxylméthylcellulose (CMC), utilisé comme agent de rétention d'eau, entraîne une forte augmentation de la viscosité, mais aussi une forte diminution de l'angle de perte. La sauce a donc un comportement viscoélastique dominant. Ceci est dû à de fortes interactions entre les particules d'argile et la CMC. Ils notent, dans une moindre mesure, un phénomène équivalent avec des sauces à base de carbonate de calcium. Les liens de cohésion sont donc ici moins importants. Par contre, l'augmentation de la quantité de particules de latex ne modifie pas les propriétés rhéologiques mesurées, ceci malgré un accroissement du pourcentage de solides. Il n'y a donc pas d'interaction entre ces particules et le CMC, probablement du fait de leur petite taille et de leur forme sphérique.

Mukhopadhyay et al. (1996) ont poursuivi une étude des effets des différents constituants des sauces de couchage par des mesures des modules G' et G". Ils montrent notamment que les interactions entre les particules utilisées (Astraplate laminée) et la CMC ont un effet prononcé sur le module d'élasticité. Ces effets sont amoindris en présence de dispersant. Par contre, l'introduction de latex entraîne une dégradation du réseau après déformation, ce qui n'apparaît pas avec la CMC seule. Enfin, les effets du lubrifiant utilisé sont négligeables.

Triantafillopoulos et Grankvist (1992) se sont intéressés aux propriétés viscoélastiques de sauces de couchage contenant de l'amidon. Trois types de pigments sont utilisés, deux argiles et du carbonate de calcium, ainsi que trois amidons. À faible taux de cisaillement, le comportement viscoélastiques des sauces à base de carbonate de calcium est peu prononcé. L'angle de perte est voisin de 45°. Par contre, les sauces à base d'argile ont des modules d'emmagasinage G' et de perte G" largement supérieurs, elles sont donc fortement viscoélastiques et ceci quel que soit l'amidon utilisé. Les particules d'argile ont naturellement tendance à floculer. Elles interagissent avec l'amidon pour former de plus grosses structures. Les auteurs mettent en évidence un seuil de contrainte. Par des mesures à haut taux de cisaillement, à l'aide d'un rhéomètre capillaire, ils ne détectent aucun comportement viscoélastique. L'indication la plus évidente est l'absence de

gonflement à la sortie du capillaire. Sous l'effet du cisaillement, les structures se détruisent totalement. Globalement, les sauces dont les modules G' et G" sont les plus faibles à bas taux de cisaillement sont les moins visqueuses à haut taux de cisaillement. À l'issue de tests sur coucheuse pilote, ils constatent que les conditions d'opérationalité sont meilleures avec de telles sauces. De plus, ils observent que les non uniformités dans la direction transversale semblent indépendantes de la rhéologie.

Laun et Hirsh (1989) ont mesuré avec un rhéomètre à géométrie cône-plan, en régime permanent, les contraintes normales de deux sauces de couchage. L'une est rhéoépaississante à haut cisaillement, l'autre ne l'est pas. Dans le premier cas, ils relèvent des contraintes normales importantes, principalement à des taux de cisaillement correspondant à la zone de rhéoépaississement, alors que dans le deuxième cas ces contraintes sont très faibles.

Carreau et Lavoie (1993) ont étudié une formulation à base de kaolin, latex et CMC. Ils mettent en évidence deux mécanismes qui contrôlent les propriétés viscoélastiques des sauces: d'une part de fortes interactions entre particules sont responsables du comportement de solide à faible taux de cisaillement, d'autre part les flocs se détruisent dans un écoulement cisaillé et les particules ont tendance à s'aligner.

Cohu et Magnin (1995) ont examiné les propriétés extensiométriques de peintures. De tels fluides sont similaires aux sauces de couchages, avec un pourcentage de solide moins élevé. Ils utilisent un système composé de deux jets positionnés face à face. Le fluide est soit aspiré soit refoulé, à débit contrôlé. Avec un fluide newtonien, ils obtiennent tout d'abord un rapport de Trouton de 4,5 au lieu de la valeur théorique de 3. Ils expliquent cette différence par une contribution en cisaillement de l'écoulement. Trois types de peintures sont testées, deux sont thixotropiques. À haut débit, ils obtiennent une valeur du rapport de Trouton qui tend vers la valeur de 4,5, ce qui indique que leurs fluides se comportent comme des fluides newtoniens.

2.2.3 - Mesures rhéologiques en régime transitoire

Les mesures rhéologiques en régime transitoire ont un très grand intérêt dans le cadre de notre étude. En effet, nous avons vu que la structure des sauces de couchage évolue beaucoup en fonction des conditions d'écoulement; elle varie aussi grandement dans le temps.

Les rhéomètres à cylindres coaxiaux permettent d'effectuer des mesures en régime transitoire. En mode rampe, la sauce est soumise à un taux de cisaillement variant linéairement de zéro à 1000 s^{-1}, en 18 s. Elle est maintenue à ce taux de cisaillement pendant 10 s, puis ramenée à 0 s^{-1} en 18 s. Laun et Hirsh (1989) ont testé deux sauces et mettent en évidence le caractère rhéoépaississant de l'une d'entre elles par la présence d'un point d'inflexion (figure 2.5).

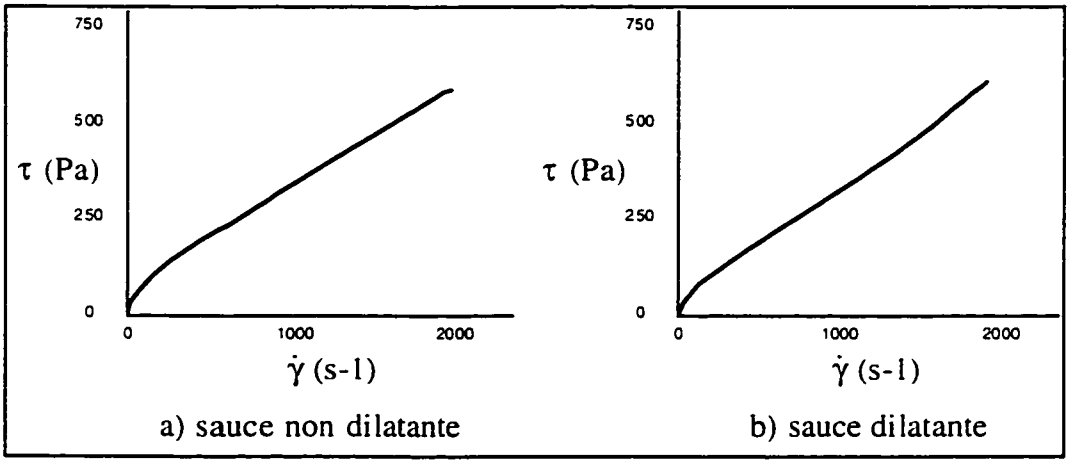


Figure 2.5: Mesures en mode rampe

Ils ont effectué des tests de cisaillement brusque (de 0 à 500 s^{-1}) avec leur rhéomètre à cylindres coaxiaux (fig. 2.6). La réponse en contraintes de cisaillement présente un

dépassement de contraintes important avant de se stabiliser vers la valeur correspondant aux mesures en régime permanent. Ceci est lié au phénomène de thixotropie.

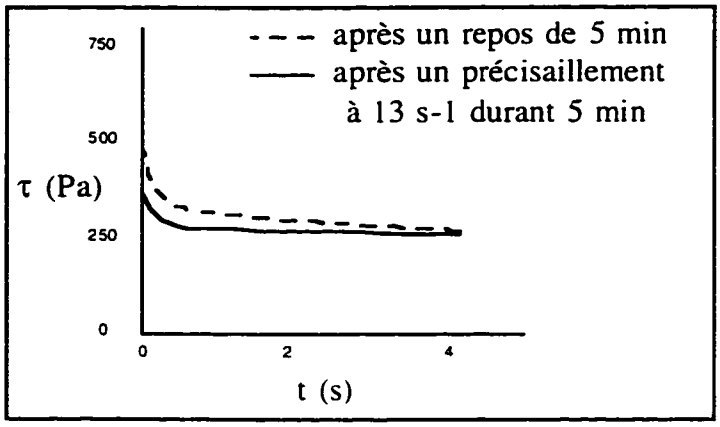


Figure 2.6: Tests en cisaillement brusque
avec un rhéomètre à cylindres coaxiaux

Le temps pour atteindre ce régime est de l'ordre de la seconde. Il est d'autant plus grand que la sauce contient un haut pourcentage de solides. Il est aussi plus important lorsque la sauce n'a pas été soumise à un pré-cisaillement, si faible soit-il. De leur côté, Cohu et Magnin (1995) ont développé des tests semblables avec une peinture et n'observent pas de dépassement de contraintes. De telles mesures à elles seules indiquent à quel point on ne peut considérer à priori que les viscosités obtenues par des mesures en régime permanent sont effectivement celles qui apparaissent dans l'entrefer d'une coucheuse.

Laun et Hirsh (1989) ont complété leurs tests par des mesures avec un rhéomètre à géométrie cône-plan. Un taux de cisaillement brusque de 2000 s^{-1} est appliqué pendant 0,65 s. Là encore, la contrainte de cisaillement initialement élevée décroît progressivement, alors que les contraintes normales sont initialement très faibles et augmentent jusqu'à une valeur stable. Ceci indique que la sauce soumise à un changement

brusque du taux de cisaillement a d'abord un comportement visqueux, puis devient viscoélastique. Ils effectuent un autre test, en soumettant initialement la sauce à un pré-cisaillement de 1000 s^{-1}, puis imposent un taux de cisaillement oscillatoire à une fréquence de 10 Hz, de valeur moyenne 4000 s^{-1} avec une amplitude de 1000 s^{-1}. La contrainte de cisaillement oscille quasiment en phase pendant les trois premières périodes, avec une valeur moyenne et une amplitude d'oscillation qui décroissent progressivement. À haut taux de cisaillement, il y aurait donc là aussi une réorganisation des structures avec une composante élastique croissante (dans ce cas particulier où $\varphi=0$, les forces d'inertie équilibrent les forces visqueuses). Un tel résultat est fort intéressant, et mériterait d'être confirmé dans d'autres circonstances.

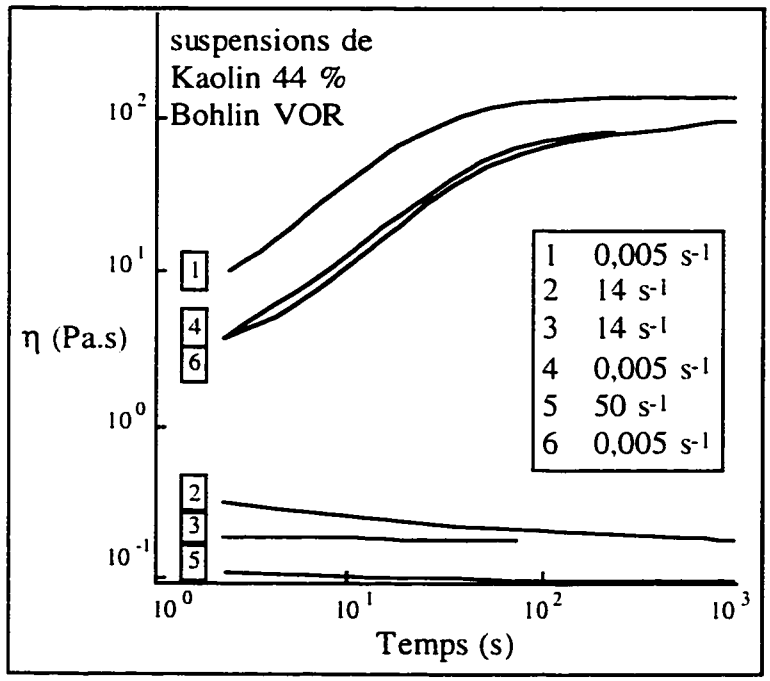


Figure 2.7: Organisation des structures sous l'effet du cisaillement

Carreau et Lavoie (1993) imposent successivement de faibles taux de cisaillement compris entre 0,005 s^{-1} et 50 s^{-1} et mesurent la viscosité (fig. 2.7). Ils montrent que la réponse initiale du fluide dépend de son histoire, mais qu'au bout d'un temps caractéristique qui peut être très long, les structures s'organisent de façon à atteindre un état stable. Ils ont par ailleurs testé des sauces de couchage avec et sans CMC sur un banc de lubrification, développé par Dorémus et Piau (1981). Ce montage reproduit approximativement les conditions d'écoulement du système de dosage. L'équivalent de la barre de dosage est de plus faible dimension et la vitesse de rotation nulle. Ils ne notent aucun comportement élastique à des taux de cisaillement allant jusqu'à 10^5 s^{-1}.

Les sauces de couchage sont donc des fluides à mémoire. Sous l'effet d'un changement de conditions d'écoulement, les structures s'organisent progressivement. Au repos, elles tendent vers une forme solide, sous l'effet d'un faible taux de cisaillement la réponse est fortement viscoélastique. Suite à une forte élévation du taux de cisaillement, le caractère visqueux est d'abord dominant, puis une composante élastique, parfois non négligeable, apparaît peu à peu.

Nous voyons donc ici que le temps d'établissement des structures est un facteur clef qui modifie amplement la valeur des mesures que l'on peut effectuer. Ce temps est généralement long, d'une seconde à une heure selon les conditions.

Le temps caractéristique dans le système de dosage est très faible, de l'ordre de la milliseconde. La structure de la sauce de couchage ne peut être modifiée en un si bref délai. Ainsi, les mesures de viscosité en régime permanent ne sont pas représentatives du comportement réel dans le procédé. Par contre, l'écoulement amont conditionne la structure de la sauce de couchage. Nous ne savons pas non plus quelles peuvent être les contributions élastiques sous l'effet d'un taux de déformation aussi élevé que celui atteint dans le procédé.

Ainsi, par de telles études, on peut mettre en évidence certains mécanismes fondamentaux des sauces de couchage. Mais cela ne suffit pas pour décrire complètement leur

comportement dans notre procédé. D'autres mesures, observations ou simulations doivent être effectuées dans des conditions d'écoulement plus représentatives du procédé.

2.3 - Application des sauces de couchage

D'après ce qui précède, nous savons que le comportement des sauces de couchage est régi par des mécanismes internes complexes, basés principalement sur des interactions entre particules et liants. Des structures se forment et se défont, les particules s'orientent. Ces mécanismes continus ne permettent cependant pas d'expliquer la présence de défauts tels que projections ou rayures. L'étude du comportement des sauces de couchage dans le procédé nécessite un certain nombre de remises en question. Doit-on toujours considérer de tels fluides comme étant des milieux homogènes et isotropes. Il s'agit là en fait d'une question d'échelles géométrique et temporelle que l'on doit mettre en rapport avec celles du procédé.

Nous allons faire ici l'état des moyens dont on dispose, tant sur le point numérique qu'expérimental, pour représenter et étudier les sauces dans les conditions d'application.

2.3.1 - Modélisation numérique du procédé

Nous avons vu que les études d'instabilités dans une cavité à l'amont d'une lame ont donné lieu à un certain nombre de modélisations numériques. Les modèles utilisés permettent de représenter plus ou moins bien des écoulements de fluides simples. La première difficulté tient à la géométrie. En effet, une échelle caractéristique de longueur dans l'entrefer est de trois ordres de grandeur inférieurs à celle de la zone amont. Une bonne représentation nécessite l'utilisation de mailleurs progressifs performants. De plus la prise en compte de surface libre dans la zone de relaxation introduit une forte non linéarité au problème numérique (Réglat et al. 1993). Cette non-linéarité ajoutée à celle d'une loi de comportement aussi simple que la loi de puissance nécessite l'utilisation de la MEF. À ceci vient s'ajouter la détermination de la position de la ligne de contact

dynamique (Esmail et Ghannam, 1990) ainsi que la déformation du revêtement du rouleau de transfert (Carvalho et Scriven, 1993), ce qui introduit une nouvelle non-linéarité dans la résolution numérique. La représentation géométrique du domaine complet est donc, à elle seule, un problème particulièrement complexe.

L'étape suivante consiste à définir les conditions aux limites appropriées. En particulier, la condition d'adhérence à la barre de dosage, généralement appliquée, ne fait pas l'unanimité. Plusieurs auteurs tels que Gane et al. (1992) la remettent en question dans le cas d'une lame. Ceci se justifie pour deux raisons: d'une part, le temps de séjour est très faible et le niveau de contraintes de cisaillement est élevé, d'autre part les sauces de couchage sont des suspensions et l'on sait, dans des conditions moins critiques en rhéométrie, qu'il y a glissement à la paroi. Yilmazer et Kalyon (1989) nous donnent quelques exemples en rhéométrie capillaire, et De Vargas et al. (1993) illustrent le fait que ces effets de glissement sont d'autant plus importants que l'entrefer est mince. Cela dit, quelle vitesse de glissement doit-on imposer, sachant qu'elle n'est pas uniforme sur la barre de dosage ?

Il reste enfin à définir la loi de comportement du fluide. La plupart des auteurs utilisent une loi de type newtonien généralisé, basée sur des mesures rhéologiques en cisaillement simple. À la lumière de ce que nous avons vu dans la partie précédente, nous savons que ce n'est pas très représentatif de la réalité. La définition d'une loi de comportement est en fait un problème non résolu à ce jour, tout simplement parce que l'on ne sait pas comment se comporte la sauce dans le procédé. La composante viscoélastique peut jouer un rôle dans la partie amont et dans la zone de relaxation, mais elle dépend alors de l'histoire vécue par le fluide. On touche là un domaine encore largement ouvert à la recherche, et en attendant, on doit se contenter de modèles simplistes.

L'état actuel des connaissances ne nous permet donc pas de proposer un modèle numérique complet de la formation de la couche. Il est encore nécessaire de séparer chacune des trois zones du système, étant donné les différences marquées qui les

distinguent. Le principal développement suggéré par Gane et al. (1992) est de considérer les sauces de couchage comme des milieux non homogènes composés d'entités discrètes ayant diverses interactions entre elles. À l'amont, dans les zones mortes et les zones tourbillonnaires, ces interactions sont différentes de celles de l'écoulement principal. Il peut ainsi y avoir des accumulations de particules, des phénomènes cycliques et instables peuvent se produire. Dans l'entrefer, les particules de plus grande taille sont de l'ordre du dixième de l'épaisseur de l'entrefer. Les conditions d'écoulement sont donc totalement différentes. Hase et Bousfield (1994) ont développé un modèle permettant de décrire le mouvement de particules non sphériques dans un écoulement cisaillé, mettant à contribution de faibles interactions hydrodynamiques. Ils calculent la viscosité en fonction de la concentration, et obtiennent une bonne corrélation qualitative avec leurs mesures expérimentales. Ils ont cependant tendance à surestimer la valeur de la viscosité, mais leur modèle ne prend en compte qu'une seule taille de particule. Par ailleurs, Bousfield (1994) a développé un nouveau modèle représentant l'entrefer sous une lame, en incluant la formation d'un gâteau sur le papier, et en appliquant la théorie de la lubrification pour représenter l'écoulement de la matrice. Nous ne pouvons commenter outre mesure les résultats obtenus compte tenu des hypothèses simplificatrices de base et du peu de justification. Cela dit, on peut retenir le fait que, si le pourcentage de solides et la vitesse de défilement du papier sont trop élevés, le gâteau obtenu s'épaissit et peut faire obstruction à l'écoulement. Nous verrons un peu plus loin qu'un phénomène équivalent peut se produire dans notre système.

2.3.2 - Moyens d'essai expérimentaux

Une première série de coucheuses de laboratoire, disponibles sur le marché, sont utilisées pour les études d'interaction entre la sauce de couchage et le papier. La vitesse de défilement du papier est inférieure à 50 m/min. D'autres montages ont été développés dans divers laboratoires. Pour ses études expérimentales, Coyle (1984) a utilisé deux montages hydrodynamiques, sans application sur papier, ainsi qu'une unité pilote. La vitesse

maximum de rotation ne dépasse pas 300 m/min. Patel (1989) a développé un montage plus élaboré, avec application sur un support de caoutchouc. Ces études ont porté sur des visualisations, et des mesures par infrarouge de l'épaisseur de la couche. La vitesse maximum n'excède toujours pas les 300 m/min. D'autres types de montages commercialisés permettent de coucher du papier à des vitesses de 350 m/min, tels celui développé par Eklund (OY Gradek AB M-500). Ce montage est similaire à une coucheuse pilote. La faible vitesse de défilement du papier réduit simplement la taille de l'unité de séchage. Un tel montage ne présente plus de grande utilité dans le contexte d'aujourd'hui.

Les phénomènes réels, avec des temps caractéristiques très courts, ne peuvent être mis en évidence qu'aux vitesses réelles du procédé. Seules des machines de type "Helicoater" répondent à ce critère (Eklund et al., 1988). Le principe est le suivant: une feuille de papier est enroulée autour d'un cylindre de 80 cm de diamètre. Ce rouleau tourne à une vitesse qui peut atteindre jusqu'à 2000 m/min. Une tête d'application contenant un réservoir de 1 litre de sauce se déplace transversalement sur le rouleau. L'inconvénient majeur de ce système est une représentation peu fidèle d'un quelconque procédé d'application. La sauce, initialement au repos, se déverse par gravité dans l'entrefer limité par une lame flexible ou une petite barre motorisée. Les avantages sont, malgré tout, des conditions plus proches de la réalité que dans les cas précédents, un encombrement réduit et une grande simplicité de mise en oeuvre. Un tel outil permet de dégrossir l'étude de nouvelles formulations, mais il ne peut prévenir des défauts d'opérationnalité.

L'épaisseur de l'entrefer peut être ajustée d'une façon ou d'une autre, mais aucun moyen ne permet de la mesurer. Les seules alternatives sont la mesure infrarouge de l'épaisseur de la couche avant application, ou encore la mesure du grammage du papier couché après séchage. De plus il n'y a quasiment aucun moyen suffisamment précis pour évaluer les efforts normaux appliqués dans l'entrefer. Nous devons ici reporter l'étude de Vidal et al. (1993), qui ont équipé une lame de jauges de contraintes, et développé un modèle pour en déduire les efforts appliqués.

Le dernier recours est la coucheuse pilote. Les conditions peuvent alors être très proches de la réalité, tant pour l'application que pour le séchage et le calandrage. Les inconvénients majeurs sont le coût d'opération et le manque de flexibilité. Ce moyen puissant s'avère peu approprié pour développer de nouvelles sauces. C'est un moyen de contrôle, un test final. Avant cette dernière étape, un moyen d'essai suffisamment représentatif, plus flexible et moins coûteux, doit être développé.

2.4 Objectifs spécifiques

À l'issue de cette analyse, nous avons tous les éléments pour définir les objectifs spécifiques de notre travail.

Notre première priorité est de développer un banc d'essais adéquat. Il nous parait en effet absolument nécessaire d'effectuer des mesures expérimentales dans des conditions comparables à celles des machines industrielles, afin de reproduire les phénomènes propres qui se produisent. De plus, les modèles numériques doivent être systématiquement éprouvés par de solides confrontations expérimentales, du fait des simplifications de base qui s'imposent. Nos simulations sont développées par la méthode des éléments finis, à l'aide du code de calcul Poly2D™.

Notre première étude du procédé est consacrée à la chambre amont. Les instabilités qui s'y produisent ont-elles une incidence sur la formation de la couche ? Est-il possible de les réduire ? Par une série de simulations numériques et de tests expérimentaux, nous voulons définir sur quels critères on doit se baser pour obtenir une géométrie optimale de la chambre amont.

L'écoulement dans l'entrefer joue sans aucun doute un rôle important dans la formation de la couche. Nous proposons de définir une grille de mesures expérimentales, avec des fluides newtoniens, correspondant à des conditions d'opération standard. Les comparaisons avec les modèles numériques nous permettent de vérifier dans quelle mesure

nos hypothèses de base sont valides. Nous prenons en compte, en particulier, la déformation du revêtement du rouleau de transfert dans nos simulations.

Enfin, à partir de tests avec des suspensions, nous aborderons l'aspect rhéologique des sauces de couchage dans le procédé, d'un point de vue macroscopique. Notamment, la grille de mesures antérieurement obtenue avec des fluides newtoniens nous permettra de définir une viscosité apparente, ou viscosité de procédé.

CHAPITRE 3 - MONTAGE ET MESURES

3.1 - Montage expérimental

Le montage expérimental a été réalisé en collaboration avec Paprican. Il représente une demi coucheuse à rouleau de transfert, où le papier et le contre-rouleau sont remplacés par une lame de raclage (figure. 3.1). La vitesse maximale du rouleau de transfert est de 1100 m/min. Ce montage est complété d'un circuit d'alimentation de la sauce (figure 3.2), composé d'une cuve de 80 L, équipée d'un mobile à ancre raclante. Une pompe à cavité progressive assure un débit constant, sans impulsion. Un filtre retient les particules de plus de 50 µm. Un système de "by-pass" permet d'ajuster le débit de liquide arrivant dans la tête d'alimentation. Plusieurs types de géométries de tête peuvent être adaptés. Les configurations étudiées sont les suivantes: chambre amont non confinée, lame flexible non perforée en appui sur le rouleau de transfert, fente d'épaisseur variable. La figure 3.3 représente un schéma de cette tête . En fonction de la lame utilisée, la largeur de fente varie de 1 à 10 mm (L3: 1 mm L2: 3 mm, L1: 5 mm, pas de lame: 10 mm). Une couche épaisse de la sauce est appliquée sur le rouleau de transfert, à l'amont de l'entrefer de dosage. Une partie de cette sauce est rejetée par le système de dosage, l'autre forme une couche mince à l'aval de l'entrefer. La lame de raclage, située dans une position diamétralement opposée à la barre de dosage, permet d'enlever jusqu'à 80 % de la couche sur le rouleau de transfert. Cette sauce est récupérée dans un plateau situé en dessous du rouleau, puis recyclée dans la cuve agitée à l'aide d'une pompe pneumatique. La quantité de sauce résiduelle, non raclée, reste en permanence sur le rouleau de transfert

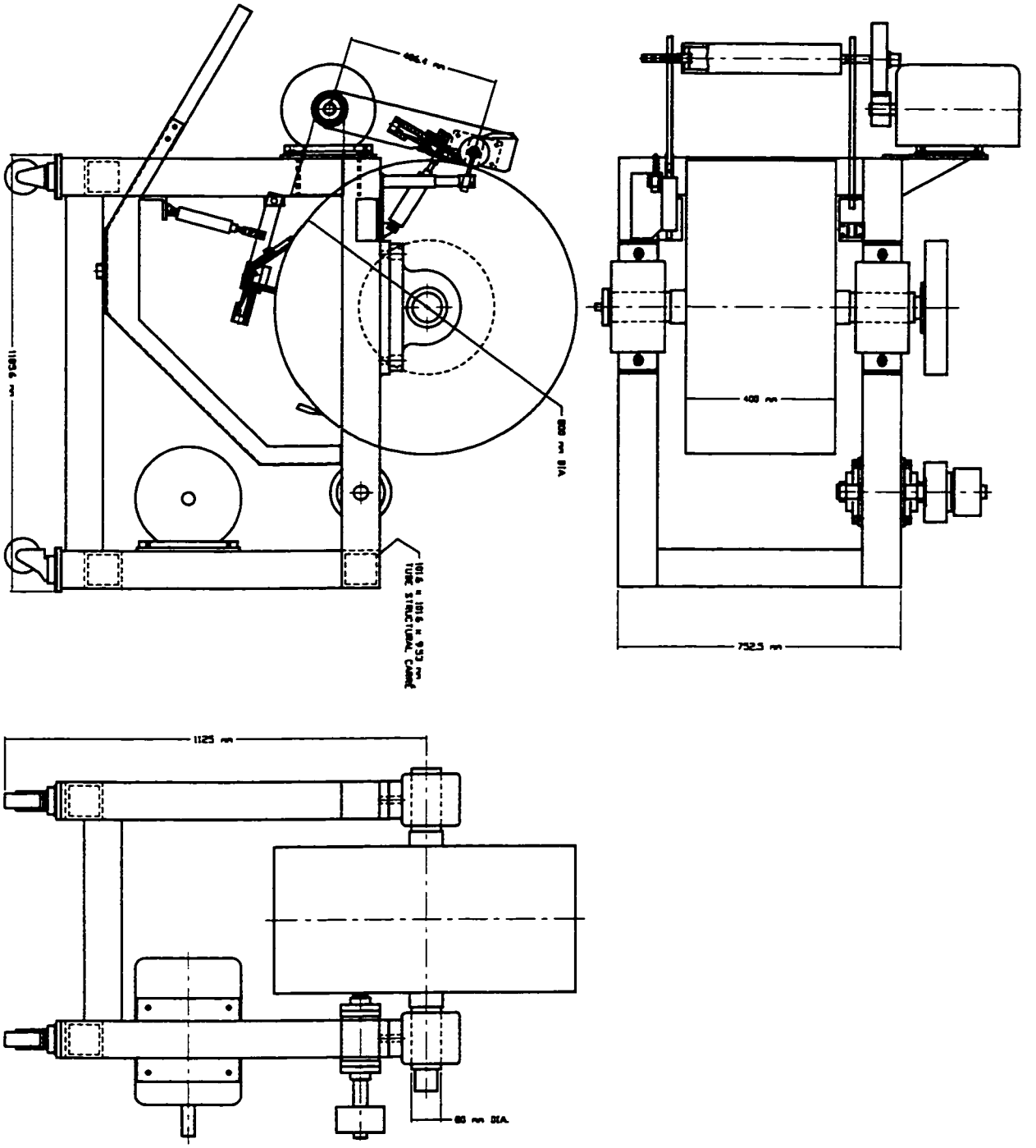


Figure 3.1 : Dessin du montage experimental

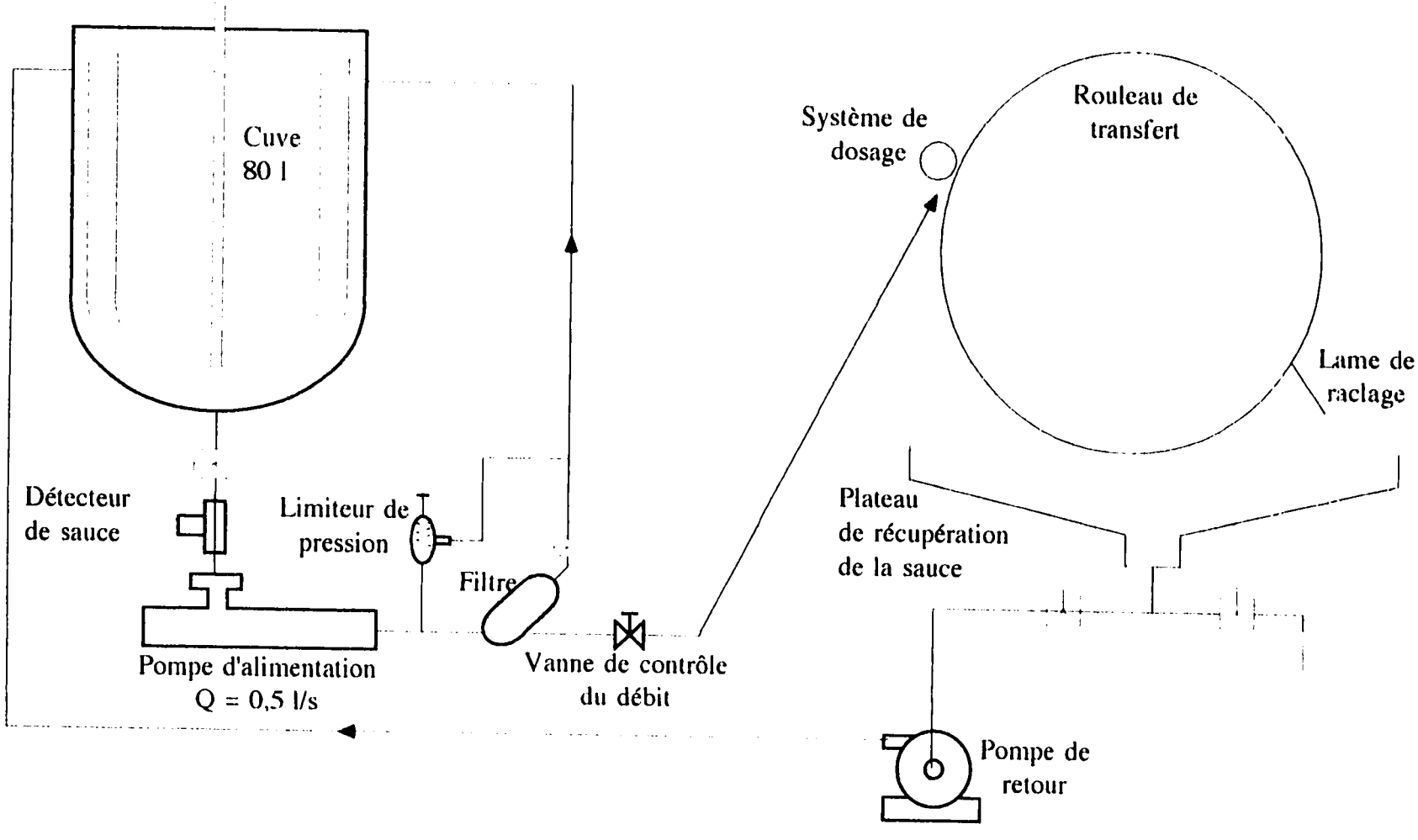


Figure 3.2: Circuit de la sauce de couchage

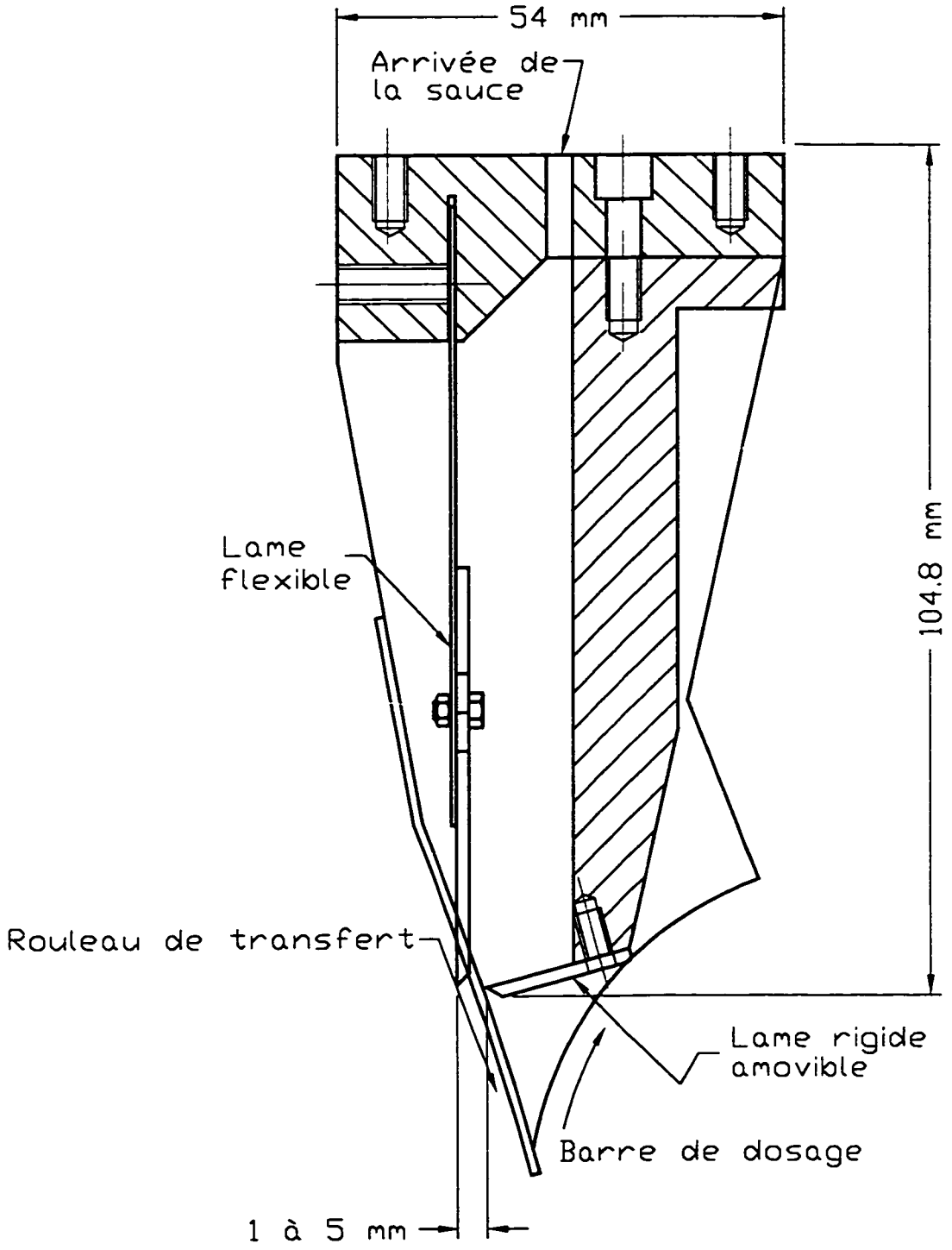


Figure 3.3 : Tête d'alimentation

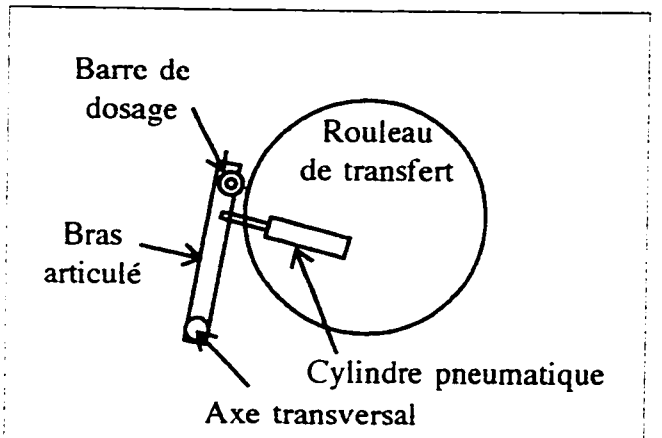


Figure 3.4-a: Application des efforts

Tension	0	1
3	2	-
1	4	2
5	-	4
	extension	rétraction

Table 3.1: Fonctionnement de l'électrovanne

Figure 3.4-b: Système pneumatique

La barre de dosage est chromée. Elle tourne dans le même sens que le rouleau de transfert, et sa vitesse maximale est de 100 m/min. Elle est appliquée sur le rouleau de transfert par un système pneumatique tel que représenté sur la figure 3.4-a. La barre est tenue en ses extrémités par deux bras articulés autour d'un axe fixé sur le cadre de la machine. Deux cylindres pneumatiques à double effet, de 38 mm de diamètre, font pivoter ces bras et permettent d'appliquer un effort de 3 kN/m. La figure 3.4-b représente le système pneumatique. Une électrovanne et un régulateur commandent le mouvement de la barre. Le régulateur manuel permet d'ajuster la force à appliquer sur la barre de dosage. Selon la table 3.1, lorsque l'électrovanne n'est pas sous tension, la pression de ligne (entrée 1 de l'électrovanne) est reliée à la sortie 4, alors que la sortie 2 est à la pression atmosphérique (entrée 3). Les pistons sont alors en extension et la barre de dosage est en position de retrait.

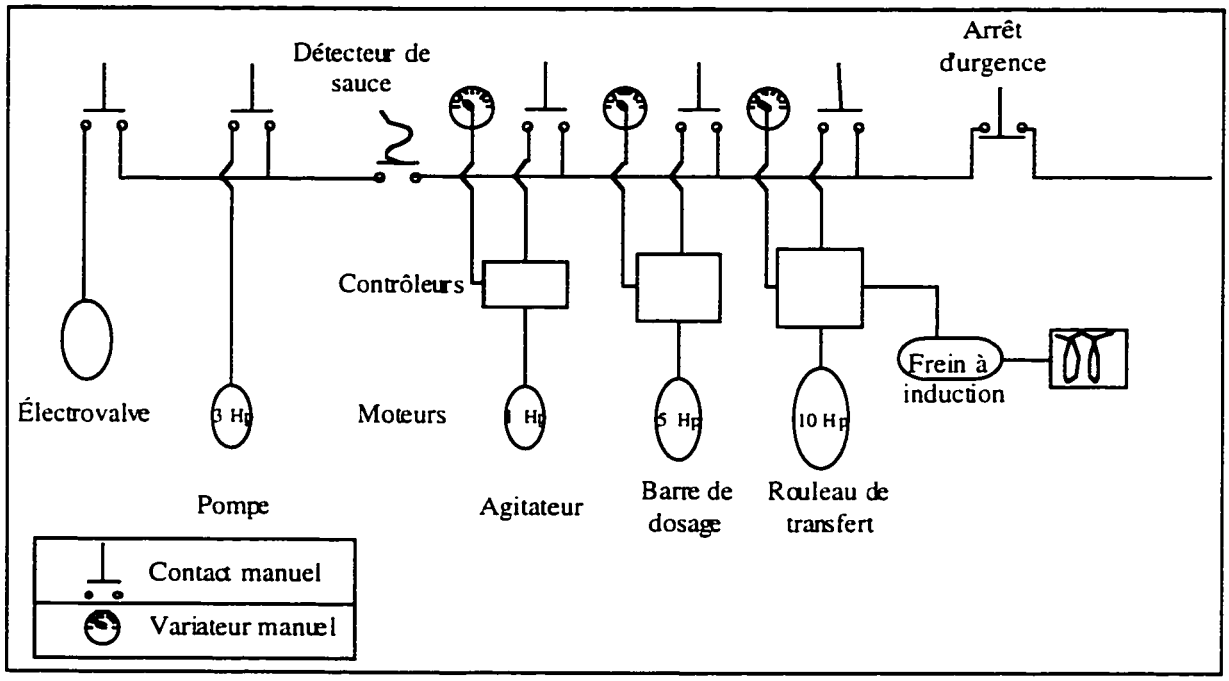


Figure 3.5: Commandes électriques

La figure 3.5 représente l'ensemble des commande électriques de la machine. La coucheuse est équipée de trois moteurs (AC, triphasés, 650 V), et l'agitateur d'un moteur (AC, triphasé, 220 V). Le premier pour la pompe est à régime fixe, les autres sont équipés de contrôleur de vitesse. Le rouleau de transfert a une masse d'environ 250 kg. Lancé à plus de 400 tpm, il développe une inertie de l'ordre de 35 kJ. Comme le contrôleur seul ne peut contrebalancer l'énergie dissipée par la moindre décélération, un frein à induction de 10 kW assure un très bon contrôle de la stabilité de la vitesse du rouleau.

Un détecteur de sauce à capacitance a été installé en amont de la pompe. Sa fonction consiste à couper l'alimentation de la pompe ainsi que de l'électrovanne lorsque plus aucun liquide ne circule dans la conduite. Ceci permet d'une part d'éviter que la pompe ne fonctionne à vide et d'autre part d'éviter de brûler le revêtement du rouleau de transfert si l'entrefer de dosage n'est plus alimenté. Finalement, un bouton d'arrêt d'urgence coupe toute alimentation électrique sur le site.

3.2 - Capteurs et système d'acquisition

Le montage est équipé des éléments de mesure suivants:

- deux codeurs (Hengstler 521 058) pour mesurer la vitesse de rotation du rouleau de transfert et de la barre de dosage. Ces capteurs délivrent 200 impulsions par révolution.
- deux capteurs de déplacement (LD500-1) pour mesurer la position relative entre les deux rouleaux. Leur course est de 1 mm.
- un capteur de pression piézo-électrique (PCB 105M137) sur la barre de dosage pour mesurer le profil de pression dans l'entrefer. Sa fréquence de résonnance est de 250 kHz et la fréquence minimum de réponse est 0,5 Hz. Sa sensibilité thermique est: 0,054 %/°C.
- un capteur de pression (PX613-100G5V) pour mesurer la pression d'air dans les cylindres.

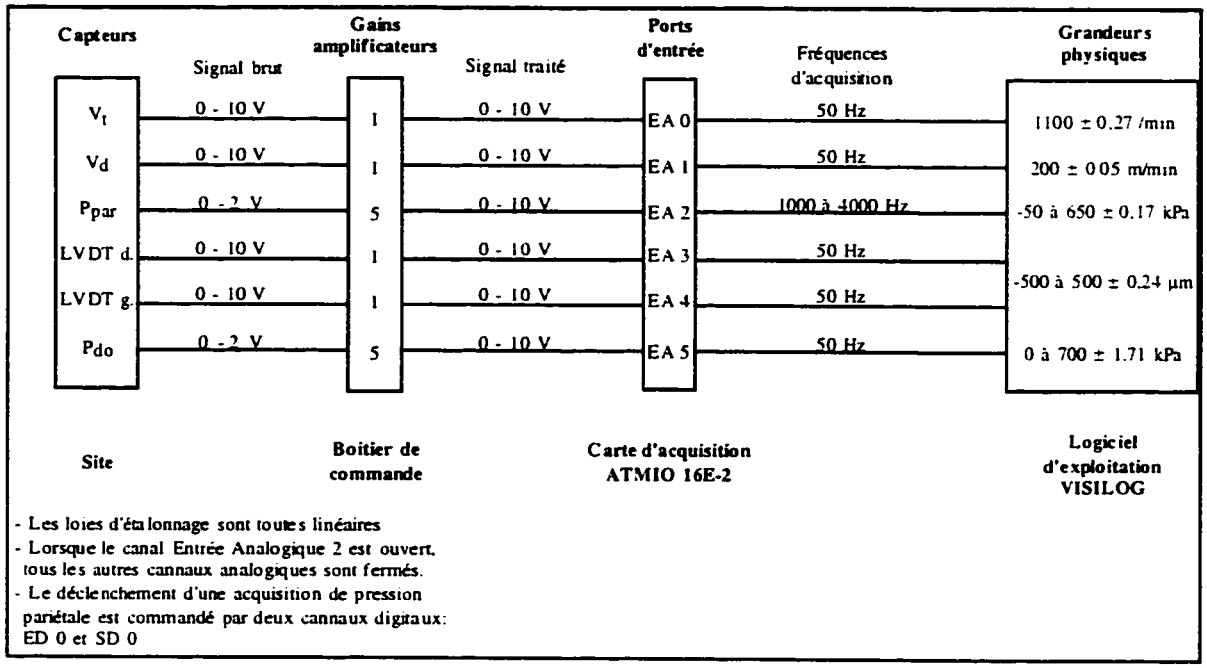


Figure 3.6: Chaîne de mesure

La figure 3.6 représente la chaîne de mesure complète. Un boîtier de commande, situé sur la machine, contient en outre les alimentations et l'électronique nécessaires. Les signaux filtrés et amplifiés sont transmis à un système d'acquisition composé d'un micro-ordinateur équipé d'une carte d'acquisition (ATMIO16E-2) et du logiciel d'exploitation Labview™. La carte comprend 16 entrées et 2 sorties analogiques, ainsi que 8 entrées et sorties numériques. Sa vitesse maximum d'échantillonnage est de 500 000 échantillons par seconde. Le programme de traitement, développé sur Labview™, permet d'afficher en temps réel (et éventuellement d'enregistrer) les vitesses des rouleaux, la position de la barre de dosage et la pression dans le système pneumatique. Lors d'une acquisition d'un profil de pression dans l'entrefer, seul le canal correspondant est utilisé afin d'obtenir les performances maximales du système d'acquisition.

Hormis pour la pression pariétale, les étalonnages des capteurs ont été effectués en prenant en compte toute la chaîne de mesure (alimentation, capteur, filtre, amplificateur). Les lois

d'étalonnages résultantes sont toutes linéaires. Une telle opération n'a pas pu être effectuée pour le capteur de pression pariétal, par manque d'appareillage adéquat. L'étalonnage fourni par le constructeur a donc dû être utilisé.

3.3 - Traitement des mesures

La détermination de l'incertitude sur une mesure est à la fois un point très délicat et important à traiter. Cette étape est trop souvent négligée dans la littérature scientifique. Elle est pourtant essentielle pour déterminer le degré de confiance que l'on peut accorder à une mesure et permet aussi de détecter et traiter d'éventuelles anomalies. Un soin particulier a été pris afin de déterminer l'incertitude principalement sur les mesures des deux capteurs de position et du capteur de pression pariétal. Après quelques rappels sur les notions de base de détermination de l'incertitude (AEDC Standard T-6, RM.Aéro 800 01), une analyse des sources d'erreurs pour les deux principales mesures est présentée dans ce paragraphe.

3.3.1 Détermination de l'incertitude

Une mesure est caractérisée par son erreur, ou encore la distance qui la sépare de la "vraie valeur". Ce dernier terme désigne la valeur qui serait mesurée par un étalon, dans un centre métrologique officiel. Deux types d'erreurs se distinguent:

- l'erreur aléatoire variant de façon imprévisible lorsque l'on effectue deux fois la même mesure dans les mêmes conditions.
- l'erreur systématique, ou biais, qui reste constante ou varie de façon prévisible.

La composition de ces deux types d'erreur constitue l'erreur absolue. La description qualitative des combinaisons possibles de ces deux composantes est illustrée sur la figure 3.7.

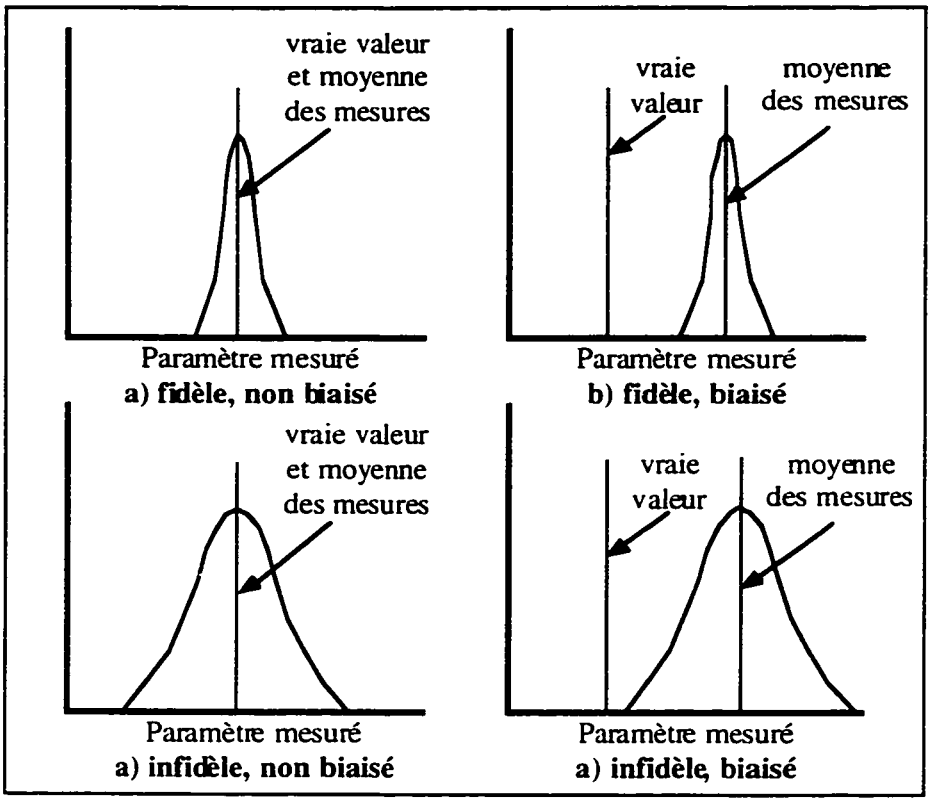


Figure 3.7: Erreurs de mesure

Le biais ne peut généralement pas être mesuré, à moins d'être comparé à une mesure étalon. Il prend en compte des faits mécaniques, des erreurs d'étalonnage. Il peut éventuellement être estimé par des tests ou des jugements adéquats.

L'erreur aléatoire dépend de la résolution de l'appareil de mesure, mais aussi de la qualité de l'électronique associée: stabilité de l'alimentation électrique, qualité de l'amplificateur de signal, perturbations dues à l'environnement. Cette erreur peut être encadrée dans une marge d'incertitude, définie par des mesures de répétabilité, de la façon suivante:

Étant donné un échantillon de n mesures P_i (i= 1,n), la valeur moyenne $\tilde{P}$ et l'écart type S_p sont définis par:

$$\tilde{P} = \frac{\sum_{i=1}^{n} P_i}{n} \tag{3.1}$$

$$S_p = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} \left(P_i - \tilde{P}\right)^2}{n-1}} \tag{3.2}$$

L'incertitude de type aléatoire est alors définie par:

$$\Delta P = t_\alpha \cdot \frac{S_p}{\sqrt{n}} \tag{3.3}$$

où t_α est un coefficient de probabilité, qui dépend à la fois du nombre d'échantillon n et du degré de confiance accordé à une mesure. La valeur de ce coefficient est donné par la table de Fisher-Student. Un extrait de cette table est donné en annexe.

À titre d'exemple, si l'on effectue dix mesures de pression, avec un écart type de 10 kPa. et si l'on désire un degré de confiance de 95 %, alors, l'incertitude relative est:

$$\Delta P = \pm \frac{2,228 \times 10}{\sqrt{10}} = \pm 7,04 \text{ kPa} \tag{3.4}$$

3.3.2 Mesure de position

La mesure de la position de la barre de dosage est effectuée à partir des deux capteurs de position placés aux deux extrémités de la barre de dosage. La pointe de chaque capteur est en acier, de forme sphérique. Elle est en contact direct avec une bague de cuivre fixée sur la barre de dosage (figure 3.8). Durant les premières heures d'utilisation, une rainure se forme dans la bague de cuivre au contact de la pointe en acier. Après un bon rodage, la surface de contact est suffisante pour qu'il n'y ait plus d'érosion sur la bague.

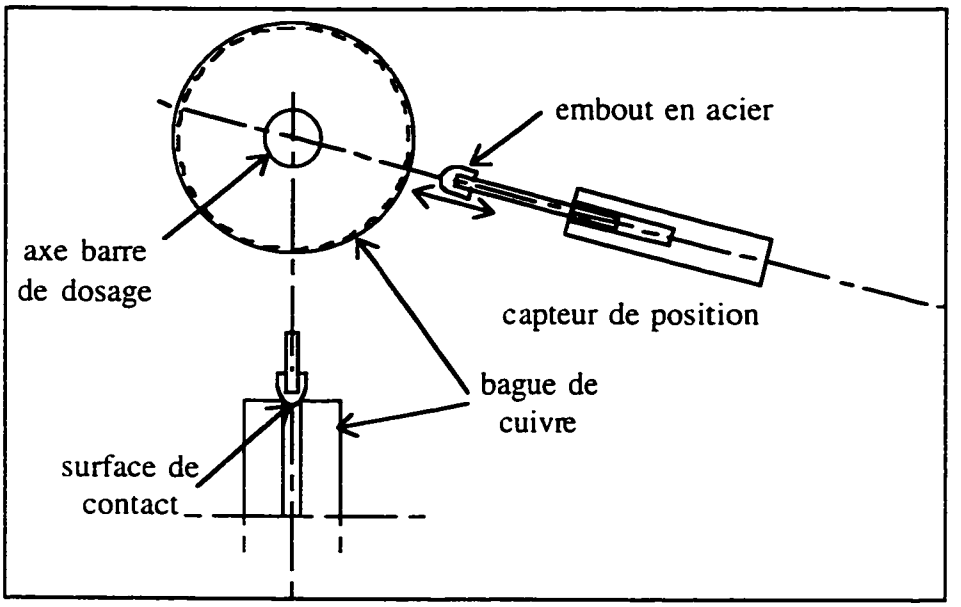


Figure 3.8: Montage du système de mesure de position

Les sources d'erreur que l'on a pu identifier sont principalement des biais, donc difficiles à déterminer:

- érosion de la bague: quelques dixièmes de microns.
- désalignement des capteurs: quelques dixièmes de microns. Les capteurs doivent être parfaitement alignés entre les deux axes des rouleaux.
- détermination de la position zéro, dite de référence: quelques dizaines de microns. Cette opération est effectuée à l'oeil nu, à l'aide de cales d'épaisseur.

Ce dernier point est particulièrement préoccupant. Il est donc important de s'assurer que toutes les mesures ont exactement la même position de référence. Celle-ci est contrôlée de deux façons:

- par un suivi régulier des signaux correspondants à cette position. Ceci est valable tant que les capteurs ne sont pas démontés,
- par des tests d'étalonnage avec des fluides connus.

L'erreur aléatoire est suivie en temps réel, par calcul systématique de la différence entre les mesures des deux capteurs.

3.3.3 Mesure de pression pariétale

La barre de dosage a été percée d'un trou de 25 mm de diamètre, dans lequel vient se loger le support du capteur de pression (figure 3.9). La surface de chacun des éléments, membrane du capteur et support, ont été soigneusement usinés (à ± 2,5 µm près) de façon à respecter la courbure de la barre et limiter autant que possible les irrégularités de surface.

Le plus gros diamètre de barre de dosage couramment utilisé dans l'industrie est de 36 mm. Cependant, afin de rendre la mesure de pression la moins intrusive possible mais aussi pour des raisons d'encombrement du capteur, le diamètre de la barre de dosage utilisée a été fixé à 80 mm.

Outre ces considérations, la mesure de pression est entachée d'un biais du simple fait de la taille de la membrane du capteur. Son diamètre est de 2,5 mm, alors que le profil de pression à mesurer s'étend sur environ 20 mm. Il est impossible d'effectuer une correction quelconque pour obtenir le vrai profil. Par contre, partant d'un profil donné, il est possible d'en déduire le profil qui serait mesuré par le capteur. Une telle démarche sera pratiquée en particulier pour comparer les mesures aux calculs numériques.

Le zéro correspond à la pression atmosphérique, mesure systématiquement relevée au début de toute acquisition de profil. Ainsi, si cette valeur varie légèrement au cours des tests, des corrections de quelques kPa peuvent être apportées pour réajuster ce zéro.

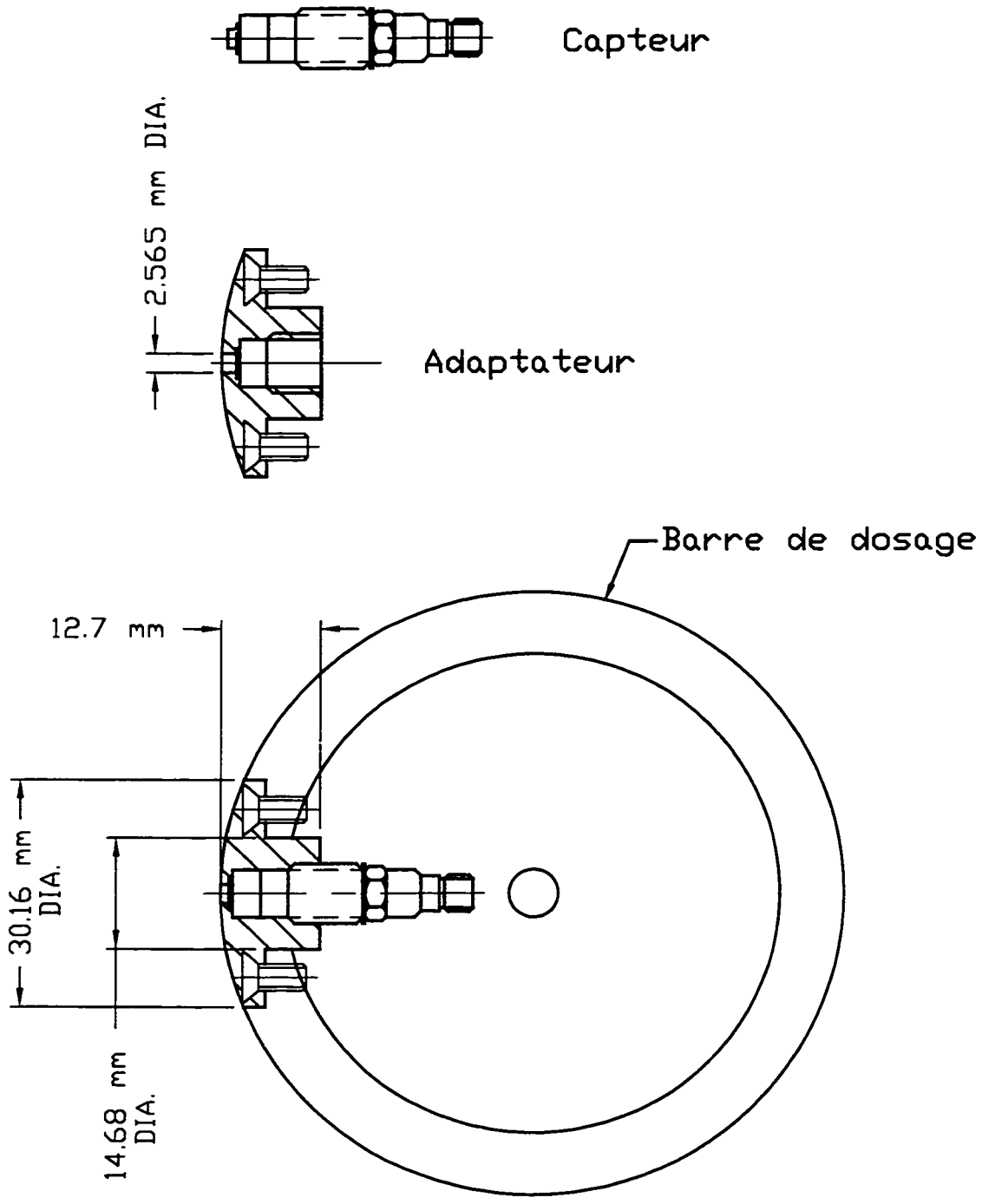


Figure 3.9 : Montage du capteur de pression sur la barre de dosage

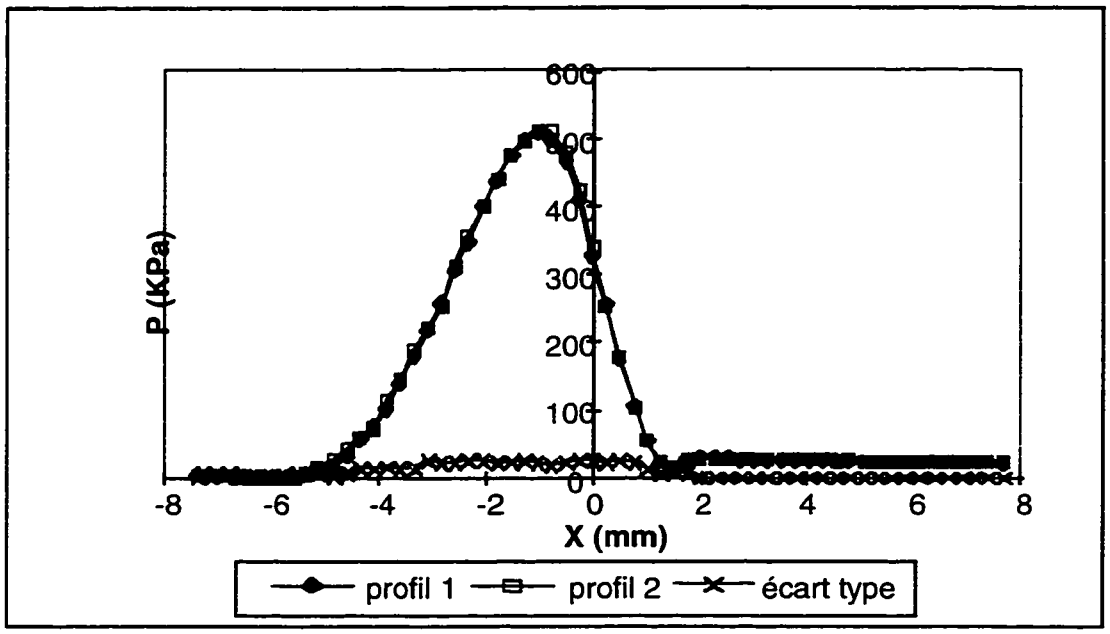


Figure 3.10: Répétabilité des mesures de pression

V_t = 1100 m/min; V_m = 30 m/min; H = 0 µm; µ = 85 mPa.s

De par la technique d'acquisition élaborée, décrite dans le premier article, chaque mesure de pression est la moyenne de dix acquisitions. Ainsi, en suivant la démarche illustrée au paragraphe 3.1 une marge d'incertitude peut être déterminée. Sur la figure 3.10 sont tracés un exemple de répétabilité ainsi que l'écart type obtenu pour chaque point du profil de pression. L'incertitude aléatoire obtenue est de 3 % . L'erreur absolue ne peut être déterminée de façon précise pour les raisons mentionnées précédemment. Cependant, des mesures de reproductibilité espacées dans le temps permettent de vérifier que cette erreur reste constante.

CHAPITRE 4 - EXPÉRIENCES AVEC DES FLUIDES NEWTONIENS

Les premiers tests ont été effectués avec des fluides newtoniens dans le but de développer une première étude systématique du comportement du système expérimental, et aussi pour obtenir une base de données pour de futures confrontations avec des calculs numériques.

Les objectifs de ces expériences sont les suivants:

- vérifier si les diagrammes de stabilité du type de ceux décrits par Coyle (1984) sont toujours valides à haute vitesse, avec la géométrie correspondant à celle de l'entrefer de dosage;

- analyser les profils de pression d'un point de vue qualitatif et observer dans quelle mesure il y a cohérence avec l'analyse de stabilité;

- construire une grille de mesures de pression maximale dans l'entrefer, balayant une plage de fonctionnement correspondant au domaine d'application pratique, ceci afin de caractériser le comportement du système par l'intermédiaire de paramètres pertinents à définir.

AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE FLOW IN THE METERING NIP OF A METERING SIZE PRESS

O. Réglat and P.A. Tanguy

NSERC/Paprican Chair

Dept. of Chemical Engineering

École Polytechnique

P.O. Box 6079, Station Centre-ville

Montreal, Canada, H3C 3A7

Keywords: premetering, film coating, smooth rod, ribbing instabilities, pressure profile, Newtonian fluid

Submitted to AIChE Journal, August 1996.

4.1 - Abstract

The metering operation in the transfer roll coating process is very critical in order to achieve a good uniformity and suitable thickness of the coating film. In this paper, experimental results carried out on a laboratory coater are reported. This coater mimics real flow conditions: it has a transfer roll and a metering rod diameter similar as those found on a pilot coater, it operates at commercial speed and the cover of the transfer roll is deformable.

This laboratory rig is first described. Then, a video analysis of the rib pattern shows some interesting features, in particular the existence of an inertia regime at high speed.

The hydrodynamic in the nip is analyzed by pressure profile measurements. It shows that the stability of the film is strongly linked with the flow at the exit of the nip. The analysis of the maximum pressure in the nip, when varying the fluid viscosity and the operating parameters, shows some typical behaviors of the system, which are represented using a master curve.

4.2 - Introduction

The metering size press (MSP) process is receiving an increasing attention for the surface treatment of papers, due to its particular flexibility in dealing with a wide range of coat weights and base papers. The MSP principle is shown in Figure 4.1. The equipment is composed of a transfer roll and a backing roll, both covered with an elastomer. The rolls rotate at the same speed in a contra-rotating mode. The paper web is fed in the application nip between the two rolls and picks up the coat that has been applied on the transfer roll beforehand. The amount of coating color on the transfer roll is controlled by a metering chrome-plated rod co-rotating with the transfer roll but at a much lower speed.

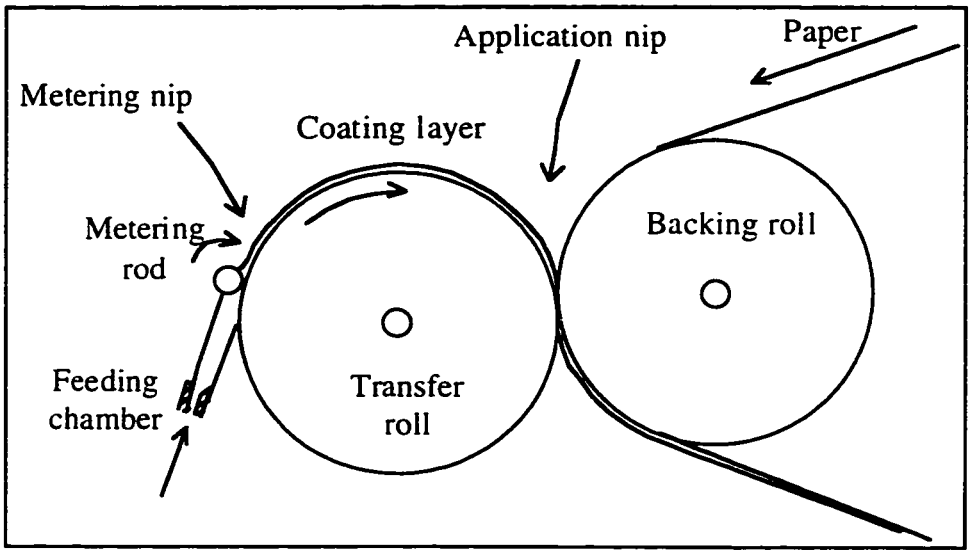


Figure 4.1: Metering size press

Metering size presses belong to the general category of roll coating devices. At high speed, these coating systems are known to be subjected to flow instabilities and non-uniformities. This affects the coater runnability and results in the occurrence of defects on the coated film. Certain defects, like ribs, are formed right after the metering nip. Others are generated in the application nip, mainly due to film splitting and coating color/paper interactions (Salminen et al., 1996).

Coater runnability and film coating rheology are strongly interrelated. In the paper industry, the runnability of coating formulations is usually tested on pilot coaters. They provide greater flexibility for rapid grade changes and are less expensive to operate than mill coaters. A yet cheaper alternative is the use of laboratory coaters, an equipment widely used for the preliminary screening of blade coating formulations (Eklund et al., 1988). In the field of MSP coating, none of the commercial laboratory coaters are of real use in formulation development: they either operate at low rotational speed, or lack a

transfer roll. Moreover the design of their metering unit is somewhat different from that for a MSP. All these factors induce a flow history before the nip which does not mimic the actual process.

From a flow analysis standpoint, the metering system of a MSP can be divided into three parts: the feed chamber, the nip gap and the transfer roll (fig. 2). The color fed to the chamber is strongly accelerated when reaching the transfer roll upstream the metering nip and can be subjected to flow instabilities. In the nip area, the fluid is submitted to very high shear rates (in the order of 10^6 s^{-1}) in a very short time (1 ms). Past the metering rod, it then relaxes almost immediately to a zero shear rate at the transfer roll surface.

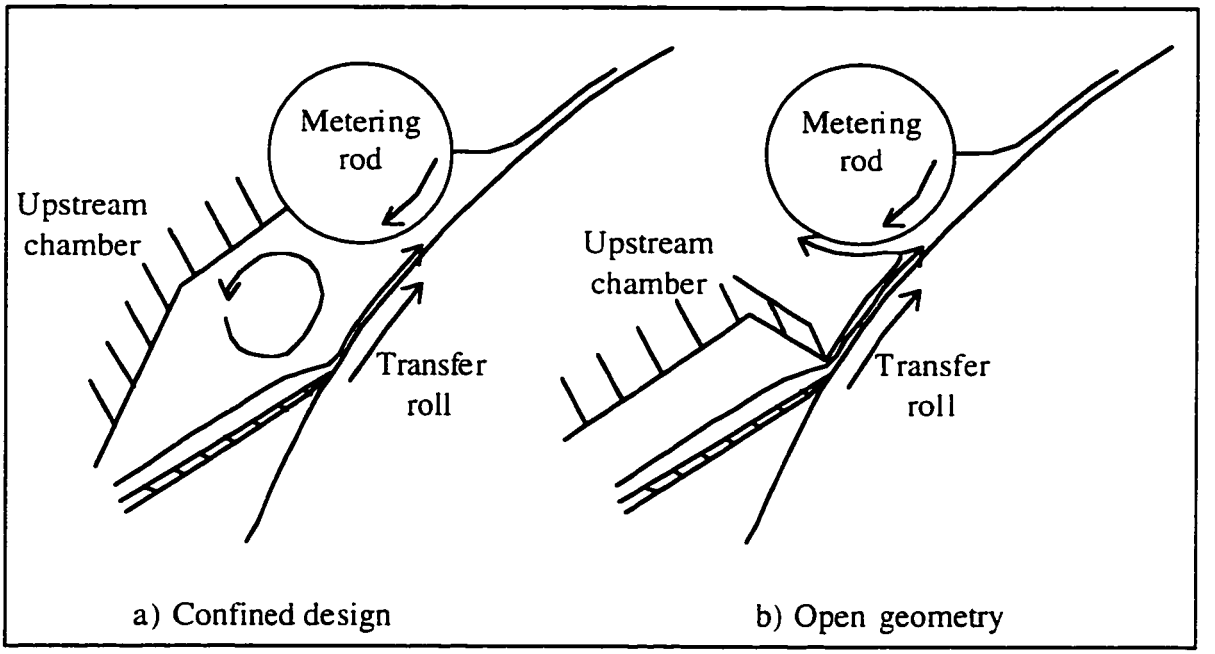


Figure 4.2: Metering nip

There are basically two kinds of feed chamber geometry: The confined chamber and an open design (fig. 4.2). Industrial coaters running at high speed, are generally equipped with a confined chamber. The hydrodynamics in such geometry is very similar to that of a

short dwell pond. In short dwell coaters, highly unstable flows can be generated as evidenced by Aidun (1991). Numerical simulations of the three dimensional flow in the pond and the lubrication flow in the blade vicinity, are very helpful to assess the influence of these instabilities on the film uniformity (Miura and Aidun 1992, Conlisk and Foster 1991).

In more recent designs (Kustermann and Damrau, 1994), the chamber is replaced by a fountain applicator where the color is applied on the transfer roll as a thick layer. The fluid that does not go through the metering nip is then removed from the system. Such a design yields completely different hydrodynamic flow patterns upstream the metering rod, and may generate more stable flow than with a confined geometry.

In the metering nip, the nip gap is extremely small, of the order of 40 μm. Such a thin gap cannot be obtained with a pair of hard roll, specially on the full width of mill coaters (up to 8 m). A deformable transfer roll cover eliminates the risk of clashing between the two rolls, allowing more tolerance on the runout as well. The gap thickness cannot be imposed, but results from an equilibrium between the elastic force due to the deformation of the elastomer, the pressure and possibly the normal stress induced in the nip contraction, and finally the overall load applied on the metering rod. Carvalho and Scriven (1993) performed numerical simulations, based on the lubrication theory, in the case of soft nip. They used both one and two dimensional models to predict the roll deformation, and compute pressure profiles in the nip. They distinguished positive and negative gaps, i.e. both rolls are either initially compressed or not, while being at rest. They analyzed their results using an elastic number, earlier introduced by Coyle (1988), which represents the ratio of viscous forces in the nip versus elastic forces in the cover. The basic form of this number is given by:

$$N_e = \frac{\mu V}{ER} \tag{4.1}$$

where μ is the fluid viscosity, V is the mean velocity of both rolls, E is the Young modulus of the deformable cover and R is a roll radius defined from the metering rod radius R_m and the transfer roll radius R_t as follows:

$$R = \frac{2}{\frac{1}{R_m} + \frac{1}{R_t}} \tag{4.2}$$

Past the metering rod, the flow on the transfer roll is subject to ribbing. Ribs are always present on a metered transfer roll, although these non-uniformities, if they are small enough, may be acceptable. A large amount of work has been devoted to these instabilities in roll coaters, but very few of them directly concern reverse roll configuration and soft nips. Moreover, the design and operating conditions used in these studies differ significantly from the MSP process: roll radius ratio of 1 versus 0.1 in a MSP, speed of 300 m/min against over 1000 m/min in paper coating, and nip gap thickness well above 50 μm. These considerations make our application original, corresponding to an extreme case as compared to the literature.

Reverse roll coating studies have been early initiated by Pearson in 1959. Based on the lubrication theory, he showed that the ribs result from an equilibrium between the surface tensions at the meniscus and the viscous forces through the nip. Pittz and Greiller (1961) developed a criterion on the onset of ribbing, showing that negative pressure gradient at the exit of the nip always leads to a stable pattern. Otherwise, surface tensions tend to stabilize the flow. Since then, other criteria have been developed by several authors (Mill and South 1967, Greener et al. 1980, Benkreira et al. 1982), They define a critical capillary number (viscous forces over the surface tension ones), as a function of a dimensionless gap thickness:

$$C_a = \frac{\mu V_t}{\sigma} = a\left(\frac{H_o}{R}\right)^{\alpha} \tag{4.3}$$

The discrepancy on the values of a (from 13.5 to 7500) and α (from 1 to 2) obtained are probably mainly due to the difficulty they faced in discriminating stable from unstable patterns.

Coyle (1984) described both ribbing and cascade phenomena in the reverse roll configuration. He explained that the cascade phenomenon was due to air entrapment from the exit of the nip, showing that it occurs only at relatively high velocity ratio (the metering rod velocity V_m versus the transfer roll velocity V_t must be at least greater than 0.2). Based on experimental measurements, he built some stability diagrams representing stable and unstable areas with respect to both ribbing and cascade phenomena, as a function of the velocity ratio V_m/V_t and the capillary number. Two-dimensional finite element simulations where used to interpret the role of these two parameters on the coating hydrodynamics: they both tend to pull the meniscus through the gap, and then reduce the recirculations under the meniscus. Stability diagrams built for different fluid viscosities revealed that inertia effects become non-negligible for the case experimented with the lower viscosity (80 mPa.s). Later on, Coyle et al. (1990a) pursued their study, and found that an increase of either the gap thickness or the Reynolds number can widen the stable area in their stability diagram. Inertia effects, even if very low compared to capillary ones, can increase the value of the critical capillary number, and then delay the onset of ribbing. However, there is apparently no effect of inertia at low velocity ratio. In another study of forward roll coating, these authors (Coyle et al, 1990b) numerically investigated the effect of a perturbation in the transverse direction. According to this study, a two dimensional stable flow tends to bifurcate to a three dimensional unstable ribbed flow. They could accurately predict the critical capillary number at which this bifurcation occurs, and also showed some secondary effects: an increase of the Reynolds number stabilizes the short wavelengths (or ribs width) and destabilizes the long ones.

The objective of the present work is to address the general problem of flow instabilities in the MSP process. For this purpose, a laboratory coater has been developed. This coater

which mimics the metering unit of a MSP is used to investigate the flow phenomena occurring during the formation of the layer on the transfer roll. After a description of this laboratory coater, a first series of results with simple Newtonian fluids are presented. This includes visualizations of the ribs on the layer and measurements of the pressure profile in the metering nip.

4.3 - Coating rig

The laboratory coating rig and design parameters are presented in Figure 4.3 and Table 4.1 respectively. The transfer roll is covered with an elastomer layer of 15 mm in thickness (Dynacote, StoweWoodward). The metering rod is chrome plated. The load is applied on the metering rod by two air cylinders fixed at both extremities. The velocities of the transfer roll and the metering rod, and the load applied on the metering rod can be adjusted independently. The present design is based on an upstream chamber with an open geometry. The thickness of the layer applied on the transfer roll before the metering nip varies from 1 mm to 10 mm.

The position of the metering rod is measured with two displacement transducers located at both ends. The position is given by the mean value of the two measurements, and is considered as correct if the difference is less than 10 μm. It corresponds to an angle of $2x10^{-3}$ deg between the center lines of the rod and the transfer roll. A reference position is initially obtained when both rolls are in contact and no load is applied. This position is approximately defined by naked eye, with an uncertainty of ±20 μm. Then all measurements are fitted with the same bias, but repeatability gives a relative uncertainty of only ±3 μm. This position is controlled by modifying the load applied on the metering rod.

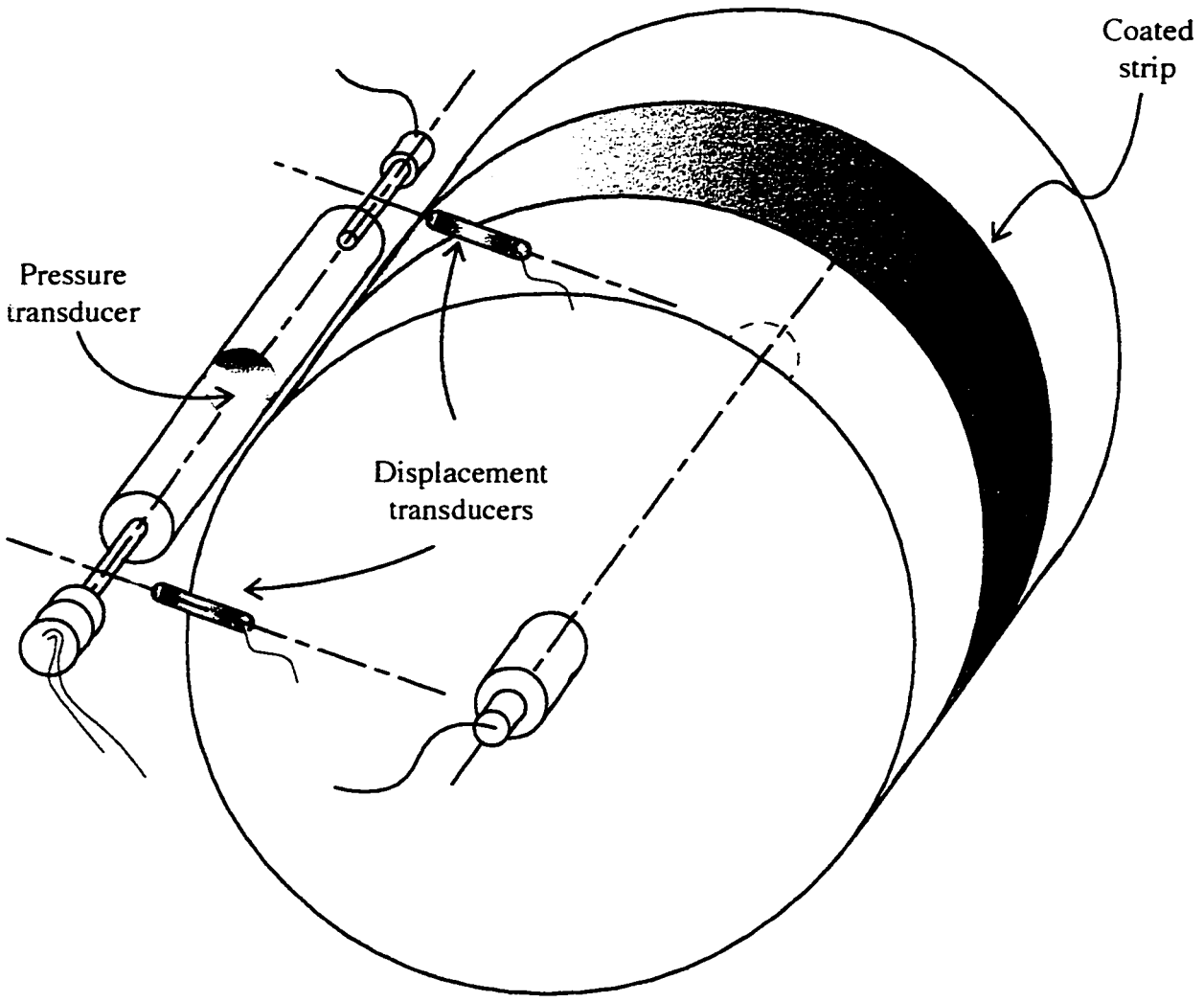


Figure 4.3: Laboratory coating rig

A piezo transducer (diameter 2.5 mm) is installed at the surface of the metering rod. In order to minimize intrusion effects, the membrane of the transducer was polished to fit the surface of the rod. The surface roughness, measured with a spindle micrometer, was less than 3 µm. The range of measurement is from -50 to 700 kPa , and its response time is 250 kHz.

Transfer roll	diameter	800 mm
	rotational velocity	0 to 1100 m/min
	runout	5 µm
	hardness	60 P&G
Metering rod	diameter	80 mm
	rotational velocity	0 to 200 m/min
	runout	5 µm
	metering load	0 to 3 kN/m
Color	tank capacity	80 l
	pump flow rate	0.16 to 0.5 l/s

Table 4.1: Laboratory coater parameters

The pressure data acquisition procedure is as follows: a full single profile is acquired in the nip area at every metering rod revolution. This pressure profile is measured on a length

of 20 mm, as shown in Figure 4.4. It contains 80 points, each of which is separated from the other by 0.25 mm. Ten profiles are acquired successively. A mean profile is obtained by computing the mean value at each point. The maximum uncertainty on this profile is 2 % full scale, with a 95 % confidence. By resetting all the parameters, position of the rod and velocities of the rolls, pressure measurements are reproducible in a range of 3% full scale.

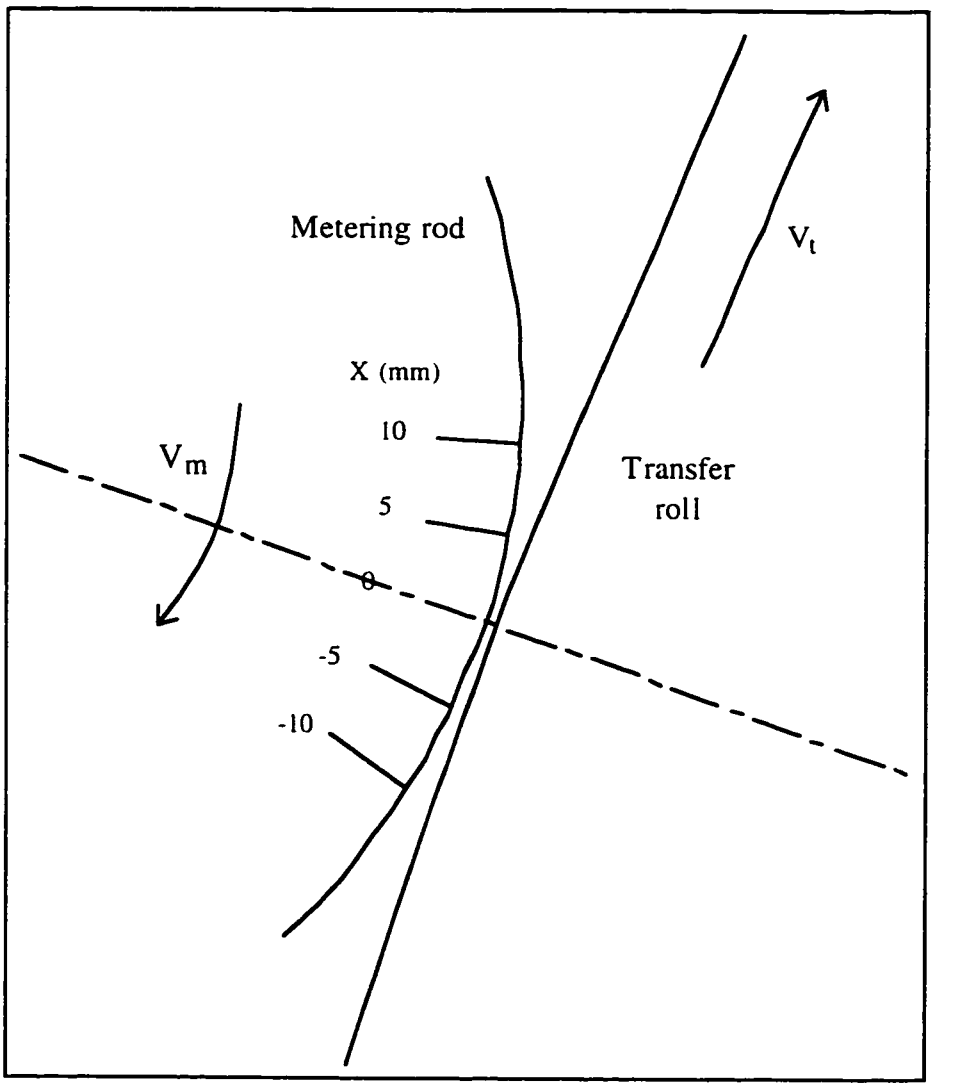
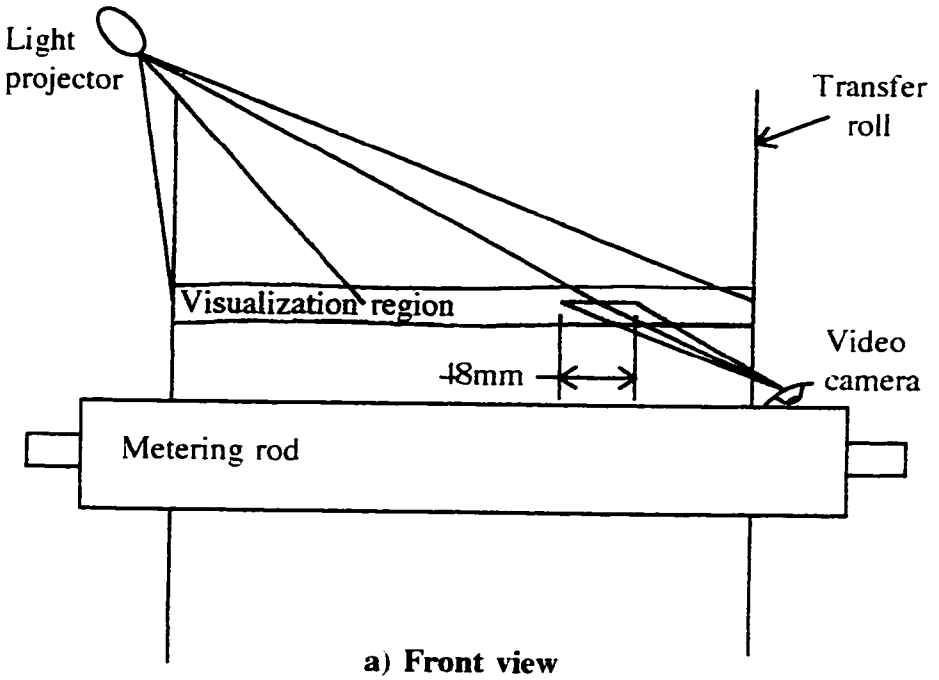


Figure 4.4: Reference diagram for pressure measurements

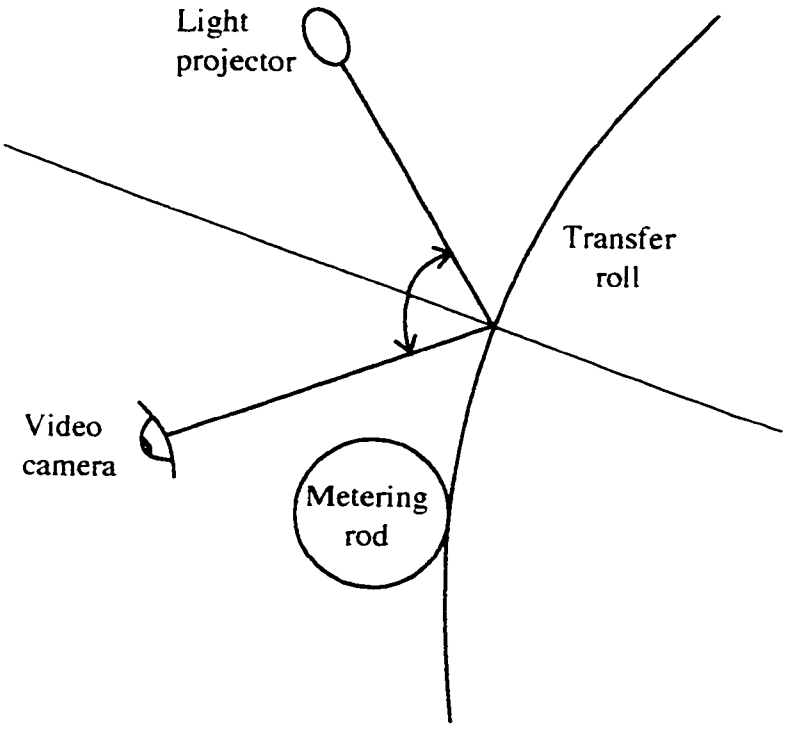
All the results reported in this work are obtained with an aqueous solution of Polyethylene Glycol (PEG 35000 from Hermann Ter Hell & Co. GMBH). This model Newtonian fluid was selected for its stable rheological properties, and ease to work with. The range of viscosity considered is from 20 mPa.s to 200 mPa.s, which is typical of the process viscosity of a coating color in a MSP (200 to 400 mPa.s on a Brookfield viscometer with spindle 4 at 100 rpm) (Brown 1996, Teirfolk and Vaito 1996).

In order to describe the surface aspect of the coated layer on the transfer roll, a video imaging technique is used. The surface of the layer at the exit of the nip is illuminated with a 250 W tungsten light, which makes the ribs appear in perspective, with bright and shaded areas. It is then possible to measure their width (or wavelength) and evaluate their amplitude. These two parameters are then used to qualify the degree of stability, and assess the influence of the operating parameters.

The tungsten light and camera are set in an anti-symmetric position with two different incidence angles, as represented on Figure 4.5, the first one (fig. 4.5-a) to visualize a band of reflection, the second one (fig. 4.5-b) to sharpen the edges of the illuminated parts of the ribs. This helps distinguish one rib from the next. Figure 4.6 describes schematically what is visible from the camera. By capturing a 40 mm long strip of this band of reflection, the width of a rib can be measured with a fairly good accuracy. The measurement of the height of the illuminated part gives an indication of the amplitude of the ribs. Obtaining a relation between this height and the real amplitude is beyond our present capabilities. It would require a very good knowledge of light absorbency and diffusion in our fluid, and also a very accurate positioning of the camera and light projector.



a) Front view



b) Side view

Figure 4.5: Visualization set-up

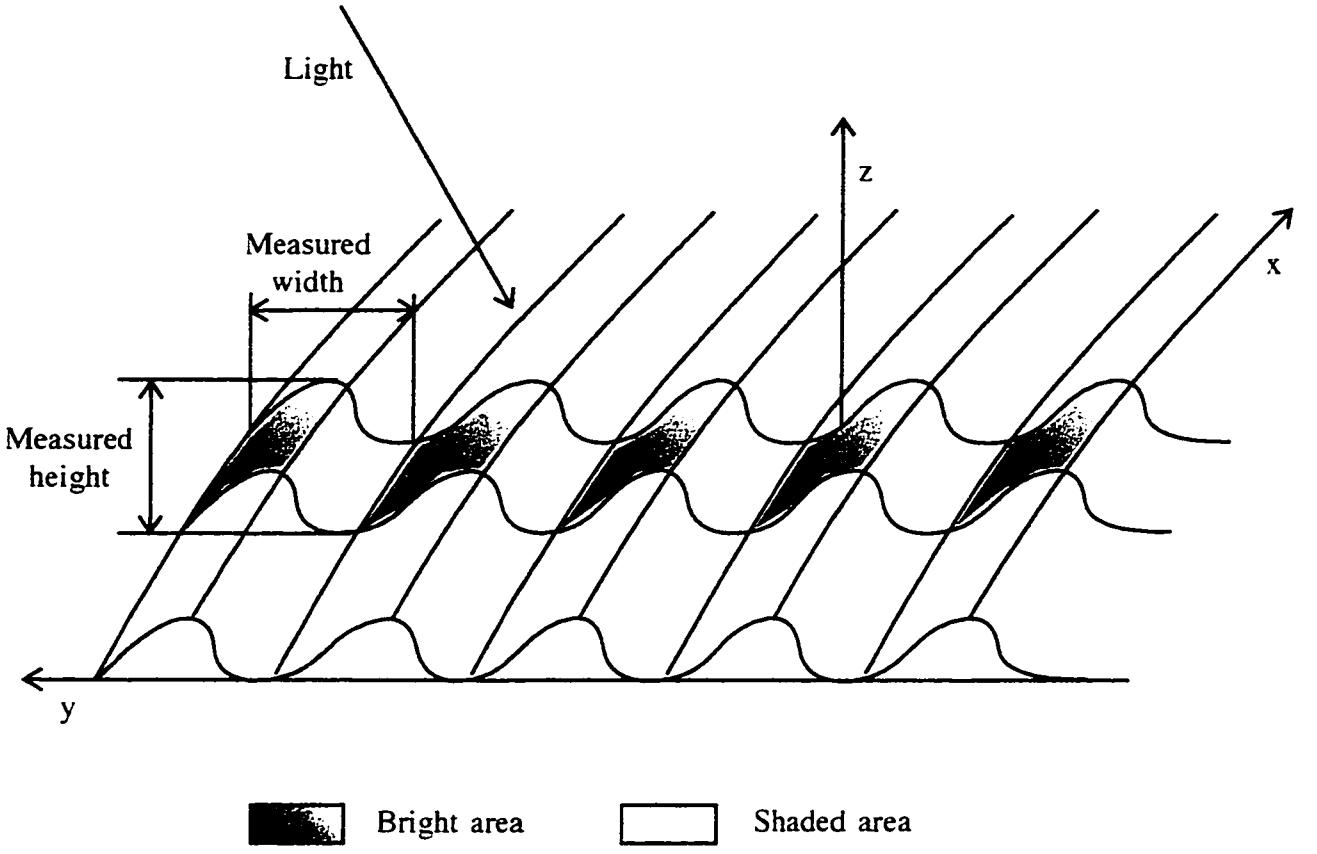


Figure 4.6: Visualization of the rib pattern

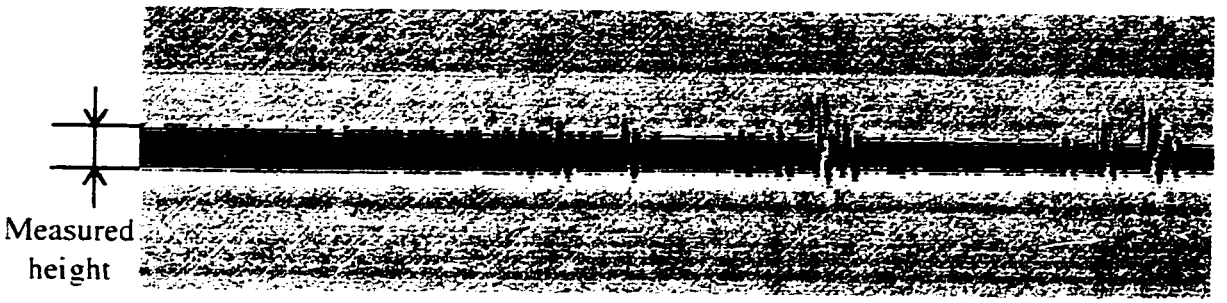
When the coat layer is free of defects, a bright linear band appears on the full width of the roll. On the other hand, if the surface is ribbed, bright and shaded areas can be observed. As the height of the ribs increases, the band becomes larger, and shaded areas overlap each other. Images of the camera are recorded on a video and further processed with an image analysis system.

Pictures shown on Figures 4.7 are two examples corresponding to the extreme cases we obtained with smallest and largest non-uniformities. Due to the angle of incidence (fig. 4.5.a), the focus cannot be accurately set on the whole picture. It has been systematically optimized on the right hand side. The number of ribs is counted in this area, allowing the determination of the rib width. On the left hand side, not only the image is fuzzy, but also the shaded visible areas are restricted due to the angle of perspective. Then, the band of reflection becomes almost uniform, showing more diffuse small peaks. Such area is well suited to measure the height as defined in Figure 4.6.

Twenty seven rib patterns were investigated in this work, corresponding to three different viscosities, three velocities for the transfer roll and the metering rod. The operating conditions, the width and the height of the ribs measured are reported in Table 4.2.

V_t (m/min)	500			750			1000		
V_m (m/min)	15	30	60	15	30	60	15	30	60
μ = 28 mPa.s									
Width (mm)	0.63	0.49	0.45	0.67	0.52	0.46	0.71	0.52	0.49
Height (mm)	2.91	2.57	2.40	3.08	2.91	2.57	3.60	3.08	2.91
μ = 68 mPa.s									
Width (mm)	0.49	0.45	0.41	0.52	0.45	0.42	0.54	0.45	0.44
Height (mm)	2.05	1.95	1.95	3.08	2.31	2.20	3.25	2.73	2.40
μ = 125 mPa.s									
Width (mm)	0.44	0.42	0.41	0.44	0.43	0.43	0.45	0.43	0.43
Height (mm)	1.54	1.40	1.40	1.70	1.54	1.54	2.40	2.22	2.14

Table 4.2: Measurements on video recordings



a) V_t = 500 m/min, V_m = 60 m/min, μ = 125 mPas



b) V_t = 1000 m/min, V_m = 15 m/min, μ = 28 mPas

Figure 4.7: Minimum and maximum perturbations

4.4 - Analysis of the ribs

The patterns obtained are systematically unstable with respect to ribbing, as expected. Indeed, the critical capillary number that would be predicted (equ. 4.3, or Coyle et al., 1990b), is about a hundred time lower than our experimental capillary number. The pattern obtained is also time dependent in some cases (as far as we can identify it). The most obvious transient conditions occurred in the case of the larger width. One can observe, on the image of Figure 4.7.a, discrete cross-web non-uniform disturbances. Those perturbations are stable in time, and they appear in the case of the most stable to ribbing conditions. They are totally masked with significant unstable to ribbing conditions (fig. 4.7.b).

From a qualitative standpoint, the operating parameters influence the ribs in the following way:

- An increase in the transfer roll velocity increases the height of the ribs, but does not significantly modify their width.
- The rib height and width can be reduced by rising the metering rod velocity.
- The modification of the gap thickness by changing the position of the metering rod, all other parameters being constant, does not produce any significant effect in the range considered ($H < 100\ \mu m$).
- Viscosity is a stabilizing factor in terms of width and height.

These observations globally give similar trends as those reported in the literature. The major influencing factors are however the metering rod velocity and the fluid viscosity.

The data shown in Table 2 were processed to build a stability diagram (fig. 4.8-a), following Coyle (1984). The values indicated in this diagram correspond to the rib widths measured. In order to better illustrate the trends, some iso-width lines are also plotted.

The results confirm that increasing the capillary number and/or the velocity ratio tends to reduce the flow disturbance (expressed as rib width). However, no correlation was found when considering the measured heights. Ribbing patterns given on Figure 4.8-b and c correspond to the same capillary number and velocity ratio. They are however very different. We found that the only reliable parameter that could explain such difference is the Reynolds number, defined as follows:

$$Re_m = \frac{\rho V_m H_r}{\mu} \tag{4.4}$$

where H_r is a characteristic length (assigned arbitrarily the value of 100 μm. This number includes the parameters that were shown to influence the most the ribbing pattern. It characterizes likely three dimensional flow activity under the meniscus.

Accordingly, we have reported on Figure 4.9-a the measured ribs heights (numbers on the graph) as a function of the velocity ratio and this Reynolds number. This particular stability diagram allows to put the results in perspective; it can be observed that reducing the Reynolds number or increasing the velocity ratio tends to stabilize the flow pattern, with respect to the ribs amplitude. Figures 4.9-b and c illustrate the ribs patterns at same Reynolds number and different values of the capillary number.

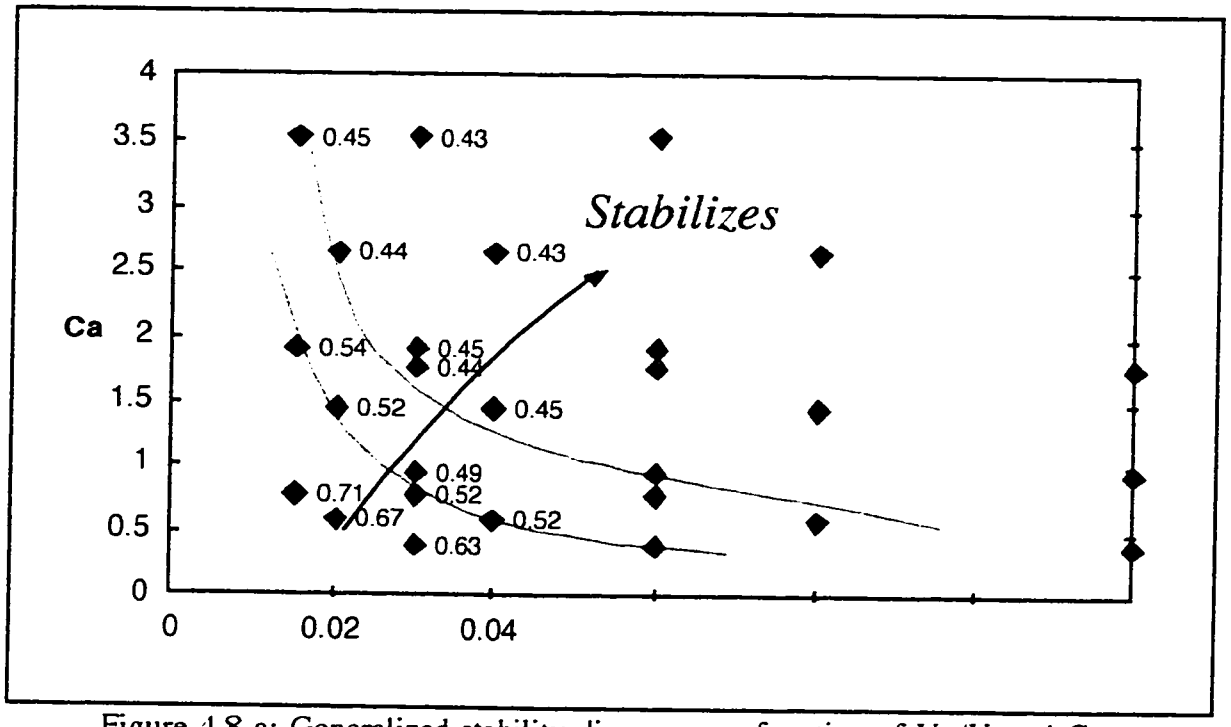


Figure 4.8-a: Generalized stability diagam as a function of V_m/V_t and Ca; Width of the ribs (mm)



Figure 4.8-b: Rib pattern: Ca = 0.85; V_m/V_t = 0.03; Re_m = 0.38



Figure 4.8-c: Rib pattern; Ca = 0.85; V_m/V_t = 0.03; Re_m = 1.87

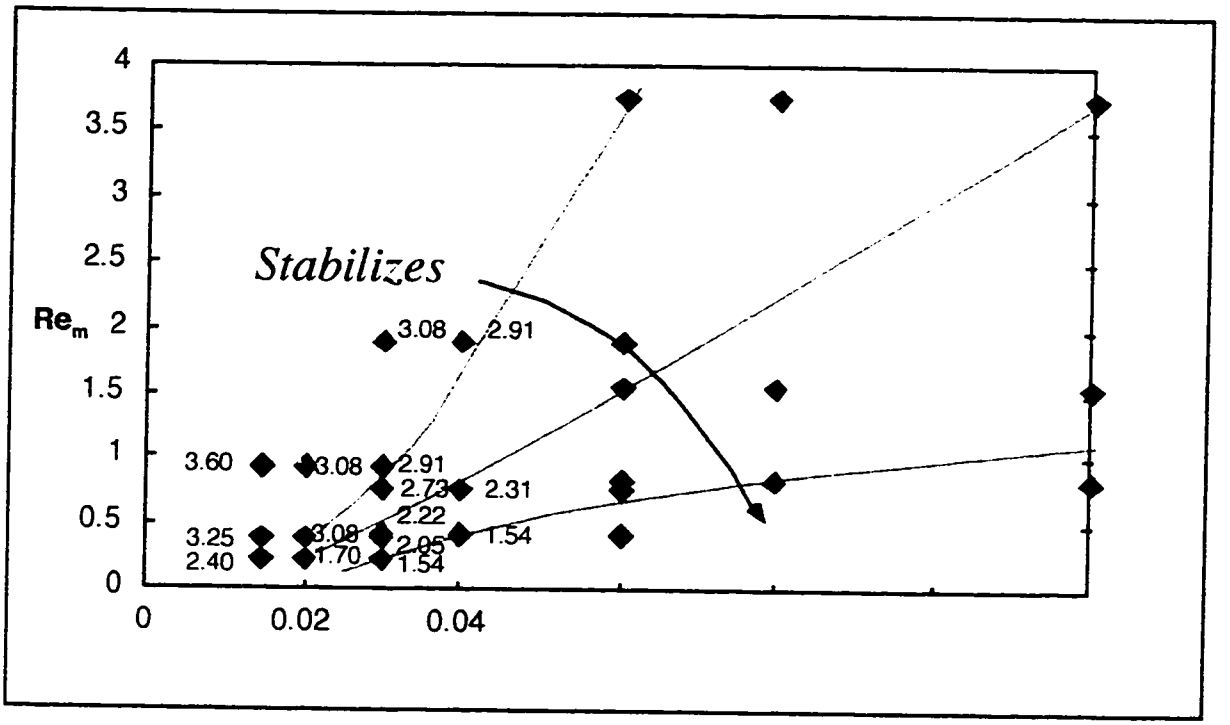


Figure 4.9-a: Generalized stability diagam as a function of V_m/V_t and Re_m height of the ribs (mm)

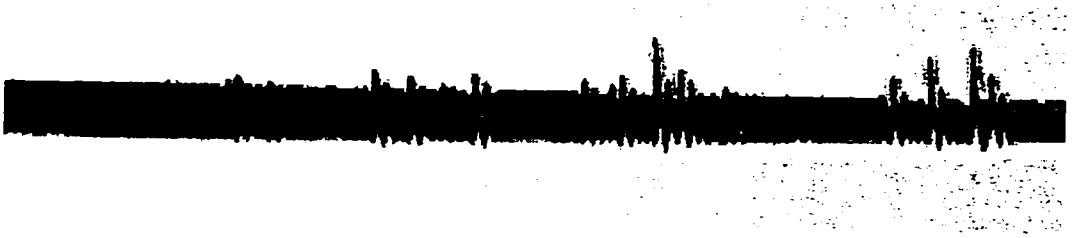


Figure 4.9-b: Rib pattern ; Ca = 3.53; V_m/V_t = 0.06; Re_m = 0.80

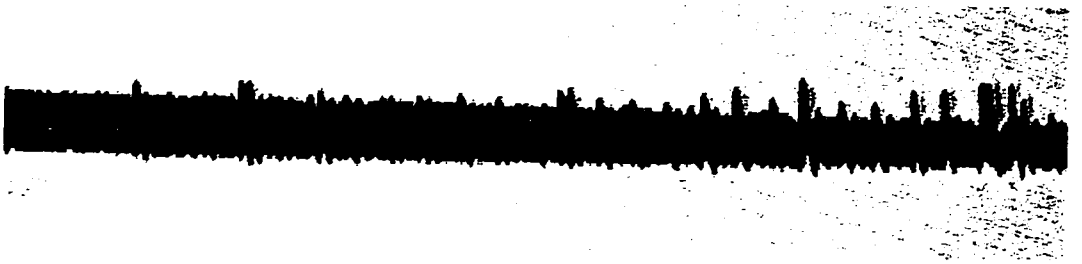


Figure 4.9-c: Rib pattern ; Ca = 0.96; V_m/V_t = 0.06; Re_m = 0.80

In this work, the metering rod was not moved with respect to its reference position (H = 0 μm). In other words, we did not consider in this analysis any eventual effect of the variation of the gap thickness. This gap thickness was assuredly not kept constant after modifying the transfer roll velocity or using a fluid of different viscosity. But, since variations of the metering rod position did not show any significant effect on both rib width and height, we conclude that, in our configuration and operating range, the effects of the elastic deformation of the transfer roll cover on the ribbing pattern are negligible.

4.5 - Pressure results

4.5.1 - Pressure profile analysis

Nip pressure profile is a very valuable parameter to describe the nip flow hydrodynamic. Also, it is the only information that can be obtained in such a confined area. Pressure profile measurements are first considered to investigate the effects of the different operating parameters on the hydrodynamic patterns. Figures 4.10-a to d show the evolution of the pressure when the transfer roll and metering rod velocities V_t and V_m, the metering rod position H and the viscosity of the fluid μ are varied. The results can be summarized as follows:

- The maximum pressure increases almost linearly when V_t increases, H decreases and/or μ increases.
- The bandwidth, or length of the nip with positive pressure, increases when V_t increases, H decreases and/or μ increases.
- A negative pressure appears in the second half part of the nip when V_t increases, V_m decreases and/or μ decreases.

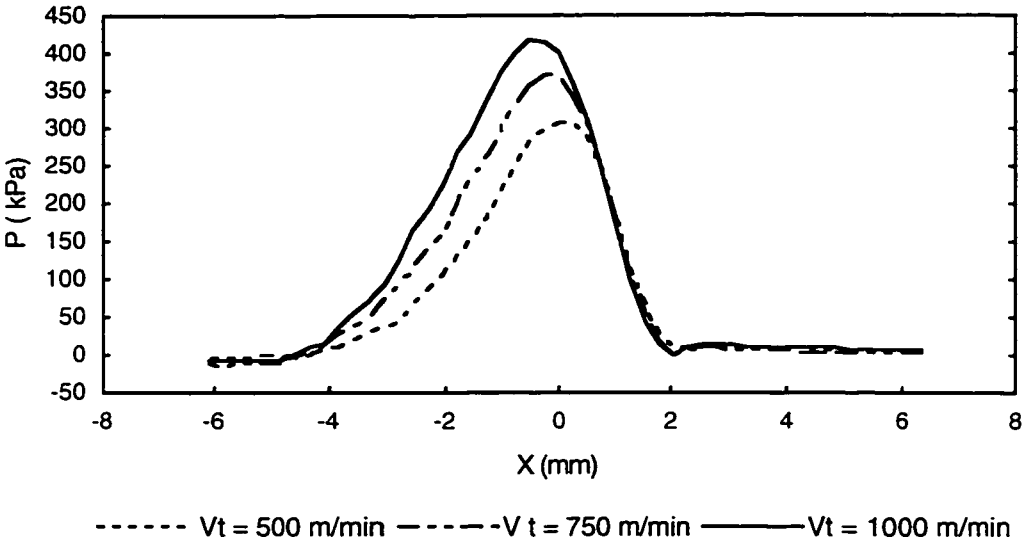


Figure 4.10-a: Transfer roll velocity effect on the pressure profile;
V_m = 30 m/min ; H = 0 µm ; µ = 68 mPa.s

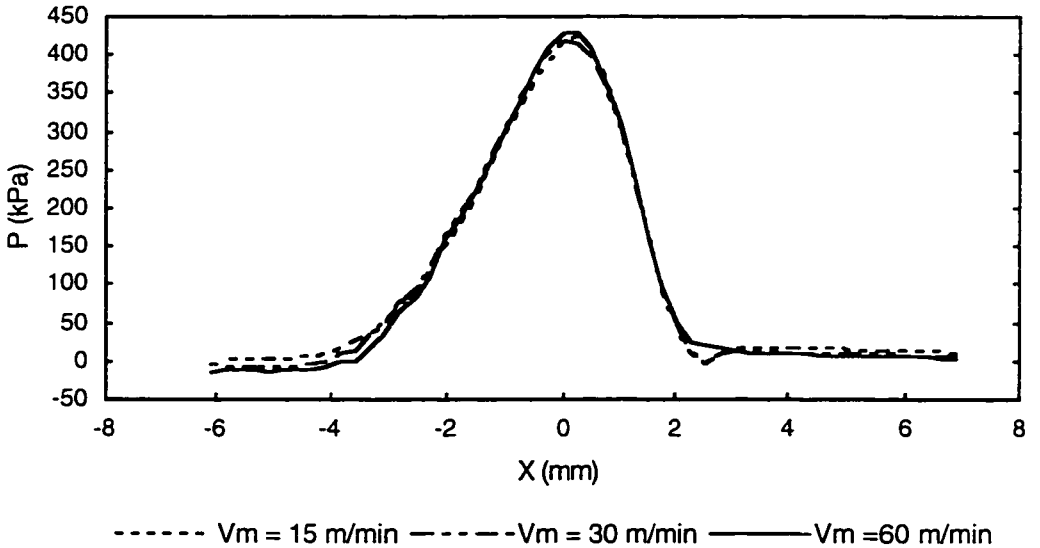


Figure 4.10-b: mMetering rod velocity effect on the pressure profile;
V_t = 1000 m/min ; H = 0 µm ; µ = 68 mPa.s

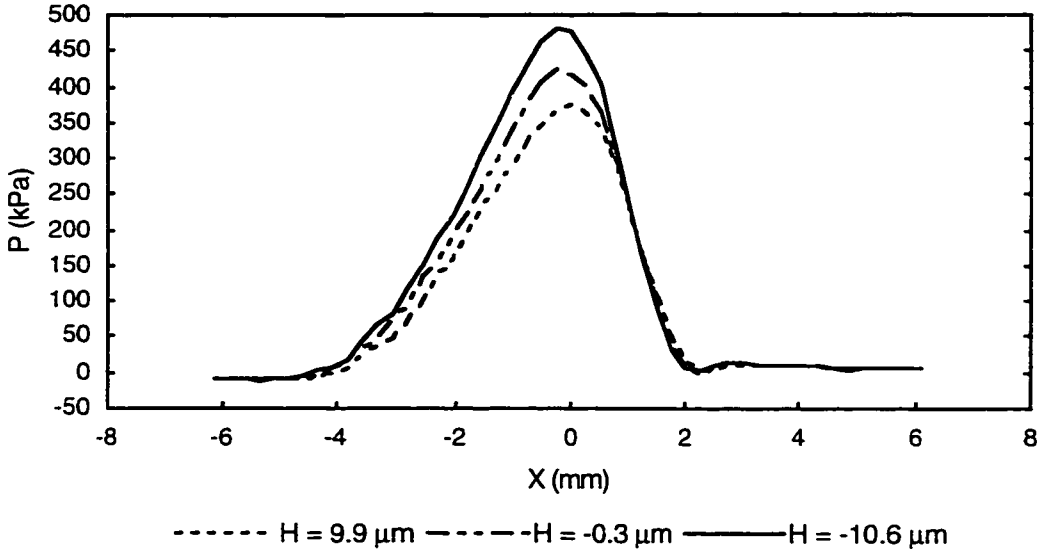


Figure 4.10-c: Metering rod position effect on the pressure profile;
V_t = 1000 m/min ; V_m = 30 m/min; µ = 68 mPa.s

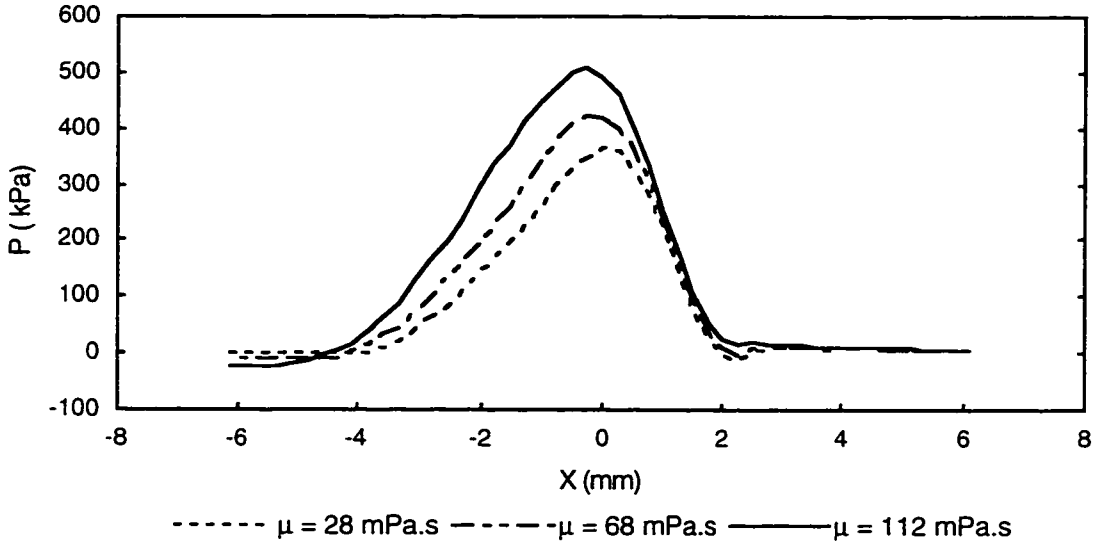


Figure 4.10-d: Pressure profiles at different fluid viscosities;
V_t = 1000 m/min ; V_m = 30 m/min ; H = 0 µm

- This negative pressure is followed by a local positive peak before the exit of the nip.

In the major part of the nip where the pressure is positive, the transfer roll velocity and the viscosity yield comparable effects: normal stress at the rod and roll develops when rising the transfer roll velocity or using a more viscous fluid. This load increases the compression of the transfer roll cover, which in term makes the gap become thicker and also slightly longer in the machine direction. Decreasing the gap thickness by applying more load on the metering rod yields to similar results. Finally, due to the low value of the velocity ratio V_m/V_t , it is not surprising that V_m has so little effect on the overall shape of the pressure profile.

In the small region, where the pressure is subatmospheric, the trends are quite different from above, but very similar to the ones obtained from the stability analysis: rising the metering rod velocity or using a more viscous fluid leads to a reduced negative peak and also tends to stabilize the ribbing pattern; accelerating the transfer roll velocity enhances this pressure peak and also tends to destabilize the flow. The position of the metering rod, H, does not show any significant effect in both cases. These observations clearly confirm, as earlier found by Pittz and Greiller (1961), that a positive pressure gradient at the exit of the nip tends to destabilize the flow and generates ribbing.

The flow pattern in the nip can be schematically described as illustrated on Figure 4.11: both maximum and minimum pressures delimit the area where there is no recirculation. Indeed, at these extremums, the pressure gradient dP/dx is locally equal to zero, and therefore the velocity profile is linear. The contact line between the meniscus and the metering rod is located where the pressure is constant (fig. 4.10), between 4 and 6 mm from the center of the nip.

We know, from the literature (Coyle et al., 1990b), that a perturbed two dimensional flow under the meniscus becomes three dimensional and eventually, as we observed in some cases, time dependent. The Reynolds number Re_m characterizes the activity of these three dimensional recirculations. The use of a more viscous fluid lowers Re_m, and then offsets inertia effects. The consequence of rising the metering rod velocity is eventually to move the contact line backward through the nip, and therefore restricts the region where the recirculations occur. It is also to reduce the negative nip pressure, following some mechanism that we still not clearly identify, but suspect to be strongly linked to these three dimensional flow recirculations.

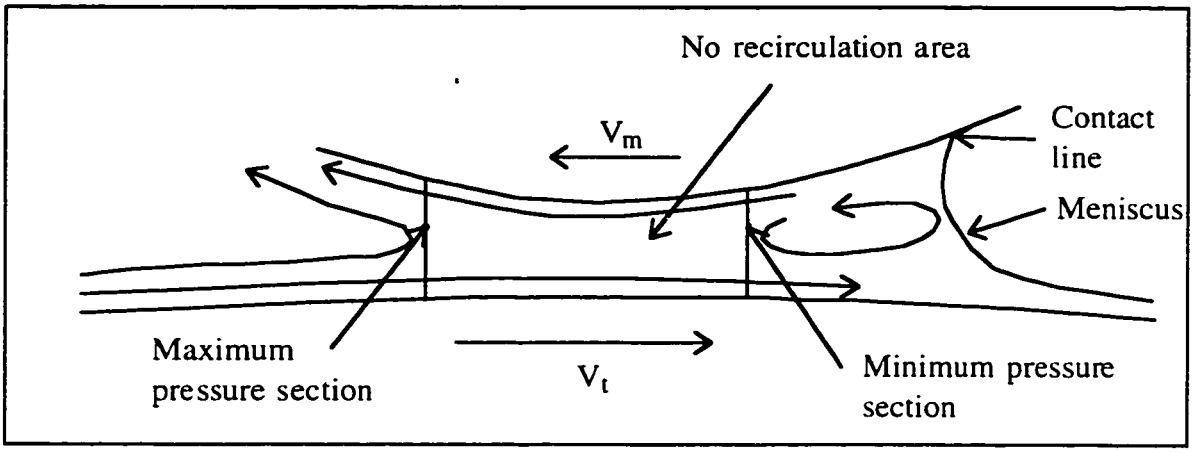


Figure 4.11: Schematical flow pattern

In coating studies, capillary effects are generally taken into account to describe the ribbing pattern. In this work, the variation of the capillary number, obtained by modifying the rolls velocities while maintaining their ratio constant, showed very little effect on the negative pressure. This can probably be explained by the fact that the roll velocity ratio is very low, and the meniscus remains relatively far from the nip center.

No negative pressure means that there is no divergence of the streamlines while escaping from the nip. Geometrical change in the nip, due to the deformation of the cover on the transfer roll, does not play any significant role in the operating range, as the position of the metering rod showed no influence on the negative pressure peak. In fact, it looks like applying more load on the metering rod does not modify the geometry of the gap, in the range investigated.

4.5.2 - Influence of operating conditions

In order to assess the effect of the operating conditions on the flow, the maximum pressure was measured when modifying the operating parameters V_t, V_m and H for different fluid viscosities. Results are reported in Figures 4.12 to 4.15.

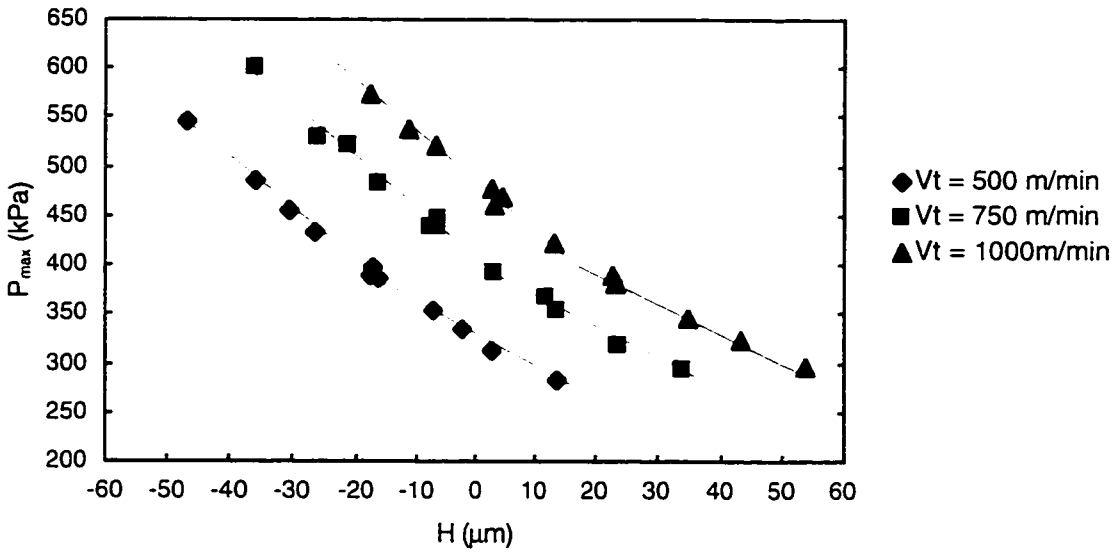


Figure 4.12-a: Effect of the transfer roll velocity on P_{max} ;

V_m = 30 m/min ; μ = 95 mPa.s

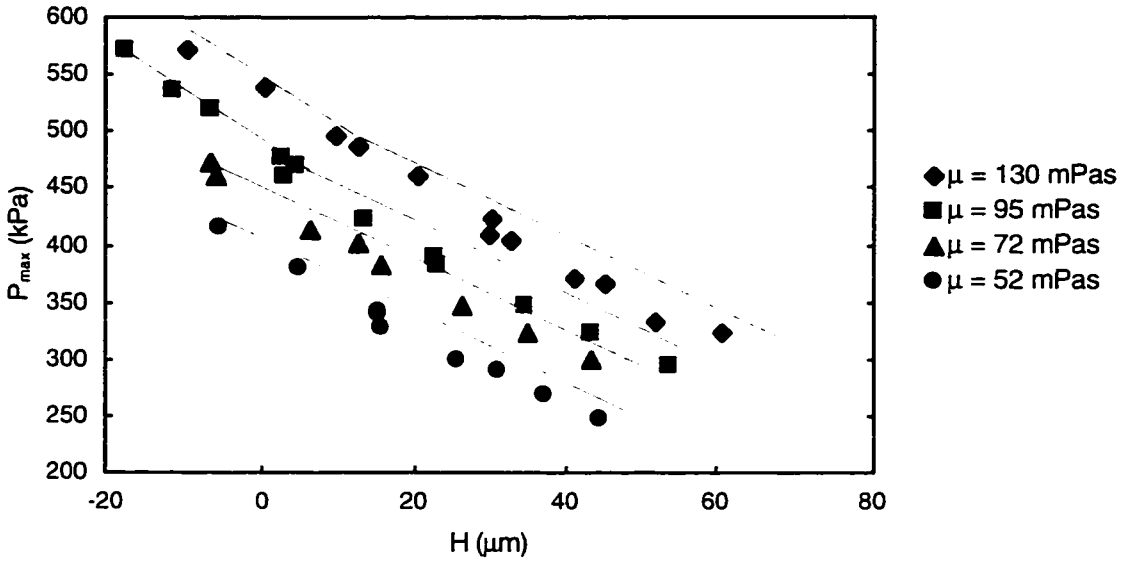


Figure 4.12-b: Effect of the fluid viscosity on P_{max} ; V_t = 1000 m/min ; V_m = 30 m/min

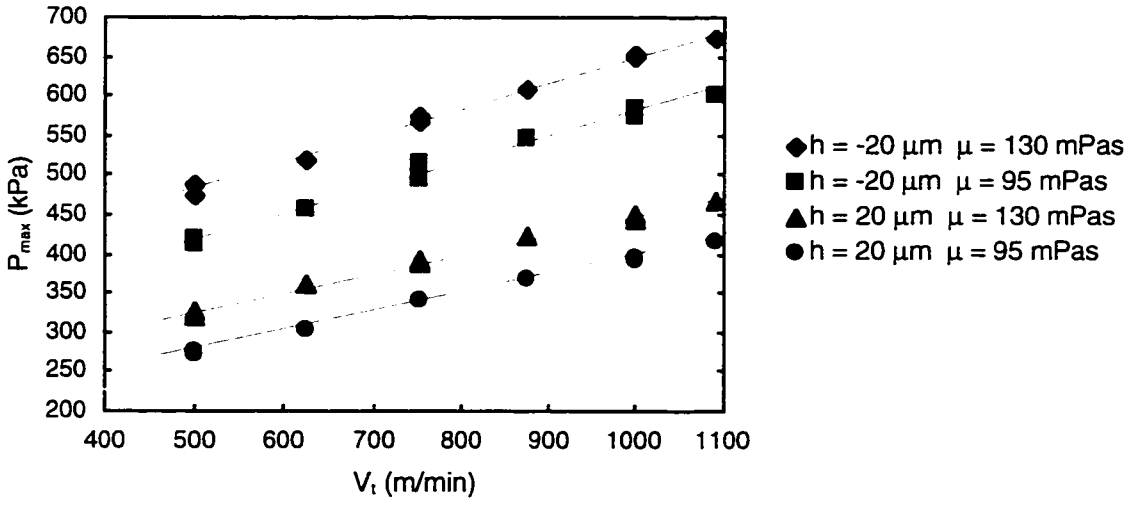


Figure 4.12-c: Effect of the metering rod position on P_{max} ; V_m = 30 m/min

Figures 4.12-a and b show the effects of the position of the metering rod for different values of V_t and μ. These graphs reveal the existence of two different regions where the pressure varies linearly. The critical value H* bounding the two regions depends mainly on V_t and slightly on μ. It can be defined by the following relation:

$$H^* = \frac{2(V_t - 750)}{25} \tag{4.5}$$

We believe that H* could be related to the positive and negative gaps reported in the literature (Carvalho and Scriven, 1993), in other words to a gap geometry transition.

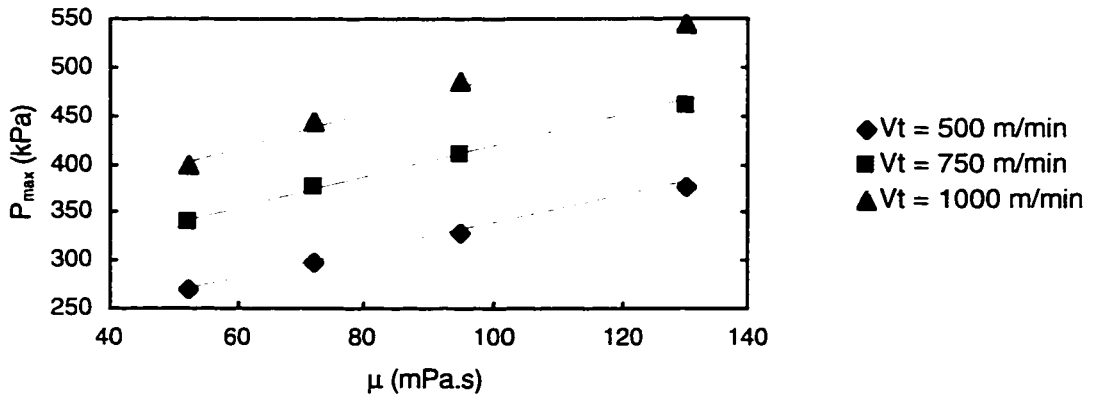
From the last plots, the following slopes can be deduced:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P_{max}}{\Delta H} &= -3.2 \quad kPa/\mu m \quad H>H^* \\ &= -5.0 \quad kPa/\mu m \quad H<H^* \end{aligned} \tag{4.6}$$

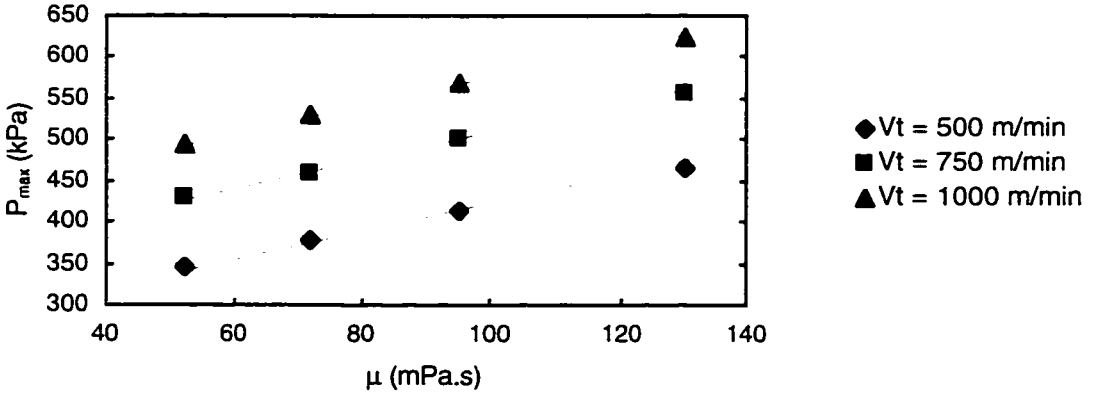
Figure 4.12-c shows the effect of V_t for two viscosities in both gap regions. Again, the maximum pressure increases almost linearly over the range considered. The slopes are:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P_{max}}{\Delta V_t} &= 15.0 \quad kPa.s/m \quad H>H^* \\ &= 20.4 \quad kPa.s/m \quad H<H^* \end{aligned} \tag{4.7}$$

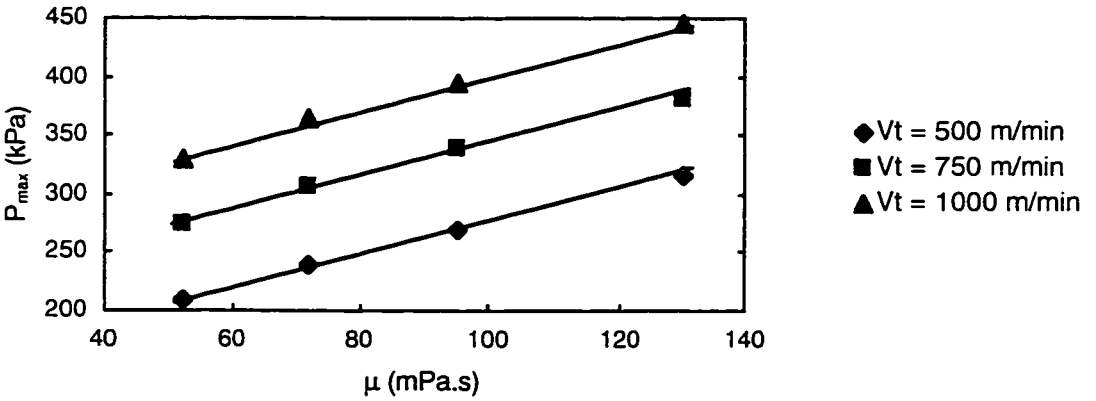
We show in Figure 4.13 the variation of the maximum pressure versus the viscosity for three transfer roll velocities and three gap thickness. Looking at Figure 4.13-a, where the lines plotted are not parallel, it seems that the ratio $\Delta P_{max}/\Delta\mu$ depends on V_t. In reality, this graph corresponds to the transition region where H is close to H*. The Figures 4.13-b and c correspond respectively to the thin and wide gap region, and the pressure slopes are constant in each case. Table 4.3 summarizes the ratios obtained with the four viscosities and the different positions of H relative to H*.



a) H = 0 μm ; V_m = 30 m/min



b) H = -20 μm ; V_m = 30 m/min



c) H = 20 μm ; V_m = 30 m/min

Figure 4.13: Influence of the viscosity on P_{max}

$\Delta P_{max}/\Delta V_t$ (kPa.s/m)	μ (mPa.s)	position of H
15.6	52	$H > H^*$
17.4	72	$H \approx H^*$
18.6	95	$H \leq H^*$
19.2	130	$H < H^*$

Table 4.3: Apparent effects of the metering rod position on $\Delta P/\Delta V_t$

From the plots at H = 20 μm (fig. 4.13-b) and H = -20 μm (fig. 4.13- c), we obtain the following ratios:

$$\frac{\Delta P_{max}}{\Delta \mu} = 1.4 10^6 \quad s^{-1} \quad H > H^* \qquad = 1.8 10^6 \quad s^{-1} \quad H < H^* \tag{4.8}$$

Figure 4.14 shows the influence of V_m on P_{max} for four different viscosities. Here again, there is a linear increase of P_{max}, but this time with some clear dependence on μ:

$$\frac{\Delta P_{max}}{\Delta V_m} = 0.512\,\mu - 7.02 \quad \text{kPa.s} \qquad \text{where } \mu : \text{mPa.s} \tag{4.9}$$

One may notice this ratio is at least as important as $\Delta P_{max}/\Delta V_t$ for the small viscosities, and can be as much as three times bigger for the large ones. The effect of V_m is very small as this velocity does not vary much as compared to V_t. So V_m has almost no influence on the geometry of the gap. Consequently, the relation between μ and $\Delta P_{max}/\Delta V_m$ is an

indication that V_m influences in some manner the flow pattern. This complies with our preceding Reynolds analysis (fig. 4.9).

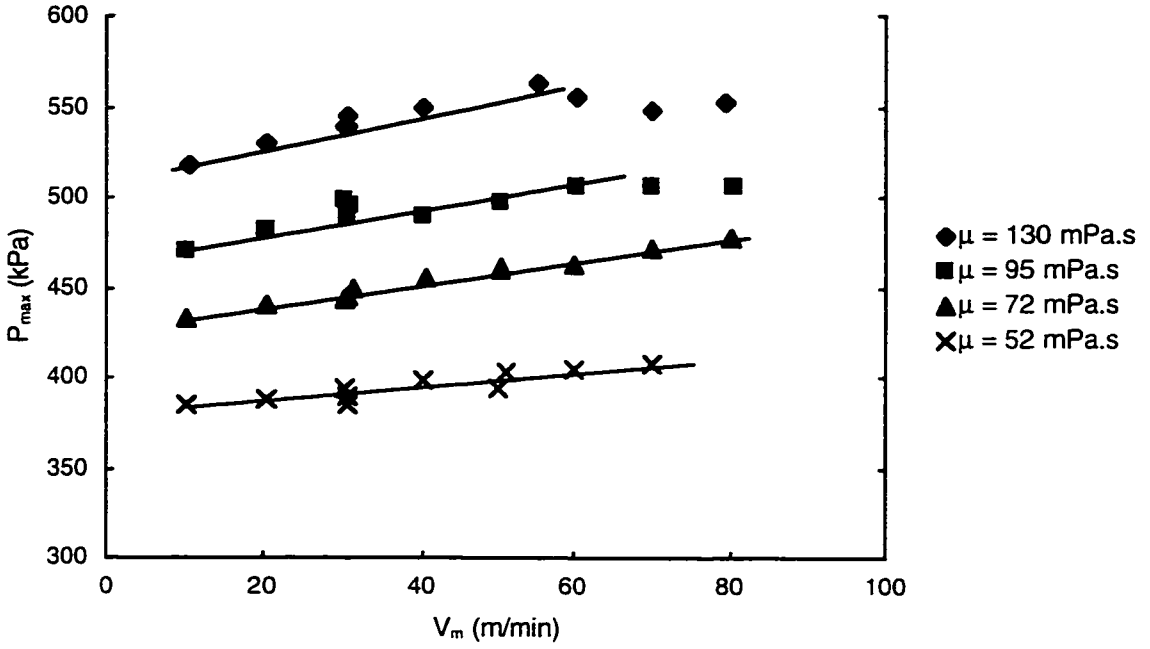


Figure 4.14: Metering rod velocity effects ; V_t = 1000 m/min ; H = 0 μm

4.5.3 - Pressure master curve

Using all of the above data, it is possible to derive a general equation giving the maximum pressure for any set of parameter values:

$$P_{max} = P_o + \frac{\Delta P_{max}}{\Delta V_t}(V_t - V_{to}) + \frac{\Delta P_{max}}{\Delta \mu}(\mu - \mu_o) + \frac{\Delta P_{max}}{\Delta H}(H - H_o) \qquad (4.10)$$

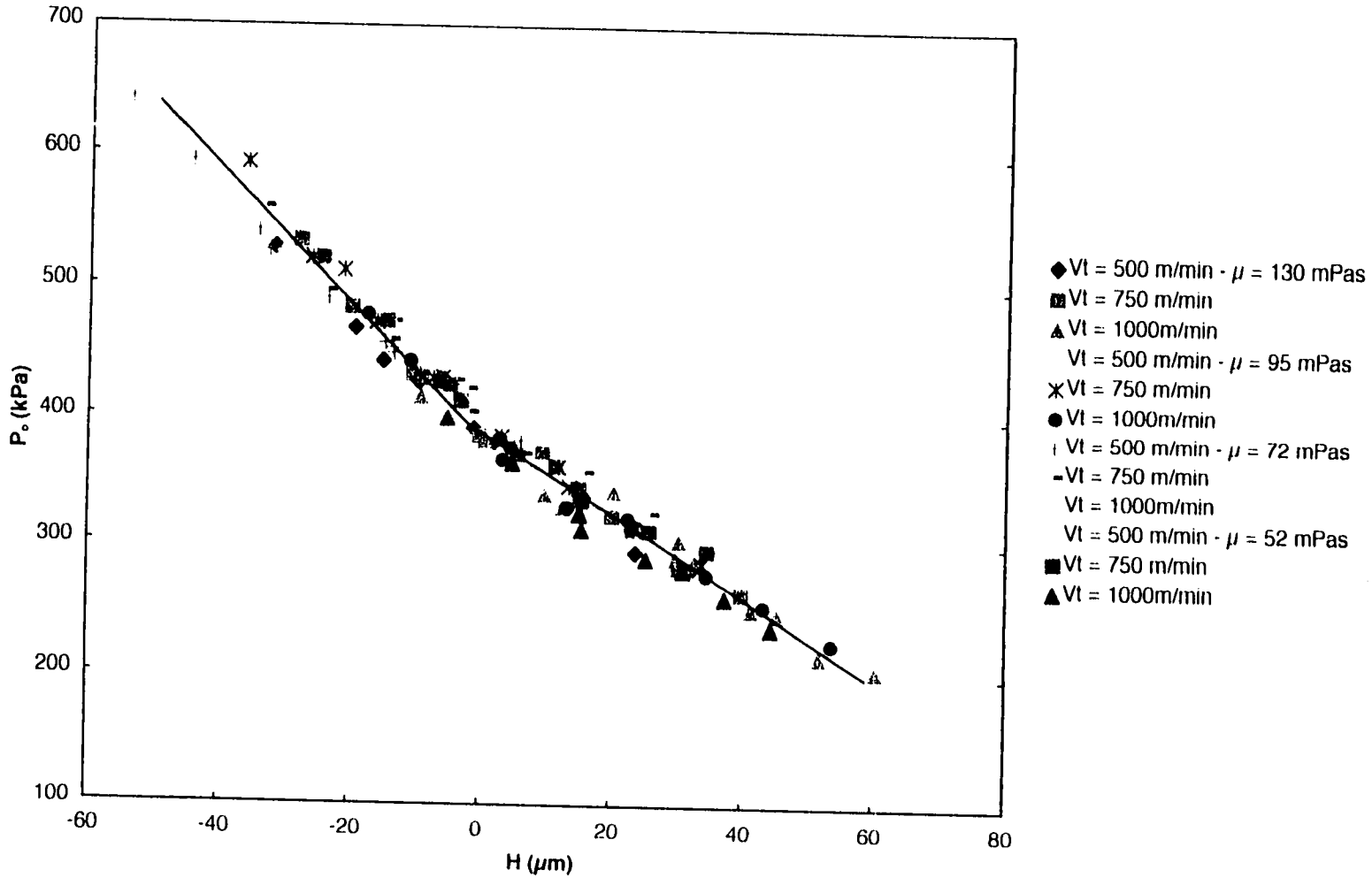


Figure 4.15: Pressure master curve
(reference data: V_m = 750 m/min ; V_{mm} = 30 m/min ; μ_o = 90 mPa.s)

where subscript "o" corresponds to a reference value obtained experimentally. One master curve representing for example P_{max} as a function of H could be deduced, a piece of information useful in design practice. As an illustration, Figure 4.15 represents such a master curve for V_m = 30 m/min. The discrepancy error is evaluated at 8 %, 3 % of which corresponds to the measurement error. The 5 % left is related to the error on slopes and nonlinear effects. Moreover, as mentioned earlier, the absolute value of H is unknown at ±20 µm. This would simply result in shifting the curve of less than 20 µm on the right or on the left.

4.5.4 - Comparison with Carvalho and Scriven results

We will now compare our pressure measurements against the dimensionless approach of Carvalho and Scriven (1993). We recall that their model considers a viscous fluid flow, an elastic transfer roll cover deformation, and uses the lubrication assumptions. Two dimensionless groups are proposed for the pressure, depending on the nip configuration:

$\frac{PR}{\mu V}$ for positive gap, and $\frac{PL}{ER}$ for negative gap, where L is the transfer roll cover thickness

We found that the first group cannot be used in our case. Indeed, if we consider any of our results at a given metering rod position and two different fluid viscosities (for a given value of the elastic number), such dimensional representation systematically gives two clearly unlike pressure profiles. This can be verified, for example, with the maximum pressure measurements plotted on Figure 13.c: at V_t = 500 m/min and μ = 120 mPa.s or at V_t = 1000 m/min and μ = 60 mPa.s, the elastic number is identical for both points (Ne = 6 10^{-6}) but the corresponding maximum pressure measurements differ of 12 %. Then, which of our profile should be compared to the results proposed by Carvalho and Scriven ? We believe that this is due to the fact that the lubrication theory cannot be used in our configuration (thin gap and high velocity).

The second dimensionless group is then used for comparison purpose. We show in Figure 4.16 the dimensionless pressure profile versus the nip length. It should be noticed that the model of Carvalho and Scriven was adjusted to fit our nip geometry. It can be seen that the computed maximum nip pressure is somehow lower but in the same range as our experimental measurement.

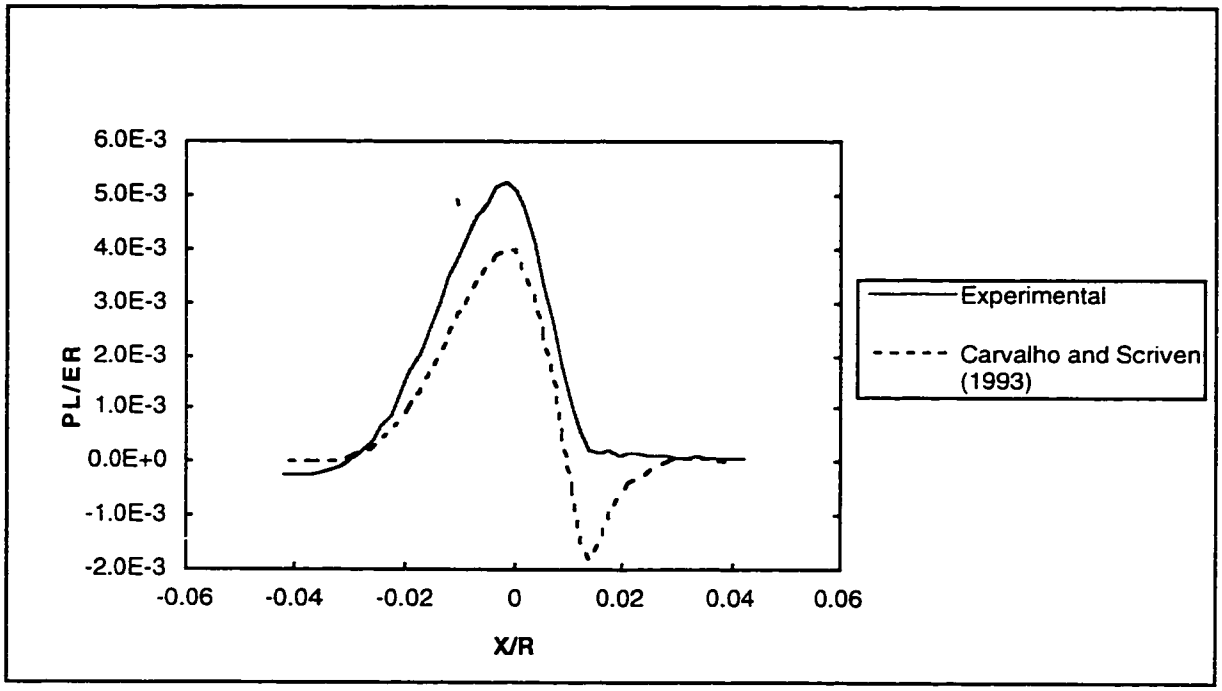


Figure 4.16: Pressure profiles comparison:

Experimental profile: Ne = 7 10^{-7} ; H/R < 10^{-4}

Numerical values (Carvalho and Scriven, 1993): Ne = 10^{-6} ; H/R = -2 10^{-4}

4.6 - Conclusion

A high speed laboratory coating rig has been developed to analyze the flow in the metering unit of a MSP. Hydrodynamic investigations gave quantitative information concerning the stability of the flow.

The pressure profile measurements revealed some interesting features. First of all, a transition has been detected, depending on the normal stress developed in the flow. This modifies the geometry of the nip: the upstream part of the nip is convergent, and before the exit there is either a progressive expansion or none. In the first case a small depression area appears and tends to destabilize the flow on the layer. In the second case, there is no sub-atmospheric pressure and the flow is much more stable. Two elements might be linked with these behaviors: the deformation of the elastomer and the location of the back flow under the meniscus. This transition has been identified by a value H* for the position of the metering rod. H* depends on the transfer roll velocity but not on the viscosity, when the metering rod velocity is kept constant. It is defined by a change of slope for the graphs of maximum pressure with respect to the different operating parameters.

On the other side, the effects of V_m for a constant value of H were investigated. It was shown that varying V_m has an impact on the stability of the layer as well as on the value of the minimum pressure.

Video analysis helps quantify the instabilities. Stability diagrams confirm that in the operational range of a metering size press, where the velocity ratio V_m/V_t is very low (less than 0.1), the gap thickness is very small ($H/R < 10^{-4}$), inertia effects become significant in the stability analysis, and potentially predominant.

Other parameters that have not been taken into account, but may interfere in the flow stability analysis, include the stiffness of the elastomer and the size of the metering rod. A

harder elastomer would certainly increase the value of H*, yielding stronger instabilities. A smaller rod would probably reduce the maximum and minimum pressure values and then stabilize the layer. This will hold if slippage effects on the rod are not predominant. These will have to be taken under close consideration.

4.7 - Remarques additionnelles

À l'issue de cette première série d'expériences, se dégagent un certain nombre de points spécifiques:

Bien que les effets d'inertie ne soient pas ignorés dans la littérature (Benjamin et al. 94), ils n'ont jamais été mis en évidence par des visualisations. Ceci probablement du fait que dans notre configuration, rouleaux corotatifs, rapport des vitesses V_m/V_t très faible et des rayons petit devant 1, ces effets deviennent plus importants que dans les conditions généralement étudiées.

La vitesse de rotation de la barre de dosage est le principal paramètre du procédé qui permet de contrôler la stabilité de la couche. Nous avons vu que le fait d'augmenter la vitesse de la barre de dosage réduit la taille du ménisque à la sortie de l'entrefer, influence la position de la recirculation sous le ménisque et diminue l'amplitude de la dépression. Il est difficile de pousser plus loin l'étude expérimentale de cette zone du fait de son confinement. Le recours aux simulations numériques tridimensionnelles permettrait de mieux caractériser ces phénomènes.

La courbe maîtresse, reliant le niveau de pression atteint dans l'entrefer à la position de la barre de dosage, est obtenue en utilisant des facteurs de décalage constants. Nous devons ici apporter quelque précision. En effet, il est à priori surprenant que la pression maximale dans l'entrefer varie linéairement en particulier en fonction de la vitesse du rouleau de transfert, et de la viscosité du fluide. Mais le fait de modifier un quelconque de ces éléments entraîne aussi une variation de la géométrie de l'entrefer. Au point où nous en

sommes, il est encore difficile de démêler ces effets, et la seule conclusion tangible que l'on puisse apporter ici est que l'adaptation de la géométrie, cumulée aux effets d'inertie apparement non négligeables, ont tendance à compenser d'éventuels effets de non linéarité non reportés. Ceci reste valide, rappelons le, dans une marge d'erreur de 5 % et pour les conditions opératoires exploitées.

CHAPITRE 5 - EXPÉRIENCES AVEC DES SUSPENSIONS

Les tests subséquents devaient être effectués avec des fluides se rapprochant des sauces de couchage. Plusieurs orientations pouvaient être envisagées, la première étant d'utiliser une sauce de couchage modèle et de faire varier certains éléments de sa formulation. Les résultats de la littérature nous montre que l'on ne peut pas généraliser à priori ce type d'expériences, du fait de la complexité des interactions. La deuxième alternative était d'utiliser des fluides modèles simulant certains aspects des sauces de couchages, tels que la rhéofluidifiance, la viscoélasticité ou la thixotropie, et de caractériser leur comportement dans le système. Le risque aurait été alors de ne pas établir de lien assez direct avec les sauces de couchage et de ne pas pouvoir conclure. Nous avons choisi une troisième option, qui consiste à mettre en évidence la présence de particules ayant de faibles interactions entre elles, de façon à mieux contrôler les effets mis en jeux. Le carbonate de calcium, souvent utilisé dans les formulations des sauces de couchage modernes, répond à ce critère.

Des expériences similaires à celles des fluides newtoniens ont été reproduites avec ces suspensions. L'objectif est ici de mettre en évidence la présence de particules dans l'écoulement. Y a-t-il un effet particulier sur la stabilité de la couche ? Quels changements de comportement observe-t-on sur les profils de pression ? Enfin, nous tenterons d'utiliser la courbe maîtresse obtenue précédemment pour définir un paramètre rhéologique de procédé.

RHEOLOGICAL INVESTIGATIONS OF $CaCO_3$ SLURRIES IN THE METERING NIP OF A MSP

O. Réglat and P.A. Tanguy

NSERC/Paprican Chair

Dept. of Chemical Engineering

École Polytechnique

P.O. Box 6079, Station Centre-ville

Montreal, Canada, H3C 3A7

Keywords: film coating, premetering, smooth rod, ribbing instabilities, pressure profile, suspensions, process viscosity

Submitted to TAPPI Journal, Novembre 1996.

5.1 - Abstract

The coating uniformity in a metering size press is controlled in a large part by the metering operation. In this paper, some experimental measurements are conducted on a high speed laboratory rig, representing the premetering unit of a coater. The effects of different particle concentrations on the ribbing stability and the flow behavior in the metering nip are investigated. It is shown that at high speed (1000 m/min) and for thin gaps, inertia controls the rib pattern. Next the role of rheology in a metering nip is clarified. Pressure profile measurements reveal that simple shear viscosity is not a relevant quantity to describe the flow behavior. Instead, a process viscosity measured in situ is introduced and proves more adequate.

5.2 - Introduction

The popularity of the metering size press (MSP) in the coated paper industry is rapidly growing. Indeed, recent technological improvements make it possible to apply a wide range of coat weights with highly pigmented coating colors on fragile webs containing mechanical pulp or recycled fibers (Klass and Akesson, 1996). In a MSP, the formation of the coating film and its application on the paper web are separate operations. As a result, almost no shear stress is applied on the paper which minimizes web breaks. The coating film is applied on the transfer roll by a co-rotating smooth metering rod (Figure 5.1) which develops the shear forces necessary to form a thin and uniform layer of coating color (Rantanen and Finch, 1994).

Depending on the operating conditions and the formulation, spurious phenomena like color spitting and coating ribs may be triggered in the metering nip. They can be partially eliminated by the choice of an optimal metering rod diameter and transfer roll cover (Stranger, 1995). Coating rheology is however a predominant factor (Gane et al. 1992,

Grön et al. 1996, Triantafillopoulos and Lee 1996), particularly at high machine speed or high pigment concentration.

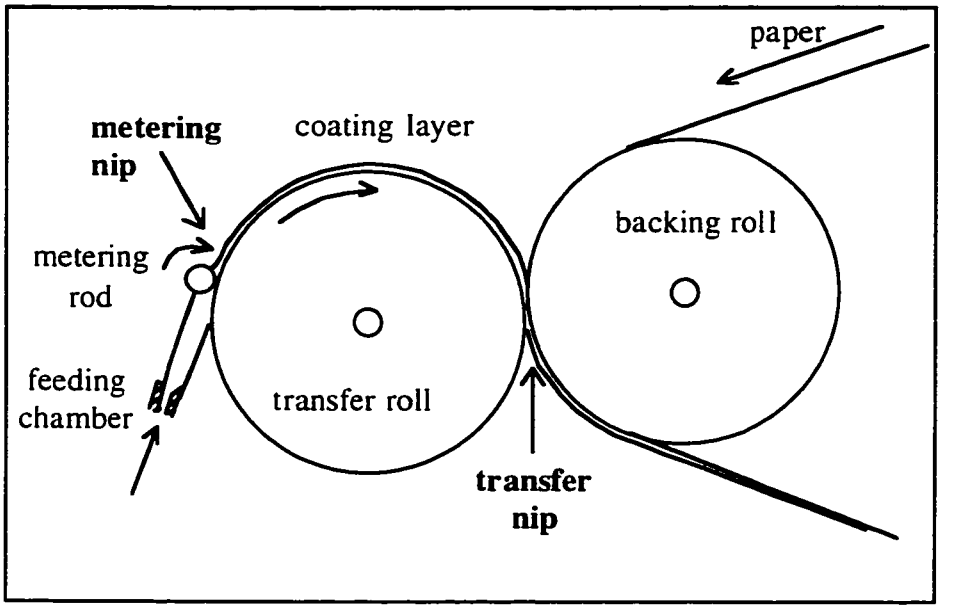


Figure 5.1: Metering size press

Coating colors are very complex fluids from a rheological standpoint. They are composed of mineral pigments, natural or synthetic binders, soluble co-binders, dispersing aids, and lubricants. Functional chemicals are added in order to facilitate the preparation and improve the final quality of the product. Rheological properties of coating colors have been widely investigated. The shear viscosity is measured using different rheometers, depending on the shear rate level. Rotational viscometers with Couette geometry are well suited for the lower shear rates (10^{-2} to 10^{3} s^{-1}). In permanent flow conditions, coating fluids exhibit shear thinning properties. At low shear rates, oscillatory measurements evidenced viscoelasticity and thixotropy (Fadat et al. 1988, Lavoie 1995). This rather complicated behavior has been associated with the formation of structures in the fluid that

are shear sensitive (Carreau and Lavoie, 1992). Viscosity can be measured at higher shear rate (up to 10^4 s^{-1}) using the same kind of geometry with smaller gap distance. Such measurements are however not easy to perform, the main difficulty being the control of temperature (shear induced heating effects), the control of the homogeneity of the sample (particle migration), and wall slippage effect in the rheometer. Capillary rheometers have also been used to measure high shear rate viscosity (10^3 to 10^6 s^{-1}) (Tsuji et al., 1990). But here again, wall slippage effects in the capillary appear at high shear rates (Yimalzer and Kalyon, 1989), that must be corrected with the Mooney method (1931). It has been reported that under steady high shear rates, the viscoelastic and thixotropic nature of the color tend to disappear but shear thickening properties may develop (Laun and Hirsh 1989, Roper and Attal 1993).

Coyle et al. (1990c) investigated the flow of shear thinning and elastic fluids in a reverse roll coater. They used a dilute solution of sodium alginate in glycerin and water as a shear thinning fluid, and showed that, as long as the viscosity at the characteristic process shear rate is considered, the flow behavior is essentially the same as Newtonian liquids. Thereafter, testing dilute solutions of polyacrylamide in glycerin and water, which are highly elastic while exhibiting constant shear viscosity, they observed that the flow was considerably altered. Indeed, considering the Deborah number, the ratio of the fluid relaxation time to the process characteristic time, evaluated at 100, elastic effects were expected to dominate. On the other hand, Carreau and Lavoie (1992) conducted some high speed experiments on a lubrication rig developed by Dorémus and Piau (1981). Their test fluids were kaolin suspensions with and without CMC, a common cobinder in the paper industry. These fluids are shown to be highly viscoelastic under small rate of deformation. But, no significant viscoelastic effect appeared at high deformation rate (10^5 s^{-1}). They concluded that for their formulation, the storage modulus, associated to the internal structure of the suspension, decreases rapidly with increasing strain.

Coating colors can be considered as memory fluids due to their shear sensitive structure. Their characteristic time varies from one second to one hour depending on the flow conditions. Transient rheological measurements give some indications on their behavior before reaching steady flow conditions (Laun and Hirsh, 1989). Such measurements revealed an overshoot of viscosity under stress step growth conditions, a phenomenon often identified as a viscoelastic response. The amplitude of the overshoot was found to depend on the color rheological history. Lavoie et al. (1996) reported that coating colors under creep flow conditions exhibit a critical deformation, under which the color behaves like a solid, and beyond which it flows. This critical deformation is close to the one that occurs in the metering nip.

The fluid flow history on a metering size press, before reaching the metering nip, is fairly complex. The coating make-down dictates the degree of homogenization of the color. The dispersion time, the type of agitator and its rotational speed govern the microstructural organization of the color, which can affect its rheological properties (Camatta, 1997). In a similar fashion, the shear rate level achieved in the flow through the delivery pipes (less than 100 s^{-1}) modifies the structural organization of the color delivered to the metering chamber. Then it goes through the metering nip where it is suddenly submitted to a very high extensional rate during a very short time (of the order of one millisecond). Beyond the nip, the strain ceases almost immediately and the fluid relaxes.

It is clear that none of the classical rheological measurements can predict how the fluid will behave in such conditions. Indeed, the structure of the color before the nip is unknown (and difficult to measure) and the flow conditions during standard rheological characterizations are not capable of mimicking the shear/extensional combination found in the metering nip. Of course, laboratory measurements may provide some sort of rheological signature on different formulations, based on the determination of material functions such as storage and loss modulus. It makes it possible to differentiate one color from another according to some specific characteristics. But no strong link has yet been

established between these characterizations and the coating color behavior in real flow conditions (Lavoie et al., 1996).

The coating color behavior in a reverse roll coating device like the premetering section of a MSP must be investigated under real high speed flow conditions. Such behavior can then be characterized from in situ measurement by a process viscosity, or a viscosity corresponding to some specific flow conditions. These conditions include here both high shear and extensional deformation rates, as well as a very short process characteristic time.

In order to address this issue, a laboratory coating rig was built. Video observations and nip pressure profile measurements where achieved using both Newtonian and pigmented fluids with low particle interactions. The aim is to detect the effect of the presence of particles on the flow behavior within and beyond the nip at high speed, as well as to determine the process viscosity for a wide range of pigment concentrations.

5.3 - Experimental set-up

5.3.1 - Laboratory coating rig

The laboratory coater (Figure 5.2) is composed of a transfer roll of 0.8 m in diameter, running at up to 1100 m/min. It is covered with an elastomer (Styrene butadien copolymer, Dynacoat from StoweWoodward), having a hardness of 60 P&J (Young modulus: 10^7 MPa), and a thickness of 15 mm. A 0.2 m wide coat strip is spread on the transfer roll with a metering unit and is scraped with a doctor blade and recycled into a reservoir of 80 l. The metering rod is chrome plated. Its diameter of 80 mm is fairly large as compared to common industrial size (15 to 40 mm) (Stranger, 1995), but was selected for instrumentation reasons. The rod can be run at 100 m/min in the same rotational direction as the transfer roll (reverse roll coating). It is pushed against the transfer roll with

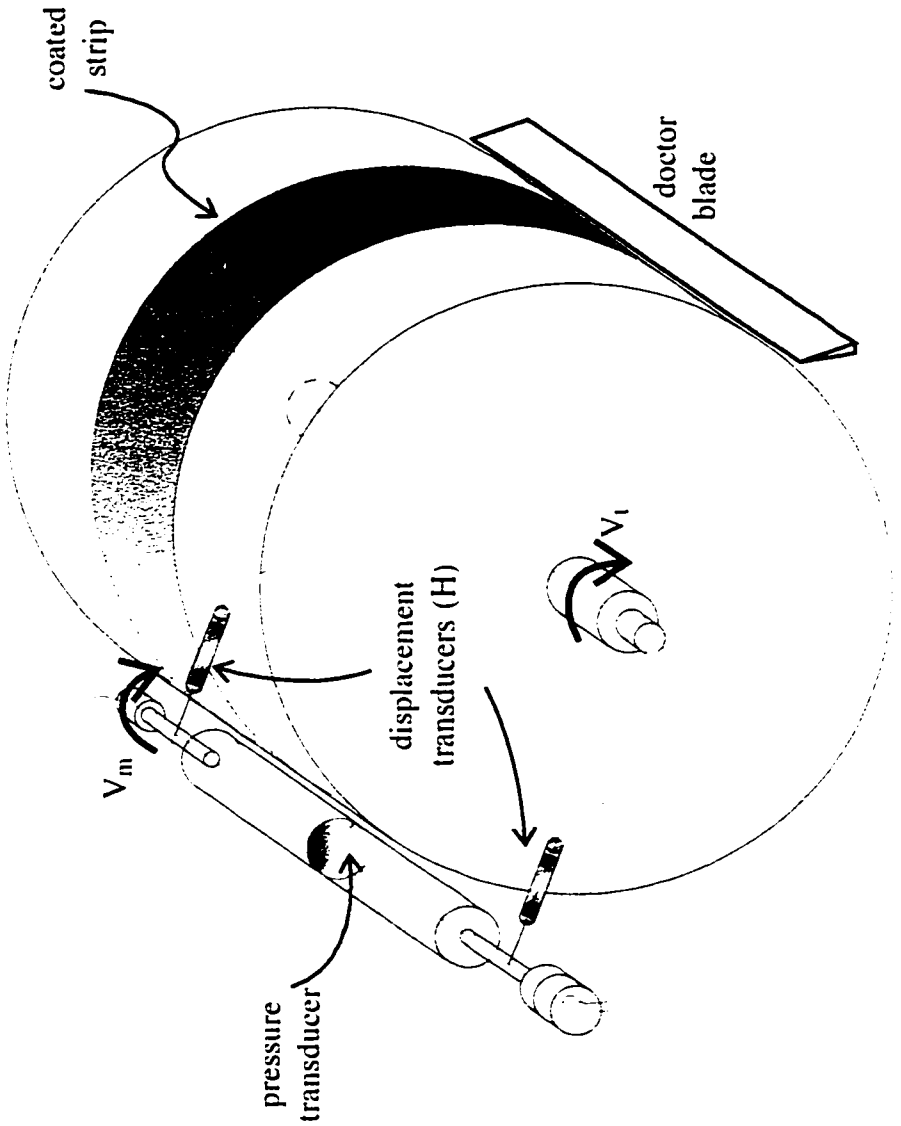


Figure 5.2: Laboratory coating rig

two air cylinders providing a maximum load of 3 kN/m. The color is delivered by a non-confined chamber as illustrated in Figure 5.3. A flexible blade is applied against the transfer roll. At its extremity, an adjustable rigid blade makes it possible to apply the coat upstream to the nip, as a thick layer of 1 mm to 5 mm. Then, part of the coat is metered through the nip, the other part is removed of the system (hence the term non-confined).

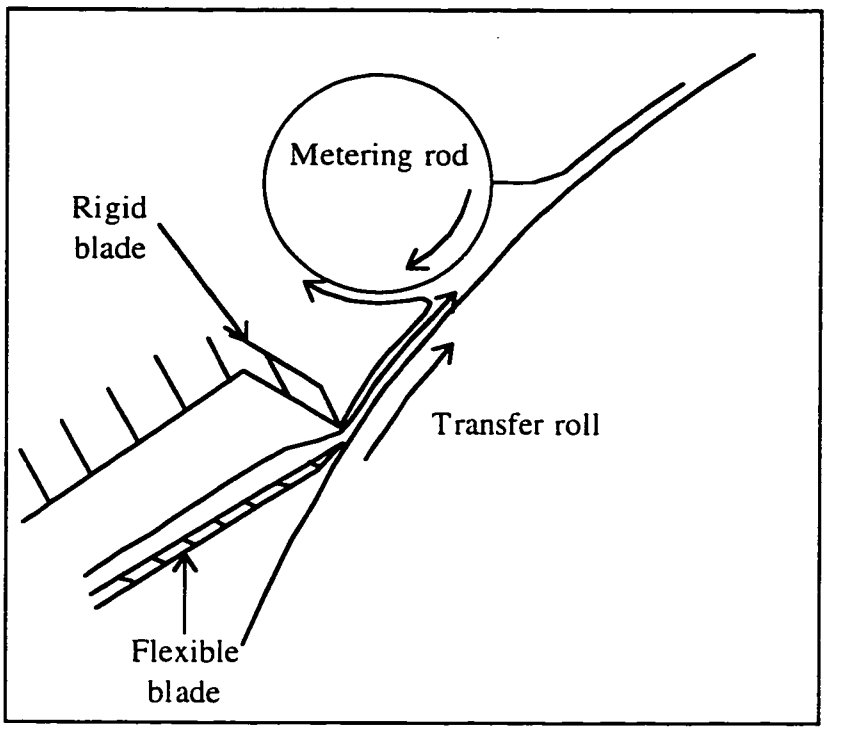


Figure 5.3: Non-confined feeding head

In this coater, roll and rod velocities are measured with two encoders located at one end of each shaft. The gap thickness is not accessible experimentally, due to the deformation of the soft roll cover. Instead, the metering rod position is set by applied the load with the two air cylinders, and measured with two displacement transducers located at both ends of

the rod. Their range of measurement is of 0 to 100 μm. A reference position is defined when both rod and roll are in slight contact while being at rest. This position is not easy to establish. It is adjusted by naked eye, and the uncertainty is estimated at ± 20 μm. However, a calibration procedure makes it possible to keep the same bias for all the measurements. Finally, a small piezo-transducer, flush mounted on the metering rod, measures the pressure profile in the nip. The range of measurement of the transducer is from - 50 to 650 kPa, with a response time of 250 kHz. The membrane of the transducer has been curved and polished in order to fit the metering rod surface. The surface roughness obtained is less than 3 μm. This allows a good description of the coating dynamics in the metering device.

5.3.2 - Test fluids

Polyethylene glycol (PEG, Hermann Ter Hell & Co., GMBH) having a low molecular weight (M_w = 35000), was selected as a Newtonian fluid for its stable rheological properties and ease to work with. The concentration of PEG was varied in order to obtain a range of shear viscosity from 10 to 130 mPa·s.

Calcium carbonate (Carbital 90, ECCI) was selected as the sole pigment source for the coating fluids because of its very regular spherical shape (90 % of the particles with a diameter less than 2 μm) and the fact that it is not prone to strong particle-particle interactions. Also, these suspensions are not expected to exhibit any thixotropic behavior or any measurable normal stresses at high shear rates (> 2 10^3 s^{-1}) (Triantafillopoulos and Grankvist 1992, Engstrom and Rigdahl 1987). Four different calcium carbonate suspensions were prepared. The solid concentration was varied from 25 to 75 wt % (dry particle density: 2.2 g/m^3). Some PEG was added to the lowest concentrations in order to raise their high shear viscosity (infinite plateau viscosity) to the one of standard coating formulations used on MSP (for example: Grön and Kline, 1993). Table 5.1 summarizes the different properties of the fluids tested.

	Newtonian tests	Calibration tests	Suspensions			
$CaCO_3$ (wt %)	0	0	25	55	70	75
PEG (wt %)	15 to 35	10 to 15	10	6.5	0	0
ρ (kg/m^3)	1200	1200	1200	1500	1800	1900
σ (N/m)	0.52	0.52	0.47	0.46	0.45	0.45
μ_s (mPa·s)	30 to 130	10 to 30	40	24	17	32

Table 5.1: Parameters for the test fluids

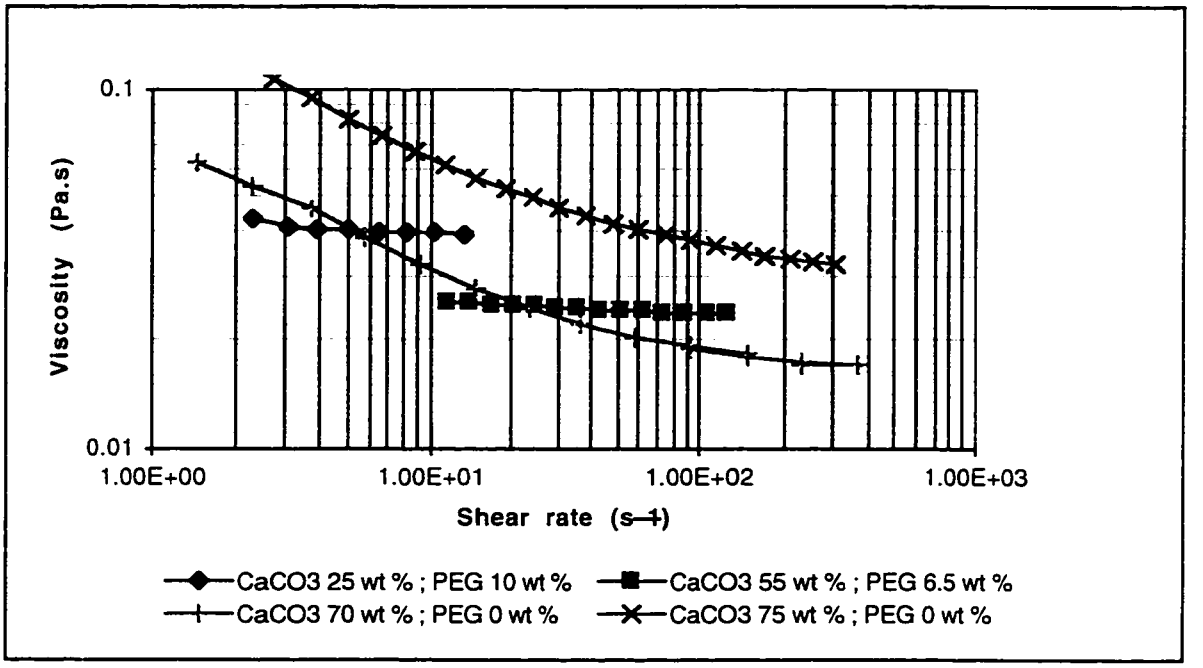


Figure 5.4: Flow curves of calcium carbonate suspensions

Viscosity measurements were performed on a Bohlin VOR rotational viscometer, with a Couette configuration, in permanent flow conditions and at room temperature (22 ± 0.5 °C). Flow curves are presented on Figure 5.4. Both 25 wt % and 55 wt % suspensions exhibit a Newtonian plateau. For the two others suspensions, shear thinning effects appear at low shear rates (less than 100 s^{-1}) and a viscosity plateau is reached at higher shear rate. Surface tension measurements were performed for all the fluids, using the Wilhelmy slide method (1863). Table 5.1 summarizes the different properties of the fluids tested.

5.3.3 - Visualization experiments

Video analysis is very well adapted to assess the stability properties of a surface layer. It has already been used to study ribbing instabilities (Carvalho et al. 1994, Coyle et al. 1990b). The technique we used has already been described in (Réglat and Tanguy, 1997a). The set-up is presented in Figure 5.4. It is composed of a 250 W tungsten light, a camera equipped with a zoom lens (6 to 90 mm), a video recorder and an image analysis system. The width of the ribs can be accurately measured by capturing 40 mm of a band of reflection. However, due to the variation of the optical properties of the fluids with the particle concentration, we found it very delicate to compare the height of the ribs. For this reason, only qualitative evaluations were made. 42 video frames were grabbed and digitized for two different concentrations of CaCO3, 55 wt % and 70 wt %, three different transfer roll velocities, four metering rod velocities and five positions of the metering rod. Measured widths and corresponding operating conditions are reported in Table 5.2.

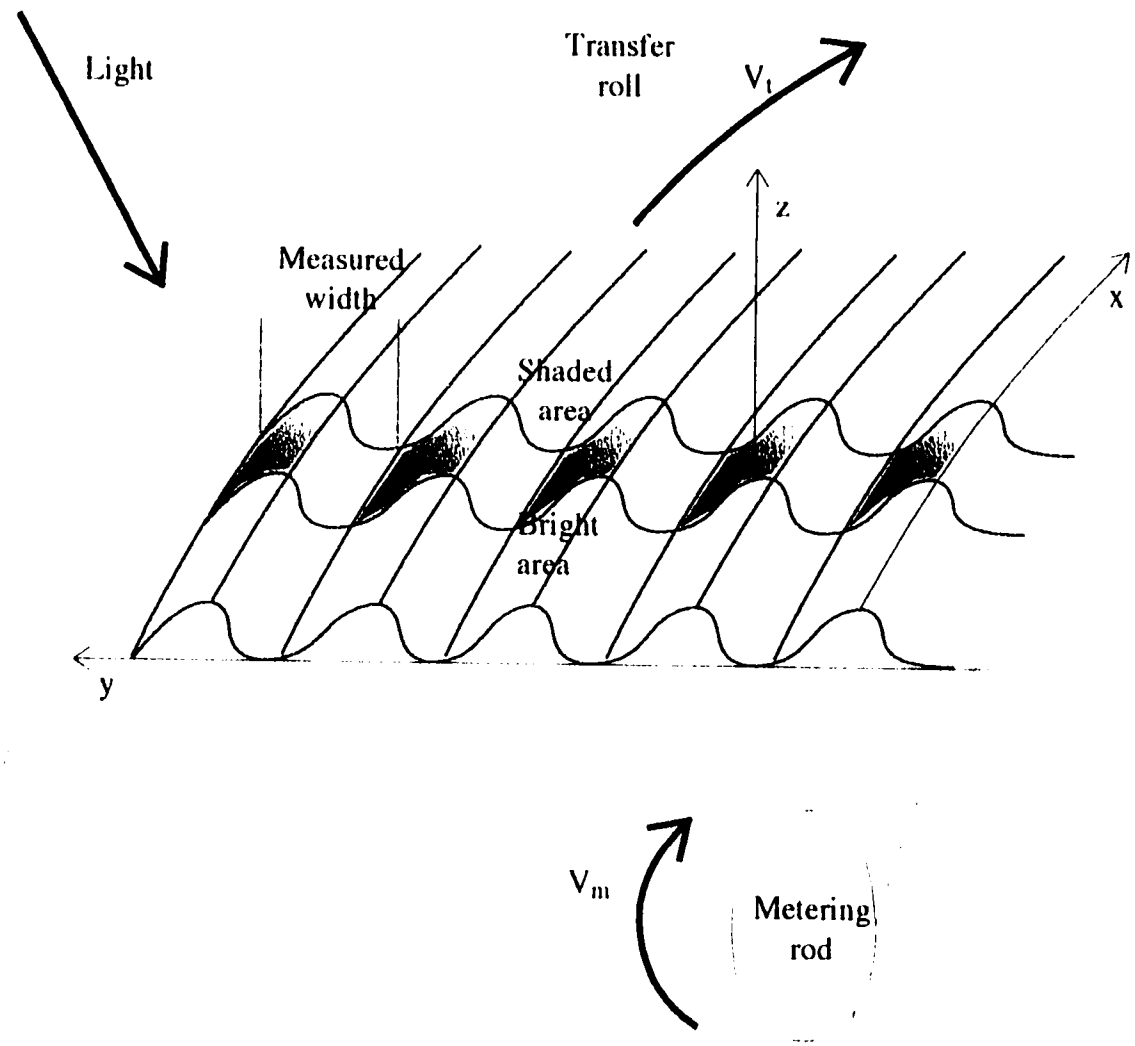


Figure 5.5: Video set-up

V_t (m/min)	V_m (m/min)	$CaCO_3$ 55 wt %		$CaCO_3$ 70 wt %	
		H (μm)	Width (mm)	H (μm)	Width (mm)
500	15	20	0.86	25	1.05
	30	50	1.00	70	1.91
		20	0.81	40	1.10
		10	0.80	25	1.02
				10	0.92
				-10	0.92
	45	20	0.68	25	0.98
	60	20	0.65	25	1.00
750	15	20	1.05	25	1.05
	30	70	1.47	70	1.69
		50	1.29	40	1.22
		30	1.02	25	1.07
		20	0.98	10	1.05
		10	0.98	-10	1.05
	45	20	0.86	25	1.00
	60	20	0.83	25	1.02
1000	15	20	1.19	10	1.19
	30	50	1.19	60	1.33
		20	1.05	30	1.13
				10	1.16
				-10	1.07
	45	20	0.98	10	1.05
	60	20	0.94	10	0.96

Table 5.2: Width measurements on video recordings

5.4 - Analysis of the ribbing pattern

A previous analysis of the ribs, carried out with Newtonian fluids (Réglat and Tanguy, 1997a), showed that their width and height are respectively sensitive to capillary and inertial effects. When using pigmented fluids, it was observed that the ribbing behavior followed the same trends. Two significant differences were however noted :

- rib width was twice as large as that predicted from a capillary number analysis;
- gap thickness had some influence on rib width.

A typical mechanism of rib size reduction was observed when varying either the nip gap or the rod metering velocity. Different steps are illustrated on the photos shown in Figure 5.6-a.

Starting with a large gap thickness and a low metering rod velocity, a stable (over time) and uniform large rib pattern is obtained. When the gap thickness is progressively reduced, some unstable intermediate patterns appear, resulting from the splitting of each large stable rib into two smaller ones of unequal size (one extremity is much deeper than the other). For a group of five originally large ribs, three to four split alternatively and come back to their original shape. Then, as the metering rod is accelerated, the larger ribs completely disappear, and the small ones tend to stabilize while becoming uniformly shaped. A schematic summary of this rib splitting sequence is given in Figure 5.6-b. It should be noted here that this mechanism is much clearer for the colors with the highest particle concentrations, although it may exist with low pigmented fluids.

The mechanism described above demonstrates the existence of two superimposed perturbations. When two fluids with different particle concentrations are compared under similar operating conditions, different values for the maximum and minimum rib widths are obtained (Table 5.3). It is therefore clear that the development of large and small rib

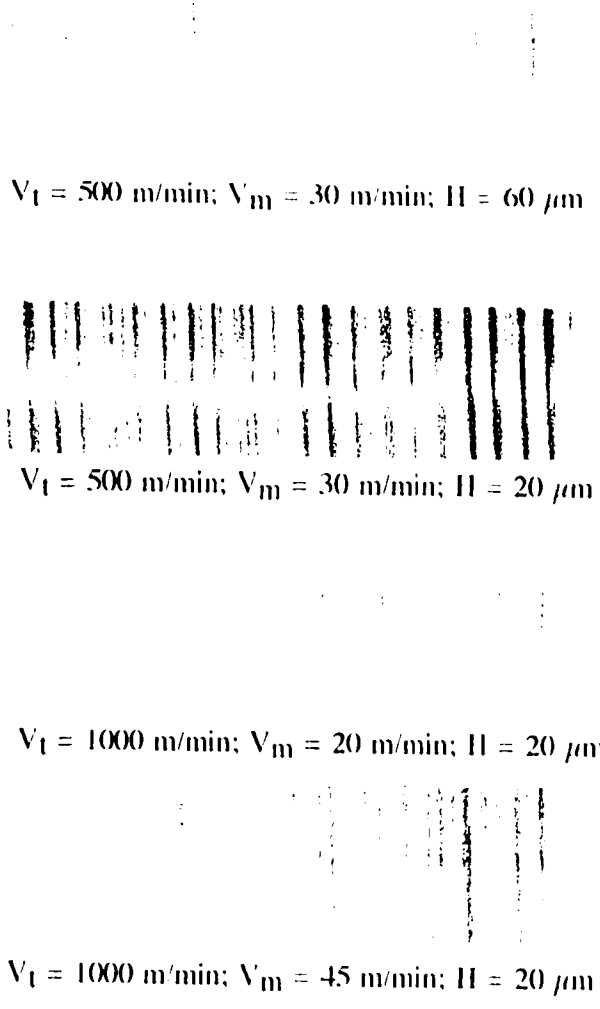


Figure 5.6-a: Rib patterns

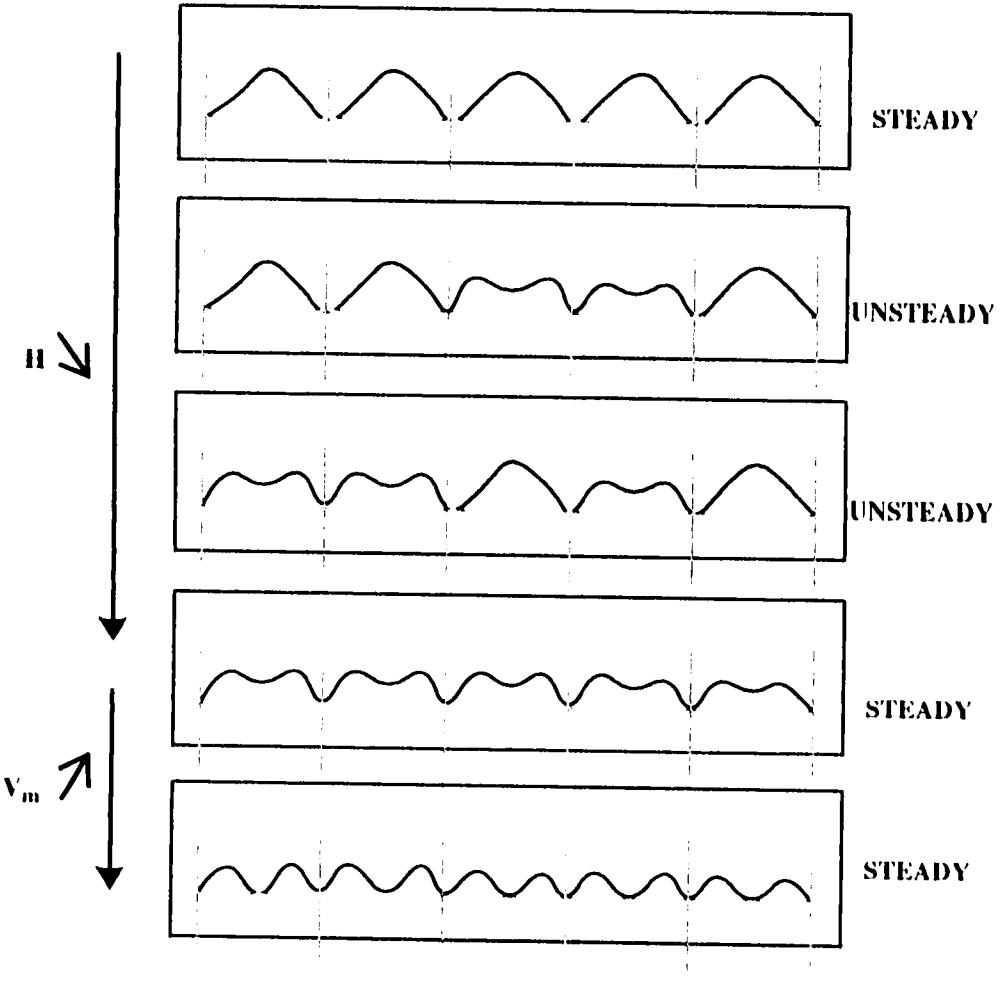


Figure 5.6-b: Video sequence of rib size reduction

patterns do depend on some hydrodynamic phenomenon. They are not induced by external mechanical perturbation.

Solids content wt %	Min mm	Max mm
55	0.65	1.47
70	0.97	1.69

Table 5.3: Maximum and minimum rib widths

No generalized diagram representing the effects of the capillary number and the velocity ratio as in Coyle et al. (1990a) or Réglat and Tanguy (1997a) could be obtained from these measurements. It can however be instructive to study the variation of the rib width with the position of the metering rod for different transfer roll velocities as presented in Figure 5.7. This diagram can be split into two regions: one, corresponding to wide gap, which shows a decrease in the rib width when the transfer roll velocity is increased, and another one for small gap, with the opposite phenomenon. The transition between these two regions occurs at around 35 μm.

Following the generalized diagrams found in (Réglat and Tanguy, 1997a) and (Coyle et al. 1990a), accelerating the transfer roll increases the capillary number, a stabilizing factor for the ribbing flow. However, it also increases the Reynolds number, a flow destabilizing factor because of inertia. Both effects are in competition. Wide gaps are more sensitive to capillary effects, while thin ones are dominated by inertia effects. This last case corresponds to the smallest perturbations in the rib patterns.

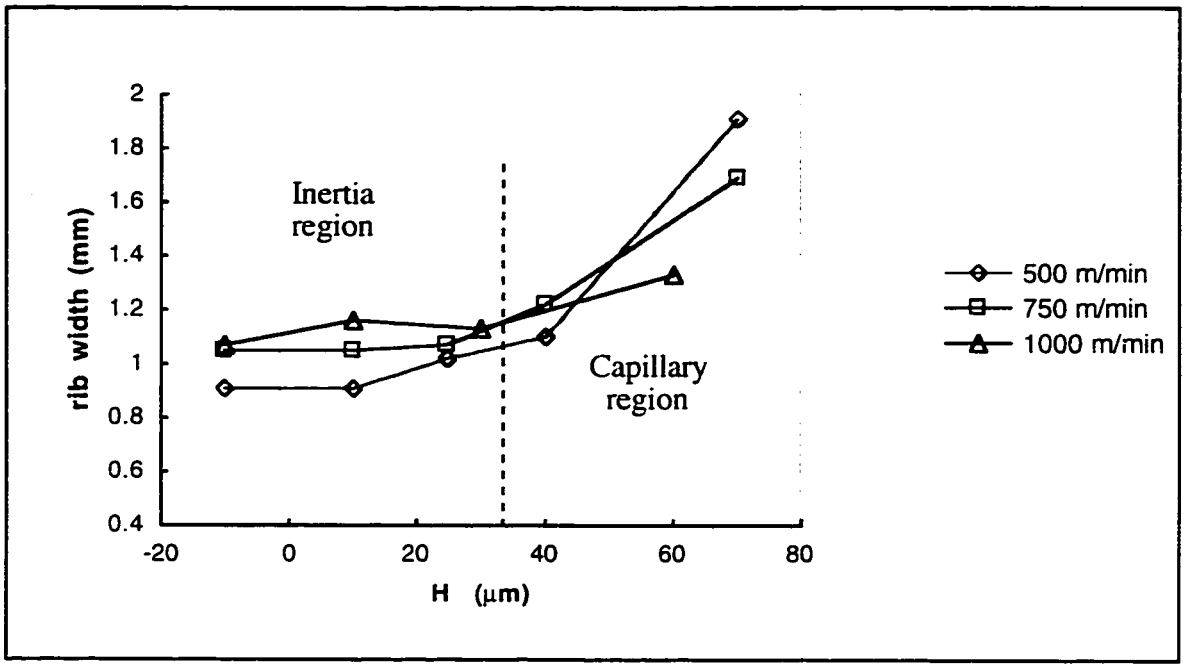


Figure 5.7: Video measurements for $CaCO_3$ 70 wt %

It should be noted that the above results are compared with those obtained for non-pigmented Newtonian fluids (Réglat and Tanguy, 1997a), it can be readily noted that the capillary number is twice as small in the present study while the Reynolds number is three times higher. This might explain why generalized diagrams worked in the Newtonian case and do not work here.

5.5 - Pressure profile analysis

The operating conditions used for the analysis of the nip pressure are given in Table 5.4. Following Réglat and Tanguy (1997a), we present in Figure 5.8 a master curve P_o vs H, where P_o is the maximum pressure obtained at the reference values: μ_o = 90 mPa·s and V_{to} = 750 m/min, and H is the metering rod position.

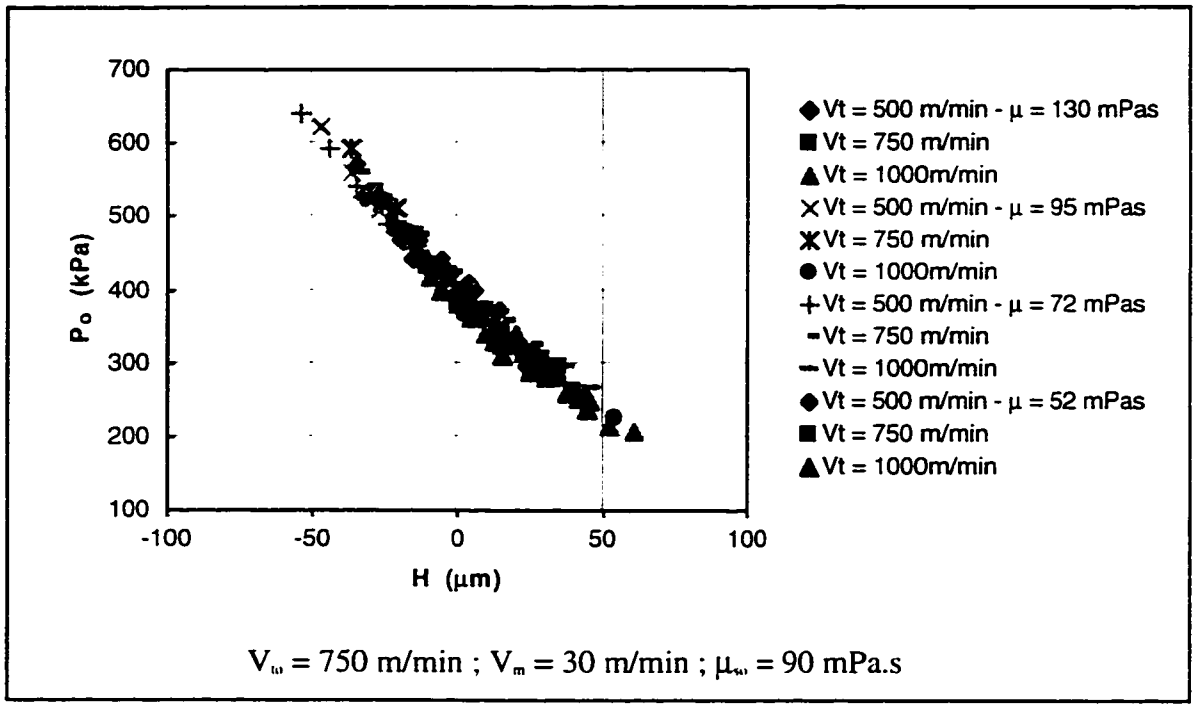


Figure 5.8: Pressure master curve

$CaCO_3$ (wt %)	V_t (m/min)	V_m (m/min)	H (µm)
0	500 ; 750 ; 1000	30	-15 to 50
25	500 ; 750 ; 1000	30 15 to 80	-15 to 55 10
55	500 ; 750 ; 1000	30 15 to 60	-5 to 55 20
70	500 ; 750 ; 1000	30 15 to 60	-20 to 90 30
75	500 ; 750 ; 1000	30 15 to 60	-15 to 100 30

Table 5.4: Operating conditions

The equation associated to the master curve is defined as:

$$P_{max} = P_o + \frac{\Delta P}{\Delta \mu_s}(\mu_s - \mu_o) + \frac{\Delta P}{\Delta V_t}(V_t - V_{to}) \qquad (5.1)$$

The pressure gradient terms in this equation (shift factors) were obtained from a calibration with a Newtonian fluid (PEG solution). The practical interest of this equation is that it readily gives the maximum pressure P_{max} for any set (μ_s, V_t). Similarly, the process viscosity can be deduced from the measurement of the maximum pressure at given operating conditions, as explained later.

We show in Figures 5.9-a to 5.9-c the variation of the nip pressure profiles with the operating conditions for a slurry concentration of 70 wt %. It can be seen that :

- positive and negative pressure peaks are accentuated as the transfer roll velocity is raised;
- the same trend is observed when the gap thickness is reduced;
- this trend is not verified at all when the metering rod velocity is raised: the maximum pressure decreases when V_m reaches 60 m/min. This is probably due to an effect of slippage on the metering rod. Also, the negative peak disappears at high metering rod speed, providing a stable layer with small ribs pattern as described earlier.

The impact of the solids concentration on the pressure profiles at operating conditions typical of those of industrial coaters is presented in Figure 5.9-d. No significant effect can be detected at low particle concentration. However, when the particle concentration is further increased, the maximum pressure rises drastically even if the steady shear viscosity, as reported on the flow curves in Figure 5.4, is lower! This shows that the shear viscosity is not the only relevant parameter that controls the hydrodynamics

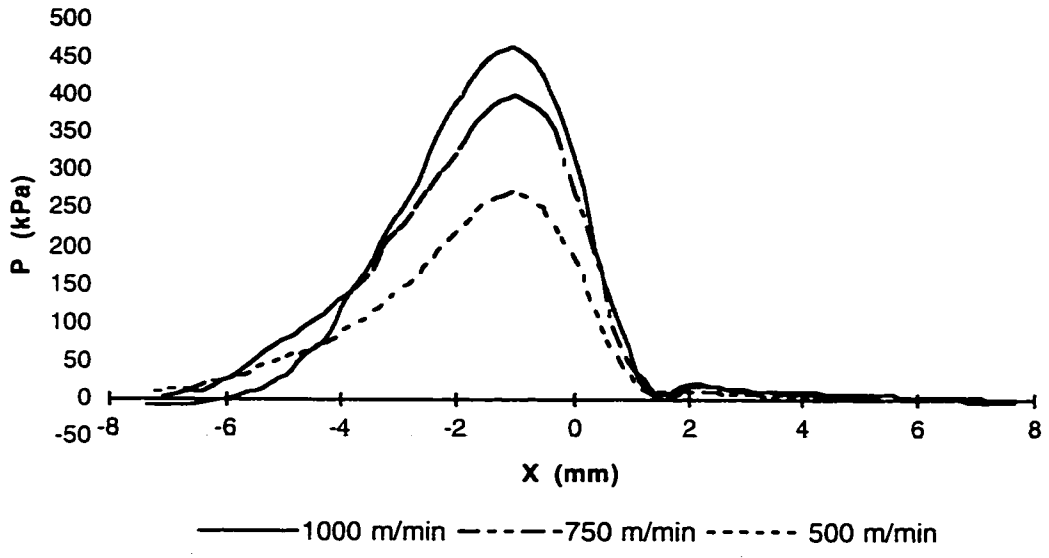


Figure 5.9-a: Pressure profiles at different transfer roll velocities;

CaCO3 70 wt % ; V_m = 30 m/min ; H = 35 µm

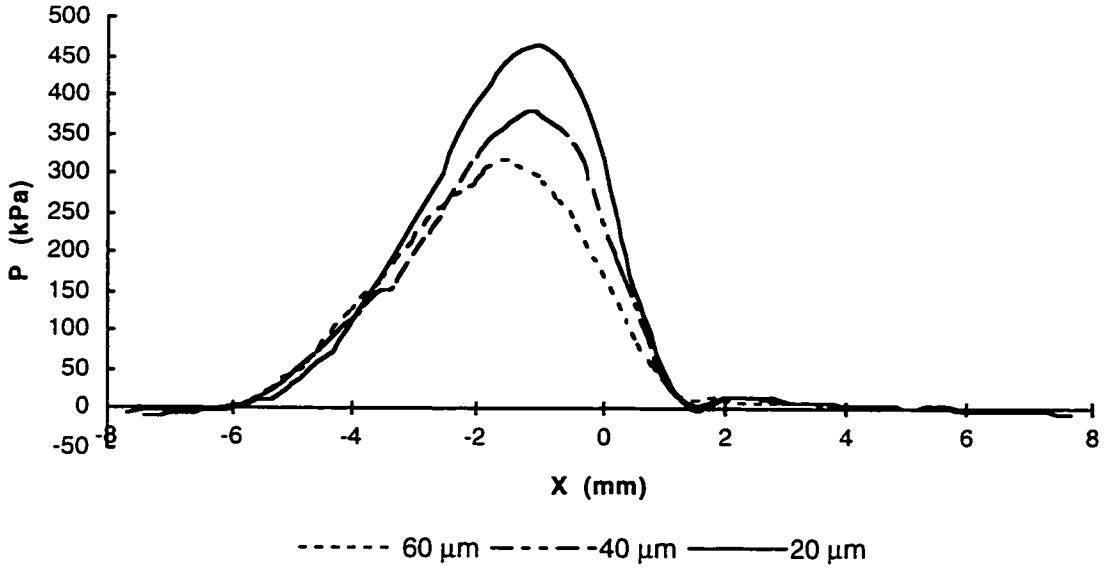


Figure 5.9-b: Pressure profiles at different metering rod positions;

CaCO3 70 wt % ; V_t = 30 m/min ; V_m = 30 m/min

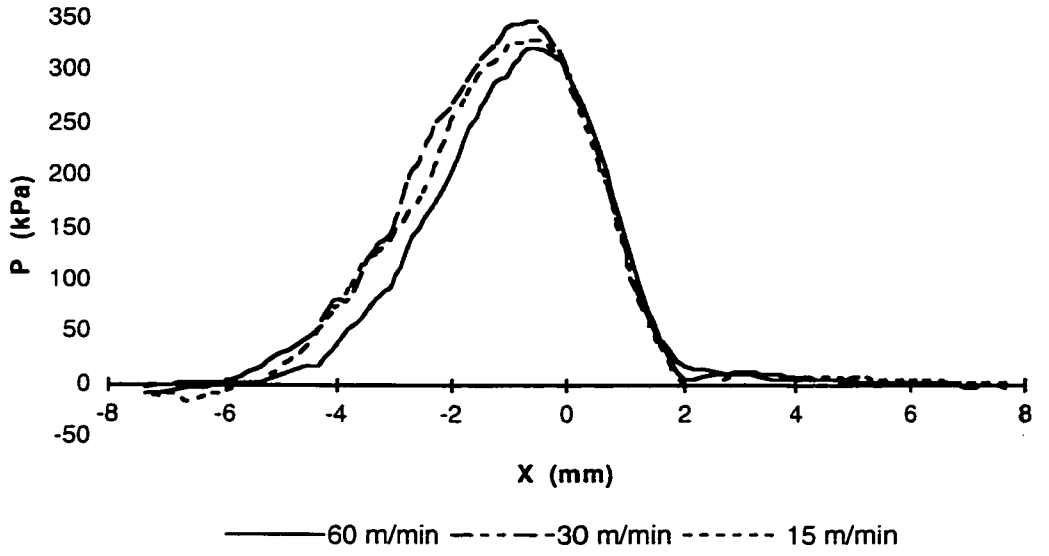


Figure 5.9-c: Pressure profiles at different metering rod velocities;

CaCO3 70 wt % ; V_t = 1000 m/min ; H = 50 μm

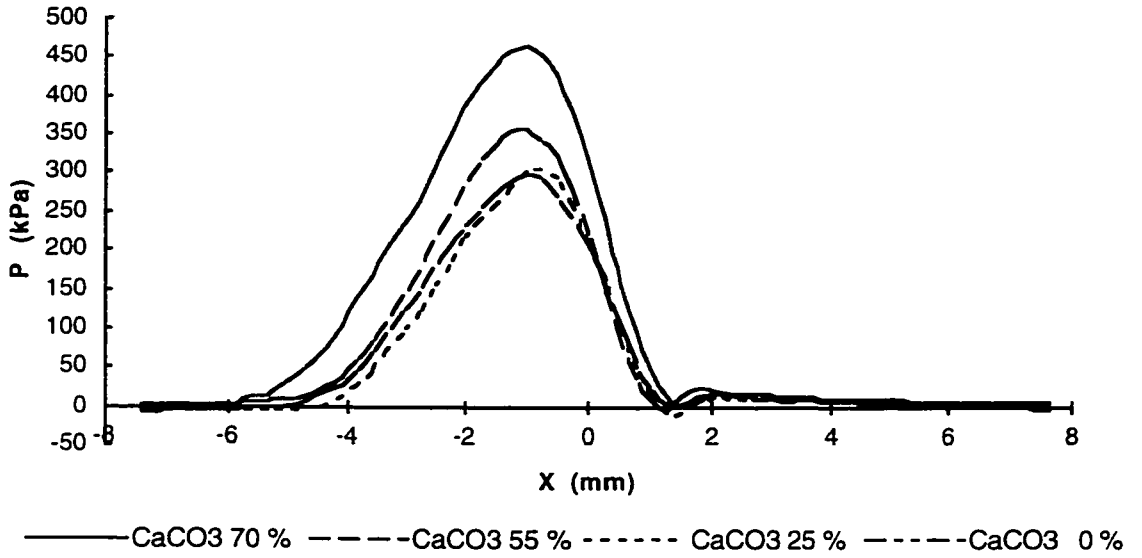


Figure 5.9-d: Pressure profiles at different solids concentrations;

V_t = 1000 m/min ; V_m = 30 m/min ; H = 20 μm

conditions in the metering nip.

We show in Figure 5.10-a maximum pressure versus nip gap plot for different transfer roll velocities. It can be noticed that a change in the slope (corresponding to a drop of the pressure gradient) occurs at a metering rod position of 35 µm. Such a transition has already been observed and possibly related to a geometrical transition from narrow gap to wide gap (Réglat et al., 1997a). It is remarkable that this change occurs at the same location as that delimiting the two different regions of Figure 5.7 related to the video analysis of the rib pattern.

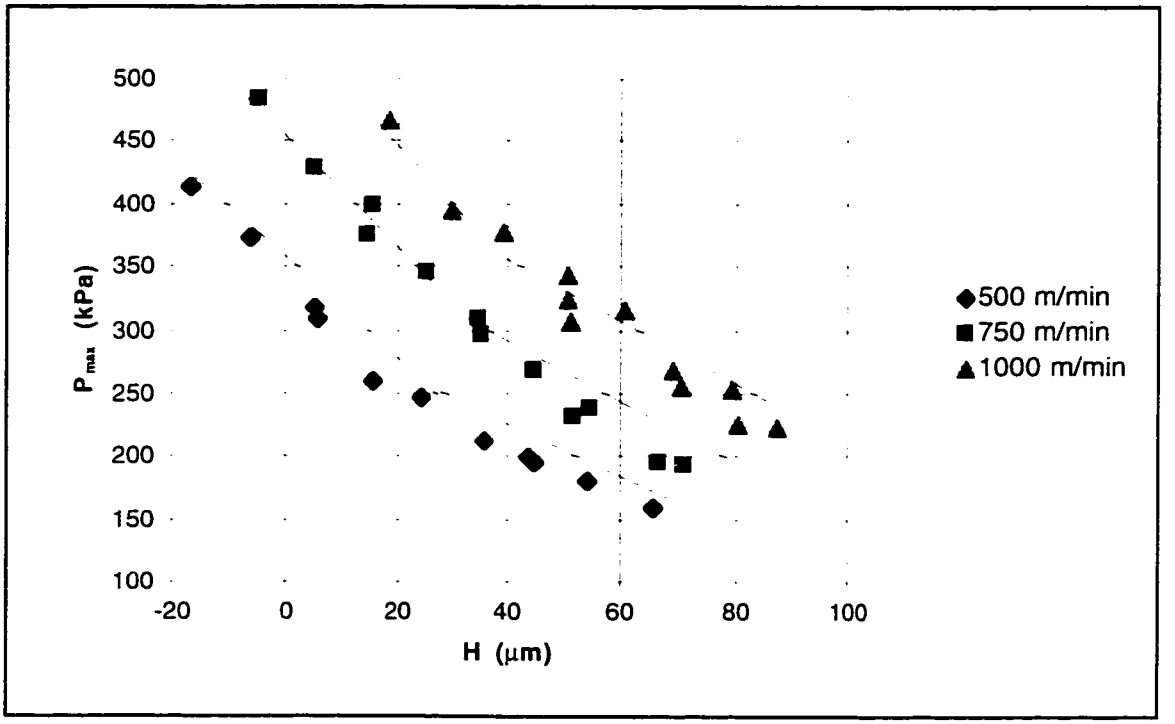


Figure 5.10: Maximum pressure of $CaCO_3$ 70 wt % ; V_m = 30 m/min

The results on pressure gradients are reported in Table 5.5. It can be seen that the ratio $\Delta P/\Delta H$ remains constant in each region regardless of the fluid properties. If any load is applied on the metering rod, for instance by varying the nip gap, it will be fully transferred to the transfer roll deformable cover which will subsequently deform.

In (Réglat and Tanguy, 1997a), a constant value of the ratio $\Delta P/\Delta V_t$ was found accurate enough, with 5 % of discrepancy, to gather all the results on the master cure, Figure 5.8, regardless of the fluid viscosity. As evidenced in Table 5.5, this clearly no longer works in the case of the suspensions considered. Indeed, it appears that this ratio increases with the pigment concentration, as it would with an increase of the viscosity. However, the flow curves of Figure 5.4 are not capable of explaining the observed trend.

		Newtonian tests	Calibration tests	Suspensions			
CaCO3	(wt %)	0	0	25	55	70	75
H*	(μm)	0 ± 20	35 ± 10				
$\Delta P/\Delta H$	H>H*	-3.2	-3.2	-3.2	-3.2	-3.2	-3.2
(kPa/μm)	H<H*	-5.0	-5.0	-5.0	-5.0	-5.0	-5.0
$\Delta P/\Delta V_t$	H>H*	15.0	8	10	12	15	/
(kPa·s/m)	H<H*	20.4	12	15	15	24	50
$\Delta P/\Delta \mu_s$	H>H*	$1.4\ 10^6$	/	/	/	/	/
(s^{-1})	H<H*	$1.8\ 10^6$	/	/	/	/	/
ΔP_o	(kPa)	0	0	45	0	65	310
$\mu_{process}$	(mPa·s)	/	/	65	90	126	262

Table 5.5: Measurements

We now turn to the analysis of the ratio $\Delta P/\Delta\mu_s$. The viscosity in this ratio is the steady shear viscosity. In the nip, the flow has both extensional and shear components, to which the fluid will respond with an extensional viscosity, μ_e, and a shear viscosity, μ_s. The "process" viscosity in the nip, μ_{nip}, is then a combination of μ_e and μ_s which depends a priori on the fluid and the geometry. Let us now consider the following ratio $\Delta P/\Delta\mu_{nip}$. This ratio cannot be measured. However, ΔP can be obtained by making two pressure measurements with the same operating conditions and two fluids of different viscosities. It is then possible to relate ΔP to $\Delta\mu_s$. Indeed:

$$\frac{\Delta P}{\Delta\mu_{nip}} \approx \frac{\partial P}{\partial\mu_s}\frac{\Delta\mu_s}{\Delta\mu_{nip}} + \frac{\partial P}{\partial\mu_e}\frac{\Delta\mu_e}{\Delta\mu_{nip}} \tag{5.2}$$

or: $$\Delta P \approx \alpha_s \Delta\mu_s + \alpha_e \Delta\mu_e \tag{5.3}$$

where: $$\alpha_s = \frac{\partial P}{\partial\mu_s} \quad \text{and:} \quad \alpha_e = \frac{\partial P}{\partial\mu_e}$$

The parameters α_s and α_e depend a priori on the fluid and the geometry. For a Newtonian fluid, the Trouton ratio μ_e/μ_s, that can be identically written $\Delta\mu_e/\Delta\mu_s$, is constant and equal to 3. In such a case, the relative shear and extensional contribution α_s/α_e do not depend any more on the fluid. Referring to Cohu and Magnin (1995), the Trouton ratio has been found to be constant in the case of several paints. As these fluids are very similar to coating fluids, we will assume that this ratio is also equal to 3 with our suspensions. Then, we obtain:

$$\Delta P \approx (\alpha_s + 3\alpha_e)\Delta\mu_s \tag{5.4}$$

from which one readily sees that (α_s +3 α_e) is nothing but the known quantity $\Delta P/\Delta\mu_s$.

The method used to obtain the process viscosity is illustrated in Figure 5.11. We will define the process viscosity as the shear viscosity of a Newtonian fluid that would correspond to the same pressure measurement in the same flow conditions. The maximum pressure P_{max} is first measured with the suspension to be tested, at given operating conditions. A maximum pressure P_o, corresponding to the same operating conditions, is read on the master curve. Then the process viscosity of the suspension, $\mu_{process}$, is obtained from the pressure difference: $\Delta P_o = P_{max} - P_o$ using:

$$\mu_{process} = \frac{\Delta P_o}{(\alpha_s + 3\alpha_e)} + \mu_o \qquad (5.5)$$

where μ_o is the reference shear viscosity used to build the master curve.

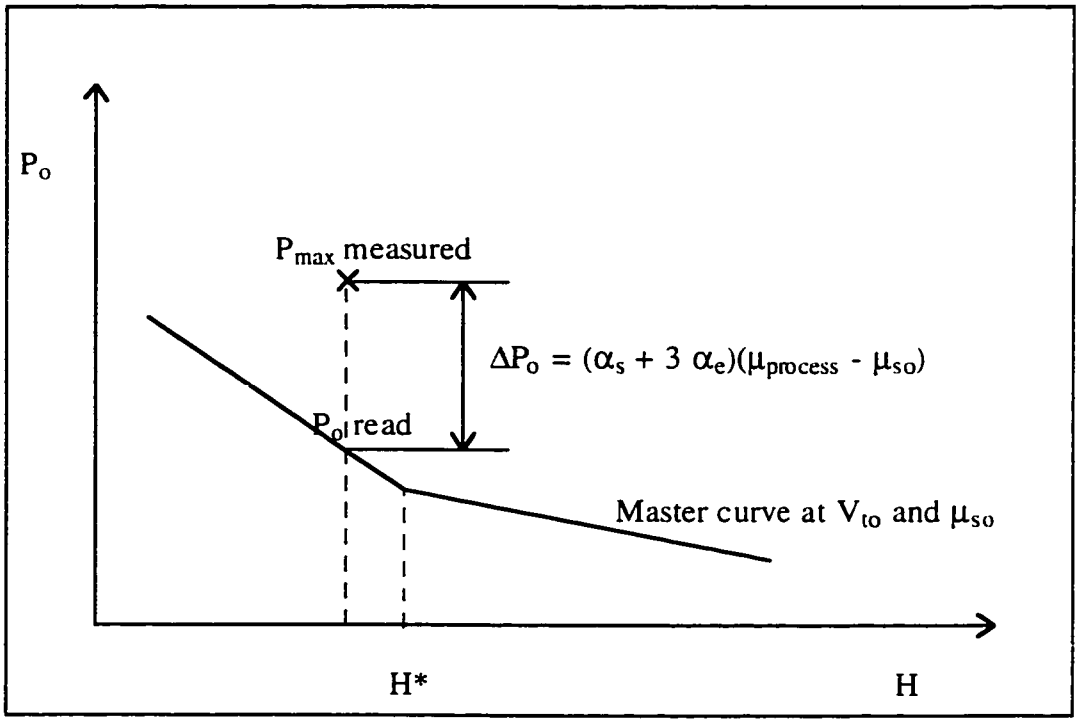


Figure 5.11: Process viscosity measurement

Comparisons of the above results with the master curve show that the maximum pressure P_{max} measured is much higher than expected, as reported in Table 5.5, specially for the highest solids concentration. At 75 wt % of solids, ΔP_o reaches 310 kPa.

As an illustration, at H = 0 μm and V_t = 750 m/min for 70 wt % of solids, we get:

$$P_{max} = 465 \text{ kPa}$$

$$P_o = 400 \text{ kPa}$$

so:
$$\mu_{process} = \frac{465 - 400}{1.8 10^6} 10^{-6} + 90 = 126 \text{ mPa.s} \qquad (5.6)$$

This viscosity is more than seven times higher than the shear viscosity measured with the laboratory rheometer!

Figure 5.12 represents the shift factor $\Delta P/\Delta V_t$ versus the process viscosity. It includes previous measurements and calibration tests with PEG, and suspended fluids when using the process viscosity. A linear increase can be observed, with two distinct slopes depending on the gap thickness. The main issue is now to clarify why this increase of viscosity occurs. It could be related to some typical fluid behavior reported in the literature, for instance shear-thickening effects due to particle interactions, normal stresses developing in the nip gap (although this phenomenon should not happen), or a combination of both resulting in a viscosity overshoot.

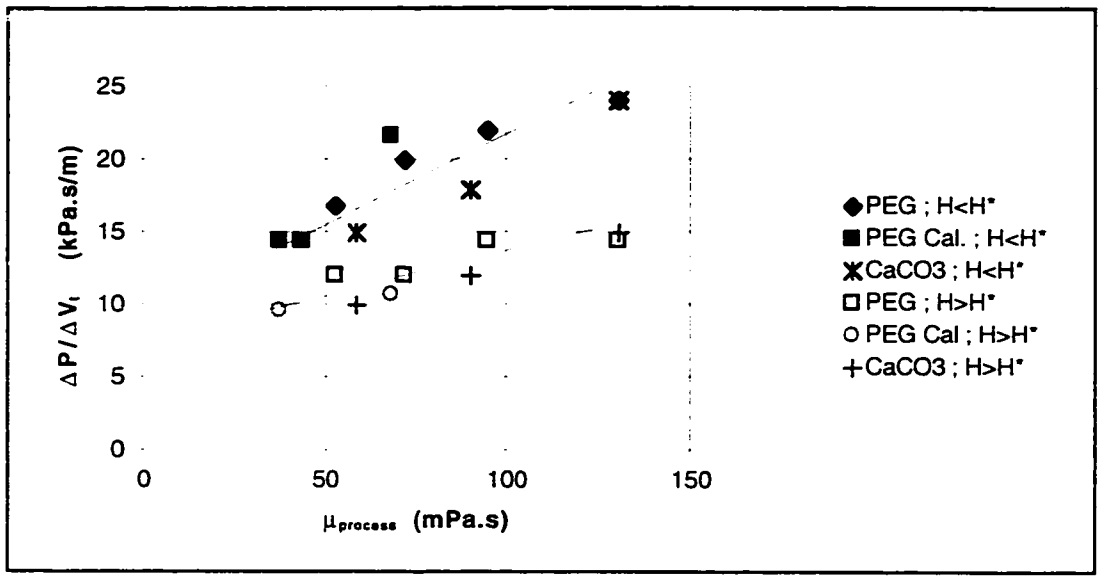


Figure 5.12: Viscosity dependance of $\Delta P/\Delta V_t$

5.6 - Conclusion

The flow of $CaCO_3$ suspensions in the metering nip of a laboratory MSP was investigated. An experimental stability analysis showed that the color is submitted to competing effects: inertia predominates over capillarity with thin gaps, and reverse effects are obtained with wide gaps. The transition from one mode to the other is strongly linked with some geometrical changes in the nip.

Pressure measurements confirmed the occurrence of such a transition. They also made it possible to define a process viscosity for the fluid in the nip. The values obtained were found to be much higher than the viscosity values measured in permanent simple shear flows. Some improvement on the MSP runnability will be probably achieved by reducing this process viscosity. To verify this, the origin of the viscosity differences must be established.

5.7 - Remarques additionnelles

L'analyse de stabilité confirme les résultats décrits dans le premier article, en ce qui concerne la présence des effets inertiels. Ceci à tel point que, dans la majorité des applications du domaine du couchage du papier, où l'épaisseur de l'entrefer est réduite et les vitesses de défilement élevées, les effets capillaires, dont la littérature abonde, seraient négligeables. Notons cependant que pour les fluides pigmentés utilisés, le nombre capillaire est deux fois plus faible, et le nombre de Reynolds est trois fois plus élevé que pour les tests précédents avec les fluides newtoniens. Ceci explique probablement pourquoi les diagrammes généralisés fonctionnent dans le cas newtonien et pas avec les suspensions.

L'analogie entre le passage du régime inertiel au régime capillaire et le changement de pente des gradients de pression, tous deux au voisinage de 35 μm, n'est peut être qu'une coïncidence. Cela dit, ces deux phénomènes sont apparemment liés à une transition dans la géométrie de l'entrefer. Des simulations numériques appropriées, prenant en compte la déformation du revêtement ainsi que la surface libre à la sortie de l'entrefer, permettront certainement de lever le doute. Remarquons aussi que, lors des premiers tests newtoniens, pour des raisons encore non identifiées, cette transition avait lieu au voisinage de 0 μm.

La méthode proposée pour déterminer la viscosité de procédé présente quelque analogie avec le principe du concept de Metzner et Otto (1957). À partir de l'expérience avec le fluide à tester, on obtient deux coefficients $\Delta P/\Delta H$ et $\Delta P/\Delta V_t$, ce qui permet de reproduire une courbe analogue à la courbe maîtresse. Le troisième coefficient $\Delta P/\Delta \mu$, issu d'un étalonnage préalable (et ne dépendant que de la géométrie), permet alors de boucler le système en déterminant une valeur de viscosite apparente. Le formalisme n'est pas suffisamment développé pour exprimer de façon explicite l'analogie, mais tous les éléments sont là. L'hypothèse d'un rapport de Trouton constant mériterait d'être confirmée en particulier dans le cas de fortes concentrations (au delà de 60 % en masse).

D'autres phénomènes liés au procédé sont susceptibles d'influencer dans une moindre mesure la valeur de la viscosité apparente obtenue. Par exemple, si le débit d'alimentation de l'entrefer est mal ajusté, cela peut donner lieu à quelques instabilités sur les mesures de pression. Ou encore, les impacts de l'épaisseur de la couche résiduelle qui n'a pas été raclée sur le rouleau de transfert sont assez méconnus. Cette couche résiduelle, partiellement asséchée, modifie globalement les propriétés de la sauce de couchage. Peut être ces effets se répercutent-ils en particulier sur la valeur H* de la transition. De tels phénomènes sont d'autant plus difficiles à contrôler que la concentration de particules est élevée.

5.8 - Étude expérimentale de l'écoulement amont

Parallèlement à ces expériences, nous avons tenté de détecter des effets de l'écoulement dans la chambre amont sur les mesures. Les principaux résultats obtenus sont présenté ci-dessous.

Comme nous l'avons décrit dans le chapitre 3, la largeur de la fente de la tête de couchage peut être modifiée (figure 3.3). Ceci permet de contrôler l'épaisseur de la couche appliquée sur le rouleau de transfert en amont de l'entrefer. Durant les expériences avec les fluides newtoniens, nous avons testé trois épaisseurs de fente, entre 1 et 5 mm, et n'avons pas noté de différence marquée sur nos mesures.

Avec les suspensions, quelques différences sont apparues, en particulier aux plus fortes concentrations. En utilisant la lame L1 (large fente), certaines instabilités sur le profil de pression ont été relevées. Celles-ci étaient accompagnées d'une chute de pression marquée. Ces instabilités ont put être réduites en augmentant le débit de la pompe. Des phénomènes identiques se produisaient aussi avec les fluides newtoniens avec un très faible débit de la pompe ou une épaisseur d'entrefer large . À haute viscosité apparente ou à faible débit de pompe, la pression dans la chambre n'est plus uniforme dans la direction

transversale, de sorte que la couche appliquée sur le rouleau de transfert est d'épaisseur irrégulière. Il y a alors entraînement d'air dans l'entrefer, et ceci provoque des instabilités.

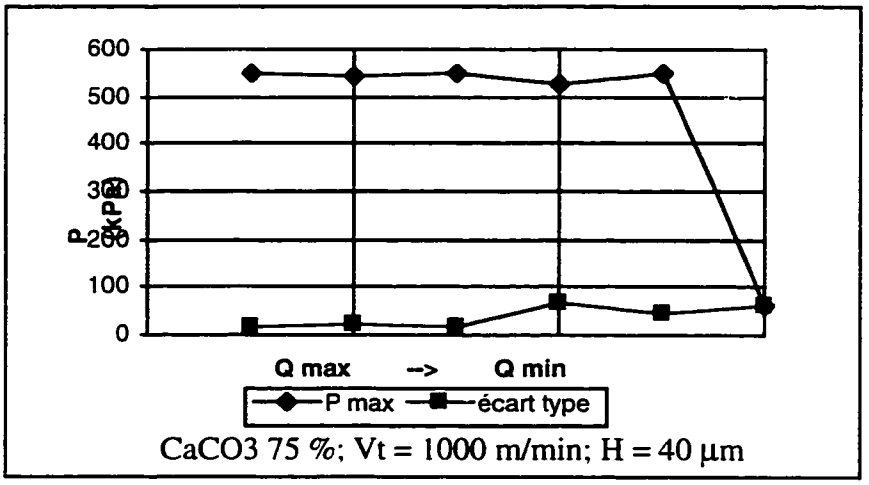


Figure 5.13: Influence du débit sur les mesures

Nous avons vérifié d'une part que ces instabilités diminuaient avec la largeur de fente, et d'autre part que lorsque la pression d'entrefer est stable, une variation de débit n'affecte pas les mesures effectuées. À cet effet, la figure 5.13 représente la pression maximum mesurée dans l'entrefer à des débits variables, avec une fente de la tête d'alimentation de 1 mm (lame L3) et une concentration en solides de 75 % en masse. La courbe obtenue est horizontale pour une grande plage de débit. Notons que la lame L2 ne pouvait pas être utilisée à ces concentrations de solides, même pour un débit de pompe maximum, à cause des instabilités.

CHAPITRE 6 - SYNTHÈSE DES RÉSULTATS

À l'issue de ces tests expérimentaux, une démarche analytique et numérique des principaux résultats est présentée ici. Les moyens analytiques sont certes limités, mais permettent de développer les tendances principales. Les moyens numériques utilisés contribuent à une meilleure description des phénomènes qui se produisent.

Dans ce dernier article, nous éclaircissons un certain nombre de points qui se dégagent des expériences. Tout d'abord, les coefficients de décalage sont définis constants à partir des tests newtoniens. Avec les suspensions, $\Delta P/\Delta V_t$ varie avec la viscosité de procédé, alors que $\Delta P/\Delta H$ reste effectivement constant. Par ailleurs, le changement de pente observé sur ces mêmes gradients de pression est-il réellement lié à une transition marquée dans la géométrie de l'entrefer ?

À l'issue de ce chapitre, nous proposons une analyse de deux chambres amont que l'on trouve sur le marché. Des géométries semblables n'ont pas été utilisées dans nos expériences pour les raisons décrites dans la section 4.3.4. Enfin, quelques éléments d'analyse sont proposés dans le but d'optimiser la géométrie de telles chambres.

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE FLOW IN THE METERING NIP OF A METERING SIZE PRESS

O. Réglat, E. Fourcade, F. Bertrand and P.A. Tanguy

NSERC/Paprican Chair

Dept. of Chemical Engineering

École Polytechnique

P.O. Box 6079, Station Centre-ville

Montreal, Canada, H3C 3A7

Keywords coating flow, metering nip, analytical solution, numerical simulation, pressure profile, Newtonian fluid.

Submitted to Chemical Engineering Science, January 1997.

6.1 - Abstract

The flow in the metering nip of a metering size press is investigated using analytical, numerical and experimental tools. It is first shown that the lubrication theory, which has been widely used to deal with coating problems, fails to give satisfactory results for high speed paper coating applications. Comparison with CFD simulations, in the case of rigid nip, shows indeed that inertia may play a non negligible role. Next, CFD is used to simulate Newtonian fluid flows in deformable soft nip geometries. Results are compared with nip pressure measurements showing a very good agreement. Finally, the influence of the operating parameters on the metering operation is investigated.

6.2 - Introduction

Roll coating is a technology used by the paper industry for the surface treatment of paper webs. A layer of a coating fluid (coating color) is pre-metered with a rotating rod before being transferred to the paper surface as illustrated in Figure 6.1. The thickness of this layer typically of the order of 40 μm, and the surface uniformity are not always easy to control due to the high operating speed of the industrial coaters (over 1000 m/min) as well as the complex rheology of the coating colors. These colors are pigmented fluids exhibiting viscoelastic and thixotropic properties (Laun and Hirsh, 1989). From a runnability standpoint, the understanding of the flow phenomena occurring in the metering unit is a key issue. Although limited by simplifying assumptions, theoretical modeling of the flow in the nip can be used to interpret the main phenomena.

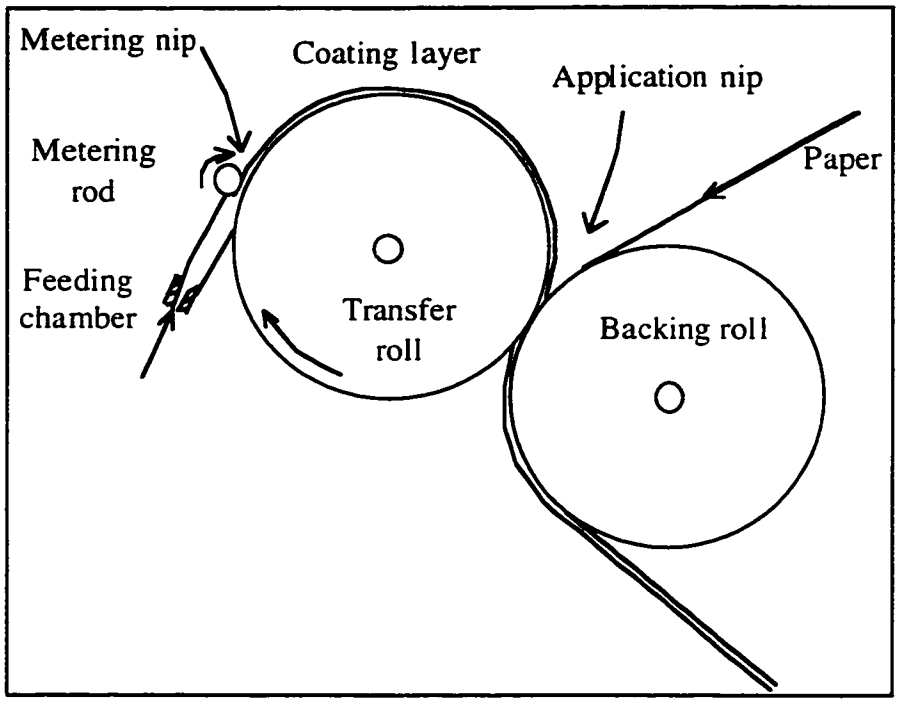


Figure 6.1: Roll coating process

Coating colors are suspensions which may exhibit a wide range of rheological behavior depending on the flow conditions. At rest, structures tend to build up in the fluid, yielding a quasi solid behavior. This is well evidenced by the order of magnitude difference between the value of the storage modulus and that of the loss modulus (Fadat et al., 1988). When the shear rate is increased, the structures break down and the fluid becomes shear thinning. At high shear rate (about 10^{-4} s^{-1}), depending on the formulation, the viscosity levels off to a plateau value (Triantafillopoulos and Grankvist 1992, Carreau and Lavoie 1993) or may become shear-thickening.

In the literature, there is no model that represents accurately coating color behaviors in the full range of deformation encountered in coating operation. Permanent shear flow models are generally used, such as the classical four parameter Carreau model (for instance, Carreau et al. 1997) and the Roper and Attal model (1993), the latter taking into account

the shear-thickening behavior in the lower plateau region. Both model behaviors are sketched in Figure 6.2. As mentioned by Laun and Hirsh (1989), transient characteristics is a significant factor in coating since the process time (residence time in the nip) is much lower than the fluid characteristic time. This should be considered an essential feature in any color rheological modeling.

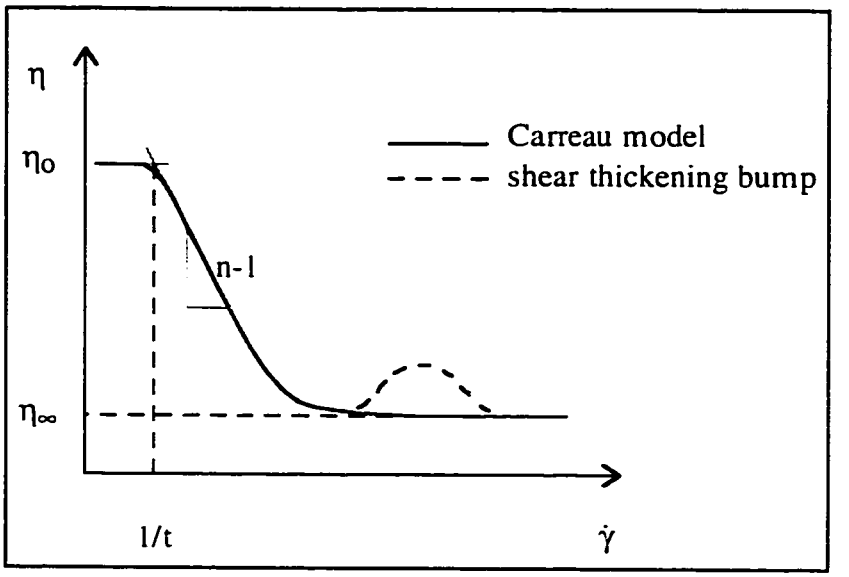


Figure 6.2: Rheological behavior of coating colors

The flow in the metering unit is subjected to a complex deformation history as shown in Figure 6.3. In the upstream chamber, the color flows at a relatively low speed, before being strongly accelerated when reaching the transfer roll. Secondary flows develop in the rod vicinity that may trigger nip instabilities. The upstream chamber is very similar to the pond of a short dwell coater (Aidun 1991, Vidal et al. 1996). In the nip itself, residence time and shear level are the main factors governing the fluid behavior. In the literature, no evidence of non-Newtonian behavior has been observed (Carreau and Lavoie, 1992). This can be interpreted as follows:

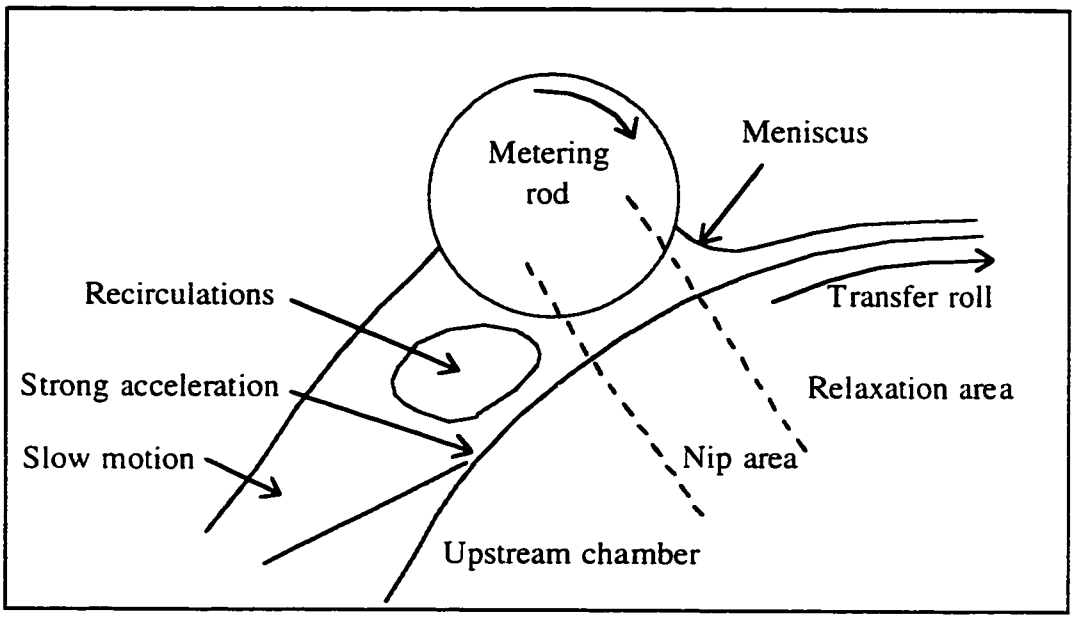


Figure 6.3: Flow in the metering unit

- The shear level is high enough so that the fluid viscosity is in the low plateau region.

- The fluid has no time to modify its structure to adapt to the sudden change of flow conditions.

After the nip, as no stress is applied on the fluid, it then relaxes on the transfer roll surface while being conveyed to the application nip.

Midway through the nip, as the flow is almost one-dimensional, the lubrication theory can be used to model the flow. Pearson (1960), Savage (1977), Coyle et al. (1988) and Carvalho and Scriven (1993) used this approach in the case of a large pair of rolls at low velocity and Bousfield (1994) to model blade coating. One must keep in mind that, with the lubrication theory, inertia effects are neglected. It has been shown however that, in a

metering nip, inertia outdoes capillary effects at controlling the flow at the nip exit (Réglat and Tanguy, 1997b). It is then quite appropriate to evaluate the significance of inertia in the nip.

The definition of some realistic boundary conditions in the nip is also challenging (Gane et al., 1992). No slip on the metering rod is the commonly accepted condition albeit its relevance has never been verified in the case of pigmented fluids (Yilmazer and Kalyon, 1989). The metering rod velocity is very low compared to that of the transfer roll, and, as long as slippage does not occur everywhere on the surface of the rod, effects on the main flow might not be significant. On the other hand, slippage might influence the position of the meniscus, and then the stability of the layer at the exit of the nip (Coyle et al. 1990b, Réglat and Tanguy 1997a).

The transfer roll is covered with an elastomer that deforms under fluid stress. Soft nips are commonly used for very thin films in order to prevent the two rolls from clashing, to obtain a more uniform thickness in the cross machine direction, and also to reduce ribbing instabilities (Coyle et al., 1990b). The shape of the transfer roll boundary being a priori unknown, it has been modeled by coupling the elastic deformation of the cover and the fluid flow in the nip, using the lubrication approximation (Carvalho and Scriven, 1993) and the finite element method (Fourcade et al., 1997).

The objective of this work is to describe the flow in the metering nip of metering size press, both when the transfer roll is rigid and covered with an elastomer. With rigid nip, we wish to clarify the pertinence of resorting to the lubrication theory for a wide range of operating parameters. For soft nip, our objective is to evaluate the roll cover deformation and investigate its significance in paper coating applications. All finite element simulations are based on commercial finite element program POLY2D™.

6.3 - Rigid nip

The flow throughout the nip is computed using the Galerkin finite element method. The domain considered is represented on Figure 6.4. Transfer roll and metering rod diameters are respectively 800 and 80 mm. The gap length is limited to 20 mm, the width in the center of the nip is set at h_o = 60 μm. No-slip conditions are imposed on the two roll boundaries and the atmospheric pressure is set at the entrance and the exit of the nip (the normal stress τ_{nn} is almost zero). For each simulation, the viscosity is considered constant and chosen in the range from 70 to 130 mPa.s. The different simulation parameters are reported in Table 6.1.

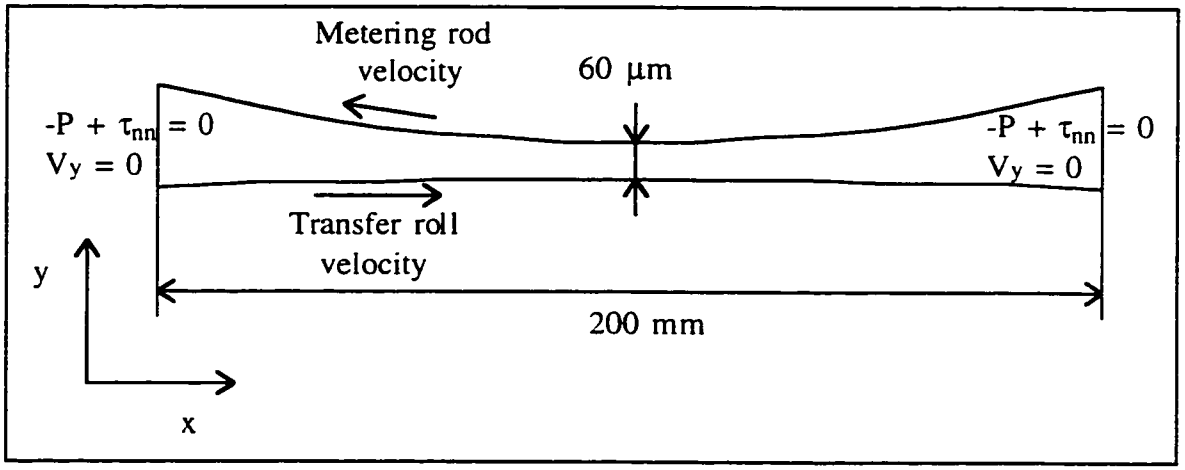


Figure 6.4: Rigid nip domain for the finite element simulations

We show in Figure 6.5 the pressure profile obtained for the highest transfer roll velocity and a viscosity of 110 mPa.s. We observe a maximum and minimum pressure peak just before and after the nip center, respectively. As this minimum pressure is very low (596 kPa below the atmospheric pressure), cavitation in the nip may occur. The pressure

profiles are not exactly symmetrical, but the pressure in the center of the nip is very close to zero.

$V_m = 30$ m/min ; $h_o = 60$ µm			
V_t (m/min)	µ (mPa.s)	P_{max} (kPa)	P_{min} (kPa)
500	70	225.9	183.7
	90	284.1	241.7
	110	342.5	299.1
750	90	448.1	360.6
	110	537.6	447.1
	130	627.5	531.6
1000	110	746.8	595.9
	130	861.2	712.8
	150	981.8	830.5

Table 6.1: Numerical simulations

The shear rate profiles throughout the nip on the surface of both rolls are also presented on Figure 6.5. On the transfer roll, there are two minimum peaks at -140 10^3 s^{-1}, and one maximum peak close to 0 s^{-1} in the center of the nip. On the metering rod, there is only one minimum peak at 279 10^3 s^{-1}. One can observe that the intersection of both shear rate profiles correspond to the maximum and minimum pressures. A further look shows that the shear rate is constant in these two regions, at $x = \pm 1.2$ mm.

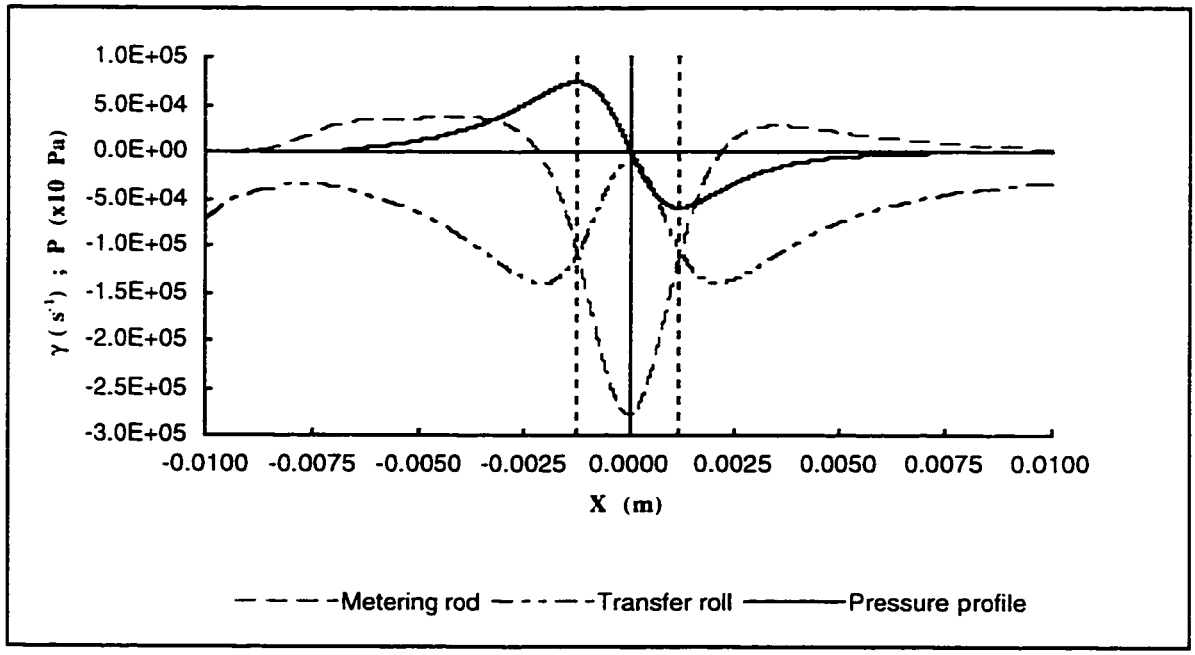


Figure 6.5: Shear rates and pressure profiles;

h_o = 60 μm; V_t = 1000 m/min; V_m = 30 m/min

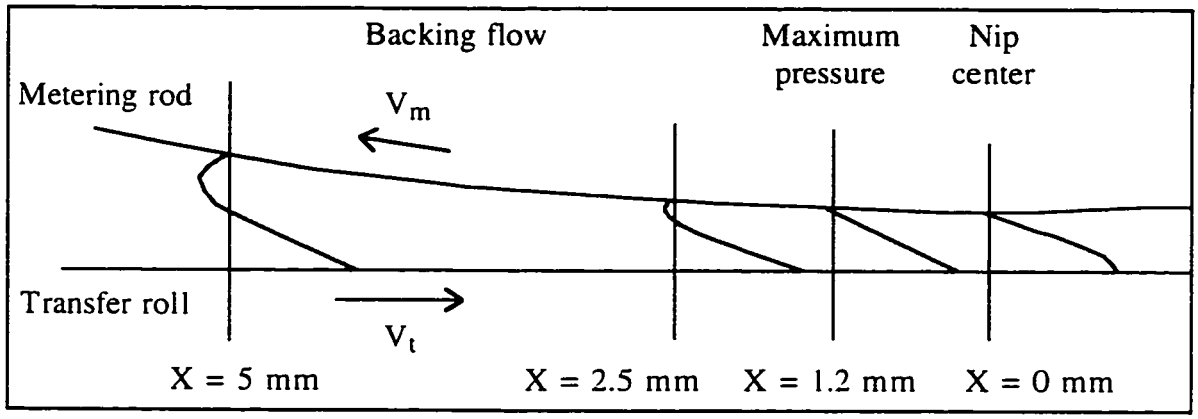


Figure 6.6: Velocity profiles in the nip

Nip velocity profile is shown in Figure 6.6 (not to scale). At the entrance of the nip, a large backing flow takes place and decreases progressively as we proceed to the center of

the nip. At 1.2 mm, where the pressure is maximum, the velocity profile is linear, and there is no more recirculation. Midway through the nip, the profile extends in the normal direction. This pattern is almost symmetrical in the second half part of the nip.

As was just seen, the flow is nearly one-dimensional in the area delimited by the maximum and minimum pressures. Then, it seems reasonable to compare the previous results with those predicted by the lubrication. The domain considered reduces to a length χ as represented on Figure 6.7. Considering that the ratio h_o/χ is much smaller than 1, where h_o stands for nip height at nip center, the dimensionless Navier-Stokes equations reduces to:

$$\begin{cases} \dfrac{\rho h(\xi)^2}{\mu\chi}\dfrac{U\partial U}{\partial\xi} = -\dfrac{h(\xi)^2}{\mu\chi}\dfrac{\partial P}{\partial\xi} + \dfrac{\partial^2 U(\xi,\lambda)}{\partial\lambda^2} \\ \dfrac{\partial P}{\partial\lambda} = 0 \end{cases} \tag{6.1}$$

where $\xi = (x - \chi)/\chi$ and $\lambda = y/h(\xi)$ are the dimensionless coordinates.

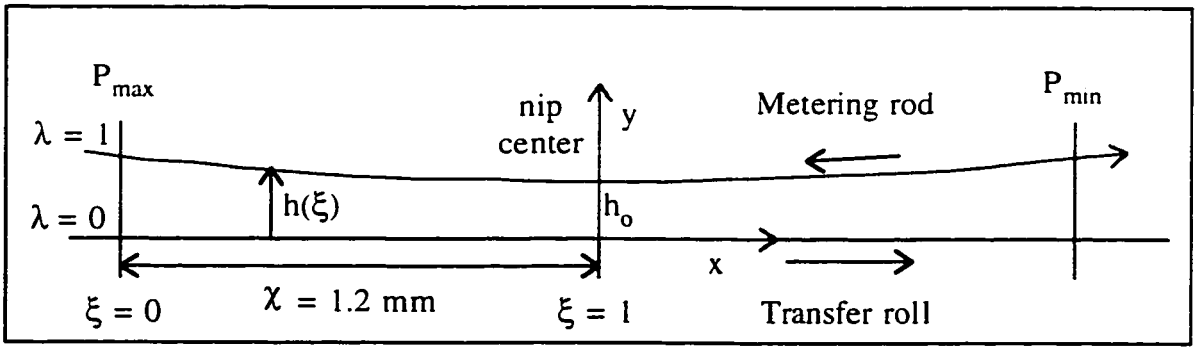


Figure 6.7: Domain for the lubrication theory

The Reynolds number is defined from equation (6.1) as:

$$R_{eh} = \frac{\rho U h^2}{\mu \chi} \tag{6.2}$$

The lubrication theory assumes that the value of R_{eh} is small enough so that inertia can be neglected. For example, let us consider the following parameters: $\rho = 1.2\ 10^3$ kg/m^3, $\mu =$ 0.11 Pa.s, U = 8.5 m/s. They correspond to: $R_{eh} = 0.36$. At this low value for R_{eh}, the lubrication theory is normally used (Bousfield, 1994). The Navier-Stokes equations further reduce to:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial P}{\chi \partial \xi} = \dfrac{\mu}{h(\xi)^2} \dfrac{\partial^2 U(\xi,\lambda)}{\partial \lambda^2} \\ \dfrac{\partial P}{\partial \lambda} = 0 \end{cases} \tag{6.3}$$

with the boundary conditions:

$$\begin{cases} U(\xi,0) = V_t \\ U(\xi,1) = -V_m \end{cases} \tag{6.4}$$

Upon neglecting the curvature of the transfer roll, h can be written as:

$$h(\xi) = h_o + R_m \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{(1-\xi)\chi}{R_m} \right)^2} \right) \tag{6.5}$$

with $h_o = h(1) = 0.06$ mm

The following velocity profile is obtained from the integration of equation (6.3):

$$U(\xi,\lambda) = \frac{\partial P}{\partial \xi} \frac{h(\xi)^2 \lambda(\lambda-1)}{2\mu\chi} - (V_m + V_t)\lambda + V_t \tag{6.6}$$

One can recognize here a combination of Hagen-Poiseuille and Couette flows. At the entrance, the velocity profile is known to be constant, as it corresponds to the location of the maximum pressure (Figure 6.6).

The flow rate q can be deduced as follows:

$$q = \frac{V_t - V_m}{2} h(0) = h(\xi) \int_0^1 U(\xi, \lambda)\, d\lambda \tag{6.7}$$

Integration of this equation with the substitution of U from equation (6.6) gives the pressure gradient:

$$\frac{\partial P}{\partial \xi} = \frac{6\mu\chi}{h(\xi)^3} (V_t - V_m)\big(h(\xi) - h(0)\big) \tag{6.8}$$

and the boundary conditions are:

$$\begin{cases} P(0) = P_{max} \\ P(1) = 0 \end{cases} \tag{6.9}$$

Integration of equation (6.8) cannot be done analytically, due to the complex form of $h(\xi)$. A composite Simpson's rule then yields the following expression for the maximum pressure:

$$P_{max} \approx 6\mu\chi (V_t - V_m) f(n) \tag{6.10}$$

where

$$\begin{cases} f(n) = \dfrac{1}{n-1}\left[\dfrac{h_0 - h(0)}{2 h_0^{\,3}} + \displaystyle\sum_{i=2}^{n-1} \frac{h(\xi_i) - h(0)}{h(\xi_i)^3}\right] \\ \xi_{i+1} = \xi_i + \dfrac{1}{n-1} \end{cases}$$

and n is the number of intervals used to calculate f(n), a function that depends only on the geometry of the nip.

In Table 6.2, different maximum pressures obtained from the lubrication theory (equation 6.10) with n = 50 and from the corresponding finite element simulations are compared. For a Reynolds number of 0.36, the difference is 15 %. For a much lower Reynolds number (obtained by increasing the viscosity) a closer agreement is achieved. This clearly shows that inertia cannot be neglected for a Reynolds number corresponding to the problem we are dealing with, and it justifies the use of the full Navier-Stokes equation to depict the flow.

R_{eh}	P_{max} (kPa)			
	finite element	lubrication	error %	lubrication with zero correction
$3.6\ 10^{-1}$	747	634	15	665
$3.6\ 10^{-3}$	$663\ 10^{2}$	$634\ 10^{2}$	4.3	$665\ 10^{2}$
$3.6\ 10^{-5}$	$662\ 10^{4}$	$634\ 10^{4}$	4.2	$665\ 10^{4}$

Table 6.2: Validation of the lubrication equations

In the previous development, the pressure at nip center is assumed to be zero. But the problem is not exactly symmetrical, as one can see by comparing the maximum and minimum pressures in Table 6.1. One way to alleviate this effect is to take for the center nip pressure the average of the maximum and minimum pressure values. It represents around 5 % of the maximum pressure. Correcting this way gives almost identical values in the two last cases shown in Table 6.2, which corresponds to low Reynolds numbers.

Differentiating P_{max} with respect to μ and V_t respectively, we obtain:

$$\begin{cases} \dfrac{\Delta P_{max}}{\Delta \mu} = 6(V_t - V_m)\chi\, f(n) \\ \dfrac{\Delta P_{max}}{\Delta V_t} = 6\mu\chi\, f(n) \end{cases} \tag{6.11}$$

These pressure gradients depend linearly on V_t and μ respectively. Comparisons with numerical results (Table 6.3) reveal once again that a large underestimation of the pressure gradients is obtained with the lubrication theory, due mainly to inertia effects.

Dividing both pressure gradients respectively by V_t - V_m and μ, we obtain two coefficients, K_μ and K_V, that are theoretically identical and dependent only on the nip geometry:

$$\begin{cases} K_\mu = \dfrac{1}{(V_t - V_m)} \dfrac{\Delta P_{max}}{\Delta \mu} = 6\chi\, f(n) \\ K_V = \dfrac{1}{\mu} \dfrac{\Delta P_{max}}{\Delta V_t} = 6\chi\, f(n) \end{cases} \tag{6.12}$$

Values reported in Table 6.3 show that each of these coefficients is indeed almost constant. However, K_μ is 12 % higher than the theoretical value, and K_V is 30 % higher. Additional simulations were performed in order to verify if $K_\mu = K_V$, when inertia is indeed negligible. It was found that K_V decreases with the Reynolds number to a value equal to K_μ. In summary, K_μ is constant for a given geometry, and its difference with K_V reveals the effects of inertia.

V_t (m/min)	μ (mPa.s) mean value	$\Delta P/\Delta\mu$ (s^{-1}) lubrication	simulation	K_μ (m^{-1}) lubrication	simulation	R_{eh}
500	80	2.58	2.91	0.31	0.349	0.25
	100		2.92		0.350	0.20
750	100	3.88	4.47	0.31	0.358	0.27
	120		4.49		0.359	0.22
1000	120	5.18	5.72	0.31	0.343	0.34
	140		5.79		0.347	0.29
1000	12000	5.18	6.015	0.31	0.361	0.0034
V_t (m/min) mean value	μ (mPa.s)	$\Delta P/\Delta V_t$ (kPa.s/m) lubrication	simulation	K_V (m^{-1}) lubrication	simulation	R_{eh}
625	90	27.96	39.36	0.31	0.437	0.28
	110	34.17	46.82		0.426	0.23
875	110	34.17	50.21	0.31	0.456	0.32
	130	40.39	56.10		0.431	0.27
875	11000	3417	4104	0.31	0.373	0.0032

Table 6.3: Rigid nip pressure gradients

6.4 - Soft nip

In order to get closer to practical applications, we now consider the case of a deformable nip, when the transfer roll is covered with an elastomer. An iterative finite element method was developed to model the flow in a soft metering nip (Fourcade et al., 1997). Only the basics of the method will be recalled here. In a first step, a rigid nip simulation is performed with a given initial gap h_o. Then the normal stress deduced from the fluid flow on the transfer roll is used as a boundary condition for the solution of a one-dimensional elasticity problem governing the cover deformation. A new fluid problem is then solved with the deformed cover, followed by another elasticity problem; this procedure is repeated until the stress balance at the fluid-solid interface is satisfied. This strategy is applied, for different values of h_o, V_t and μ.

All numerical simulations are performed with a Young's modulus arbitrary set at 9.9 MPa, a Poisson's modulus of 0.5 as the elastomer is assumed to be incompressible and a constant metering rod velocity of 30 m/min. Figure 6.8-a represents the deformation of the elastomer for two initial gap h_o. Dashed lines correspond to the initial position of the transfer roll relatively to a fixed metering rod location. One can appreciate here how differently the cover deforms in these two cases. A better representation of the gap width h(x) is given in Figure 6.8-b, where the pressure profile is superimposed. We can observe that the zero pressure corresponds to the minimum gap value, which will be referred as the nip center. Also, the distance between the maximum pressure location and the center is about 2.5 mm, so twice as much as with a rigid nip. In this region the gap reduces almost linearly; it increases drastically downstream the nip center.

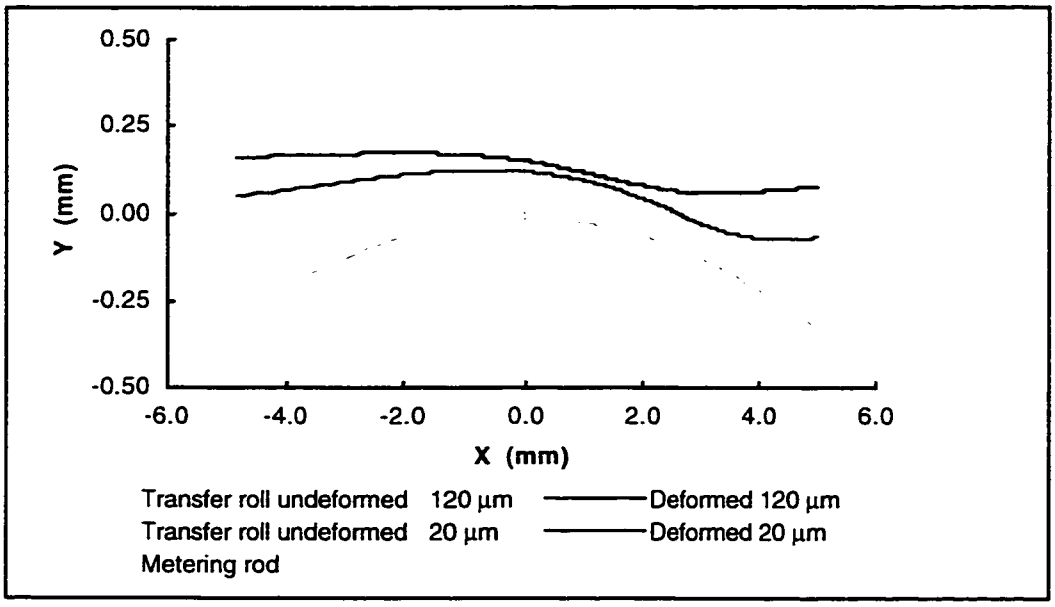


Figure 6.8-a: Deformation of the cover

V_t = 1000 m/min; μ = 130 mPa.s

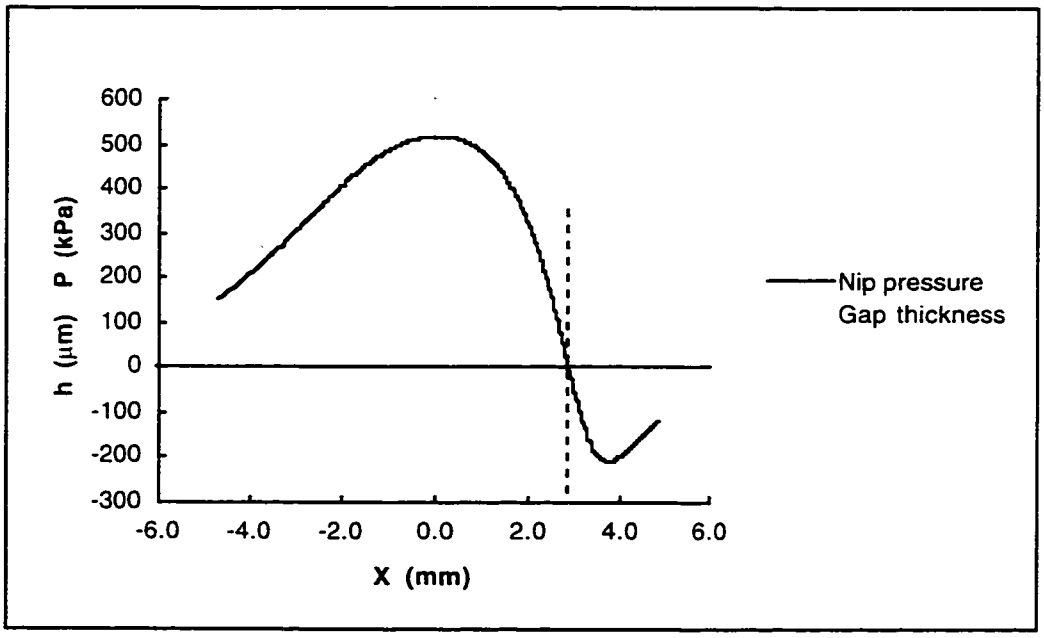


Figure 6.8-b: Nip width and pressure profile

V_t = 1000 m/min; h_o = 20 μm; μ = 130 mPa.s

In Figure 6.8-b, the negative peak of the pressure profile is 100 kPa lower than the absolute pressure. Such a result is not physical as cavitation would occur. But it has been shown (Réglat and Tanguy, 1997a) that this negative pressure is strongly linked to the three dimensionnal flow recirculations at the exit of the nip, as well as the meniscus location which is governed essentially by the metering rod velocity. Those two aspects are not really well taken into account in those simulations, as they modelize two dimensionnal flows and no free surface is represented. Let us remark however that this negative peak is much lower than with a rigid nip (Figure 6.5), and it corresponds to the most severe case of all the simulations that where performed: higher transfer roll velocity, higher viscosity, low gap thickness.

Maximum nip pressures are given in Figure 6.9-a. The pressure gradient $\Delta P/\Delta h_o$, indicated on each segment, decreases progressively as the nip gap h_o is raised. This effect is stronger at low transfer roll velocity and low viscosity. Such a trend can be related to geometrical change. Let us consider the nip geometries shown in Figure 6.9-b. For small initial gap (h_o = 20 μm), the shapes are quite similar with a linear decrease of the gap upstream to the center of the nip (where the pressure is equal to zero). But for larger initial gap, (h_o = 120 μm), and lower velocity, the shape is almost parabolic. It corresponds to a very small deformation of the cover, and in this case the pressure gradient is very low as shown in Figure 6.9-a.

Figures 6.10-a and 6.10-b represent the pressure gradient for different values of μ and V_t. In such cases, the similarities are obvious: when μ is raised, $\Delta P/\Delta\mu$ decreases slightly, and $\Delta P/\Delta V_t$ increases significantly; when V_t is raised, $\Delta P/\Delta V_t$ decreases slightly, and $\Delta P/\Delta\mu$ increases significantly. This confirms the trends obtained from the lubrication theory (equation 6.9). The two coefficients K_μ and K_V are no longer constant, as they vary respectively by 50 and 100 % (Table 6.4). They however remain in the same range. This variation reflects the effects of different geometrical deformation.

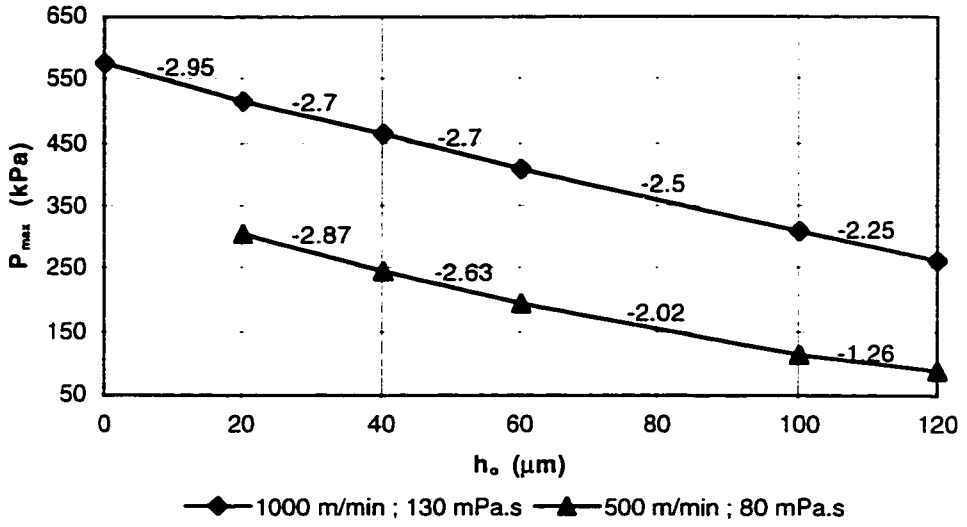


Figure 6.9-a: Geometric effects on the pressure gradient

(pressure slopes kPa/µm)

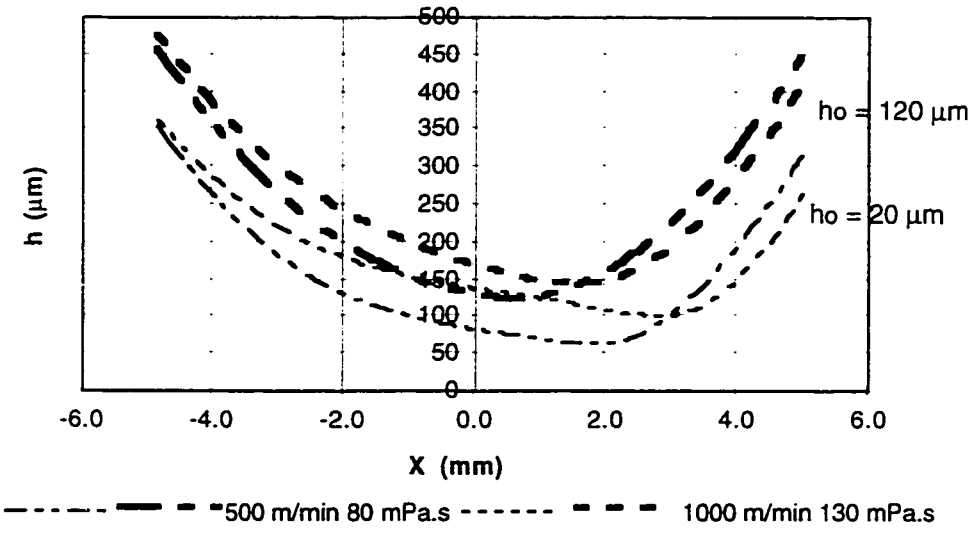


Figure 6.9-b: Nip geometry

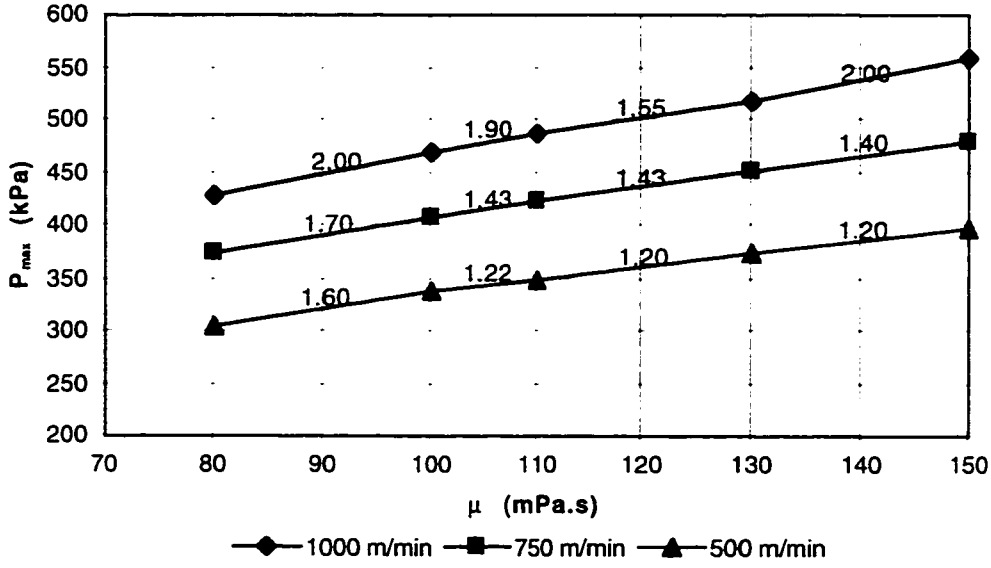


Figure 6.10-a: Effect of the fluid viscosity on P_{max}; $h_o = 20\ \mu m$

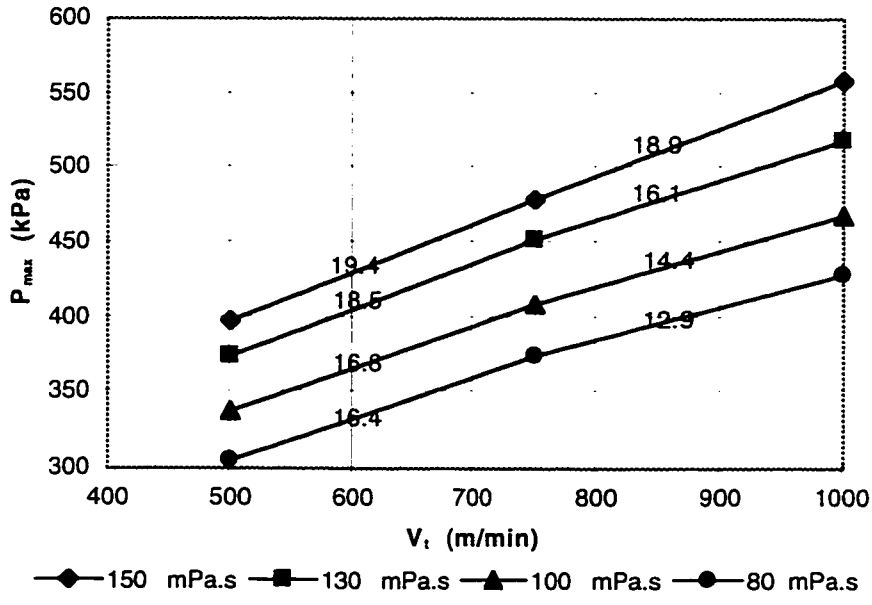


Figure 6.10-b: Effect of the transfer roll velocity on P_{max}; $h_o = 20\ \mu m$

Experimental pressure measurements were also performed in the metering nip of a high speed laboratory coater, with the same geometrical parameters. Several Newtonian fluids having different viscosities were used based on solutions of Polyethylene Glycol (PEG) in water. These results where reported in a previous publication (Réglat and Tanguy, 1997a). Only one elastomer was used (Dynacoat, 60 P&G), and its Young's modulus is in the range of 1 to 20 MPa.

Those experimental measurements revealed two different behaviors delimited by a threshold initial gap H*, which depends mainly on the transfer roll velocities. The two corresponding regions are called thin gap ($h_o < H^*$) and wide gap ($h_o > H^*$) configurations. It was established that the pressure gradients were lower with the wide gap configuration. The numerical pressure gradients are compared with these experimental data in Table 6.4. They exhibit a fairly good agreement. The pressures obtained in the transition area, where h_o is close to H*, are given in Figure 6.11-a. They compare quite well with the numerical ones

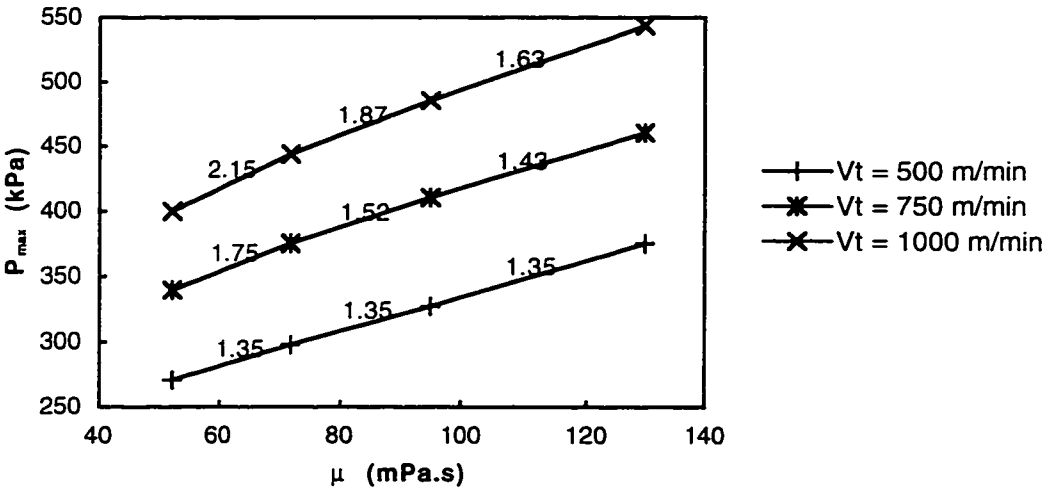


Figure 6.11-a: Experimental pressure measurements; $h_o = H^*$

(pressure slopes, 10^6 s^{-1})

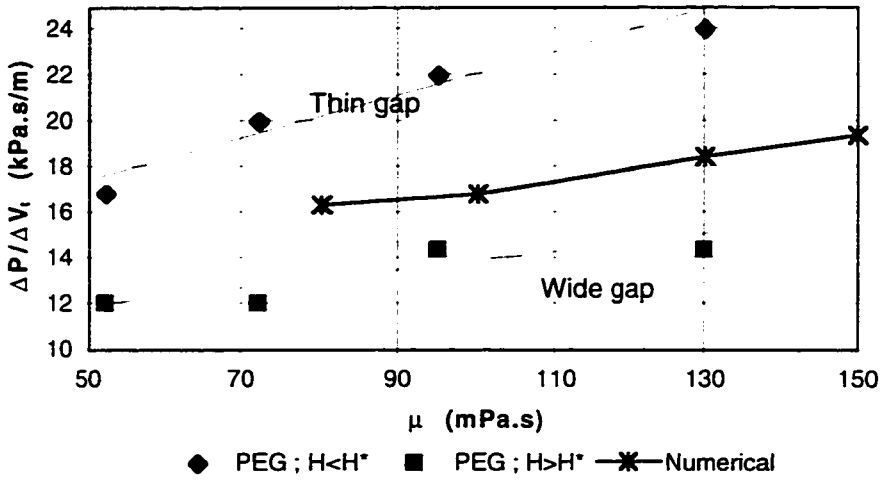


Figure 6.11-b: Numerical and experimental pressure gradients

plotted on Figure 6.10-a, for the three different transfer roll velocities, and their gradient tend to decrease in the same way at higher viscosities. Moreover, in Figure 6.11-b, the pressure gradient $\Delta P/\Delta V_t$ is represented for several viscosities. Two sets of experimental values are reported, corresponding to wide and thin gap configurations. As it can be readily seen, numerical values fit right in between the two experimental curves.

The transition that was observed in the experimental case does not appear evidently in the numerical simulations. Instead, we observe a slight and progressive change in the pressure gradient. This lack of transition highlights the limitations of the assumptions used in our numerical model. The elastomer may not behave as a simple linear elastic medium. The dynamics of the system probably involves some viscoelastic response of the material, that somehow modifies the deformation. Another explanation is the possible end effects: the meniscus at the exit of the nip is larger for a wide gap than for a thin one (Réglat and Tanguy, 1997b). It has some effect on the negative pressure, and can slightly modify the pressure gradient.

Numerical	V_t (m/min)	500		750	1000
	$\Delta P/\Delta\mu$ (10^{-6} s^{-1})	1.2		1.4	1.8
	K_μ (m^{-1})	0.140		0.112	0.108
Experimental	$\Delta P/\Delta\mu$ (10^{-6} s^{-1})	$h_o < H^*$ 1.8		$h_o > H^*$ 1.4	
Numerical	μ (mPa.s)	150	130	100	80
	$\Delta P/\Delta V_t$ (kPa.s/m)	19.4	18.5	16.8	16.4
	K_V (m^{-1})	0.130	0.142	0.168	0.200
Experimental	$\Delta P/\Delta V_t$ (kPa.s/m)	$h_o < H^*$ 20.4		$h_o > H^*$ 15	

Table 6.4: Soft nip pressure gradients

6.5 - Conclusion

An analysis of the flow in the metering nip of a metering size press was carried out for Newtonian fluids. For a rigid nip, where the geometry is fixed, the lubrication theory can easily be applied. It provides an analytical form for the maximum pressure and its gradient with respect to the fluid viscosity and the transfer roll velocity. But the limitations become obvious when a comparison with finite element simulations is made. Inertia cannot be ignored in practice.

Numerical simulations of a soft nip are of practical interest since they correspond to actual roll coater configuration. The previous trends on the pressure gradients obtained from rigid nip analysis are still valid. The additional effects of the nip geometry variation are identified with these same pressure gradients.

Finally, experimental pressure measurements are in good agreement with numerical data. However, the geometric transition which was observed experimentally could not be predicted numerically quite clearly. These effects are of second order, and should be taken into account in further numerical refinements.

6.6 - Remarques additionnelles

6.6.1 - Coefficients de décalage

Dans l'analyse d'un entrefer rigide, en ne prenant pas en compte les effets d'inertie, la théorie de lubrification montre bien que les coefficients de décalage ne sont pas constants. Par contre deux nouveaux coefficients se dégagent de cette analyse. Le premier K_μ ne dépend que de la géométrie, la variation du second K_V traduit l'influence des effets inertiels.

Le troisième coefficient $\Delta P/\Delta H$ n'a pas été pris en compte dans cette analyse. Les résultats expérimentaux avec et sans suspension donnent des valeurs semblables. Les simulations numériques avec entrefer déformable montrent par contre que ce facteur dépend de façon quasi-linéaire de la valeur du module de Young (figure 6.12).

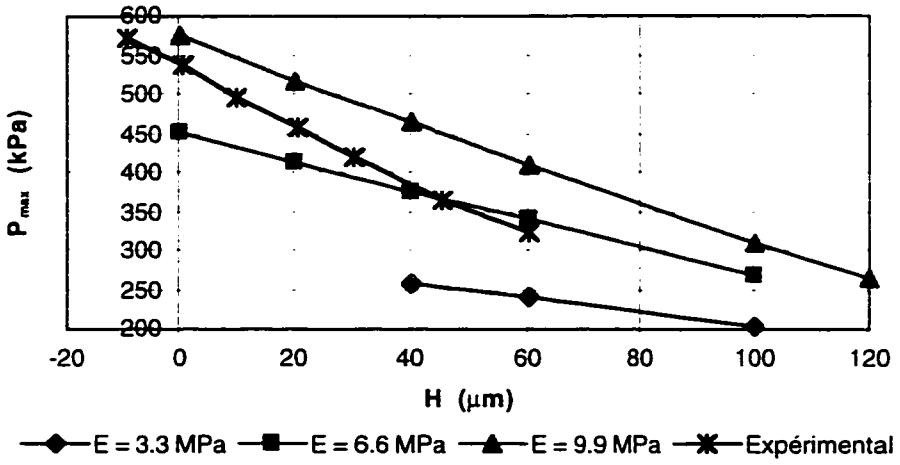


Figure 6.12: Influence du module de Young et confrontations expérimentales

V_t = 1000 m/min; μ = 130 mPa.s

$$\Delta P/\Delta H = -0{,}258\ E - 0{,}05 \qquad (E: MPa) \tag{6.13}$$

Ce module n'ayant pu être mesuré pour le revêtement élastique du rouleau de transfert, cela limite les confrontations. On peut cependant développer une expression analytique à partir des équations de la lubrification, en écrivant:

$$\frac{\Delta P}{\Delta H} \approx \frac{\Delta P}{\Delta \xi}\frac{\Delta \xi}{\Delta H} \tag{6.14}$$

où: $\Delta P/\Delta \xi$ est défini par l'équation (6.8), et $\Delta \xi/\Delta H$ est déduit de l'équation (6.14). On obtient alors la relation suivante:

$$\frac{\Delta P}{\Delta H} = \frac{-6\mu(V_t - V_m)g(n)}{\chi} \tag{6.15}$$

où g(n) est une fonction de la géométrie du même type que f(n). On obtient alors ici un troisième coefficient qui, comme K_v et K_μ, ne dépend que de la géométrie:

$$K_h = \frac{1}{\mu(V_t - V_m)} \frac{\Delta P}{\Delta H} = \frac{-6g(n)}{\chi} \tag{6.16}$$

On voit donc apparaître ici une dépendance linéaire avec μ et V_t qui n'est vérifiée ni expérimentalement, ni par les simulations numériques. Il semble donc que les effets d'inertie ainsi que ceux de la déformation de l'entrefer amortissent presque totalement ces variations. Ainsi, le coefficient K_h ne présente à ce jour aucun intérêt particulier dans le cas d'un entrefer déformable. Par contre, la relation empirique fonction du module de Young (équation 6.13), est un résultat d'intérêt pratique qui pourrait être étendu à plusieurs diamètres de barre de dosage.

Lorsque la viscosité de procédé a été définie, le facteur $\Delta P/\Delta\mu$ était supposé constant. Nous savons maintenant que ce coefficient varie principalement en fonction de V_t et dans une moindre mesure de μ. Sa dépendance avec V_t ne porte pas de préjudice à la méthode, car la viscosité de procédé est déterminée à même vitesse de rouleau de transfert V_{to}. L'influence de la viscosité serait plus gênante si elle était significative.

Enfin, remarquons que les viscosités de procédé obtenues sont supérieures aux viscosités des fluides newtoniens testés. Ceci conduit inévitablement à quelques extrapolations.

6.6.2 - Effets thermiques

Dans tous ces développements, les effets thermiques n'ont pas été pris en compte, et nous allons justifier ce point ici par une analyse dimensionnelle.

Tout d'abord, au cours des expériences, nous n'avons pas noté d'échauffement excessif de la barre de dosage ou de la couche formée sur le rouleau de transfert. Notons aussi qu'aucun élément dans l'entrefer de dosage est fixe. Ainsi, nous supposons que la barre

de dosage atteint une température d'équilibre constante. Nous supposons de plus que le rouleau de transfert est adiabatique. En effet, la conductivité thermique du caoutchouc (0,2 W/m°K) est très faible devant celle du chrome (100 W/m°K).

Dans l'entrefer, de la chaleur est générée par dissipation visqueuse. Cette chaleur est soit transférée à la barre de dosage, soit convectée par le fluide hors de l'entrefer. Le nombre adimensionnel qui permet d'évaluer l'importance relative de ces deux effets est le nombre de Stanton:

$$St = \frac{\text{flux chang}}{\text{flux convect}}$$

Ce problème est en fait similaire au développement d'une couche limite laminaire sur une plaque à température constante dans un milieu infini, où l'épaisseur de la couche limite dynamique est identique à celle de l'épaisseur moyenne de l'entrefer. Le nombre de Stanton s'écrit alors (Coulsant et al., 1990):

$$St = \frac{0,03\,Re^{-0,2}}{1+2,1\,Re^{-0,1}(Pr-1)} \tag{6.17}$$

Où Pr est le nombre de Prandtl (rapport de la diffusivité dynamique sur la diffusivité thermique). Ce nombre est petit devant 1, en effet:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{K} = 4,1810^{-3} \tag{6.18}$$

en considérant les données suivantes pour le fluide: $C_p = 4,18$ J, $\mu = 0,1$ Pa.s, et pour le chrome: $K = 100$ W/m°K.

Nous avons vu, dans ce troisième article, que le nombre de Reynolds dans l'entrefer est proche de 0,5. L'équation 6.17 nous donne donc:

$$St = 0,01 \tag{6.19}$$

En conclusion, ceci démontre que quasiment toute la chaleur générée par dissipation visqueuse est entraînée hors de l'entrefer par convection.

6.6.3 - Confrontations numérique/expérimental

La déformation du revêtement du rouleau de transfert atténue quelque peu les variations des coefficients de décalage. Et bien qu'aucune transition bien nette n'ait été observée, peut être du fait de certaines simplifications du modèle numérique, les confrontations numérique/expérimental donnent des résultats satisfaisants. En toute rigueur, pour effectuer une analyse quantitative de ces résultats, des corrections doivent être prises en compte. Sur la figure 6.12, une courbe de mesures expérimentales pour un fluide newtonien est superposée aux résultats numériques, dans des conditions équivalentes. La pression maximum obtenue est comparable dans les deux cas. Cependant:

- le module d'Young, fixé de façon arbitraire à 9.9 MPa, est probablement légèrement inférieur au module de l'élastomère utilisé.

La figure 6.12 montre sans équivoque que le module d'Young a un effet direct à la fois sur la valeur de la pression maximum et sur la pente. En extrapolant ces résultats, il apparaît qu'un module d'Young plus élevé permettrait d'obtenir une meilleure correspondance sur le gradient de pression $\Delta P/\Delta H$. Mais alors, la pression maximum calculée serait plus élevée.

- les mesures de pression expérimentales doivent être corrigées du fait de la taille de la membrane du capteur.

À des fins de comparaison, le profil de pression qui serait celui lu par le capteur peut être obtenu en traçant point par point la moyenne de pression calculée sur une surface équivalente à celle de la membrane. À titre d'exemple, sur la figure 6.13 sont représentés

un profil obtenu par une simulation et le profil corrigé. On voit sur cet exemple que la pression maximum diminue de 5 % et que la pression minimum est réduite de 20 %.

Les deux corrections décrites ci-dessus ont donc des effets compensés, et ne doivent pas modifier outre mesure nos résultats. Par contre, aucune comparaison des pressions maximales n'a été présentée, car une autre correction doit alors être appliquée:

- l'incertitude sur la position de référence de la barre de dosage est de ± 20 µm.

La courbe expérimentale se situe donc entre les deux lignes parallèles représentées en pointillé. Cette incertitude n'affecte cependant pas les gradients de pression.

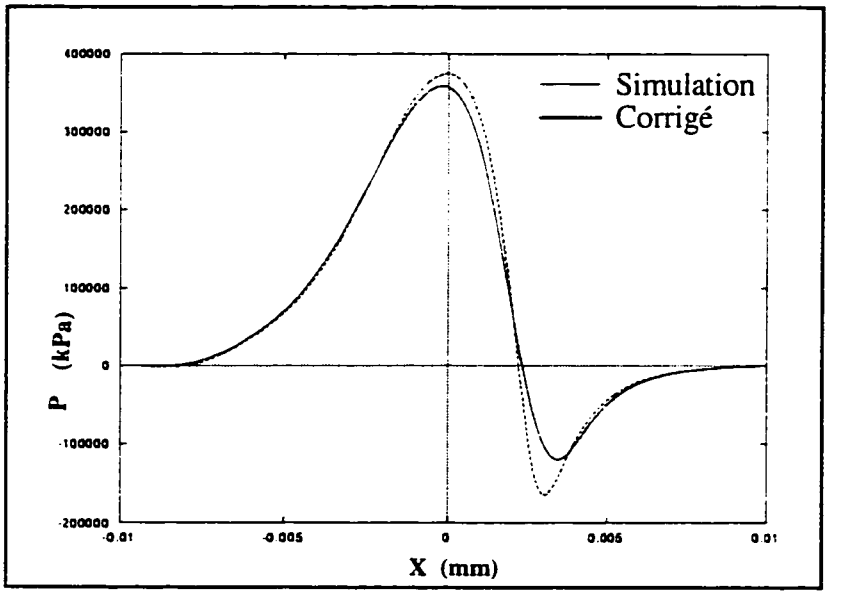


Figure 6.13: Corrections du profil de pression

V_t = 750 m/min; V_m = 30 m/min; H = 20 µm; µ = 70 mPa.s

6.7 - Modélisation de l'écoulement dans la chambre amont

Afin de compléter l'analyse du système de dosage, nous présentons ici quelques résultats concernant l'écoulement à l'amont de l'entrefer. La géométrie de la chambre amont que nous avons utilisée ne correspond pas aux standards habituels. Afin d'expliquer les raisons de cette démarcation, nous proposons ici une analyse de deux chambres modèles couramment utilisées.

Un modèle typique est représenté sur les figures 1.3 et 6.14. La sauce de couchage émerge des tuyaux d'alimentation dans une chambre limitée dans la partie supérieure par une paroi rigide et dans la partie inférieure par une lame flexible en appui sur le rouleau de transfert. Cette lame flexible est percée de fentes, afin d'évacuer la sauce alimentée en excès. Ceci permet en outre de remplir de liquide le coin limité par la lame et le rouleau de transfert, dans l'espoir d'éviter tout entraînement d'air dans l'entrefer.

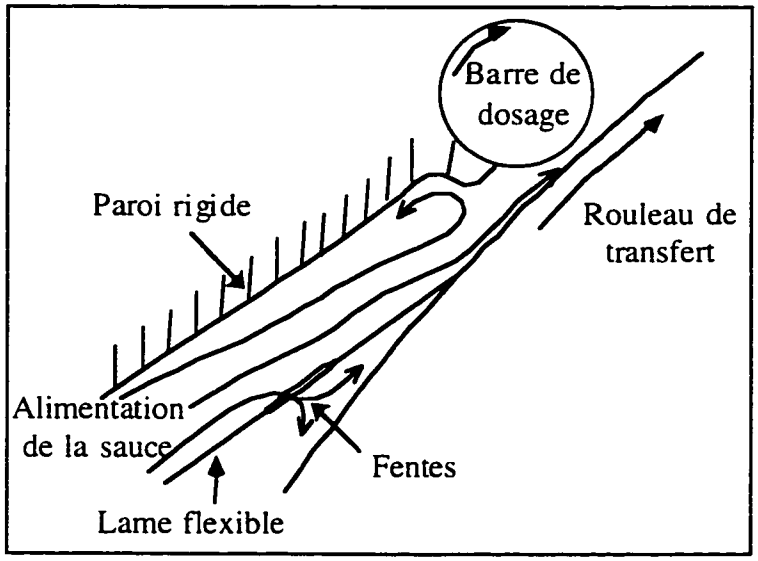
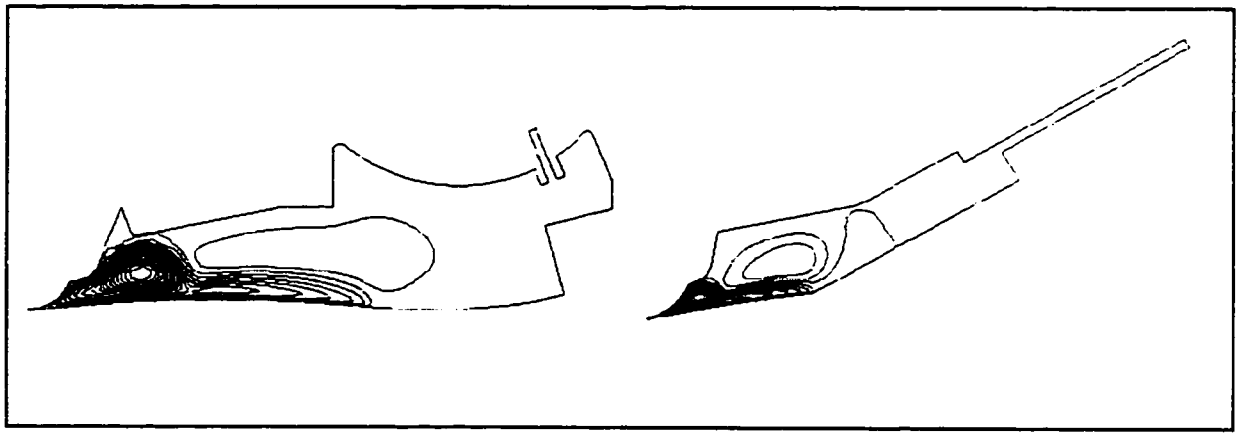


Figure 6.14: Chambre amont industrielle

Les figures 6.15-a et b présentent des résultats de simulations obtenus, sous forme de lignes de courant, pour deux modèles de ce type. La chambre 2 est une nouvelle génération de la chambre 1. Hormis dans l'entrefer, le taux de cisaillement est ici globalement inférieur à 10^4 s^{-1}, de telle sorte que le caractère rhéofluidifiant de la sauce est prédominant.



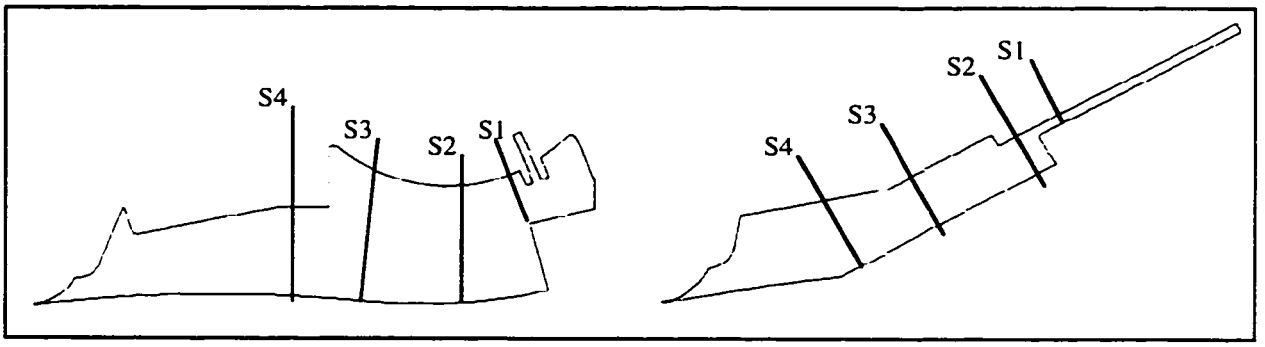
a) Chambre 2 b) Chambre 1

Figure 6.15: Lignes de courant

Un modèle de Carreau a donc été utilisé, en considérant un indice de rhéofluidifiance typique des sauces de couchage, soit 0,4.

Ces résultats de simulation suggèrent une première série de remarques. Tout d'abord, la sauce arrivant au point de contact entre la lame flexible et le rouleau de transfert est instantanément transférée dans l'entrefer. Cette sauce peut éventuellement provenir de la partie située en dessous de la lame flexible. En effet, les forces dynamiques sont beaucoup plus importantes dans ce coin, du fait de l'entraînement du rouleau, que dans la chambre, et ce à un point tel que l'écoulement est turbulent à haute vitesse. Ceci ne garantit donc pas, selon nous, qu'il n'y ait pas d'entraînement de petites bulles d'air.

Le deuxième point que l'on peut observer est propre aux géométries de type confiné. Une zone de recirculation est toujours présente juste en amont de l'entrefer. Sa taille varie en fonction de la proximité des parois avoisinantes. Des recirculations secondaires, d'activité moindre se développent à l'amont. De telles recirculations peuvent poser des problèmes de stabilité de l'écoulement, d'homogénéité de la sauce où les pigment ont tendance à migrer vers les zones peu cisaillées. Les seuls moyens envisageables pour s'affranchir de ces problèmes sont soit d'alimenter la sauce au plus près de l'entrefer, ou d'utiliser une géométrie de chambre non confinée telle que celle que nous avons utilisé.



a) Chambre 2 b) Chambre 1

Figure 6.16: Sections de référence

Approfondissons un peu plus l'analyse de ces deux géométries. Les propriétés fondamentales des sauces de couchage que l'on doit prendre en considération ici sont que leurs structures dépendent de l'histoire des déformations subies dans un intervalle de temps donné. Dans l'entrefer, le temps de résidence est si faible (1 ms) que les propriétés rhéologiques des sauces n'ont probablement pas le temps de se modifier. Celles-ci sont donc définies par l'histoire de l'écoulement, principalement dans la chambre d'alimentation. Deux paramètres doivent alors être pris en compte: le temps de résidence et la déformation appliquée. Si la sauce est soumise à un taux de cisaillement très élevé pendant une durée infime, elle ne subit quasiment aucune déformation et ne conserve à peu

près aucune trace de ce passage. À l'inverse, si un très faible taux de cisaillement est appliqué pendant une longue durée, la déformation subie peut être importante mais le niveau de taux de cisaillement peut s'avérer insuffisant pour réduire la taille des agrégats.

Le rôle d'une chambre amont, selon nous, est d'assurer un bon conditionnement des sauces de couchage. En particulier, la taille des flocs doit pouvoir être réduite, de façon à diminuer les forces mises en jeux dans l'entrefer. Les problèmes de stabilité de rides et peut être aussi de projections à la sortie de l'entrefer s'en trouvent amoindris.

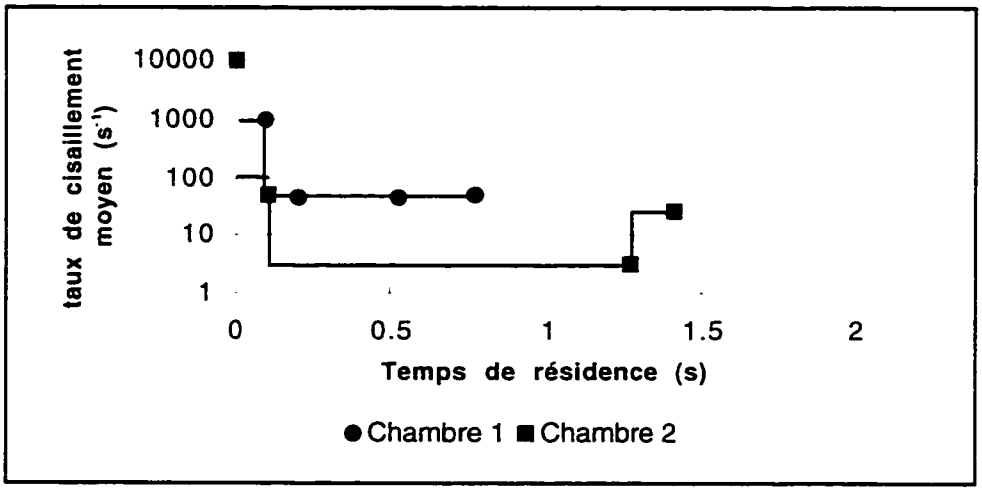


Figure 6.17: Temps de résidence dans les chambres amont

Dans notre exemple, si l'on considère des sections caractéristiques dans chacune des chambres, figures 6.16-a et b, le temps de résidence moyen peut être évalué. La figure 6.17 représente le taux de cisaillement moyen appliqué en fonction du temps de résidence. Le chambre 2 illustre les deux cas extrêmes cités ci-dessus: suite au passage très rapide dans une pince, un très faible taux de cisaillement, inférieur à 10 s^{-1}, est appliqué pendant une durée relativement longue, suffisante pour qu'il y ait un risque de floculation, principalement pour des concentrations en solides élevées. Dans le cas de la chambre 1, la

sauce subit deux niveaux de taux de cisaillement pendant une durée suffisamment longue pour que la sauce en conserve des effets.

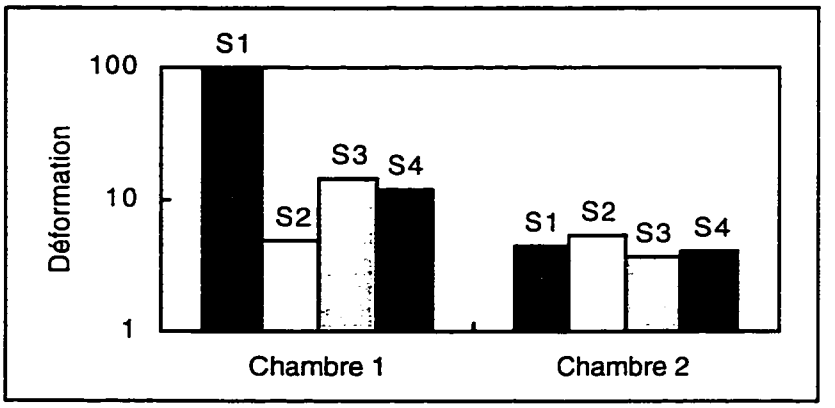


Figure 6.18: Déformation moyenne dans chaque section de référence

En multipliant le taux de cisaillement par le temps de résidence, on obtient une évaluation de la déformation moyenne. La figure 6.18 représente ces déformations moyennes dans les deux cas, et l'on voit ici qu'il y a plus d'un ordre de grandeur de différence entre les deux géométries. Ainsi, d'un point de vue rhéologique, la chambre 1 a tendance à donner un conditionnement de bien meilleure qualité que la chambre 2.

Ainsi, la définition d'une chambre amont idéale nécessite en premier lieu la connaissance des paramètres suivants relatifs aux sauces de couchage:

- Définir la déformation qui doit être appliquée pour obtenir des structures de taille acceptable;

- Définir le temps caractéristique adéquat pendant lequel la déformation doit être appliquée. Ce temps caractéristique peut d'ailleurs être ajusté à partir des formulations.

Il est alors possible de concevoir une chambre amont appliquant des déformations suffisantes, en évitant des taux de cisaillement trop faibles.

CHAPITRE 7 - CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Nous avons réalisé dans cette thèse un montage expérimental qui nous a permis d'étudier, dans des conditions réelles d'écoulement, le système de dosage d'une coucheuse à rouleau de transfert.

L'étude de la stabilité de la couche formée a mis en évidence deux modes de comportement. Conformément aux études reportées dans la littérature, nous avons observé un régime où les effets capillaires caractérisent la stabilité de l'écoulement. Mais aussi, nous avons montré que les effets inertiels prédominent généralement sur les effets de capillarité, à haute vitesse et pour de petites épaisseurs de couche.

Les mesures de profils de pression dans l'entrefer se sont révélées utiles à plusieurs égards:

- la dépression mesurée à la sortie de l'entrefer est directement liée avec la stabilité de la couche;
- ces mesures permettent de définir une viscosité de procédé, afin de caractériser de façon adéquate le comportement des sauces de couchage dans l'entrefer;
- le comportement du système peut être décrit par des gradients de pression ou facteurs de décalage, afin de discriminer les effets d'inertie de la déformation géométrique de l'entrefer.

Par ailleurs, les simulations numériques effectuées contribuent à une meilleure description du comportement du système. Elles montrent tout d'abord que les effets d'inertie représentent jusqu'à 15 % des forces de pression dans l'entrefer, de telle sorte que les hypothèses de la lubrification ne sont pas valides dans ce contexte. De plus, elles permettent de définir la géométrie du domaine en prenant en compte la déformation du

revêtement du rouleau de transfert. Notons qu'il est impossible d'accéder à l'épaisseur de l'entrefer par l'expérience du fait de la déformation du revêtement.

Enfin, les confrontations des simulations numériques avec les résultats expérimentaux sont concluantes dans le cas de fluides newtoniens.

Cette thèse représente une première étape dans le cadre de l'étude du pré-dosage d'une coucheuse à rouleau de transfert. Tous les aspects d'intérêt, relatifs à ce sujet, n'ont put être abordés ici. Cependant, les thèmes traités peuvent être poursuivis comme suit:

- une étude numérique tridimensionnelle de l'écoulement à la sortie de l'entrefer permettrait de compléter l'analyse de stabilité de la couche relative à l'apparition des rides;
- l'écoulement dans la chambre amont conditionne la structure des sauces de couchage et donc leur comportement rhéologique dans l'entrefer. À l'issue des mesures effectuées, nous pensons que les conditions d'écoulement dans l'entrefer ne modifient en rien les propriétés rhéologiques de la sauce. Ceci pourrait être confirmé en modifiant radicalement la géométrie de l'entrefer et en utilisant par exemple une barre de dosage de plus petit diamètre.
- l'utilisation d'un capteur de pression pariétal permet d'obtenir une mesure locale dans l'entrefer qui est relative aux forces normales appliquées sur la barre de dosage. La mesure du couple appliqué sur la barre de dosage est complémentaire car relative aux contraintes tangentielles. C'est une mesure globale, plus accessible, mais éventuellement difficile à interpréter du fait du bruit, en particulier dû aux frottements engendrés par le raclage de la barre de dosage.

Enfin, bien d'autres thèmes énumérés ci-dessous pourraient être abordés:

- le glissement sur la barre de dosage: quels sont les effets et les implications sur la stabilité de la couche ?
- les projections à la sortie de l'entrefer: sont-elles dues exclusivement à un phénomène d'entraînement d'air, comme nous l'avons observé, ou bien sont-elles aussi relatives à un caractère particulier des sauces de couchage, lié à la taille et à la forme des particules, à leurs interactions entre elles ou avec la matrice ?
- la couche résiduelle non raclée sur le rouleau de transfert (ou non transférée au papier dans le cas d'application réelle): cette couche se mélange-t-elle avec la sauce fraîchement alimentée dans la chambre amont ?
- les effets du couple: diamètre de la barre de dosage / dureté du recouvrement du rouleau de transfert, sur la stabilité de la couche.

Enfin, nous achèverons nos recommandations avec les aspects rhéologiques et en particulier la prise en compte du temps caractéristique des sauces de couchage ainsi de la déformation que l'on doit appliquer dans la chambre amont.

RÉFÉRENCES

AIDUN C.K., Principles of Hydrodynamics Instability in Coating Systems, TAPPI Coating Conf. Proc., 275-298, 1990.

AIDUN C.K., N.G. TRIANTAFILLOPOULOS and J.D. BENSON, Global Stability of a Lid-Driven Cavity with Throughflow: Flow Visualization Studies, Phys. Fluids A, 3 (9), 2081-2091, 1991.

AIDUN C.K., Principles of Hydrodynamic Instability: Application in Coating Systems; Part 1: Background, TAPPI J., 74 (3), 213, 1991.

AIDUN C.K., Principles of Hydrodynamic Instability: Application in Coating Systems; Part 2: Examples of flow instability, TAPPI J., 74 (4), 213, 1991.

BAGLEY E.B., J. Appl. Phys., 28, 264, 1957.

BENJAMIN F., Roll Coating Flows and Multiple Roll Systems, Ph. D. Thesis, University of Minnesota, 1993.

BENKREIRA H., M.F. EDWARDS, W.L. WILKINSON, Ribbing Instability in the Roll Coating of Newtonian Fluids, Plastic Rubber Proc. Appl., 2, 137, 1982.

BOOTH G.L., The Coating Machine, Pulp and Paper Manufacture, Vol. 8, Ch. II, Coating, Converting and Special Processes, 3rd ed., TAPPI Press, 76, 1990.

BOUSFIELD D.W., Prediction of Velocity and Coat Weight Limits Based on Filtercake Formation, Coating Conf. Proc., 63-75, 1994.

BRANSTON R.E., P.C. CLARK, M. ERRICO, L.E. SCRIVEN, J.G. SHEEHAN, W.J. SUZYNSKI, K. TAKAMURA AND J.L. VODNICK, Weeping in Blade Coating

Part I: High-Speed Video and Still Macro-Photography, Coating Conf. Proc., 79-85, 1993.

BROWN J.T., Metered Size Press Pilot Study, TAPPI Coating Conf. Proc., 13, 1996.

CAMATTA R., Cellier: Coating and Quality, La Papèterie, Sup 207,8, 1997.

CARREAU P.J., D. DE KEE, R.T. CHHABRA, Polymer Rheology: Principles and Applications, Hanser Verlag, 1997.

CARREAU P.J. AND P.A. LAVOIE, Rheology of Coating Colors: a Rheologist Point of View, TAPPI coating Conf. Proc., 1992.

CARVALHO M.S., T.J. ANDERSON, L.E. SCRIVEN, Ribbing Instability in Forward Deformable Roll Coating, TAPPI Coating Conf. Proc., 99, 1994.

CARVALHO M.S.AND L.E. SCRIVEN, Effect of Deformable Roll Cover on Roll Coating, TAPPI Coating Conf. Proc., 451-459, 1993.

COHU O. AND A. MAGNIN, Rheometry of Paints with Regard to Roll coating Process, J. Rheol., 39 (4), 767-785, 1995.

CONLISK A.T. AND M.R. FOSTER, The Steady Flow in a Short-Dwell Coater II - Web Pressure Distribution and Flow Under the Blade, TAPPI Coating Conf. Proc., 327-336, 1991.

COULSANT F.M., J.F. RICHARDSON, J.R. BACKHURST, J.H. HARKER, Chemical Engineering, Pergaman Press, 1990.

COYLE D.J., The Fluid Mechanics of Roll Coating: Steady Flows, Stability and Rheology, Ph. D. Thesis, University of Minnesota, 1984.

COYLE D.J., Forward Roll Coating with Deformable Rolls: a Simple One-Dimensional Elastohydrodynamic Model, Chem. Eng. Science, 43, 2673, 1988.

COYLE D.J., C.W. MACOSKO AND L.E. SCRIVEN, The Fluid Dynamics of Reverse Roll Coating, AIChE J., 36 (2), 161-174, 1990a.

COYLE D.J., C.W. MACOSKO AND L.E. SCRIVEN, Stability of Symetric Film-Splitting Between Counter-Rotating Cylinders, J. Fluid Mech., 216,437, 1990b.

COYLE D.J., C.W. MACOSKO AND L.E. SCRIVEN, Reverse Roll Coating of Non-Newtonian Liquids, J. Rheol., 34 (5), 615-636, 1990c.

DE VARGAS L., J. PÉREZ-GONZALEZ AND J. DE J. ROMERO-BARENQUE, Experimental Evidence of Slip Development in Capillary and a Method to Correct for End Effects in the Flow of Xanthan Solutions, J. Rheol., 37(5), 867-878, 1993.

DORÉMUS P. AND J.M. PIAU, J. Non-Newtonian Fluid Mech., 9, 389, 1981.

EKLUND R.W., H.A. LEBLANC AND D.G. HALLEY, The Cylindrical Laboratory Coater, A New High Speed Blade Coater for the Laboratory, TAPPI Coating Conf. Proc., 81-87, 1988.

EKLUND D.E., Review of Surface Application, Fond. Research Symp., II, 833-870, 1989.

ENGSTROM G. AND M. RIGDAHL, The Implications of Viscoelasticity on Coating Rheology and Structure, Tappi J., 70 (5), 91-94, 1987.

ENGSTROM G. AND M. RIGDAHL, The Effect of some Polymer Dispersions on the Rheological Properties of Coating Colours, Nordic Pulp and Paper Res., 4, 161-166, 1990.

ESMAIL M.N. AND M.T. GHANNAM, Air Entrainment and Dynamic Contact Angles in Hydrodynamics of Liquid Coating, J. Chem Eng., 68, 197-203, 1990.

FADAT G., G. ENGSTROM AND M. RIGDAHL, The Effect of Dissolved Polymers on the Rheological Properties of Coating Colours, Rheological Acta, 27 (3), 289-297, 1988.

FOURCADE E., O. RÉGLAT, F. BERTRAND AND P.A. TANGUY, A Numerical Fluid-Structure Model for Soft Roll Coating, Can. J. Chem Eng., submitted, 1997.

GANE P.A.C., P.M. MCGENITY AND P. WATTERS, Factors Influencing the Runnability of Coating Colours at High Speed, Tappi J., 75 (5), 61-73, 1992, and TAPPI Coating Conf. Proc., 117-131, 1992.

GREENER J., T. SULLIVAN, B. TURNER AND S. MIDDLEMAN, Ribbing Instability of a Two-Roll Coater: Newtonian Fluids, Chem. Eng. Com., 5, 73, 1980.

GREENER J. AND S. MIDDLEMAN, Reverse Roll Coating of Viscous and Viscoelastic Liquids, Int. Eng. Chem. Fundam., 20 (1), 60-66, 1981.

GRÖN J. AND J.E. KLINE, Rheological Properties of the Coating Colour Influencing Variations in Surface Properties of Coated Papers, TAPPI Coating Conf. Proc., 235-242, 1993.

GRÖN J., H. SUNDE AND E. NIKULA, Runnability Aspects in High Speed Film-Transfer Coating, TAPPI Coating Conf. Proc., 21, 1996.

GUTOFF E.B., Avoid Coating and Driing Defects, Chemical Eng. Progress, 01, 1993.

HASE K.R. AND D.W. BOUSFIELD, Kaolin Pigment - Latex Interactions During Coating, Coating Conf. Proc., 49-62, 1994.

HASEGAWA T., K. SORIMACHI, Wavelength and Depth of Ribbing in Roll Coating and its Elimination, AIChE J., 39, 935, 1993.

JINESCU V.V., The Rheology of Suspensions, Int. Chem. Eng., 14 (3), 397, 1974.

KLASS C.P. AND R. AKESSON, Development of the Metering Size Press: A Historical Perspective, TAPPI Coating Conf. Proc., 1, 1996.

KUSTERMANN M.F., W.A. DAMRAU, TAPPI Coating Conf. Proc., 197, 1994.

LAUN H.M. AND G. HIRSCH, New Laboratory Test to Measure Rheological Properties of Paper Coatings in Transient and Steady-State Flow, Rheol. Acta, 28, 267-280, 1989.

LAVOIE P.A., T. GHOSH AND P.J. CARREAU, The Rheology of Coating Colors: A Comprehensive Approach, Int. Paper and Coating Chem. Symp., 253, 1996.

LAVOIE P.A., Rhéologie des sauces de couchage et autres suspensions modèles, Thèse de Maîtrise, Université de Montréal, 1995.

LEPOUTRE P., The Structure of Paper Coatings: an Update, Progress in Organic Coatings, 17, 89-106, 1989.

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

MILL C.C. AND G.R. SOUTH, Formation of Ribs on Rotating Rollers, J. Fluid Mech., 28, 523, 1967.

MIURA H. AND C.K. AIDUN, Pressure Fluctuations and Coat-Weight Nonuniformities in Blade Coating, TAPPI Coating Conf. Proc., 193-216, 1992.

MOONEY M., Trans.Soc. Rheol., 2, 210, 1931.

MUKHOPADHYAY P., P.A. TANGUY, E.BRITO DE LA FUENTE, P. MARCHAL AND L.CHOPLIN, Influence of Ingredients on the Rheological Behavior of Coating Colour Formulations, Int. Paper and Coating Chem. Symp., 231-237, 1996.

PATEL R., Fluid Mechanics of Direct Gravure Roll Coating, Ph. D. Thesis. University of Bradford, 1989.

PEARSON J. R. A., The Instability of Uniform Viscous Flow Under Rollers and Spreaders, J. of Fluid Mech., 7, 481-500, 1960.

PITTS E., J. GREILLER, The Flow of Thin Liquid Films between Rollers, J. Fluid Mech., 11, 33, 1961.

RANTANEN R. AND K.W. FINCH, Production Proven Capabilities in Sym-Sizer Pigmenting, Pulp and Paper Canada, 95, 67, 1994.

RÉGLAT O., R. LABRIE, P. A. TANGUY, A New Free Surface Model for the Dip Coating Process, J. of Comp. Phy., vol. 109 No. 2, 238, 1993.

RÉGLAT O. AND P.A. TANGUY, An Experimental Investigation of the Flow in the Metering Nip of a Metering Size Press, AIChE J., submitted, 1997a.

RÉGLAT O. AND P.A. TANGUY, Rheological Investigations of CACO3 Sluries in the Metering Nip of a MSP, Tappi J., submitted, 1997b.

REYNOLDS O., Phil. Mag., 8, 20 1885.

ROPER J. A. AND ATTAL J. F., Evaluation of Coating High-Speed Runnability Using Pilot Coater Data, Rheological Measurements, and Computer Modelling, Tappi J., 76 (5), 55-61, 1993.

SALMINEN P., R. URSCHELER, J. ROPER III AND D. CHASE, Optimizing the Coating Formulation to Reduce Misting in High-Speed Film Coating, TAPPI Coating Conf. Proc., 51, 1996.

SAVAGE M.D., Cavitation in Lubrication: 2. Analysis of Wavy Interfaces, J. Fluid Mech., 80, 743, 1977.

SIMMONS A.F., T.F. MCGILL AND G.F. GILLIS, Test Data Measurement Uncertainty, Arnold Engineering Development Center Standard T-6, 1987.

STRANGER K. M., The Filmpress - A Versatile Coating System, Paper Age, May 1995.

TEIRFOLK J.E., L. VAITO, An Empirical Study of Blade Coating at 2250 m/min, TAPPI J., 79 (2), 206, 1996.

TRIANTAFILLOPOULOS N., G. RUDEMILLER . T. FARRINGTON AND J. LINDSAY, Numerical Simulation of Short-Dwell Coater Pond Flows, TAPPI Engineering Conf. Proc., 209-218, 1988.

TRIANTAFILLOPOULOS N. AND C.K. AIDUN, Relationship Between Flow Instability in Short-Dwell Ponds and Cross Directional Coat Weight Nonuniformities, TAPPI Coating Conf. Proc., 309-324, 1990.

TRIANTAFILLOPOULOS N. AND T. GRANKVIST, Viscoelasticity and High-Shear Viscosity of Coatings in Relationship to Short-Dwell Runnability, TAPPI Coating Conf. Proc., 23-36, 1992.

TSUJI A., J. NITTA, Y. SASAGAWA AND N. NOJIMA, A New Rheometer for Paper Coating, TAPPI Coating Conf. Proc., 73, 163, 1990.

VIDAL D., F. BERTRAND AND P.A. TANGUY, Numerical Modeling of a Short-Dwell Coater, AIChE J., submitted, 1997.

VIDAL F., J.C. POMMIER AND J. POUYET, High-shear Rheological Measurement for Coating Colors: A New Approach, TAPPI Coating Conf. Proc., 169-174, 1993.

VODNICK J.L., K. TAKAMURA, W.J. SUZYNSKI, J.G. SHEEHAN, L.E. SCRIVEN, M. ERRICO, P.C. CLARK AND R.E. BRANSTON, Weeping in Blade Coating Part II: SEM and X-Ray Microanalysis of Microtome-Sectioned Weeps, Coating Conf. Proc., 87-96, 1993.

WILHELMY L., Ann. Phys., 119, 177, 1863.

YILMAZER U. AND D.M. KALYON, Slip Effects in Capillary and Parallel Disk. Torsional Flows of Highly Fielled Suspensions, J. Rheol., 33(8), 1197-1212, 1989.

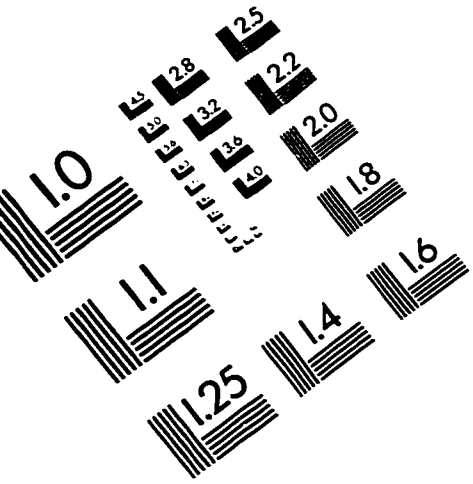
R.M Aéro 800 01, Définition et calculs d'erreurs; incertitude de mesure, Avril 1986.

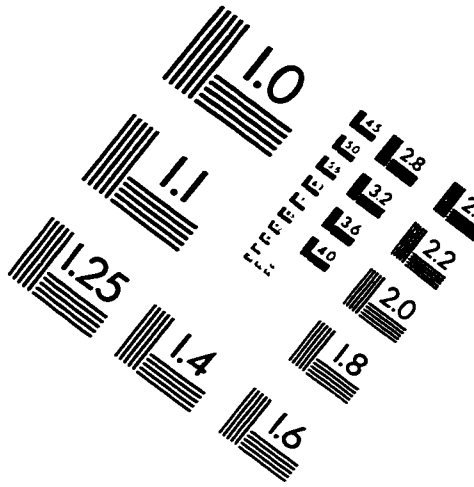
ANNEXE

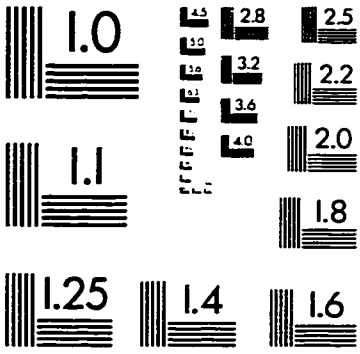
Extrait de la table de Fisher-Student

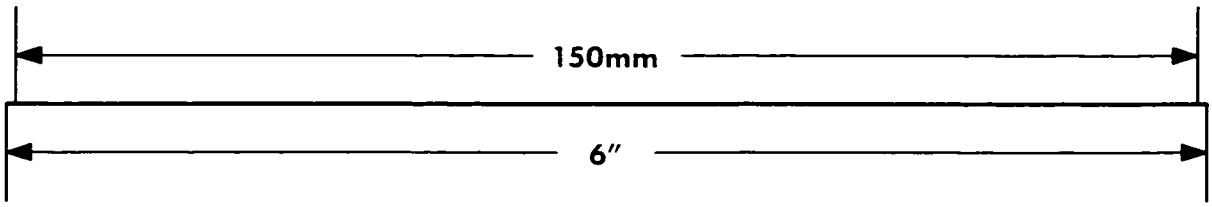
n	t_{95}	t_{99}
2	4.303	9.93
4	2.776	4.60
6	2.447	3.71
8	2.306	3.36
10	2.228	3.17
12	2.179	3.06
14	2.145	2.98
16	2.120	2.92
18	2.101	2.88
20	2.086	2.84

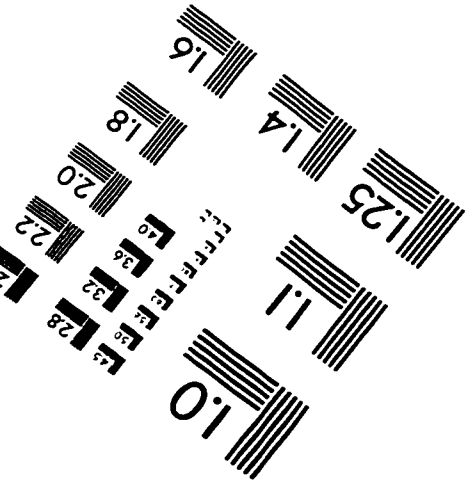
IMAGE EVALUATION
TEST TARGET (QA-3)

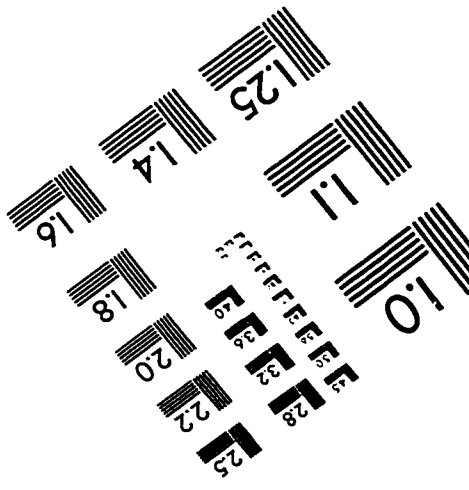












APPLIED IMAGE, Inc
1653 East Main Street
Rochester, NY 14609 USA
Phone: 716/482-0300
Fax: 716/288-5989

© 1993, Applied Image, Inc., All Rights Reserved