



**HAL**  
open science

# Optimisation du rendement hydromécanique d'un moteur hydraulique à palettes par diminution des frottements visqueux de la cartouche

Noredine Cheikh

► **To cite this version:**

Noredine Cheikh. Optimisation du rendement hydromécanique d'un moteur hydraulique à palettes par diminution des frottements visqueux de la cartouche. Mécanique [physics.med-ph]. 2011. dumas-01201579

**HAL Id: dumas-01201579**

**<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01201579>**

Submitted on 17 Sep 2015

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

**CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS  
ARCNAM CENTRE**

**Centre d'Enseignement Principal de Bourges**

**Spécialité : MECANIQUE**

**Option : Mécanique des structures et des Systèmes**

Sujet :

**Optimisation du rendement hydromécanique d'un moteur  
hydraulique à palettes par diminution des frottements visqueux de  
la cartouche.**

Mémoire effectué par CHEIKH Noredine

Soutenu le : 8 juillet 2011

Jury

Président : **Monsieur VENIZELOS, Maitre de conférences au Cnam**

Membres : **Monsieur BEAUSSART, Directeur du Centre Régional**  
**Monsieur WOLLENSACK, Enseignants du Cnam Région Centre**  
**Monsieur PENNETIER, Enseignants du Cnam Région Centre**  
**Monsieur LANGLET, Enseignants du Cnam Région Centre**  
**Monsieur BORDET, Responsable de Bureau, Société PARKER**

# Résumé

---

Le bilan de l'analyse du développement du nouveau moteur M5AS fait apparaître certaines carences en terme de dimensionnement de pièces. Cela doit conduire à établir un partenariat renforcé avec les fournisseurs concernés.

La recherche de l'optimisation du rendement hydromécanique du moteur à palettes s'est appuyée sur l'élaboration d'un nouvel outil permettant une évaluation des fuites et pertes de couple au-dessus de la palette. Il a permis également de mettre en avant des solutions qui reposent sur des modifications de la qualité de surface et le rayon de palettes tout en respectant les impératifs techniques et économiques de l'entreprise. L'objectif global est de réduire la consommation énergétique des produits de Parker.

**Mots clés : moteurs hydrauliques à palettes – perte de charge – écoulement laminaire en conduite cylindriques**

# Abstract

---

The analysis of the development of the new motor M5AS has pointed certain deficiencies in the sizing of the parts. It has to lead to establish a partnership strengthened with the concerned suppliers.

The optimization of the hydromechanical efficiency on the vane motors, based on the elaboration of a new tool has permitted an evaluation of the leaks and the torque losses over the vane. The present work has provided technical solution based on modifications of the quality of the surfaces and of the radius of vanes. These solutions fulfil both technical and economic requirements of the company PARKER. The global objective is to reduce the energy consumption of the products of Parker.

# Remerciements

---

Je remercie Mr Roland CHERRIER, responsable de l'usine Parker à Vierzon pour m'avoir permis d'effectuer mon mémoire au sein de l'entreprise Parker.

Je remercie Mr Jean-Luc BORDET, responsable du bureau d'études, qui a initié la proposition de sujet de mémoire.

Je remercie mes collègues du bureau d'études, et tout particulièrement Rémi PINEAU pour son implication dans la mise en œuvre des essais du mémoire.

Je remercie Mr André LANGLET, enseignant chercheur en mécanique à l'Université d'Orléans (laboratoire PRISME), et intervenant au CNAM de Bouges pour sa disponibilité, ainsi que pour l'apport précieux de sa connaissance théorique.

Je remercie mon épouse Nawel, mes enfants Ouassim et Ziyad, pour leur patience et leur soutien durant ces quelques années où j'étais au cours du soir plutôt qu'à leurs côtés.

Je remercie mes parents qui grâce à leur éducation, m'ont transmis l'abnégation qui m'a permis d'aller jusqu'au bout de ce cursus.

Enfin, j'ai une pensée particulière pour ma petite sœur Samia, qui vient de devenir dentiste, ainsi que pour mes deux grands frères Djamel et Mohamed.



# Introduction

---

## Contexte

En 2008, la société Parker sur le site de Vierzon, décide de développer le plus petit modèle de la gamme de moteurs hydrauliques à palettes destiné au marché d'entraînement de ventilateur pour le refroidissement de radiateurs dans le marché des engins de travaux publics. En effet, les moteurs existants sont surdimensionnés et non concurrentiel d'un point de vue économique pour des ventilateurs de petites tailles (environ 700 mm de diamètre), ce qui nous pousse à développer ce moteur qui sera baptisé M5AS.

On m'a confié la responsabilité de ce développement à la suite de l'établissement d'un cahier des charges de la part du service Marketing. Celui-ci se déroule en plusieurs étapes qui seront détaillées dans ce mémoire.

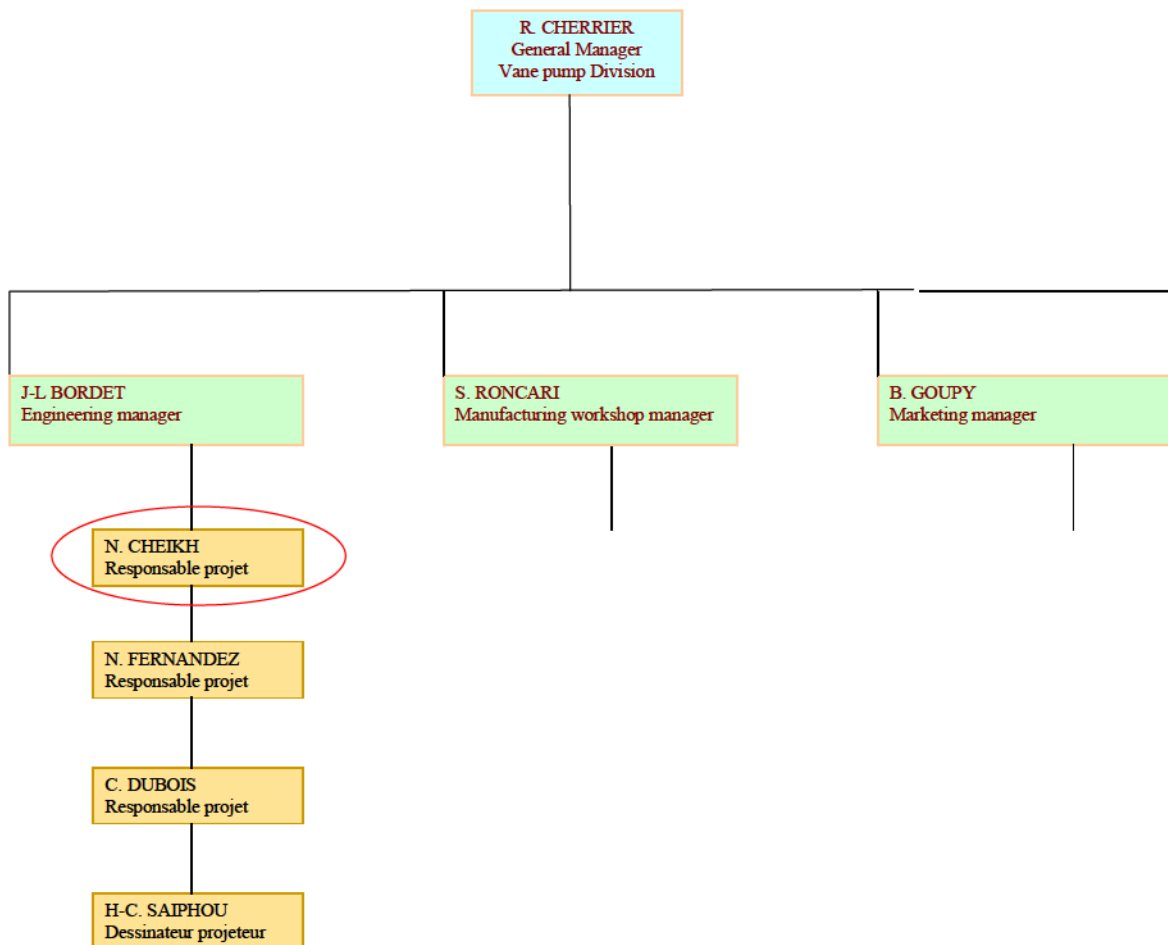
Il m'a été demandé d'apporter des solutions afin d'optimiser le rendement hydromécanique de ce moteur qui se situe dans un marché très concurrentiel. Ceci constituera le coeur de la problématique de ce mémoire.

Ce mémoire s'articulera autour de deux parties principales:

- Le développement du moteur en question dans lequel sera détaillé le management de projet intrinsèque à la société Parker et les étapes de celui-ci.
- L'optimisation du rendement hydromécanique de ce moteur sera traitée en parallèle du développement de ce moteur dans la mesure où cette demande s'inscrit dans le cadre d'une amélioration globale de la qualité des produits du site de Parker Vierzon. Ceci consistera principalement à développer un modèle de calcul qui permet de quantifier les pertes en faisant varier les différents paramètres (pression, vitesse, viscosité...) et d'apporter des améliorations par les différentes solutions possibles. Un certain nombre

d'hypothèses seront réalisées par rapport aux moyens disponibles au sein de l'entreprise. Ce modèle sera qualifié par l'intermédiaire d'une série d'essais dans le laboratoire du service Engineering chez Parker Vierzon.

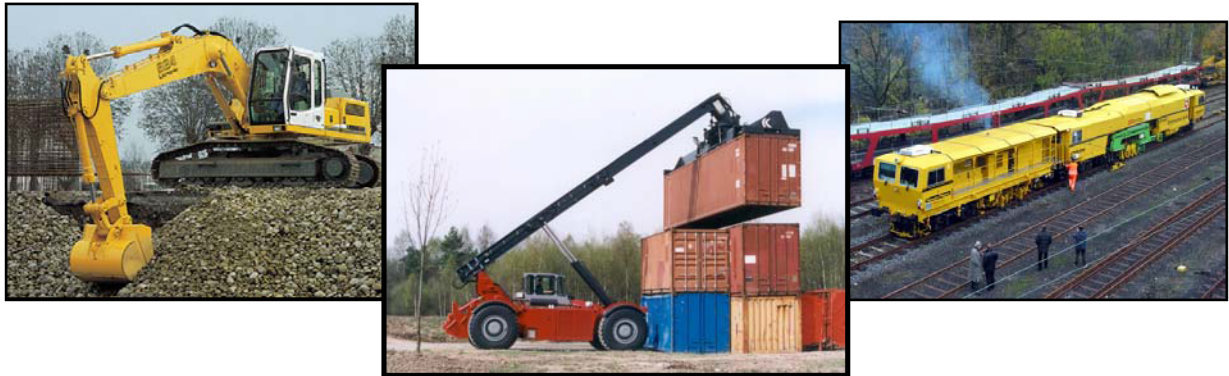
Ce mémoire se déroulera sous l'autorité de Mr BORDET Jean-Luc, responsable du bureau d'études (voir organigramme ci-dessous). Mr André LANGLET, professeur de Mécanique au CNAM de Bourges sera le tuteur de mémoire.



# Parker Vane Pump Division Europe

---

**Activité:** conception et production de pompes et moteurs hydrauliques à palettes



**Siège social Parker:** Cleveland (USA)

**Siège social Parker France:** Contamine (74)

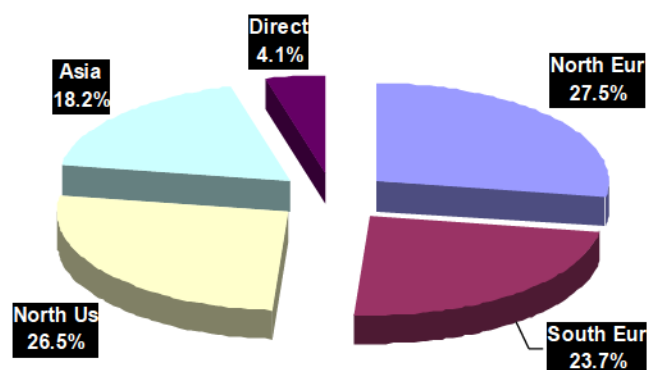
**Unité de production de pompes à palettes:** Vierzon (18)

**Effectif:** 191 personnes

**Chiffre d'affaires Y10:** 41,8 M€

**Production annuelle Y10:** 53772 pompes et moteurs vendus

**Répartition des ventes à travers le monde:**



# Sommaire

---

---

<b>1. PRESENTATION DU PROJET</b>	<b>12</b>
1.1. Concept et fonctionnement	12
1.1.1. <i>Le moteur dans son application</i>	13
1.1.2. <i>Nomenclature et rôle des pièces</i>	15
1.1.3. <i>Explication détaillée du fonctionnement du moteur</i>	18
1.2. Phases du projet	20
1.3. Conclusion de la première partie	24
1.4. Introduction de la problématique	25
<b>2. DECOMPOSITION DES FUITES ET PERTES DE COUPLE</b>	<b>26</b>
2.1. Contact rotor/plaque	26
2.2. Contact palettes/rotor	27
2.3. Contact palettes/came	27
2.4. Contact palettes/plaques	28
2.5. Perte de charge dans les conduits du chapeau	28
2.6. Autres pertes de couples par frottement	29
2.7. Notion de rendements	30
2.8. Conclusion de la deuxième partie	32
<b>3. FORMULATION DU PROBLEME</b>	<b>33</b>
3.1. Restrictions de l'étude	33
3.2. Bilan des forces exercées sur une palette	33
3.3. Expression de la fuite et de la perte de couple	37
3.3.1. <i>Fuites non prises en compte</i>	37
3.3.2. <i>Fuite au-dessus de la palette</i>	39
3.4. Création du code de calcul et présentation des résultats	43
3.5. Estimation de la résultante $F_{pi}$ et des fuites	46
3.6. Paramètres influents	49
3.7. Conclusion de la troisième partie	50

<b>4. MISE EN OEUVRE DES ESSAIS</b>	<b>51</b>
4.1. Méthode et moyens d'essais	51
4.2. Mesure des pièces	54
4.3. Etalonnage du couplemètre	55
4.4. Mesure des couples sans palettes	55
4.4.1. <i>Mesure des autres pertes de couples</i>	55
4.4.2. <i>Mesure de pertes de couple du rotor sur les plaques</i>	57
4.5. Mesure des couples avec palettes	58
4.6. Mise en œuvre des solutions envisageables	58
4.6.1. <i>Rugosité du profil de came</i>	59
4.6.2. <i>Qualité de surface des palettes (diminution de <math>F_{pr}</math>)</i>	60
4.6.3. <i>Diminution du rayon (diminution de <math>h</math>)</i>	60
4.6.4. <i>Essai en pression</i>	62
4.7. Analyse des résultats	63
4.8. Conclusion de la quatrième partie	64
<b>5. OPTIMISATION DU RENDEMENT PAR L'AMELIORATION DU SYSTEME</b>	<b>65</b>
<b>6. CONCLUSION</b>	<b>67</b>

## Terminologie

$Q_{théo}$	Débit théorique du moteur [l/min]
$cyl$	Volume de fluide déplacé par tour (cylindrée) [cm <sup>3</sup> /tour]
$N$	Vitesse de rotation [tr/min]
$C_{théo}$	Couple théorique du moteur [N.m]
$p$	Pression [bar]
$\eta_{vol}$	Rendement volumétrique (rapport entre le débit théorique et le débit mesuré) [%]
$Q_{réel}$	Débit mesuré en sortie du moteur [l/min]
$\eta_{mec}$	Rapport entre le couple réel et le couple théorique [%]
$C_{réel}$	Couple mesuré du moteur [N.m]
$F_{c_i}$	Force centrifuge à l'angle $i$ [N]
$m$	Masse de la palette [kg]
$\omega$	Vitesse de rotation [rad/s]
$r_{Gi}$	Rayon du profil de came au centre de gravité de la palette à l'angle $i$ [m]
$F_{i_i}$	Force d'inertie [N]
$F_{r_i}$	Force des ressorts à l'angle $i$ [N]
$k$	Raideur du ressort [N/mm]
$L_l$	Longueur libre du ressort [mm]
$r_i$	Rayon du profil de came à l'angle $i$ [mm]

$a$	cote du logement de ressort dans la palette [mm]
$b$	cote du logement de ressort dans rotor [mm]
$F_{pr_i}$	Force de frottement entre la palette et le rotor [N]
$\mu$	Viscosité dynamique de l'huile (Pl)
$S_{f_i}$	Surface de frottement entre la palette et le rotor à l'angle $i$ (m <sup>2</sup> )
$v_{sp_i}$	Vitesse de sortie de palette à l'angle $i$ (m/s)
$e$	Epaisseur du film d'huile (m)
$F_p$	Force totale de la palette [N]
$d$	Diamètre hydraulique [m]
$S$	Aire de passage du tube [mm <sup>2</sup> ]
$\chi$	Périmètre mouillé du tube [mm]
$h$	Hauteur de film [mm]
$R$	Rayon équivalent [mm]
$\alpha$	Coefficient de poisson
$E$	Module d'Young [Pa]
$v$	Vitesse de glissement [m/s]
$L$	Largeur de came [mm]
$\rho$	Masse volumique de l'huile [kg/m <sup>3</sup> ]
$C$	Chaleur spécifique [J/kg/°]

$\bar{p}$	Pression de contact [Pa]
$q_f$	Débit de fuite [ $\text{mm}^3/\text{s}$ ]
$l$	Largeur de contact [mm]
$\Delta p$	Différentiel de pression entre les deux chambres de la palette [MPa]
$Q$	Débit de fuite total [l/min]
$q_{dpi}$	Débit de fuite au-dessus d'une palette à un angle $i$ [l/min]
$V_f$	Volume de fuite [l]



## **1. Présentation du projet**

Dans cette partie, nous nous attacherons à expliquer le fonctionnement du moteur M5AS. Puis, nous rentrerons dans le détail du management de projet au sein de la société Parker de Vierzon.

### **1.1. Concept et fonctionnement**

Afin de mieux comprendre, nous nous intéresserons au moteur dans son application, puis nous introduirons les différentes pièces qui le composent et enfin nous détaillerons son fonctionnement intrinsèque.

### 1.1.1. Le Moteur dans son application



*Figure 1 : Moteur M5AS entraînant un ventilateur sur un bulldozer Liebherr*

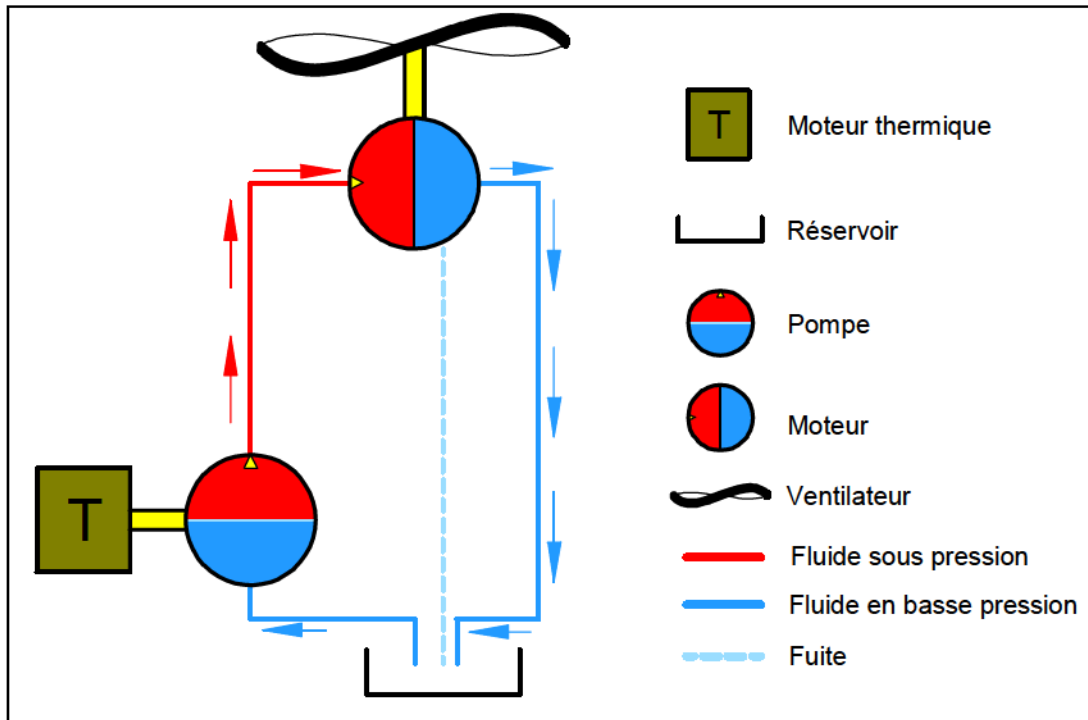
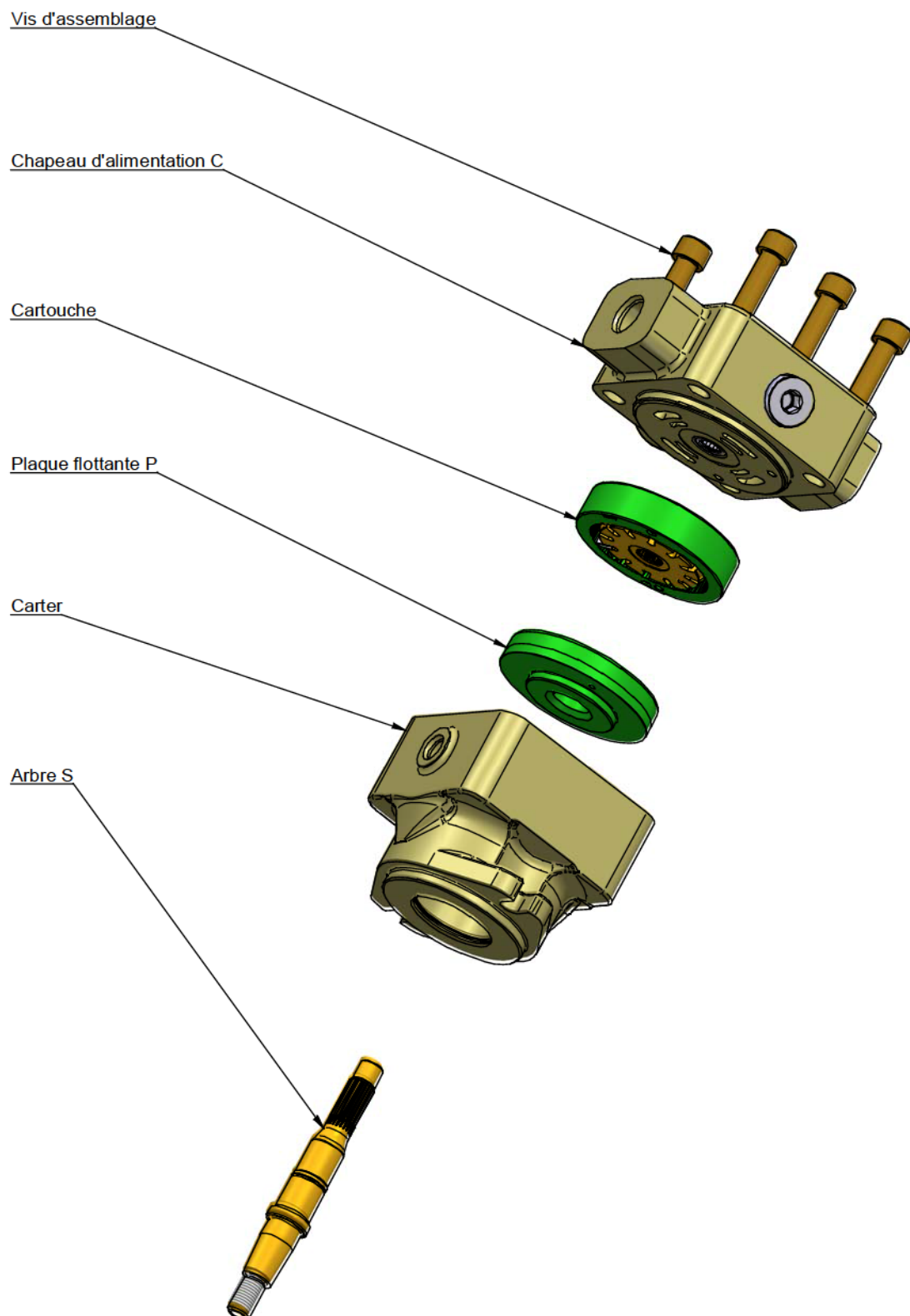


Figure 2 : Le moteur hydraulique dans son application à travers un schéma simplifié

Le moteur hydraulique transmet une énergie mécanique à son récepteur après une double transformation d'énergie (mécanique=> hydraulique=> mécanique):

- Le moteur thermique de l'engin (bulldozer, excavatrice...) met en rotation la pompe hydraulique par l'intermédiaire d'une liaison mécanique.
- Ceci a pour effet de créer une aspiration de fluide du réservoir vers la pompe hydraulique par l'intermédiaire d'une cinématique de variation de volumes.
- Le fluide est refoulé de la pompe vers le récepteur hydraulique qui est ici un moteur (autre récepteur: vérin...) sous haute pression (proportionnel à la charge du récepteur).
- Ceci a pour effet de mettre en rotation le moteur hydraulique qui entraînera le ventilateur à la vitesse dépendant du couple résistant.

### 1.1.2. Nomenclature et rôle des pièces

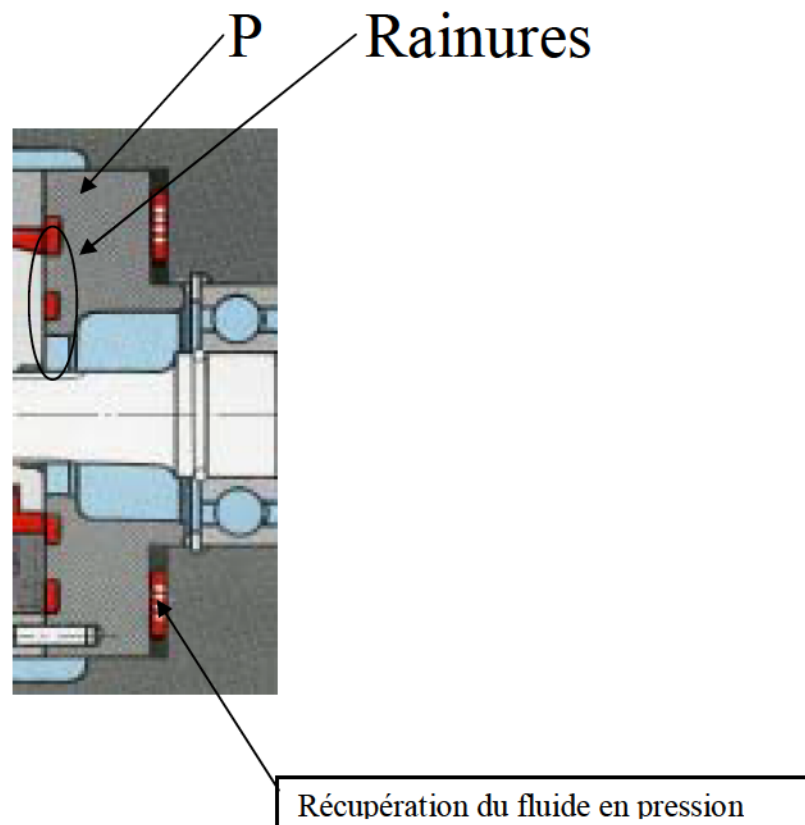


*Figure 3 : Vue éclatée d'un moteur M5AS*

Arbre S: c'est la pièce qui est mise en rotation par l'intermédiaire de la liaison "cannelures / dentelures" avec le rotor et qui entraîne le récepteur qui est un ventilateur pour ce moteur.

Carter: il permet de loger la partie cartouche et plaque flottante, ainsi que les joints d'étanchéité.

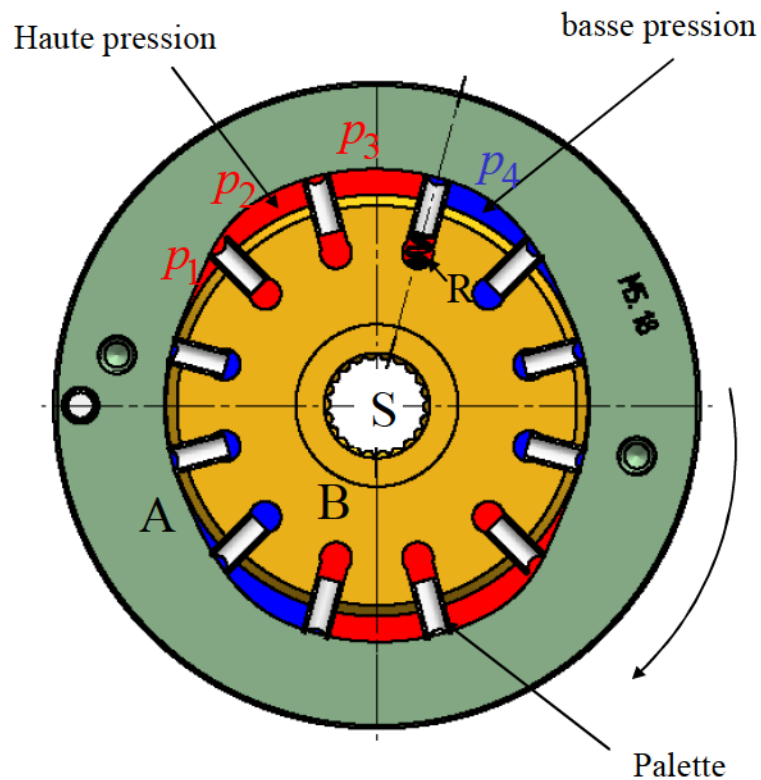
Plaque flottante P: c'est la pièce qui permet de faire la "fermeture hydraulique" de la cartouche par l'intermédiaire de la récupération du fluide en pression. Elle permet également l'équilibrage axial de la partie tournante puisque des rainures identiques au chapeau ont été conçues.



*Figure 4 : Rôle de la plaque flottante dans le moteur*

Chapeau d'alimentation C: C'est la pièce qui permet d'acheminer le fluide sous pression en provenance de la pompe vers la cartouche, puis de le refouler vers le réservoir.

Cartouche: c'est la "partie noble" du moteur. Celle-ci se compose d'une partie fixe qui est la pièce A appelé came et d'une partie mobile composée du rotor B et des palettes au nombre de 12. C'est cette partie mobile qui met en rotation l'arbre S par l'intermédiaire de la liaison "cannelures / dentelures". Les ressorts R assurent une force de poussée minimale en fonctionnement basse vitesse (faible force d'inertie des palettes).



*Figure 5 : Cinématique d'une cartouche de moteur à palettes*



### 1.1.3. Explication détaillée du fonctionnement du moteur

Le fluide sous pression<sup>1</sup> est apporté dans le moteur par l'intermédiaire de la partie C appelée chapeau d'alimentation (voir fig. 6), il est ensuite distribué dans la cavité séparant la partie A appelée "came" de la partie B appelée « rotor » (voir fig. 5), lequel est solidaire de l'arbre S. Les « palettes » sont montées sur le rotor, à l'intérieur de rainures. Le fluide va entraîner en rotation l'ensemble *palettes, arbre, rotor*. Chaque palette est contrainte de se maintenir en contact avec la paroi interne de A, sous l'effet de : la force centrifuge, la pression du fluide sous la palette, et d'un ressort R permettant le fonctionnement aux basses vitesses. Chaque palette offre dans le fluide à haute pression, une surface différente selon la position angulaire du rotor en rotation. Ainsi, la force de pression résultante sur chaque palette est croissante dans le sens de rotation du rotor. La géométrie du profil de la came A permet d'avoir un gradient de pression ( $p_1 > p_2 > p_3$ ) afin de garantir la mise en mouvement de la palette, celle-ci permet également d'avoir deux zones haute pression et deux zones basse pression, maintenant en équilibre la partie tournante. Dans la phase de basse pression le fluide est évacué du moteur par l'intermédiaire du chapeau vers le réservoir d'huile.

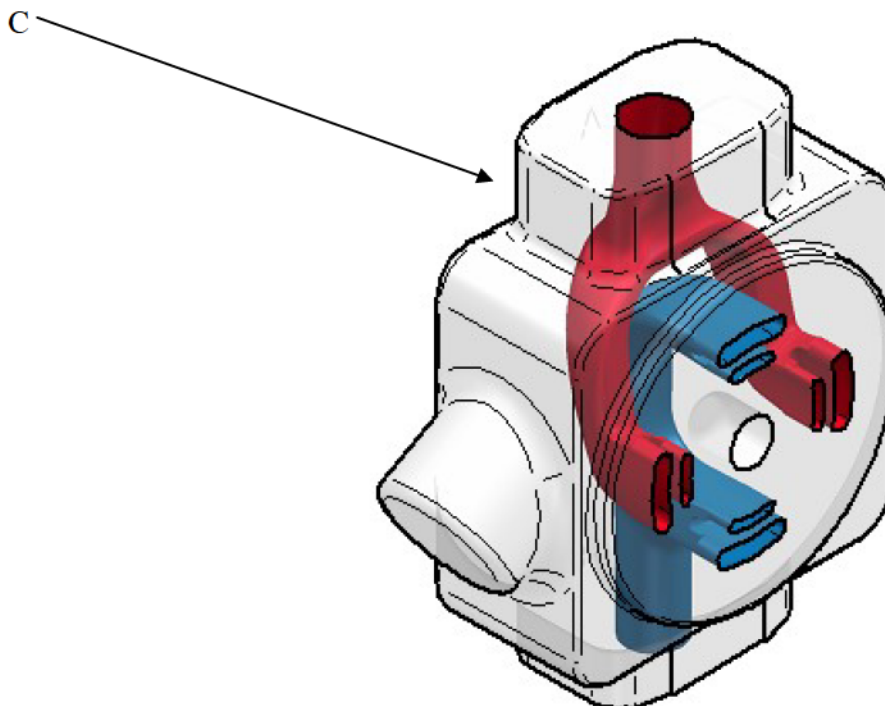
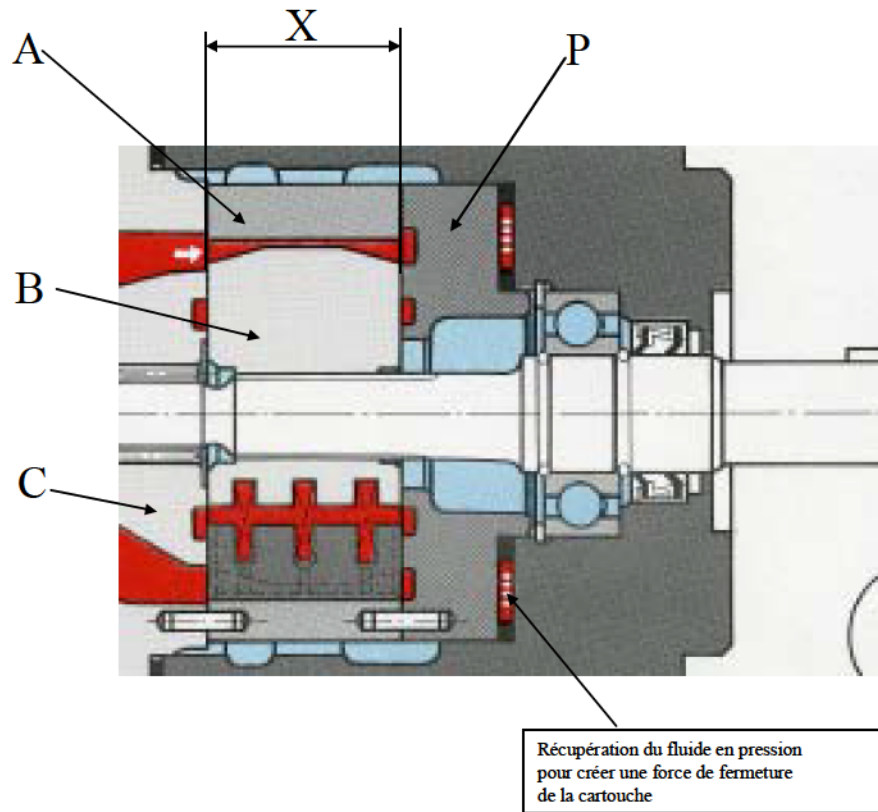


Figure 6 : Chapeau d'alimentation

<sup>1</sup> La pression du fluide dépend de la charge mécanique du récepteur à entraîner. La pression est représentée en rouge dans les différentes figures. La basse pression (ou pression de refoulement) est représentée en bleu

Afin de garantir la fermeture de la cartouche, le fluide sous pression est acheminé derrière la partie P appelée "plaque flottante" qui maintient ainsi un serrage hydraulique et l'étanchéité de la cartouche (voir fig.7). La cote de largeur X de la came A est supérieure à la cote de largeur X du rotor B et des palettes, ce qui permet la création d'un film d'huile et un frottement visqueux entre les pièces prévenant ainsi tout risque de grippage.

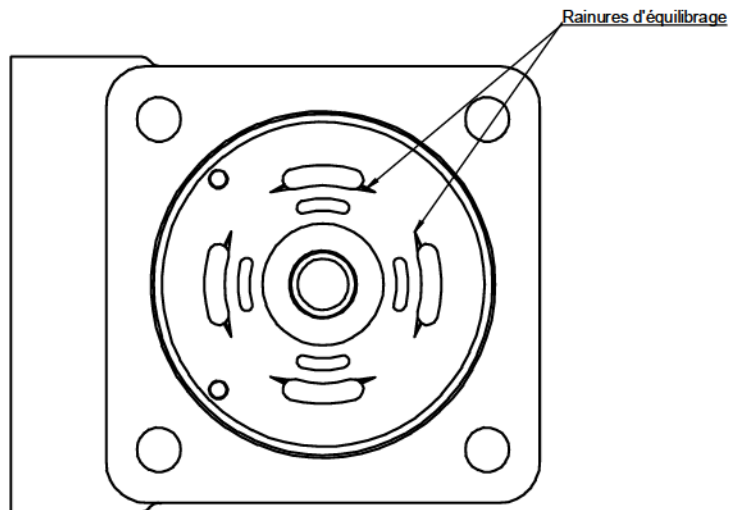


*Figure 7 : Vue en coupe d'un moteur*

Une partie des fuites du moteur est récupérée dans le circuit basse pression, l'autre partie des fuites est récupérée par l'intermédiaire de l'orifice de drain (en bleu clair).

Dans les parties C et P, des rainures d'équilibrage sont usinées pour assurer une transition progressive entre la basse et la haute pression.





*Figure 8 : Vue de face d'un chapeau de moteur*

## 1.2. Phases du projet

Le site de Parker Vierzon étant certifiée ISO 9001, le management de projet en découle directement. Toutefois, des spécificités ont été ajoutées afin de rationaliser le développement au sein du groupe Parker. C'est pour cette raison que nous utilisons un logiciel intranet appelé Winovation.

Le projet se décompose en 6 phases comme présentées ci-dessous. Celui-ci s'organise autour du responsable de projet avec un membre de chaque service concerné (achat, marketing, méthodes, fabrication, qualité), chacun devant remplir les documents nécessaires. A la fin de chaque étape, une présentation est effectuée par le responsable de projet, c'est sur la base de celle-ci que l'équipe décide de passer à l'étape suivante par l'intermédiaire d'une notation collective appelée Scorecard (annexe 1). Si la note est inférieure au minimum requis, plusieurs décisions peuvent être prise:

- le projet est abandonné
- le projet est recyclé pour aboutir à un autre produit
- le passage à une autre phase est reporté à une date ultérieure

Un planning prévisionnel (fig.9) a été établi par le responsable du bureau d'étude en fonction des priorités.

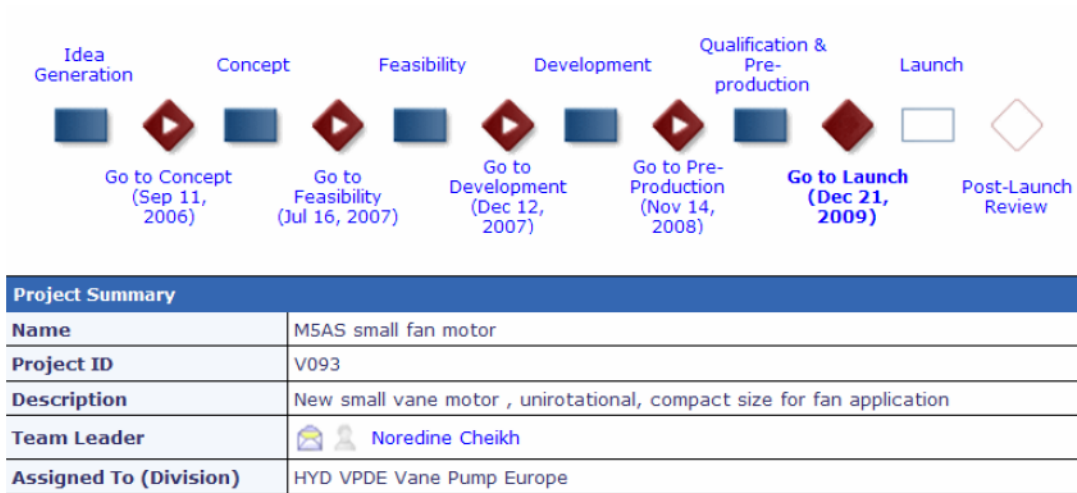


Figure 9 : *planning prévisionnel du projet M5AS sur Winovation*

**Génération d'idée:** l'idée de nouveau produit est une rationalisation entre les besoins du marché avec les solutions techniques pour satisfaire ce besoin. L'idée est la donnée d'entrée du processus. La qualité et la quantité des idées sont essentielles pour la réussite du nouveau produit. Pour le cas du moteur M5AS, il s'agit d'une extension de gammes. En effet, le site de Parker Vierzon propose deux tailles de moteurs hydrauliques pour l'entraînement de ventilateurs. Plusieurs opportunités pour des ventilateurs de petite taille ont été manquées, c'est la raison pour laquelle il a été décidé de développer un moteur de petite taille dédié à ce marché.

**Concept:** cette étape est relativement rapide. Elle consiste en une critique par l'équipe de l'idée afin de savoir si un concept peut être proposé en rapport avec les moyens de l'entreprise. Pour le cas du M5AS, la technologie de moteur à palettes est maîtrisée et ne posera aucun problème de moyen. C'est durant cette étape que les premiers plans de pièces seront réalisés, le service méthodes apportera sa compétence pour proposer des modifications quand à l'usinabilité de celles-ci.

**Faisabilité:** le but de l'étape de faisabilité est d'améliorer la conception du produit proposée pour arriver à une définition de produit rentable, et pour établir les bases saines afin de faire progresser le produit vers l'étape Développement. Le résultat de cette étape est un produit défini, un marché ciblé et la compréhension de la faisabilité technique

avec un plan d'investissement. Durant cette étape, nous simulons le risque de rupture des pièces par l'intermédiaire d'un logiciel de calcul numérique par éléments finis sur le logiciel Ansys Design Space (voir Fig. 10).

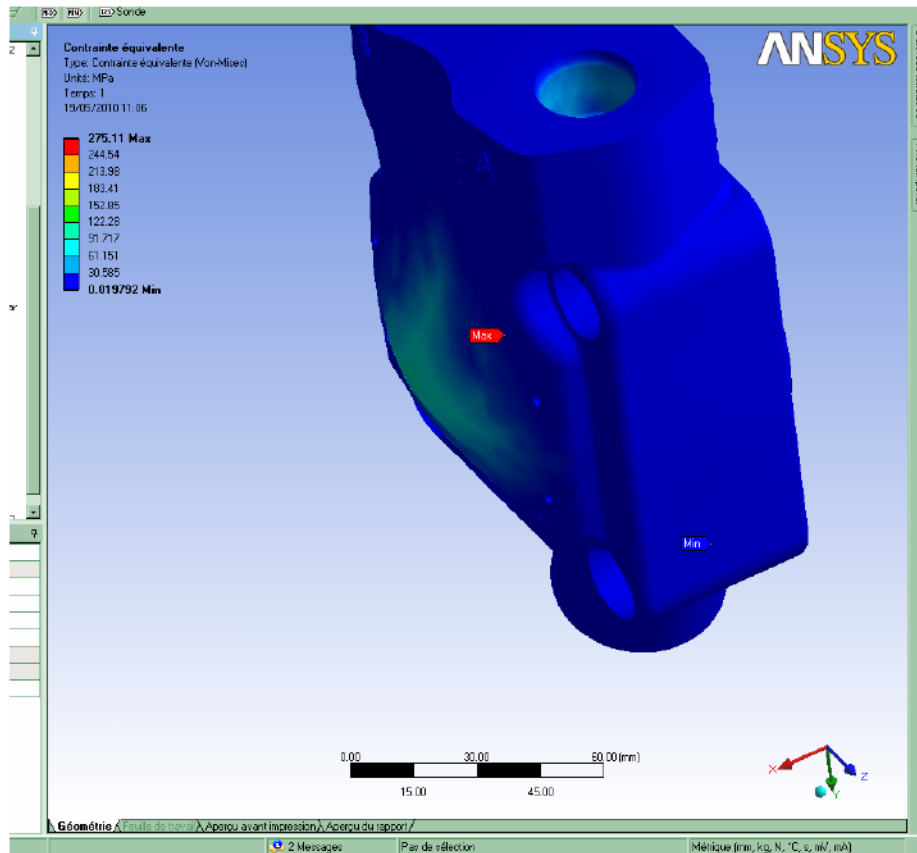
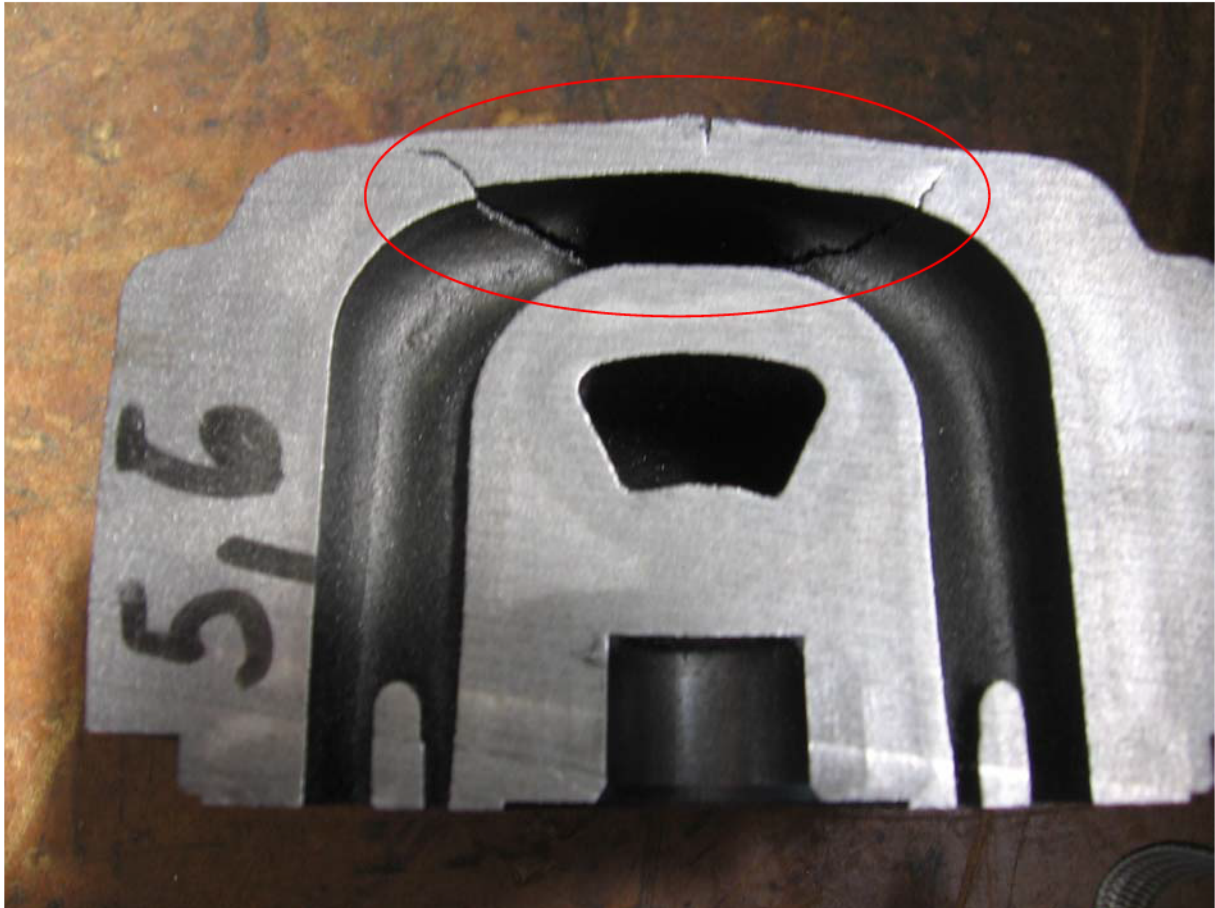


Figure 10 : Contrainte dans un chapeau dans lequel est simulée une pression de 280 bar

Développement: le but de cette étape est de fabriquer un prototype testé en laboratoire et de définir un plan de production et d'approvisionnement des pièces brutes. Durant cette étape, la recherche de précisions concernant les données d'entrée du client est effectuée et les changements du marché sont surveillés. C'est vraisemblablement la plus longue et la plus coûteuse des cinq étapes. Pour la qualification des pièces nouvelles de fonderie, nous réalisons des essais d'endurance statique dans les conditions extrêmes du cahier des charges (1 million de cycle de montée/descente en pression à 280 bar), afin de confirmer la résistance de celles-ci. Dans le cas du M5AS, un chapeau arrière a rompu après 500 000 cycles (voir fig.11), ce qui est problématique puisqu'il y a une perte de temps pour la reconception et la requalification du produit



*Figure 11 :Rupture du chapeau arrière M5AS après 500 000 cycles*

Qualification et pré-production: l'étape 4 valide le produit avant sa commercialisation. Le produit est fabriqué et testé, la reconnaissance du marché est vérifiée, les processus de production sont validés, et l'intérêt financier du projet est confirmé. L'outillage et l'équipement de production sont achetés et validés au cours de cette étape. La finalisation des plans pour la mise en production intervient au cours de cette étape.

Pour le M5AS, la qualification se traduit par des essais d'endurance afin de vérifier la tenue mécanique des pièces dans les conditions extrêmes.

Mise en production: le produit est lancé en fabrication de série à travers la mise en application des consignes. Durant cette étape, le produit est suivi à travers un "Product Life Cycle Plan", l'équipe projet fera une évaluation du succès du projet à travers un "Post Launch Review".

### 1.3. Conclusion de la première partie

- Nous avons ici détaillé ce qu'était le déroulement d'un nouveau projet au sein du bureau d'études de Parker Vierzon ainsi que le fonctionnement du moteur. L'objectif était de faire comprendre au lecteur quel était le rôle du responsable de projet et de placer le contexte de la problématique de l'optimisation du rendement hydromécanique.
- Il est à noter que des améliorations pourraient être apportées au niveau des étapes "Faisabilité" et "Développement" du projet puisque les simulations réalisées n'ont pas permis de déceler la fragilité d'une pièce qui a été révélée lors de l'essai d'endurance. Ceci est principalement lié aux imperfections métallurgiques et géométriques d'une pièce moulée de fonderie qui peuvent difficilement être intégrées dans des logiciels de calcul. Il serait opportun de faire une étude comparative entre les simulations et les essais afin de trouver des coefficients de correction à intégrer lors des simulations. De même qu'il pourrait être intégré à l'étape "Faisabilité" un partenariat renforcé avec les sous-traitants de fonderie qui pourraient apporter leur expertise sur les potentielles zones faibles de la pièce. Cela nous permettrait de diminuer le temps d'étude d'un nouveau produit et par conséquent d'être présent plus tôt sur le marché.



## 1.4. Introduction à la problématique

Optimisation du rendement hydromécanique:

Pourquoi?

Parce que la consommation d'énergie devient préoccupante dans les systèmes pour les clients. Dans la revue technique Fluides et Transmissions, *quelle place pour le rendement?* N° 111 – Avril 2008 (annexe 9), il est dit:

*« La question du rendement des matériels n'est jamais bien loin dans les préoccupations de clients. Surtout si on l'englobe dans la problématique plus large de la baisse des consommations énergétiques et du coût global de fonctionnement des systèmes ».*

Comment?

Tout d'abord en identifiant toutes les sources de fuites et de pertes de couple. Nous déterminerons ensuite les limites de l'étude. Parallèlement à l'étude du moteur, nous mettrons en oeuvre les améliorations possibles. Nous nous appuyerons sur les études déjà menées sur le sujet au sein de l'entreprise et sur les travaux publiés dans les revues scientifiques.

## 2. Décomposition des fuites et pertes de couple

### 2.1 Contact rotor/plaque

Le rotor est en rotation alors que la plaque et le chapeau sont fixes. Le contact est de type visqueux, par l'intermédiaire d'un jeu maîtrisé entre la came et le rotor. Ce jeu  $h$  se partage de manière égale de chaque côté du rotor ( $h/2$ ) grâce à l'équilibrage hydraulique. Ce jeu génère une fuite qui a pour rôle de créer un film lubrifiant prévenant de tout risque de grippage des faces du rotor.

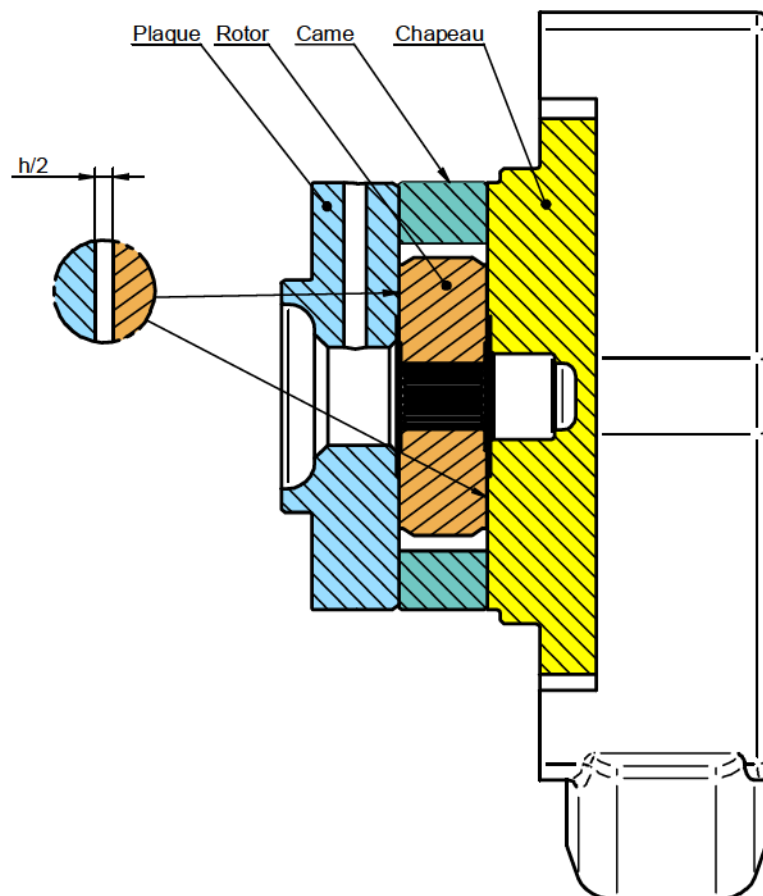
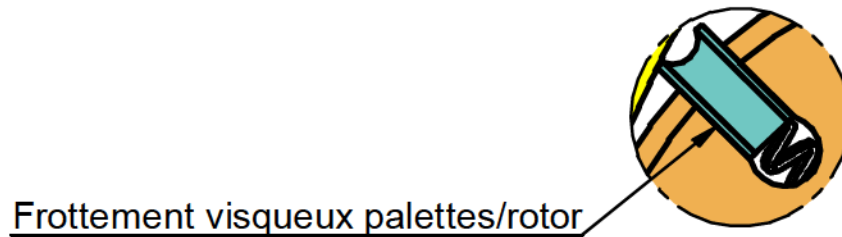


Figure 12 : jeu  $h/2$  entre le rotor et les plaques

## 2.2 Contact palette/rotor

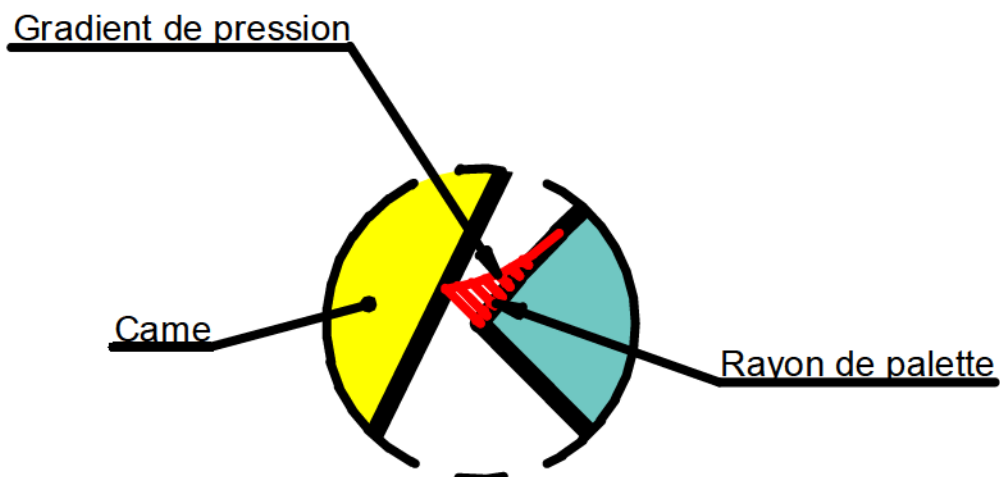
La palette est en contact avec le rotor dans sa rainure. Elle a un mouvement de translation par l'intermédiaire du profil de la came et de ses forces induites. Le contact est de type visqueux et génère une perte de couple. Celui-ci est maîtrisé par l'intermédiaire du jeu entre la largeur de palette et la largeur de rainure de rotor.



*Figure 13 : frottement visqueux de palette dans le rotor*

## 2.3. Contact palette/came

La palette suit le profil de la came. Il existe un contact visqueux grâce au rayon réalisé au bout de la palette. Cette fuite est lubrifiante et permet de prévenir tout risque de grippage du profil de la came.

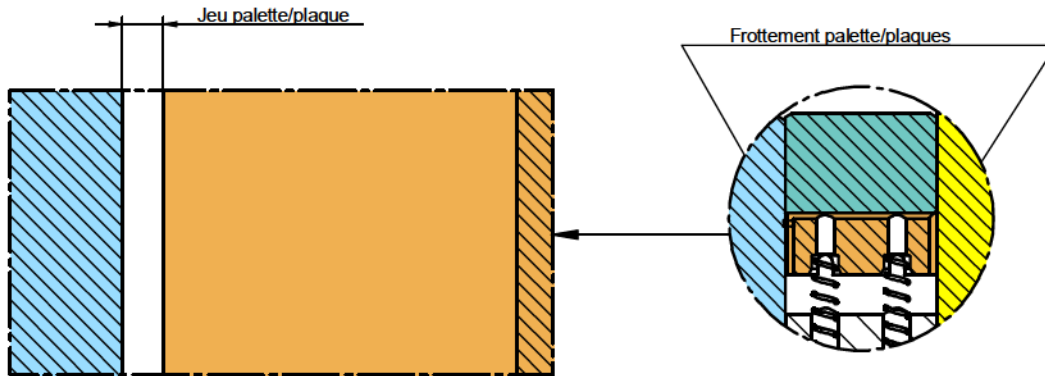


*Figure 14 : frottement de la palette sur la came*



## 2.4. Contact palette / plaques

Les palettes sont en rotation alors que la plaque et le chapeau sont fixes. Le contact est de type visqueux, par l'intermédiaire d'un jeu maîtrisé entre les palettes et le rotor.



*Figure 15 : frottement entre la palette et les plaques*

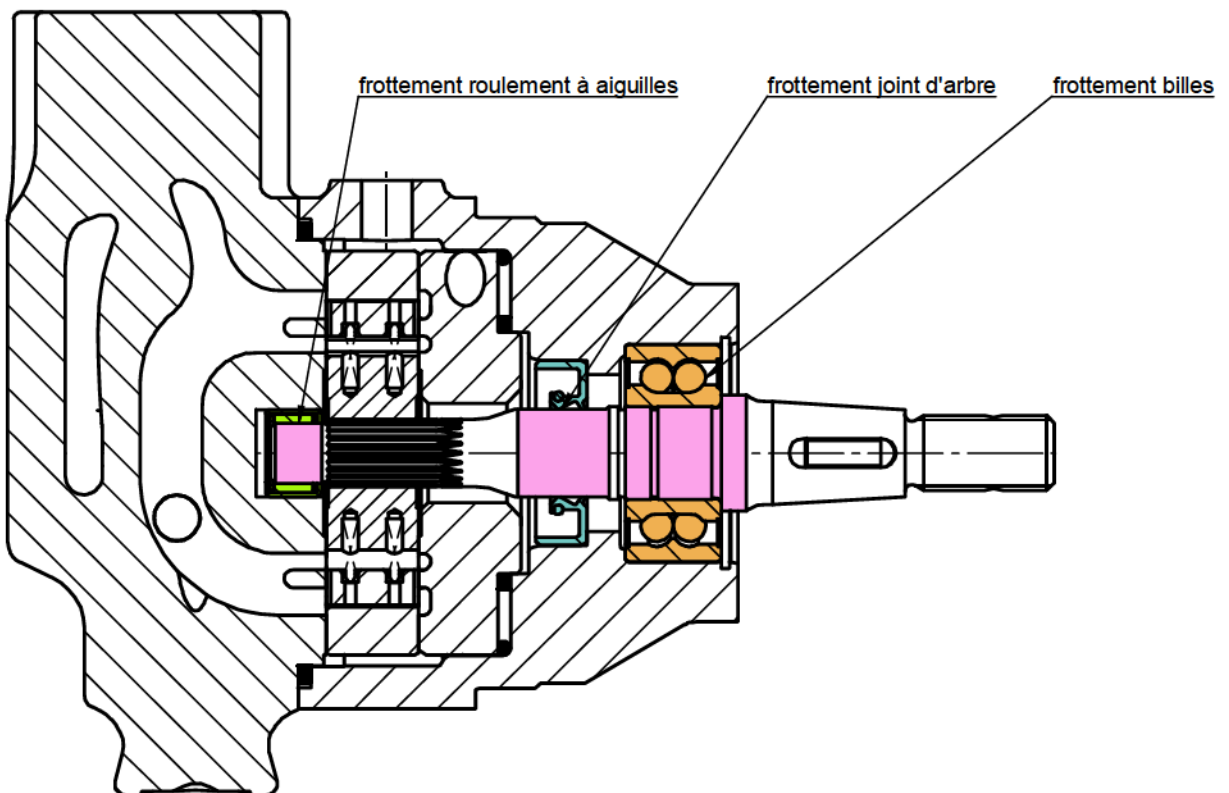
## 2.5. Pertes de charge dans les conduits dans chapeau

Comme précisé précédemment, le fluide (huile hydraulique) est acheminé et refoulé par l'intermédiaire de la pièce appelé chapeau (voir fig. 8). Cela occasionne des pertes de charges qui diminuent le rendement hydromécanique. Il est à préciser que ces pertes n'ont pas d'influence sur le couple transmis au récepteur, néanmoins il sera nécessaire de les prendre en compte puisque cela aura une influence sur les fuites.

## 2.6. Autres pertes de couples par frottement

Les pièces ci-dessous génèrent un couple résiduel dont il faudra tenir compte.

- Roulement à billes
- Roulement à aiguilles
- Frottement du joint d'arbre



*Figure 16 : Frottement des roulements et joint d'arbre dans le moteur*

## 2.7. Notion de rendements

### Définitions:

Débit théorique : c'est le débit en sortie du moteur hydraulique :

$$Q_{théo} = cyl * N / 1000 \text{ [litre/minute]}$$

$cyl$  = volume de fluide déplacé par tour en cm<sup>3</sup>/tour (cylindrée)

$N$  = vitesse de rotation en tours par minute

Débit mesuré : c'est le débit réel mesuré en sortie du moteur.

La différence entre les débits théoriques et ceux mesurés est le débit de fuite. Il correspond à la somme de toutes fuites de fluide par unité de temps.

Couple théorique : c'est le couple développé par le moteur à une pression donnée :

$$C_{théo} = \frac{cyl \times p}{20\pi} \text{ [N.m]}$$

$p$  = pression (bar)

- Rendement volumétrique : c'est le rapport entre le débit théorique et le débit mesuré en %. Celui-ci est donné par :

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{théo}}{Q_{réel}}$$

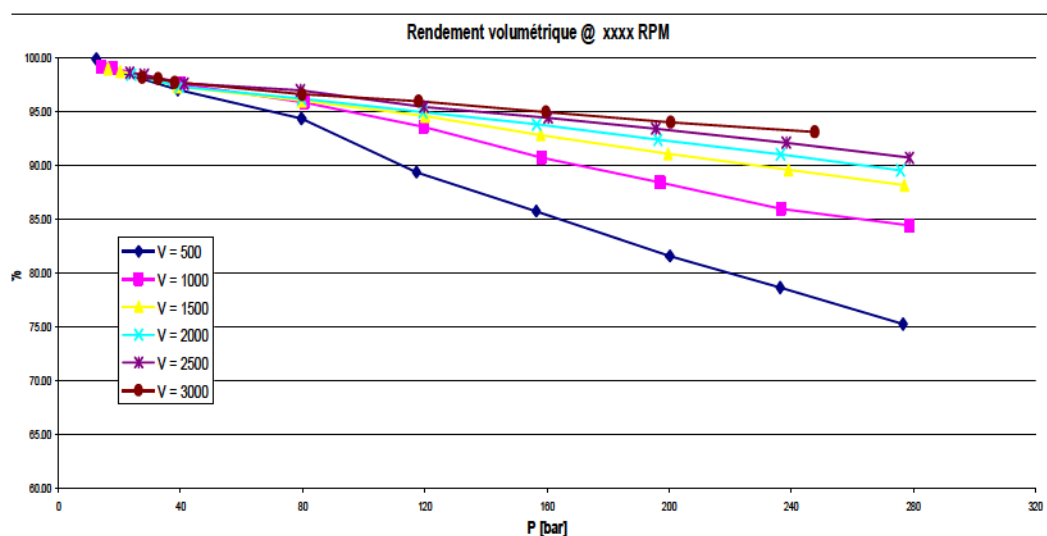


Figure 17 : rendement volumétrique du moteur M5AS 025

- Rendement mécanique : c'est le rapport entre le couple réel et le couple théorique en %. Celui-ci est donné par :

$$\eta_{mec} = \frac{C_{réel}}{C_{théo}}$$

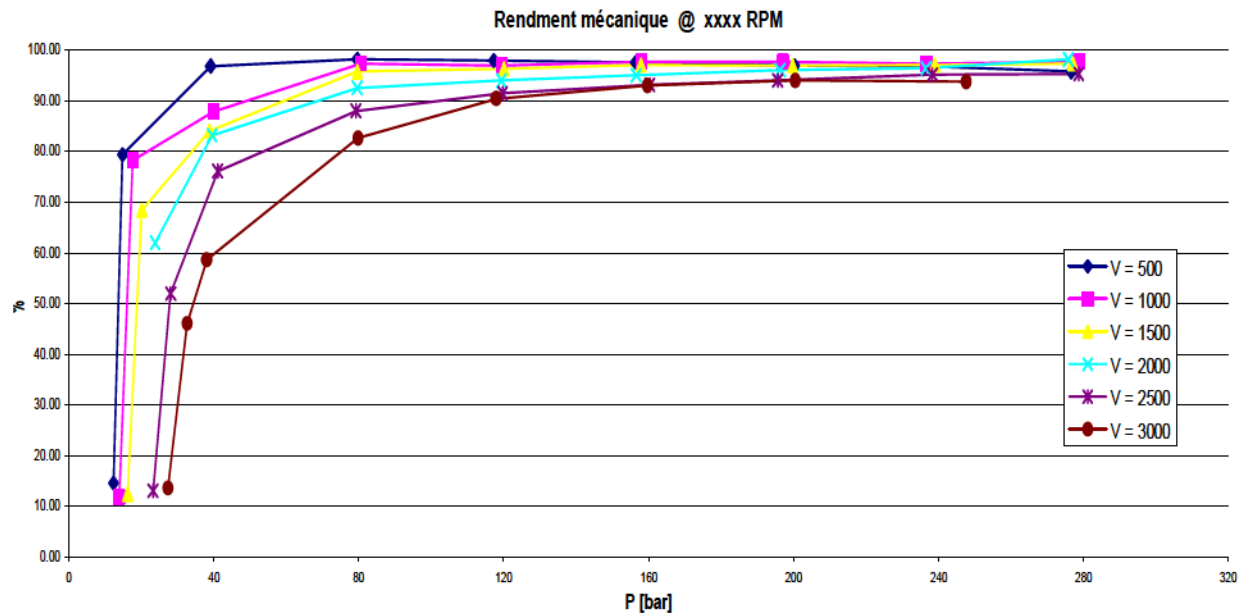


Figure 18 : rendement mécanique du moteur M5AS 025

- Rendement global : c'est la multiplication entre le rendement volumétrique et le rendement mécanique. C'est le critère principal qui permet d'évaluer la performance d'un moteur puisqu'il sert à déterminer la consommation énergétique.

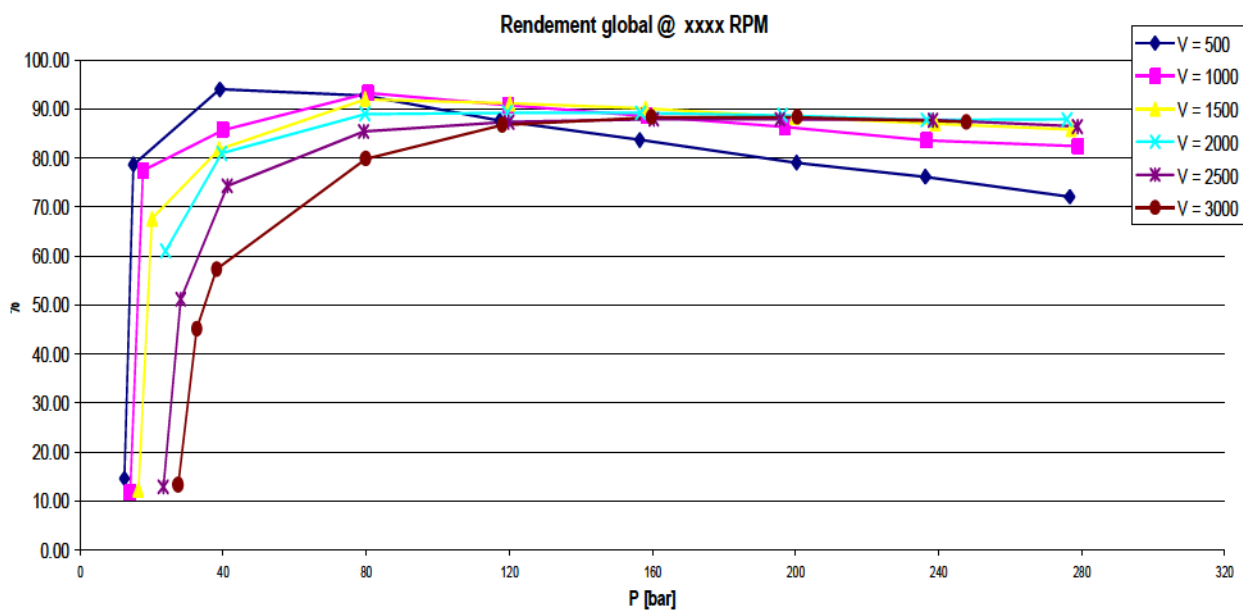


Figure 19 : rendement global du moteur M5AS 025

## 2.8. Conclusion de la deuxième partie

Nous avons ici fait un inventaire de ce qu'étaient les pertes de couple et les fuites dans un moteur hydraulique à palettes. Nous avons exposé les critères d'appréciation de la performance d'un moteur. Il nous faut maintenant formuler notre problème pour quantifier ces pertes puis effectuer les essais comparatifs. Enfin, nous proposerons des solutions dans le but de limiter ces pertes.

### 3. Formulation du problème

#### 3.1 Restrictions de l'étude

Pour ce mémoire, nous nous limiterons au contact palette/came et par voie de conséquence au contact palette/rotor. Les autres fuites et pertes de couples seront déterminées par l'intermédiaire d'essais.

En effet, les phénomènes associés au contact "palettes / came" sont les plus influents sur le rendement. A partir des résultats des calculs, des solutions techniques seront mises en oeuvre au sein de l'entreprise.

Pour effectuer une estimation correcte des pertes liées au contact de la palette, nous devons tout d'abord faire une estimation des forces qui s'exercent sur celle-ci.

#### 3.2 Bilan des forces exercées sur une palette:

- Force centrifuge définie par :

$$F_{c_i} = m \cdot \omega^2 \cdot r_{Gi} \quad (1)$$

avec  $m$  = masse de la palette (kg);  $\omega$  = vitesse de rotation (rad/s);  $r_{Gi}$  = rayon au centre de gravité de la palette à l'angle  $i$  (m)

- Force d'inertie :

$$F_{i_i} = -m \cdot \omega^2 \cdot \frac{d^2 r_{Gi}}{d\theta^2} \quad (2)$$

Avec :  $\omega^2 \times \frac{d^2 r_{Gi}}{d\theta^2}$  = accélération angulaire (m/rad<sup>2</sup>) pour chaque angle  $i$  (voir développement limité en annexe 2). La variation du rayon est due au profil de la came.

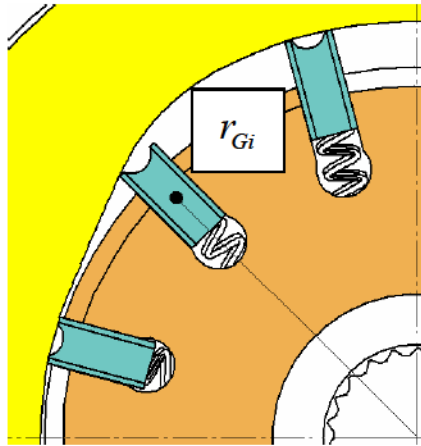


Figure 20 : centre de gravité de la palette

- Force des ressorts :

$$Fr_i = 2k \cdot (L_f - r_i - a - b) \quad (3)$$

avec  $k$  = raideur du ressort (N/mm) (caractéristiques ressort annexe 3);  $L_f$  = longueur libre du ressort (mm);  $r_i$  = rayon de la came à l'angle  $i$  (mm);  $a$  = cote du logement de ressort dans la palette (mm);  $b$  = cote du logement de ressort dans rotor (mm)

Remarque: ce sera la seule force indépendante de la vitesse.

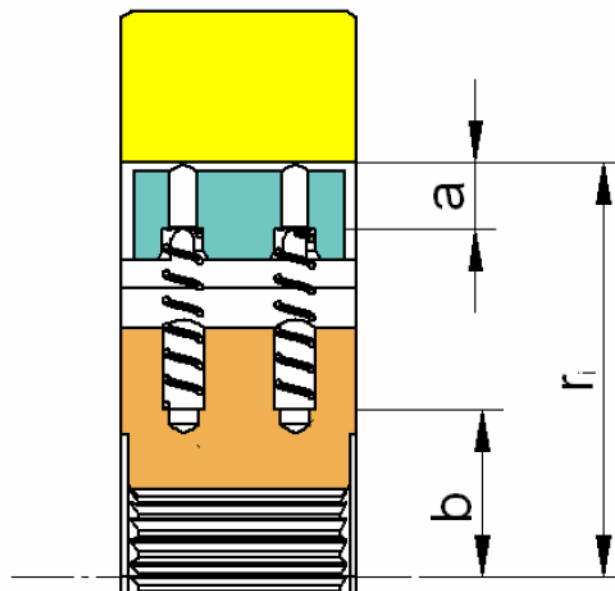


Figure 21 : Empilage de cotes pour la compression du ressort

- Forces de pression: on fera l'hypothèse ici que les forces de pression sont parfaitement égales en haut et en bas de la palette, ce qui a pour conséquence que celles-ci s'annulent entre elles. En réalité, cela n'est pas le cas puisque la chambre (volume compris entre deux palettes) et le bulbe du rotor n'ont pas les mêmes vitesses de décompression.

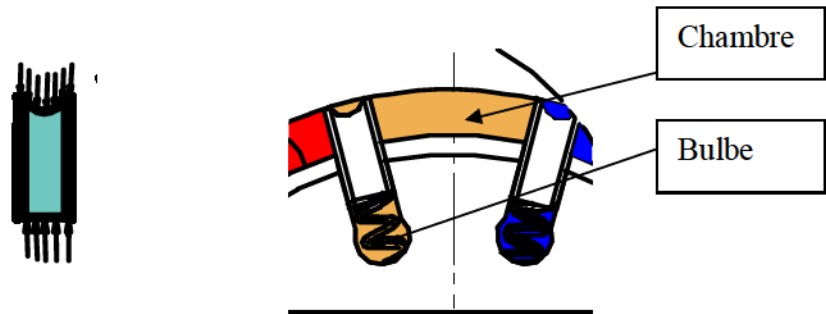


Figure 22 : forces de pression sur la palette

- Forces de frottement entre la palette et le rotor :

$$F_{pr_i} = -2\mu \cdot \frac{S_{f_i} \cdot v_{sp_i}}{e} \quad (4)$$

avec:  $\mu$  = Viscosité dynamique de l'huile (PI), supposée constante pendant l'essai<sup>2</sup> (huile Azolla ZS 32 – caractéristique en annexe 3)  $\mu = 0,02266$  PI ;

$S_{f_i}$  = Surface de frottement entre la palette et le rotor (m<sup>2</sup>) pour chaque angle  $i$  (voir figure 24) ;

$v_{sp_i}$  = Vitesse de sortie de palette (m/s) ;  $e$  = épaisseur du film d'huile (m), (voir figure 23).

<sup>2</sup> On suppose la température constante pendant l'essai soit 45 °C.



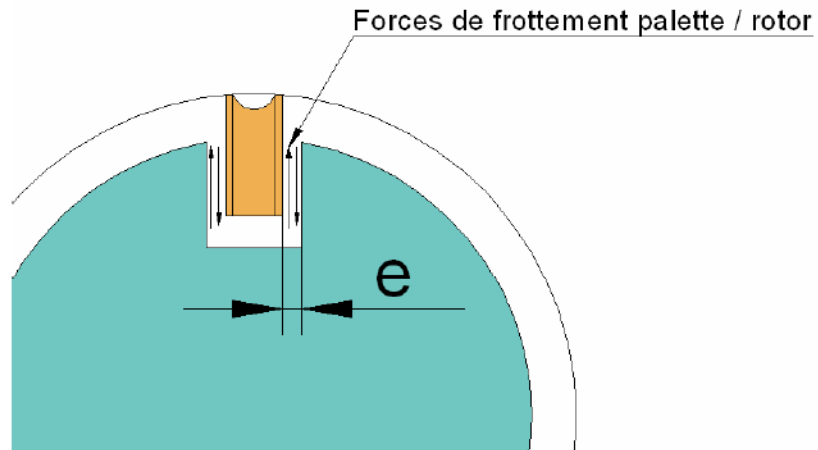


Figure 23 : déplacement d'une palette dans sa rainure de rotor

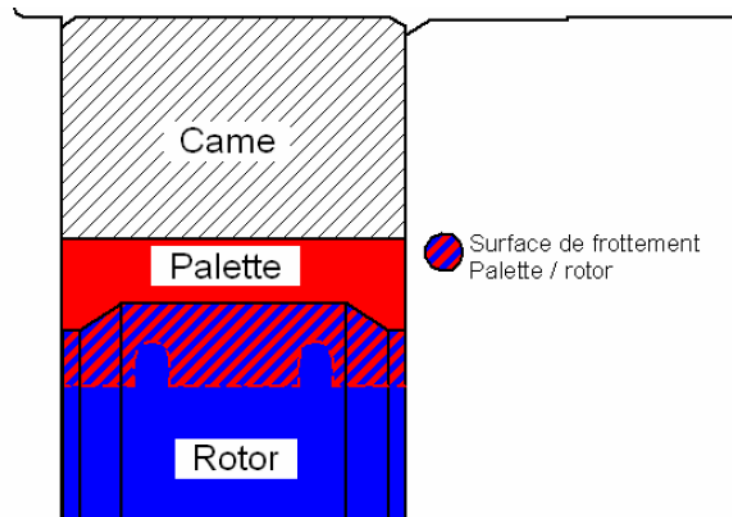


Figure 24 : surface de frottement  $S_{fi}$

- La force totale liée au déplacement de la palette donne donc:

$$F_p = F_r + F_c + F_i + F_{pr} \quad (5)$$

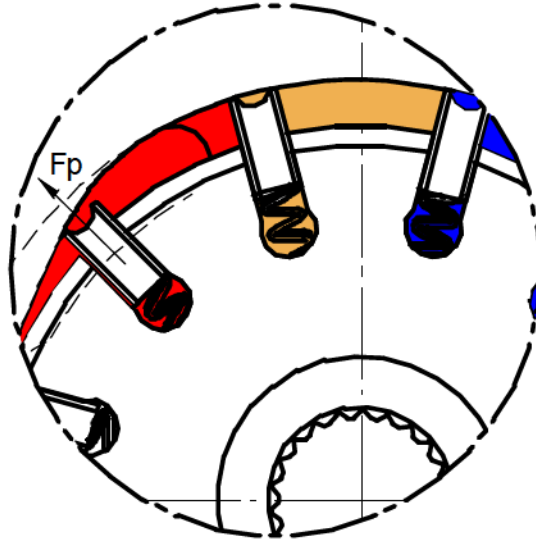


Figure 25 : Force totale d'une palette  $F_p$

### 3.3. Expression de la fuite et de la perte de couple

#### 3.3.1. Fuites non prises en compte

Les fuites détaillées ci-dessous ne seront pas prises en compte dans le modèle de calcul puisque dans les études précédentes au sein de Parker, la fuite au-dessus de la palette a été considérée comme la plus importante.

- **Fuite par les jeux** : les fuites par les jeux permettent le graissage, l'expression générale de ce type de fuite est donnée par :

$$q = \frac{\pi}{12\mu} \cdot \frac{h^3 e}{l} \cdot \Delta p$$

( $h$  étant le jeu,  $e$  et  $l$  étant respectivement la largeur et la longueur de la fuite). Elles se définissent en trois catégories :

- Les fuites des bulbes vers le centre du rotor ( $q_1$ )
- Les fuites de palettes vers une chambre ( $q_2$ )
- Les fuites de l'orifice d'admission du moteur vers le centre du rotor ( $q_3$ )

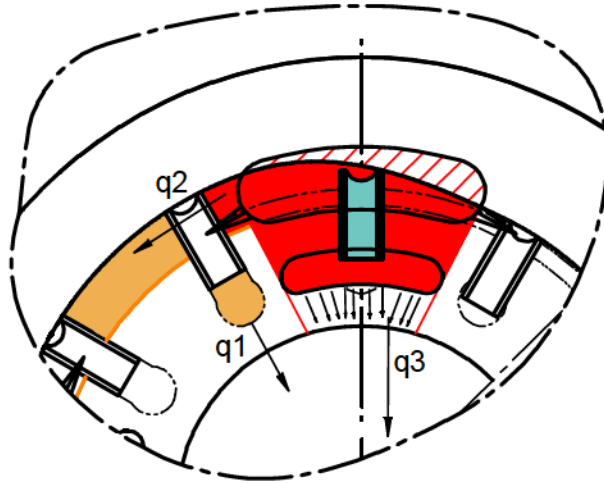


Figure 26 : fuites par les jeux

- **Fuite entre les bulbes du rotor et la palette :** la palette est conçue avec deux conduits la traversant de part en part dans le sens de la hauteur de manière à assuré son équilibre et à limiter l'overshoot (effet de la compression mécanique de l'huile lié à une pression supérieure à la pression d'entrée). Ceci occasionne des fuites entre le bulbe et la chambre puisque les pressions sont différentes. Il est utilisé le modèle d'écoulement à travers un orifice en paroi mince :  $q = 10 \cdot s \cdot \sqrt{\Delta p}$  (avec  $s$  section de passage et  $\Delta p$  différence de pression entre le bulbe et la chambre).

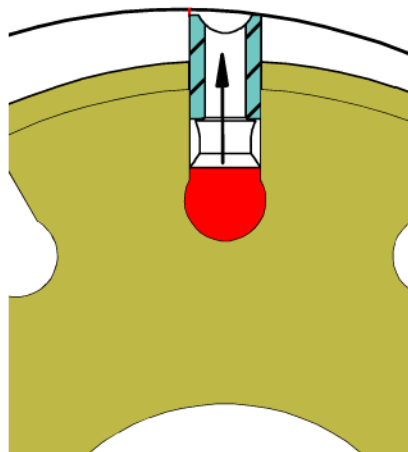


Figure 27 : fuite du bulbe vers le haut de la palette

- **Fuite par les rainures de décompression :** les rainures de décompression (queues de loche) permettent une transition progressive entre la haute pression et la basse pression. Elles permettent également de limiter les effets de l'overshoot. Le modèle utilisé pour la

détermination de cette fuite est celui d'une canalisation de diamètre hydraulique  $d$  dont la largeur est petite devant la longueur. L'écoulement est supposé laminaire. Dans ce cas, le débit est donné par la formule de Poiseuille :

$$q = \frac{\pi}{104} \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \frac{d^4}{l} \cdot \Delta p \quad (6)$$

La section de la rainure de décompression étant triangulaire (voir annexe 10), il est nécessaire de déterminer au préalable son diamètre hydraulique  $d$ .

$$d = \frac{4S}{\chi} \text{ avec } S = \text{aire de passage du tube (mm}^2\text{) et } \chi = \text{périmètre mouillé du tube (mm)}$$

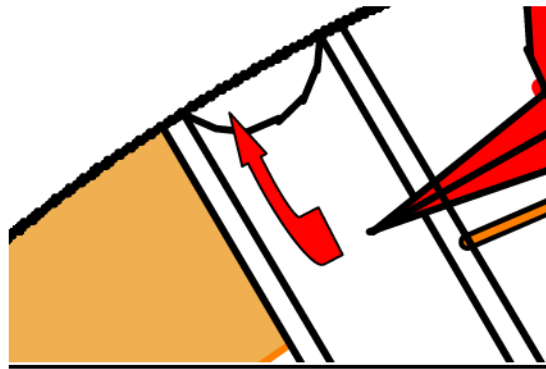


Figure 28 : fuite par les rainures de décompression

### 3.3.2 Fuite au-dessus de la palette

Cette fuite est due au film d'huile existant entre la palette et la came qui prévient tout risque de grippage du profil. Avant de calculer la fuite, il nous faut connaître la hauteur de film. Il existe 2 théories pour le coin d'huile qui nous donne la hauteur de film :

- Formulation du coin thermique de Higginson: (issue du rapport de conférences sur les phénomènes tribologiques du Cetim)

$$h = 0,97 \cdot R \cdot (\alpha \cdot E)^{0,6} \cdot \left( \frac{2 \cdot \mu \cdot v}{E \cdot R} \right)^{0,7} \cdot \left( \frac{E \cdot R \cdot L}{F_p} \right)^{0,13} \quad (7)$$

avec:  $R$  = rayon équivalent (mm) qui est défini par :

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_{palette}} + \frac{1}{R_{came}}$$

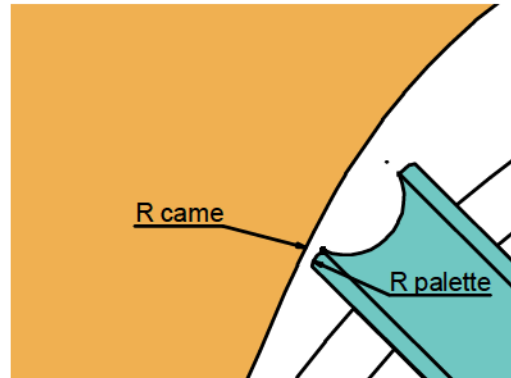


Figure 29 : rayon équivalent

$\alpha$  = coefficient de Poisson;  $E$  = module de Young (Pa);  $v$  = vitesse de glissement (m/s);

$L$  = largeur de came (mm);  $F_p$  = Force de contact (N)

- Formulation du coin thermique (Faisandier) :

$$h = 10^3 \times \frac{\sqrt{\mu \cdot v_g \cdot l}}{5,6 \cdot \sqrt[4]{\rho \cdot c \cdot \bar{p}}}$$

avec  $\rho$  = masse volumique de l'huile ( $\text{kg/m}^3$ );  $c$  = chaleur spécifique ( $\text{J/kg}^\circ$ );  $\bar{p}$  = pression de contact;  $l$  = largeur de contact (m)

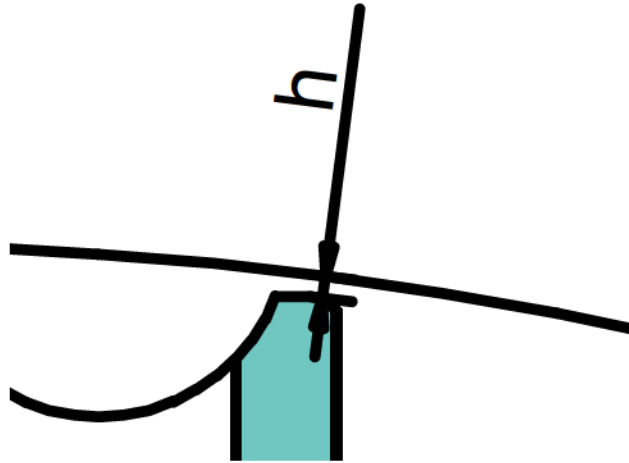


Figure 30 : hauteur de fuite au-dessus de la palette

Dans une étude précédente menée par N. COHADE (*Comportement et évolution des pertes hydromécaniques dans les pompes à palettes*, BE Parker, 2001) au sein du bureau d'études, une comparaison entre les deux approches a été effectuée. La conclusion est que la formule de Higginson est préférable parce que les valeurs obtenues sont plus importantes. Tandis que pour la formule de Faisandier, les valeurs de  $h$  sont tellement faibles qu'elles font faussement conclure à un risque de grippage qui n'est pas confirmé par les essais. De plus, la formule de Faisandier ne prend en compte ni les rayons de courbure ni les caractéristiques mécaniques des matériaux.

Connaissant  $h$  nous pouvons déterminer la fuite au dessus de la palette. Deux solutions sont possibles :

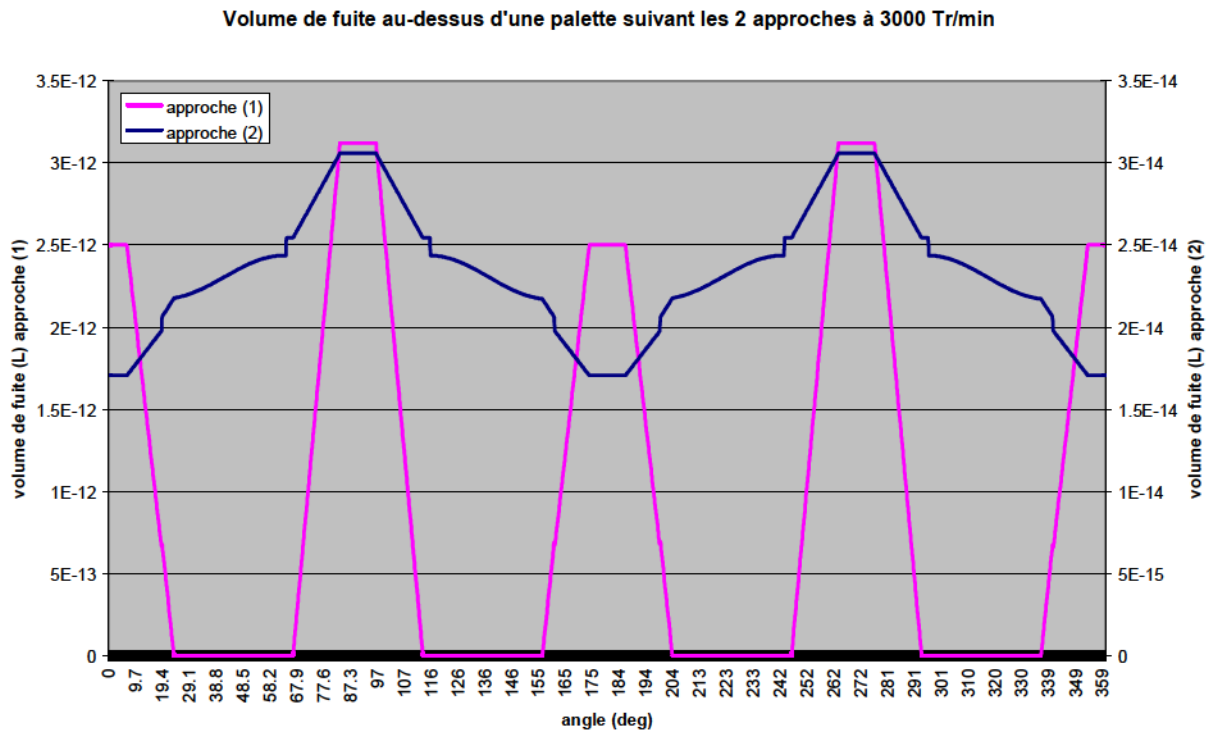
(1) on applique la formule de Poiseuille (6) aux sections rectangulaires (voir annexe 10). Ceci revient à assimiler l'espace au dessus de la palette à un conduit rectangulaire infini. Dans ce cas, en utilisant les formules de pertes de charge adéquates, le débit est relié à la perte de charge linéique dans le conduit par :

$$q_f = \frac{\pi d^4 \Delta p}{192 \mu l} \quad (6)$$

(2) on considère l'espace au dessus de la palette comme un patin de butée Michell (Comolet tome III page 145) :

$$q_f = \frac{vh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\Delta p}{l} \quad (8)$$

avec  $q_f$  : débit de fuite au-dessus de la palette ( $\text{mm}^3/\text{s}$ ).



*Figure 31 : comparaison des deux approches à 3000 tr/min*

Si l'on compare les deux approches en figure 31, on s'aperçoit que les valeurs de l'approche (1) sont à l'échelle de  $10^{-12}$  Litres et celles de l'approche (2) sont à l'échelle  $10^{-14}$  Litres. De plus, dans l'approche (2), nous avons toujours des valeurs de fuite même quand la perte de charge est nulle. Ceci est dû au premier terme qui est lié uniquement à la vitesse. Les volumes de fuite de l'approche (1) étant plus proches de la réalité, c'est donc celle-ci que nous retiendrons pour le code de calcul.

Le modèle utilisé pour la détermination du débit de passage sera donc celui d'une canalisation dont la largeur est plus petit devant la longueur, en écoulement laminaire. En effet, en considérant une largeur de came de 20 mm et une hauteur de film de l'ordre de 0,05 mm, on obtient un nombre de Reynolds de l'ordre de 14 dans le cas le plus défavorable où la  $\Delta p$  est de l'ordre de 240 bar. Au préalable, un diamètre hydraulique équivalent à la section rectangulaire de passage est déterminé.



Ensuite le débit de fuite totale pour les 12 palettes à la vitesse  $n$  (tr/min) sera donné par:

$$q = 12 \times \left( \sum_{i=0}^{360} \frac{0.1 \times \pi}{180} \times q_{dpi} \cdot 10^{-3} \times n \right) \quad (9)$$

avec  $q$  = débit de fuite total (l/min);  $n$  = vitesse de rotation (tr/min);  $q_{dpi}$  = débit de fuite au-dessus d'une palette (l/min) à un angle  $i$ .

**La perte de couple est due au moment des forces de frottement et est donnée par:**

$$T_{\mu i} = F_{\mu i} \cdot R_i \quad \text{avec} \quad F_{\mu} = \mu \cdot \frac{v \cdot e_c}{h}$$

$T_{\mu}$  = couple de frottement au dessus de la palette (N.m);  $v$  = vitesse de glissement (m/s);

$h$  = hauteur de film (m);  $e_c$  = largeur de contact (m)  $e_c = 3 \times \sqrt{\frac{R_i \times F_{pi}}{L \times E}}$  avec:  $R_i$  = rayon équivalent (m) pour chaque angle  $i$ ;  $F_{pi}$  = Force de la palette (N) pour chaque angle  $i$ ;  $L$  = largeur de came (m);  $E$  = module d'Young (MPa)

Ensuite le couple totale de frottement au-dessus de la palette pour les 12 palettes sera donné par :

$$T_{\mu} = 12 \times \left( \sum_{i=0}^{360} \frac{0.1 \times \pi}{180} \times F_{\mu i} \times R_i \right) \quad (10)$$

$F_{\mu i}$  = force de frottement de la palette à l'angle  $i$  (N)

### 3.4 Création du code de calcul et présentation des résultats.

Un ensemble de fichiers de points correspondant au profil d'une came de moteur M5A 025 (cylindrée de 25cc/tr) a été obtenu. Pour chaque incrément d'angle de  $0,1^\circ$ , nous aurons le rayon de profil de came correspondant.

Nous calculerons donc les fuites et les pertes de couple à l'aide des formules discrétisées par l'intermédiaire d'un développement de Taylor. Ceci permettra d'obtenir la

résultante  $F_{pi}$  des forces s'exerçant sur la palette. Connaissant  $F_{pi}$ , nous déduirons d'abord la hauteur de film  $h$  au-dessus de la palette, puis le débit de fuite  $q$ . Enfin, la perte de couple  $T_\mu$  sera calculée.

Les fuites ont une nature cyclique, mais elles changent tout au long du périmètre de la trajectoire car l'écart palette - came change (voir le diagramme polaire figure 32) et la vitesse de la palette change aussi (puisque le rayon change). Nous choisissons pour cette raison, de les représenter en unité de volume de fuite pour une variation de 0,1 degré de l'angle polaire  $\alpha$ . A partir d'un débit de fuite  $q$ , le volume de fuite considéré s'écrit :

$$V_f = \int_{t_\alpha}^{t_{\alpha+0,1^\circ}} q dt$$

Où :  $t_\alpha$  est l'instant correspondant à la position polaire  $\alpha$  de la palette.

Nous comparerons les valeurs de couple calculées à celles trouvées lors des essais. Il est à prendre en compte que les palettes ont deux lèvres, ce qui signifie qu'il y aura un changement de lèvre dont il faudra tenir compte dans la trajectoire. Nous nous affranchirons de ce problème en définissant une trajectoire du centre de la palette (appelée « trajectoire centre palette »).

La trajectoire « trajectoire centre palette » est représentée en bleu foncé dans la figure 32 ci-dessous ; la trajectoire de la lèvre en contact avec la surface de la came (le « profil de came ») est tracée en bleu clair.

Dans la figure 34 les mêmes trajectoires sont représentées en coordonnées polaires.

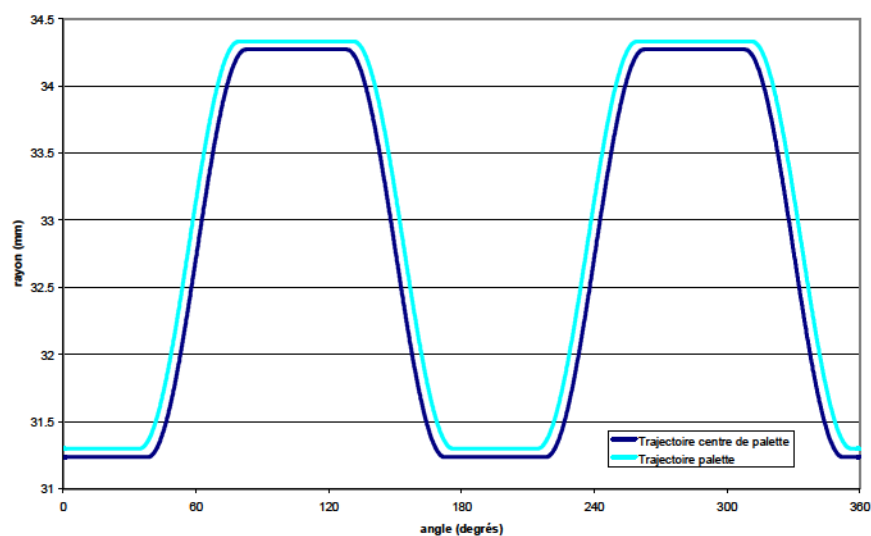


Figure 32 : Développé du profil de came de M5AS (cylindrée de 25 cc/tr)

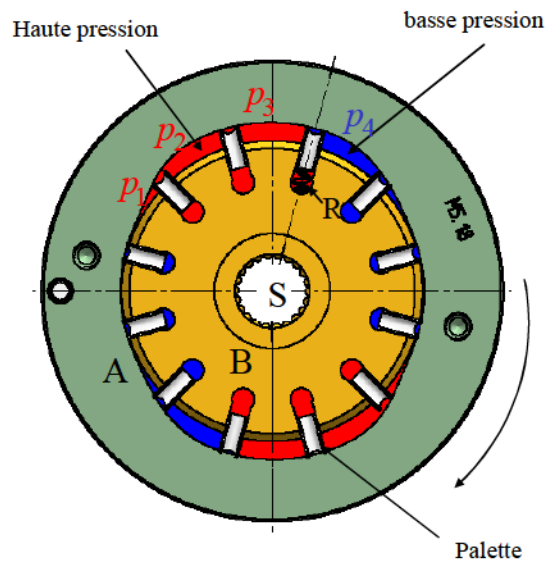
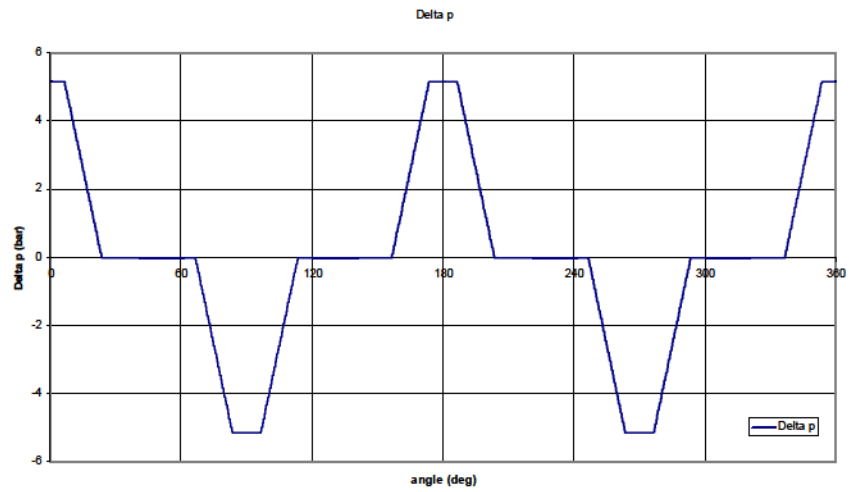


Figure 33 Différence  $\Delta p$  entre les pressions de part et d'autre de la palette

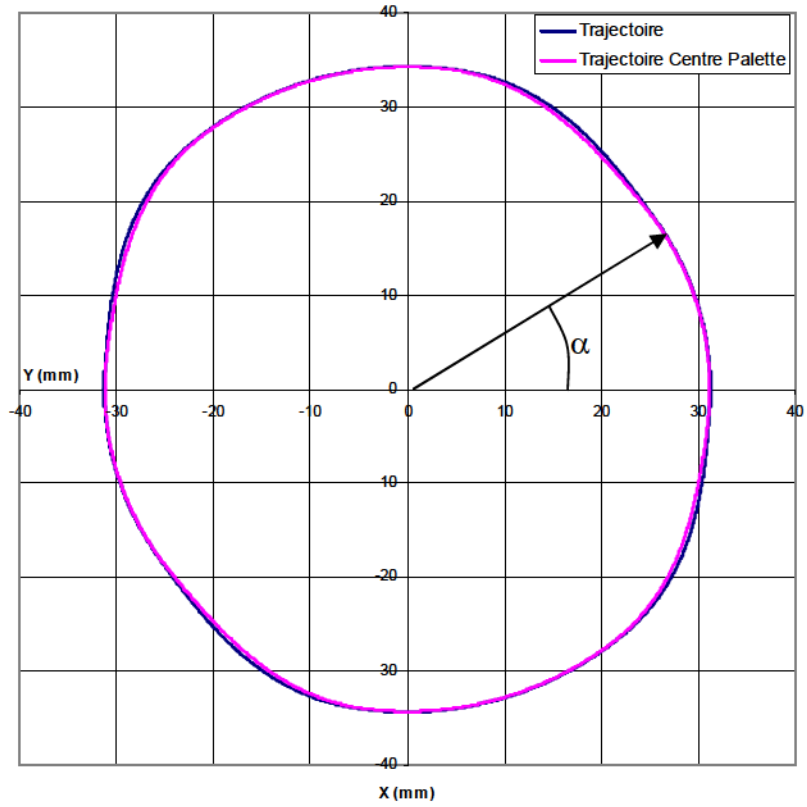
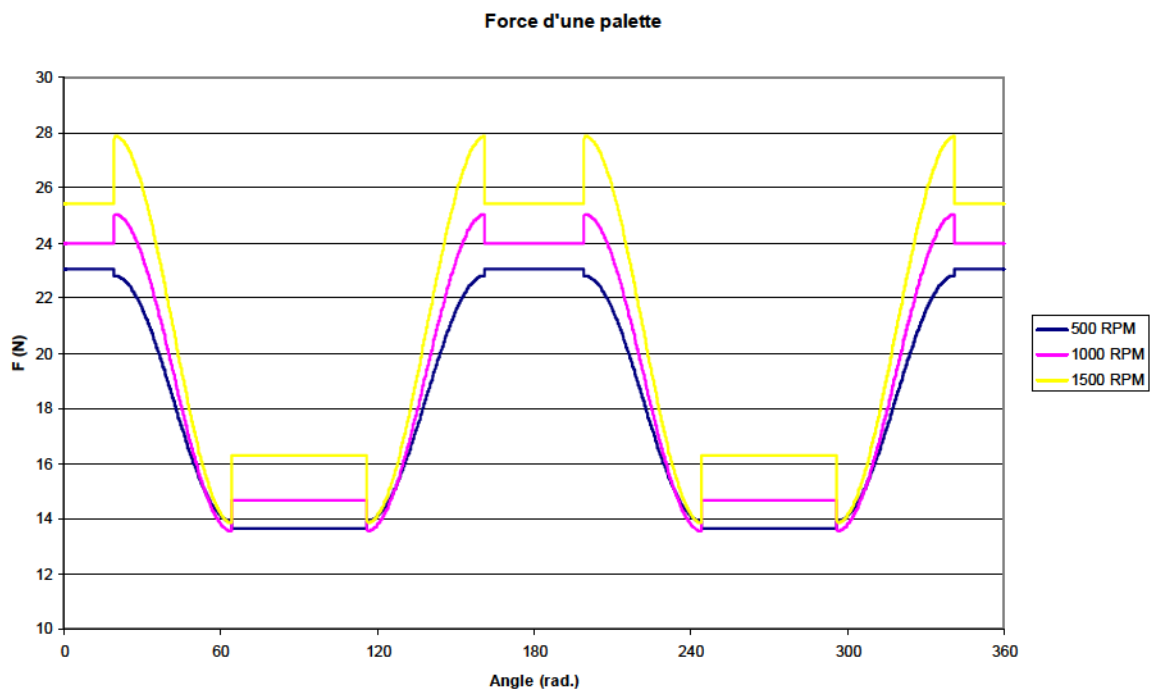


Figure 34 : Profil de came M5AS (cylindrée de 25 cc/tr)

### 3.5 Estimation de la résultante $F_{pi}$ et des fuites



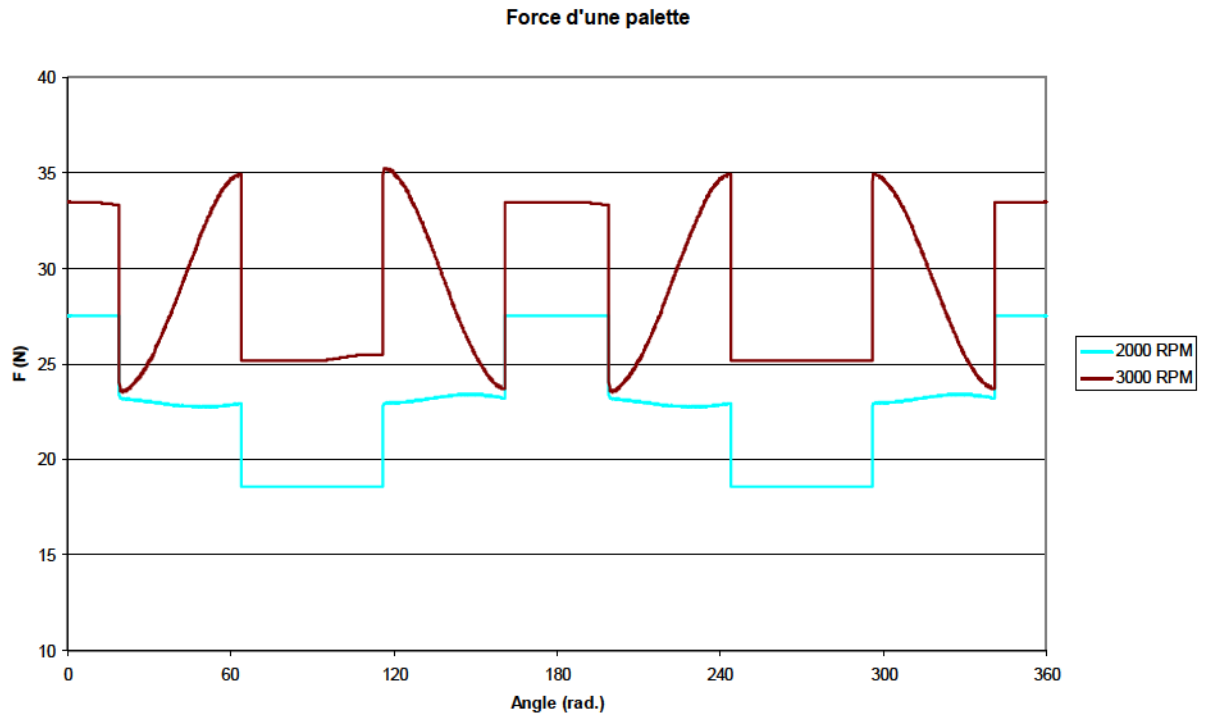
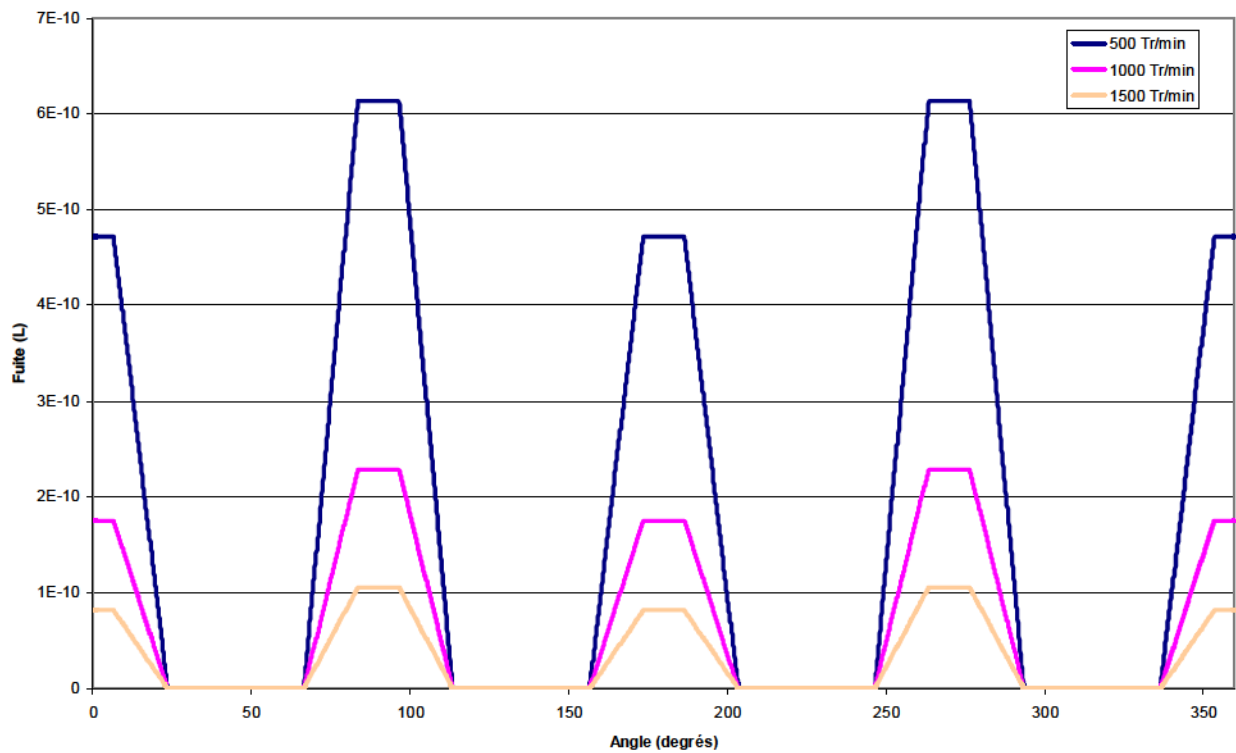


Figure 35 : Résultante  $F_{pi}$  d'une palette pendant un tour à différentes vitesses



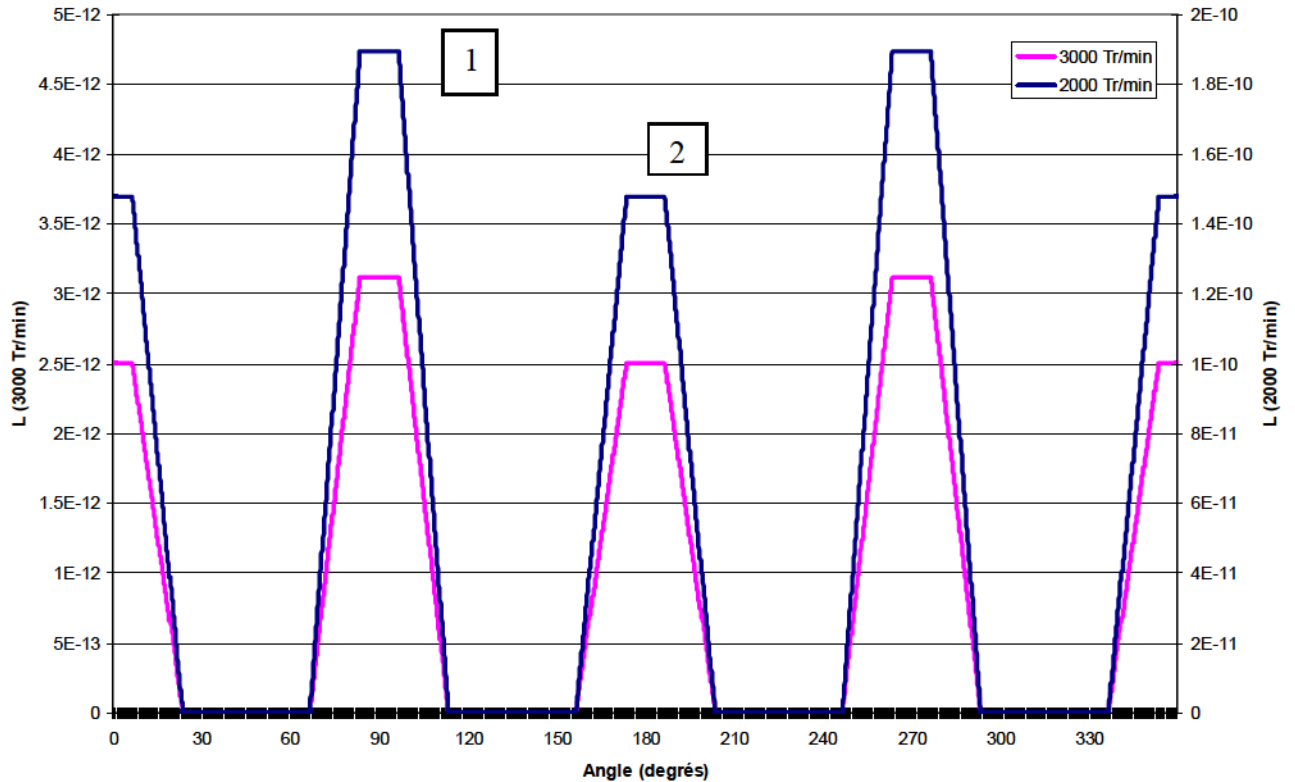


Figure 36 : Fuite  $V_f$  en litre d'une palette lorsque celle-ci effectue un tour complet à différentes vitesses (variant entre 500 et 3000 tr/min)

Les tracés, figure 35, de la force résultante  $F_p$  somme de  $F_c$ ,  $F_i$ ,  $F_r$ ,  $F_{pr}$ , traduisent les formules (1) à (5). Dans ces formules on remarque que pour une vitesse de rotation  $N$  (tr/min) donnée, seul le rayon  $R(\alpha)$  intervient et que la hauteur de film fluide  $h$  n'intervient pas (en conséquence, la perte de charge n'intervient pas non plus). Le rayon  $R(\alpha)$  caractérise le profil de la came, c'est une donnée géométrique (figure 34). Comme  $R(\alpha)$  présente une double périodicité (figure 32), il en est de même de la résultante  $F_p$ , pour toute valeur de  $N$  (figure 35).

Les tracés, figure 36, traduisent les volumes de fuite tels que nous les avons définis plus haut. On remarque une périodicité avec 4 pics de hauteur variable. Ces pics traduisent l'existence de 4 zones de pression sur le périmètre de la came (figure 33 en développée et en polaire). Il y a 2 zones de haute pression (identiques) et 2 zones de basse pression identique (voir la figure 33 représentant la cartouche). Les hauteurs des pics ne sont pas identiques. En effet, bien que la différence de pression  $\Delta p$  soit périodique, les extréma se produisent pour des rayons  $R$  soit minimal, soit maximal. Pour préciser : Une valeur  $+\Delta p_{\max}$  se produit à  $r = R_{\min}$ , et une valeur

$-\Delta p_{\max}$  se produit à  $r = R_{\max}$ . Or, si  $r = R_{\min}$ , l'épaisseur de film fluide est minimale ; et si  $r = R_{\max}$ , l'épaisseur de film fluide est maximale. On déduit, à l'aide du code de calcul, que les pics sont les plus bas aux angles polaires correspondant à l'épaisseur de fluide est minimal.

### 3.6 Paramètres influents

- **Dimension** : au sein de Parker, nous avons établi des normes qui permettent la maîtrise des jeux entre les pièces de la cartouche, ce qui permet d'assurer un bon fonctionnement pour celle-ci. Cela pourra expliquer les différences entre les résultats calculés et les résultats mesurés, puisque pour le calcul nous avons fait l'hypothèse de pièces de dimension moyenne.
  - **Jeu CR** : c'est le jeu entre la came et le rotor (le rotor étant la pièce la moins épaisse), celui-ci permet d'assurer la lubrification entre la partie tournante et les deux parties fixes de chaque côté du rotor (plaque et chapeau). La variation de celui-ci peut avoir une influence sur la fuite et la perte de couple.
  - **Jeu RV** : c'est le jeu entre la palette et la rainure de rotor. Celui-ci a une influence directe dans la capacité de la palette à sortir de sa rainure.
- **Géométrie** : les tolérances géométriques des pièces sont une composante très importante du bon fonctionnement du moteur hydraulique. Les plus influentes étant le parallélisme et la planéité des faces de distribution de la plaque et du chapeau, le parallélisme des faces du rotor et des faces de la came.
- **Viscosité** : il est clair que la viscosité a une influence importante sur les fuites et par conséquent sur les frottements visqueux entraînant des pertes de charges et des pertes de couple. Nous avons fait ici l'hypothèse d'une température constante de 45°C et d'une viscosité constante de 0,02266 Pl. Le frottement visqueux lié aux fuites crée un échauffement local qui pourrait être quantifié. Cependant nous avons fait l'hypothèse d'un moteur travaillant sans pression (si ce n'est celles liées aux pertes de charge), ce qui a pour conséquence de réduire ces échauffements à une quantité infinitésimale et sans influences sur les fuites.
- **Pression** : la fuite évolue en même temps que la pression, celle-ci est théoriquement linéaire, mais est en réalité croissante du fait de la déformation des pièces qui laissent un passage plus



important. Pour notre étude, nous nous contenterons d'un moteur travaillant à vide, c'est-à-dire sans pression. Ce qui aura pour conséquence de considérer les pièces comme indéformables dans notre calcul.

- **Compressibilité** : la compressibilité de l'huile est liée à l'aération de celle-ci. Cette compressibilité décroît lorsque le pourcentage d'air dissous dans l'huile augmente. Le pourcentage d'air communément admis pour nos applications est de l'ordre de 6%.

L'expression du coefficient de compressibilité  $K$  (Mpa) est donné par:

$$K = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dP}$$

avec  $dV$  = variation de volume ;  $V$  = volume ( $\text{mm}^3$ ) ;  $dP$  = pression (Mpa)

Le coefficient de compressibilité  $K$  est de 9000 bar (900 Mpa) pour l'huile Azolla ZS32 utilisée pour nos essais.

Pour notre problème, nous avons fait l'hypothèse d'une compressibilité constante (voir courbe perte de charge en annexe 5)

### 3.7 Conclusion de la troisième partie

Nous avons fait tout d'abord l'inventaire de l'ensemble des pertes de couples par frottement visqueux, ainsi que des fuites présentes dans un moteur hydraulique à palettes. Puis nous nous sommes concentrés uniquement le contact palette/came. Nous avons pu quantifier par l'intermédiaire d'un code de calcul quelles étaient les fuites et les pertes de couple. Nous allons donc pouvoir nous intéresser ensuite aux points d'amélioration possibles qui permettraient de limiter ces pertes de couple.

Une étude de l'écoulement à l'aide d'un code de CFD sera effectuée. Le logiciel CFX acquis par l'entreprise sera utilisé. Cette application bénéficiera des avancées réalisées lors du présent travail réalisé pour le mémoire d'ingénieur CNAM.

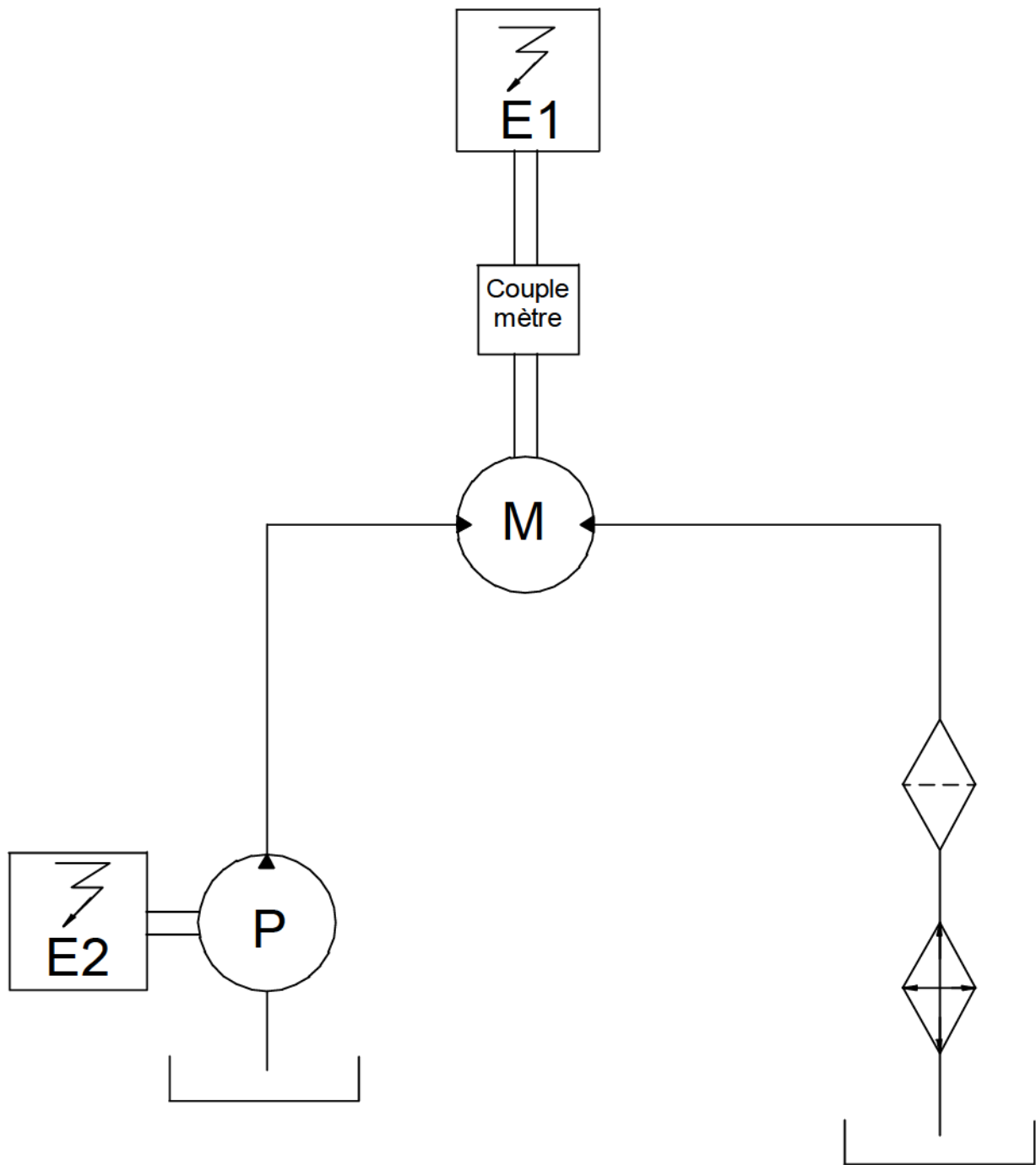
## 4. Mise en œuvre des essais

### 4.1. Méthode et moyens d'essai

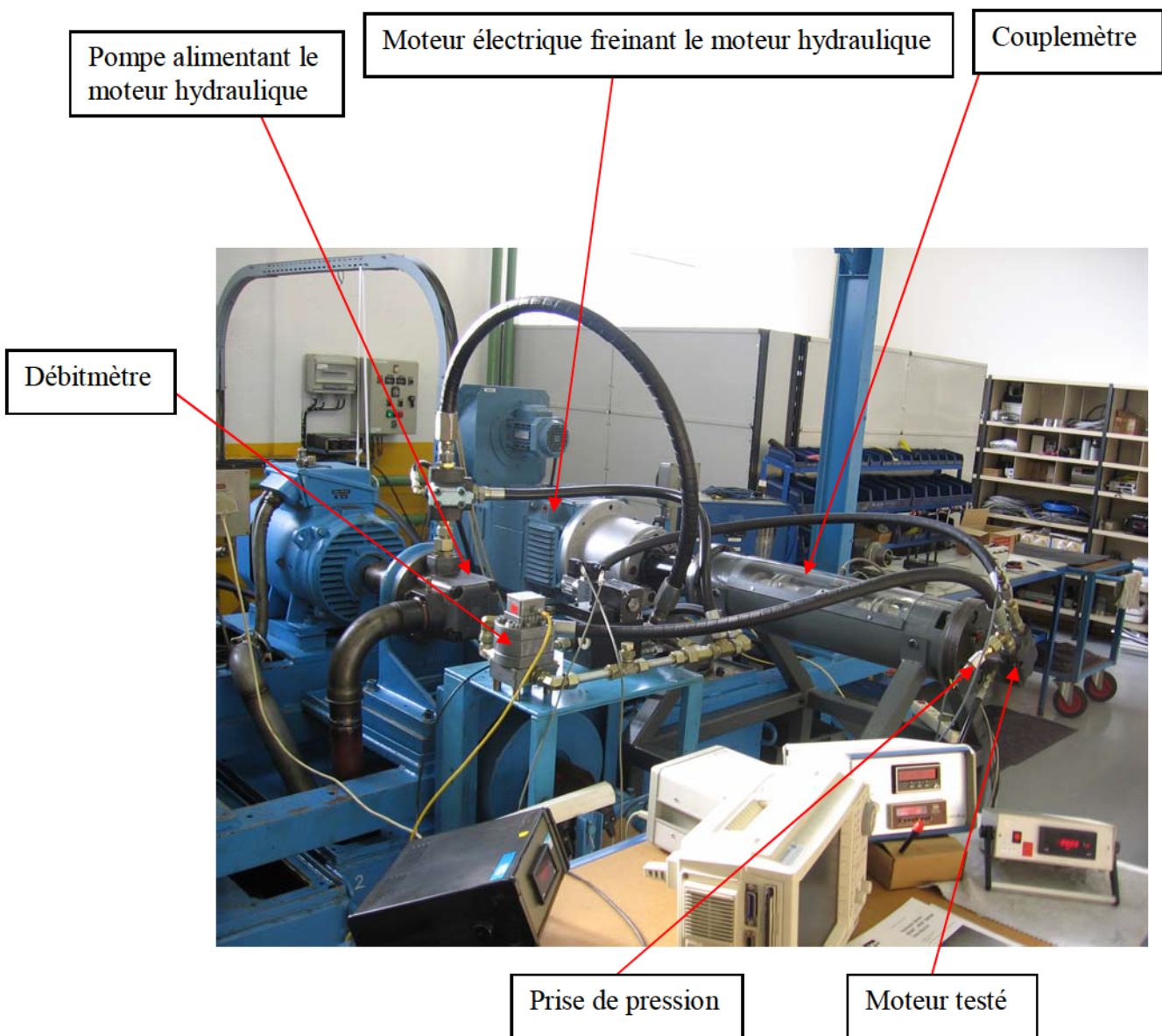
Il apparaît impossible avec les moyens du Laboratoire Parker que nous puissions mesurer séparément les fuites au-dessus de la palette des autres fuites du moteur. Par conséquent, notre critère de mesure sera le couple. L'objectif est de vérifier suivant plusieurs vitesses, les pertes de couple (différence entre le couple théorique et le couple réel) au-dessus de la palette. Il nous faut donc trouver un artifice pour décompter les pertes de couple liées aux autres pièces. Nous proposons donc la méthode suivante:

Le moteur de test M est entraîné par le moteur électrique E1 à des vitesses de rotation comprises entre 500 et 3000 tr/min. Ce moteur est gavi d'huile par la pompe P à un débit constant de 20 L/min. La pompe est entraînée par le moteur E2. L'huile sera de marque TOTAL AZOLLA ZS32 (annexe 6) et sera régulée en température à 45°C ( $\nu = 26$  cSt). Nous mesurerons ici le couple au moyen du couplemètre Honeywell, modèle 1805-5K (annexe 7). Dans le but d'avoir le débit constant de 20 L/min, nous placerons un débitmètre ainsi qu'une valve de régulation.

Remarque: le moteur ne sera pas utilisé dans sa fonction normale puisqu'il sera gavi par une pompe et qu'il sera entraîné par un moteur électrique comme une pompe.



*Figure 37 : schéma de principe de l'installation*



*Figure 38 : Banc d'essai du moteur*

## 4.2. Mesure des pièces

Il a été demandé au service contrôle de la société Parker de mesurer les différentes pièces composant les différentes cartouches utilisées dans les essais. Il nous faut sélectionner des pièces à des dimensions quasi identiques afin ne pas trop s'éloigner des hypothèses de calcul.

<b>Cames de rugosités différentes</b>	Came 15A	Came 10A	Came 5A	Came 1A
Rugosité	0.39	0.35	0.32	0.3
Epaisseur	20.006	20.0045	20.006	20.0045
Jeu CR	0.029	0.0275	0.029	0.0275

<b>Cames de profil cylindrique rugosité Maxi</b>	Came 1R	Came 2R	Came 3R	Came 4R	Came 5R
Rayon	35.10	34.40	33.30	33.00	32.20
Rugosité	0.55	0.58	0.62	0.57	0.57
Epaisseur	20.0055	20.0065	20.007	20.0055	20.007
Jeu CR	0.0285	0.0295	0.03	0.0285	0.03
<b>Cames de profil cylindrique rugosité mini</b>	Came 1	Came 2	Came 3	Came 4	Came 5
Rayon	35.20	34.40	33.50	33.00	32.20
Rugosité	0.22	0.25	0.20	0.20	0.20
Epaisseur	20.0055	20.0045	20.005	20.0065	20.002
Jeu CR	0.0285	0.0275	0.028	0.0295	0.025

<b>Palettes STD</b>		<b>Palettes Lustrées</b>		<b>Palettes rayon R=0,04</b>	
Epaisseur	longueur	Epaisseur	longueur	Epaisseur	longueur
3.996	19.988	4.000	19.983	3.995	19.984
3.997	19.987	3.998	19.992	3.999	19.981
3.997	19.988	3.999	19.989	3.999	19.987
3.997	19.988	3.997	19.989	3.998	19.988
3.998	19.986	3.999	19.991	3.996	19.987
3.992	19.984	3.996	19.990	3.995	19.982
3.996	19.985	3.997	19.992	3.996	19.986
3.996	19.984	3.999	19.992	3.998	19.990
3.998	19.987	3.998	19.990	4.000	19.987
3.997	19.988	3.997	19.988	3.998	19.988
Jeu RV moyen	0.0301	Jeu RV moyen	0.0285	Jeu RV moyen	0.0291

*Tableau 1 : Mesure des pièces de la cartouche pour essais*

### 4.3. Etalonnage du couplemètre

Afin de s'assurer de la précision des mesures, nous effectuerons un étalonnage du couplemètre. Avec des poids que l'on place au bout d'une barre en acier accouplée au couplemètre. Nous avons un couple connu et on vérifie que celui-ci correspond bien à celui lu sur le couplemètre.

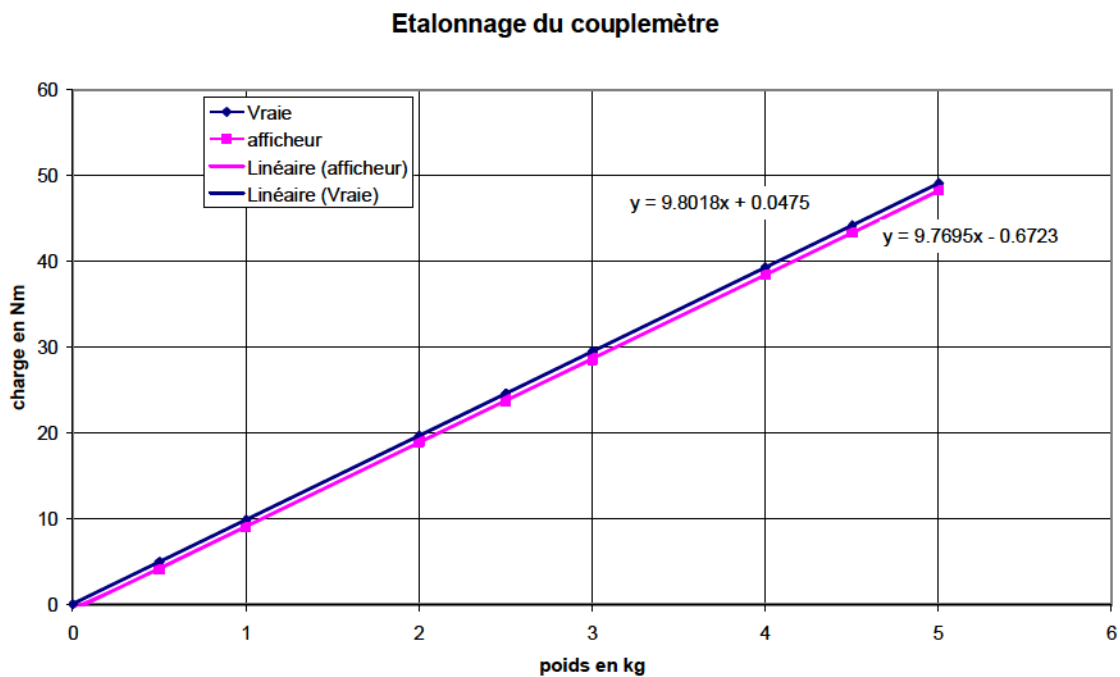


Figure 39 : Etalonnage du couplemètre

### 4.4. Mesure de couples sans palettes

#### 4.4.1. Mesure des autres pertes de couple

Comme nous l'avons dit précédemment, nous devons faire une approximation des "autres pertes de couple" (chapitre 2.6) par frottement qui ne concernent pas notre étude. Pour cela, nous devons faire un relevé de couple d'un moteur sans la partie tournante de la cartouche (rotor et palettes). Nous supprimerons donc le rotor et les palettes de la cartouche du moteur que nous accouplerons au couplemètre. L'ensemble sera entraîné par le moteur électrique à vitesse variable. Pour que l'essai soit viable, il faut que le moteur soit rempli d'huile en permanence à

une température constante de 45°C. Cela sera réalisé par l'intermédiaire d'une pompe qui gavera le moteur à un débit constant de 20 L/min d'une huile maintenu à température par l'intermédiaire du refroidisseur.

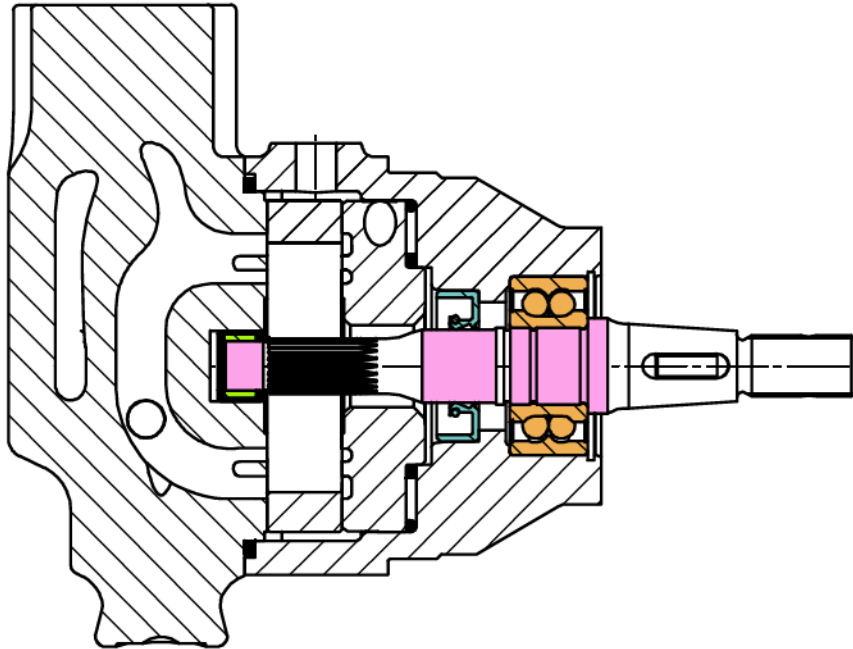


Figure 40 : vue en coupe du moteur sans rotor et sans palettes

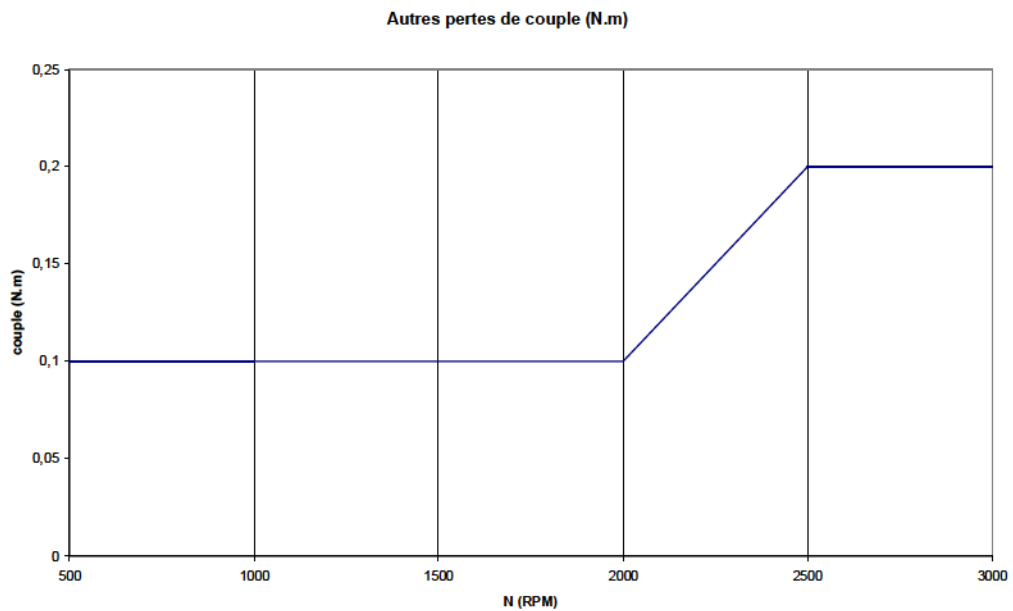
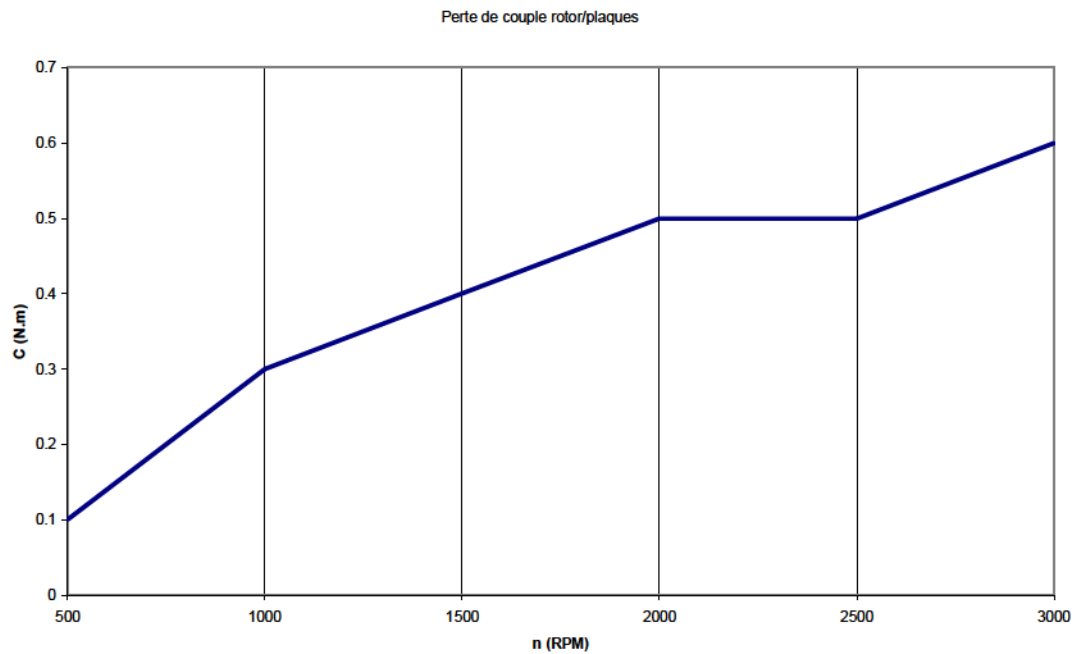


Figure 41 : Autres pertes de couple



#### 4.4.2. Mesure de pertes de couple du rotor sur les plaques

Nous reprendrons le moteur de l'étape précédente auquel nous ajouterons un rotor en adoptant le même mode opératoire que précédemment.



*Figure 42 : perte de couple par frottement entre les plaques et le rotor*

## 4.5 Mesure des couples avec palettes

Nous avons prélevé 4 cames d'un cycle de production de 30 cames (1A, 5A, 10A, 15A dans le tableau 1), ceci afin de voir l'évolution de la qualité de surface suivant l'usure de la meule (la meule étant diamantée à chaque début de cycle). Nous utiliserons ici les mêmes palettes et le même rotor pour les 4 essais. Nous verrons ainsi si, les rugosités qui sont réalisées à l'heure actuelle dans l'atelier ont une influence sur les pertes de couple.

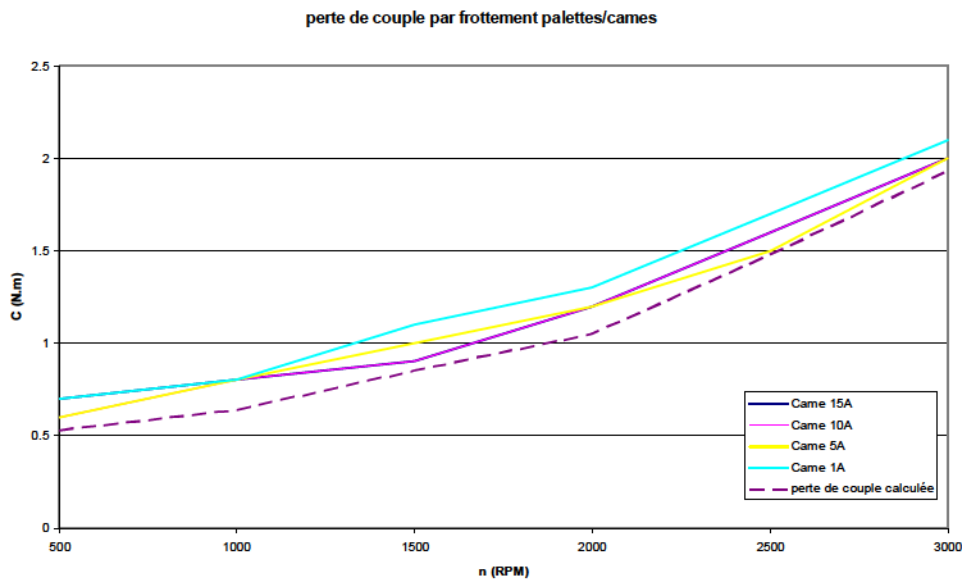


Figure 43 : perte de couple par frottement palettes/cames

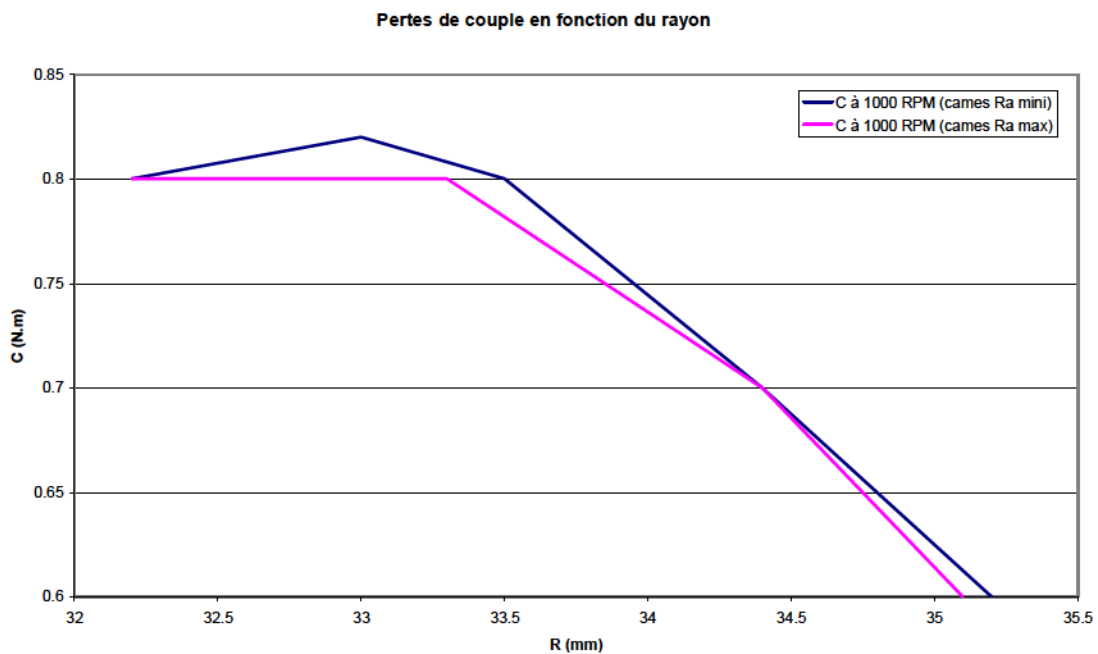
## 4.6 Mise en œuvre des solutions envisageables

Pour diminuer la perte de couple et la fuite, il nous faut diminuer la hauteur  $h$  qui correspond au film d'huile entre la palette et le profil de came. Pour cela, il faut trouver un moyen de restreindre l'une des forces de la palette qui tend accroître les pertes de couple et les fuites. Nous explorerons trois pistes :

- La limitation de la force de frottement entre la palette et la came en testant différentes rugosités de profil de came.
- La limitation de la force de frottement entre la palette et le rotor ( $F_{pr}$ ) en testant différentes rugosités de palette.
- La limitation de la largeur de contact en diminuant le rayon de palette.

#### 4.6.1. Rugosité du profil de came:

Nous avons vu dans le chapitre 4.5 que les pertes de couples n'étaient pas influencées par les rugosités réalisées au niveau de l'atelier. Cependant, dans les travaux effectués par Y. Inaguma et A. Hibi (annexe 8), il est démontré que l'amélioration de la rugosité du profil de la came a une influence directe sur la perte de couple et la fuite au-dessus de la palette. Pour cela, nous avons fait réaliser des cames expérimentales avec des rayons constants (cames 1, 2, 3, 4, 5, 1R, 2R, 3R, 4R, 5R dans le tableau 1) en tentant d'améliorer la rugosité Ra (0,20 microns visés) à comparer avec les mêmes cames aux rugosités maximales (0,60 microns visés). Cela nous permettra également d'avoir les pertes de couple en fonction du rayon.



*Figure 44 : Perte de couple en fonction du rayon*

#### 4.6.2. Qualité de surface des palettes (diminution de $F_{pr}$ )

En améliorant la qualité de surface de la palette, on espère diminuer au maximum le frottement visqueux. Même si la rugosité ne rentre pas en compte dans le calcul du frottement visqueux de la palette dans l'encoche du rotor, il a été démontré expérimentalement que la diminution du nombre de pics de la palette donnait de bien meilleurs résultats en termes de couple et de débit. Celui-ci est noté (Pc 40) correspond au nombre de pics d'une hauteur de  $40 \mu_{inch}$  sur une longueur d'un pouce. Il est en moyenne de 40 sur les palettes et peut être abaissé à une valeur quasi nulle grâce au lustrage. Ceci est différent du Ra qui est une moyenne arithmétique et qui ne nous donne aucune indication sur les hauteurs maximums de pic.

#### 4.6.3. Diminution du rayon de palette (diminution de $h$ )

La diminution du rayon de la palette aura pour conséquence directe de diminuer la hauteur  $h$ . Cela entraînera la diminution de la section de passage du débit de fuite  $q_{dp}$  et de limiter la force de frottement visqueux  $F_{\mu}$  et par conséquent le couple  $T_{\mu}$ . Les valeurs standard du rayon de palette sont comprises entre 0,08 et 0,18 mm. Nous ferons des essais à une valeur de 0,04 mm.

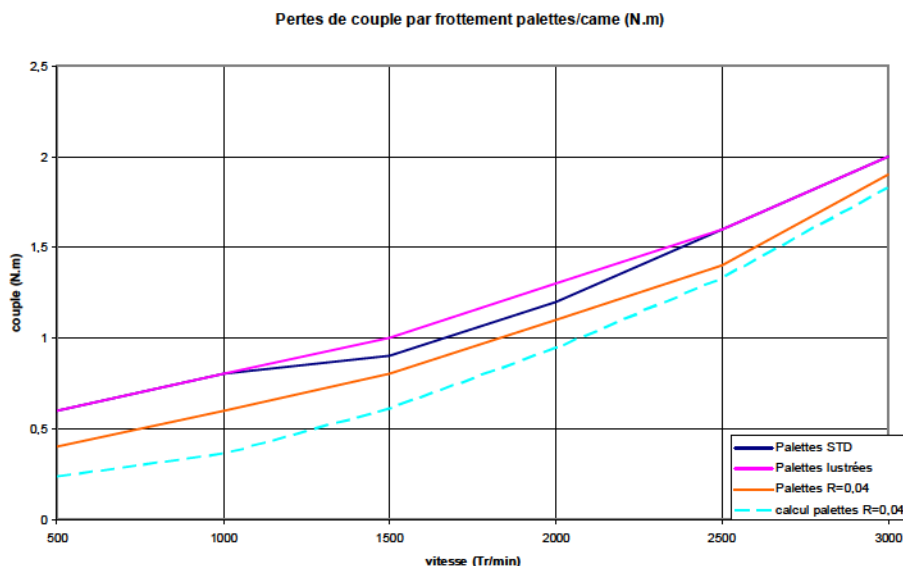


Figure 45 : pertes de couple pour les 3 cas

#### 4.6.4 Essais en pression

Nous allons effectuer les essais avec les différents types de palettes, avec une mise en pression progressive de 0 à 240 b à une vitesse constante de 1000 tr/min.

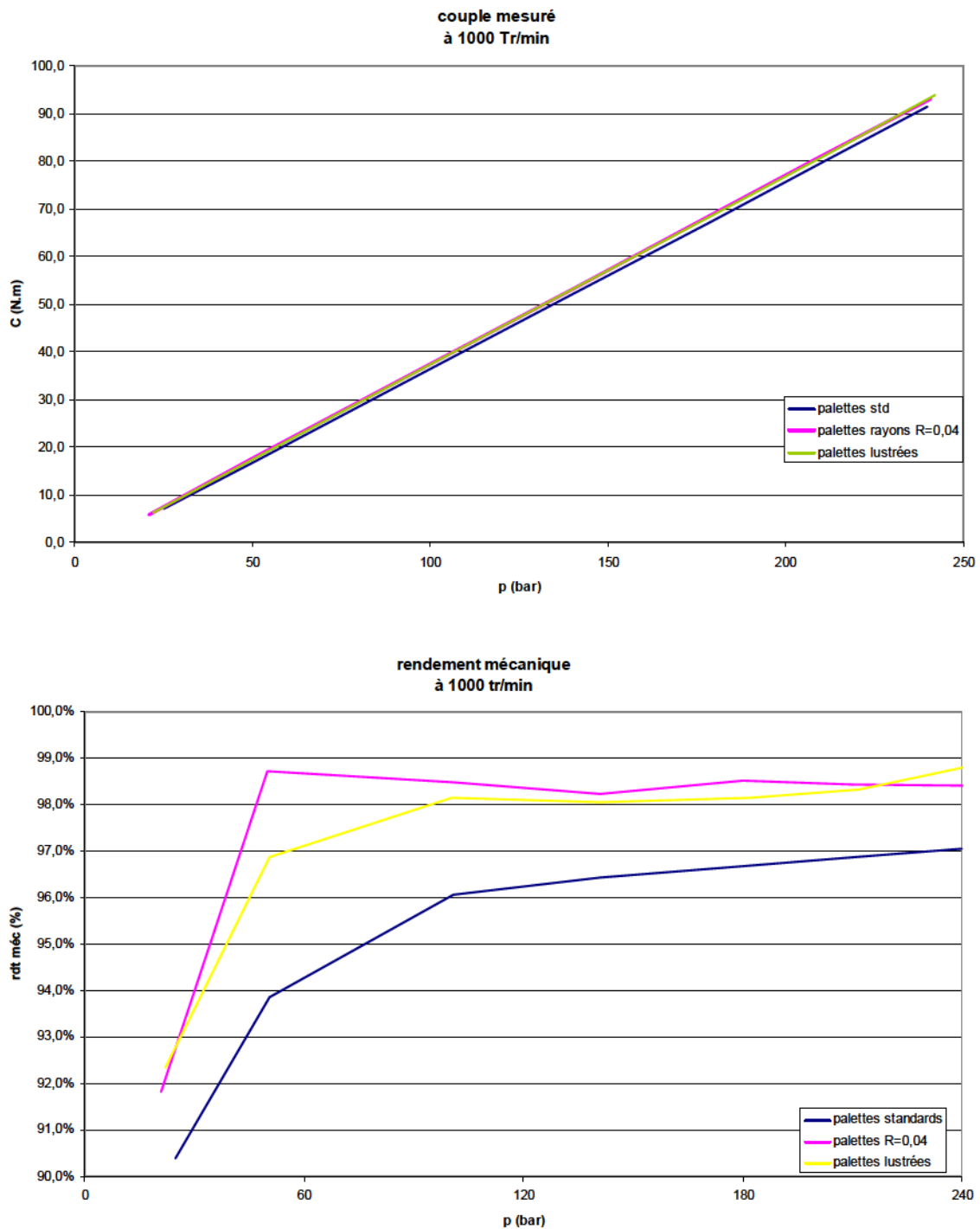


Figure 46 : couple et rendement mécanique lors des essais de palettes en pression

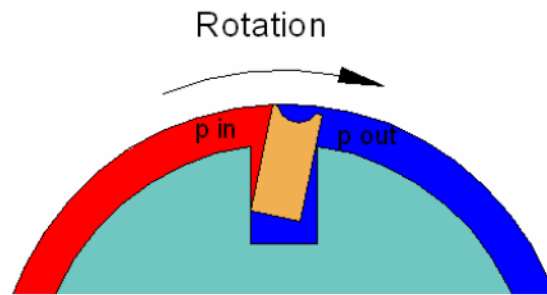
## 4.7 Analyse des résultats

**Rugosité du profil de came:** nous observons ici que cette solution n'apporte pas l'amélioration attendue. Ceci s'explique par le fait que nous avons une rugosité comprise entre 0.20 et 0.62 microns, ce qui reste une gamme de rugosité fine. Contrairement aux travaux de Y. Inaguma et A. Hibi ou la rugosité est comprise entre 0.18 et 1,40 microns. En revanche, nous avons bien une perte de couple en fonction de l'augmentation du rayon de profil de came, ce qui est logique puisque la force des ressorts qui est prépondérante diminue en fonction du rayon. La proximité des résultats ne nous permet pas de conclure qu'il y a une différence de pertes de couple en fonction des différentes rugosités réalisées au niveau de l'atelier. En revanche, nous constatons ici que les pertes couples données par le code de calcul sont cohérentes.

**palettes :** nous observons ici que la diminution de rayon de palette apporte une légère amélioration. Ceci était attendu puisque le rayon équivalent prend une place importante dans le calcul du rayon de palettes (voir formule Higginson). En revanche, les palettes lustrées n'apportent pas d'amélioration, ceci doit être principalement lié au fait que l'écoulement est laminaire et que par conséquent, cela n'apporte pas l'effet escompté.

De plus, nous observons que lorsque nous montons en pression, une amélioration de rendement se produit. Ceci s'explique par le fait que le phénomène de basculement de la palette lié à la delta p s'accroît en même temps. Celui-ci augmente le frottement entre la palette et le rotor, ainsi la diminution du nombre de pics favorisera la sortie de palettes. On observe bien dans la figure 44 que l'écart de couple augmente bien de manière constante, ce qui nous permet d'écrire cette loi empirique:

$$T_{lust} = T_{std} + (p \times \lambda) \quad (11)$$
 avec  $T_{lust}$  = couple avec des palettes lustrées (N.m);  $T_{std}$  = couple avec des palettes std (N.m);  $p$  = pression (bar) ;  $\lambda$  = coefficient de perte de couple (environ 0,01 dans notre cas)



*Figure 47 : basculement de palette*

Faisabilité technique et économique: les rayons de palette sont obtenus par l'intermédiaire d'une opération d'ébavurage dans un bol vibrant rempli de cailloux abrasifs. La diminution du rayon consisterait en une diminution du temps de passage des palettes dans ce bol. Même si cette solution est attrayante au premier abord, cela comporte un risque puisque la réduction du temps de cycle pourrait ne pas supprimer la totalité des traces de choc.

Pour les essais, le lustrage des palettes a été obtenu par frottement manuel sur un abrasif. Il n'est évidemment pas envisageable de retenir cette solution à une échelle industrielle puisqu'on obtiendrait un coût de pièce trop élevé et une disparité dans la qualité des pièces liée à un processus aléatoire.

Phénomène de rodage: dans le cas où une solution technique serait trouvée, il serait important de lancer un essai représentatif de la durée de vie complète d'un moteur afin de confirmer si l'amélioration apportée s'inscrit dans le temps ou si celle-ci s'estompe avec le temps.



## 4.8 Conclusion de la quatrième partie

La comparaison entre les essais et le code de calcul nous permettent de valider celui-ci puisque les résultats sont assez proches.

Les essais que nous venons de réaliser mettent en avant que la solution envisageable pour l'amélioration du rendement hydromécanique concerne la palette. Deux axes d'amélioration sont possibles, à savoir la diminution du rayon de palette et le lustrage de faces de palettes. Nous avons vu que se pose à nous le problème de la faisabilité technique de ces solutions. Il sera opportun de mener une étude conjointe avec le service méthodes afin de trouver le meilleur compromis entre une qualité de produit amélioré et des impératifs de productivité indispensable à la survie de l'entreprise.

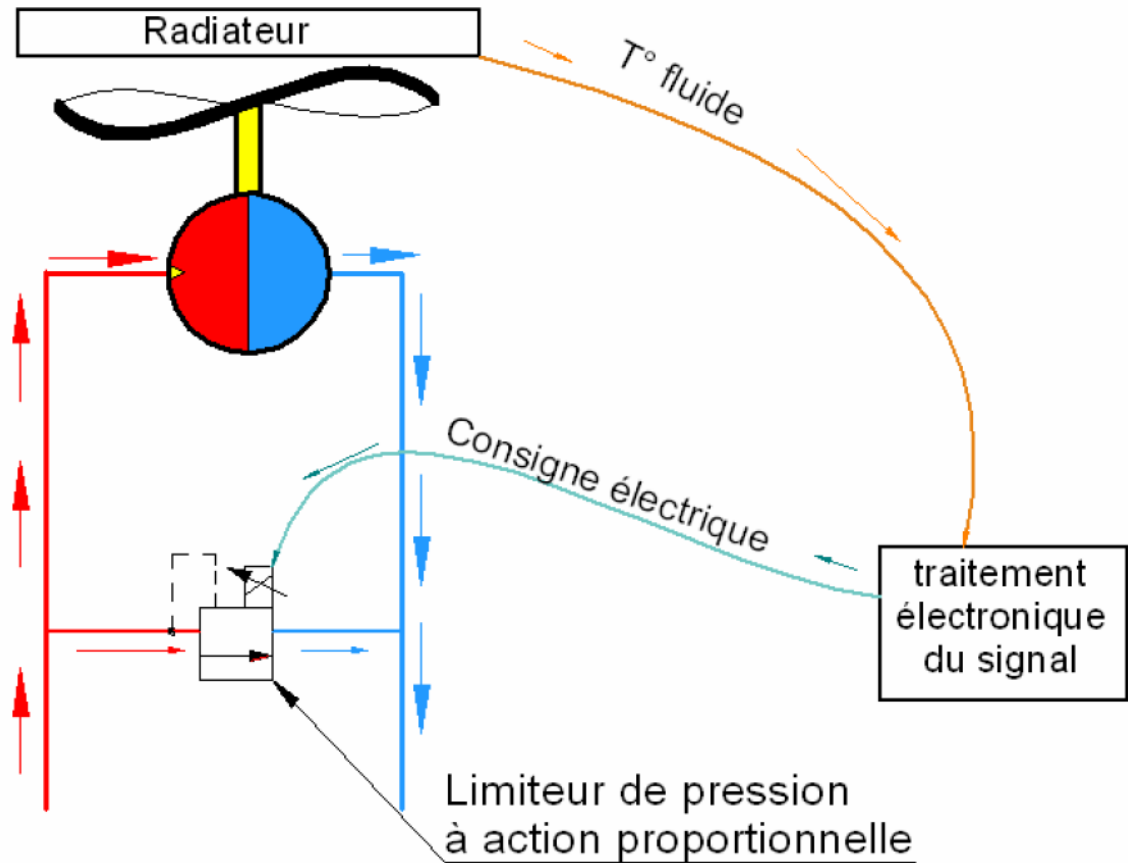
## 5. OPTIMISATION DU RENDEMENT PAR L'AMELIORATION DU SYSTEME

Les améliorations proposées précédemment sont liées à uniquement la technologie des moteurs à palettes mais la diminution de la consommation énergétique du composant de Parker peut s'obtenir également par l'ajout de fonction sur le moteur hydraulique. Si on prend l'exemple du refroidissement des radiateurs sur les engins de travaux publics, il y a une évolution du mode d'entraînement du ventilateur durant ces quinze dernières années. Tout d'abord, l'entraînement était mécanique par l'intermédiaire du moteur thermique, ce qui avait deux inconvénients majeurs:

- Cela oblige à avoir la position du ventilateur dans l'axe du moteur thermique.
- Cela refroidissait même s'il n'y avait pas de besoin.

Ensuite sont venus les premiers moteurs hydrauliques qui ont permis de solutionner les deux problèmes liés à l'entraînement mécanique. L'introduction des moteurs hydrauliques dans l'entraînement de ventilateurs a permis de franchir un palier supplémentaire puisque l'on peut maintenant proposer au client non plus simplement un refroidissement mais également une régulation de température grâce à l'intégration d'un limiteur de pression à action proportionnelle piloté électriquement. Le principe en est le suivant:

L'information de température du fluide est traitée électroniquement par l'intermédiaire d'une carte. Une consigne électrique est envoyée pour piloter l'ouverture du limiteur de pression. Ainsi, une partie du fluide est dérivée du moteur et permet la régulation de la vitesse de celui-ci puisque sur un ventilateur, le couple d'entraînement est dépendant de la vitesse et par conséquent de la pression.



*Figure 48: Schéma d'un moteur avec valve proportionnelle intégrée*

Les clients étant toujours plus exigeants, nous sommes en train d'étudier à l'heure actuelle un moteur qui permettra de réguler non plus une pression mais une vitesse par l'intermédiaire d'un capteur intégré. Ceci afin d'avoir une correspondance encore plus fine entre le besoin de refroidissement et la vitesse de rotation

## 6. CONCLUSION

Cette étude a permis la mise au point d'un outil d'aide à la conception qui sera utile dans le futur même s'il nécessite des améliorations afin de le rendre plus simple d'utilisation.

Elle a permis aussi de donner des pistes d'améliorations possibles tant sur le plan de la conduite d'un projet que dans la performance du moteur hydraulique à palettes. Celles-ci nécessitent maintenant l'implication d'autres services de Parker.

Pour l'intégration des connaissances de fonderie dès la conception des pièces, il est nécessaire que le service Achats approfondisse la relation avec nos fournisseurs afin d'instaurer un vrai partenariat.

Concernant l'amélioration des palettes, il est nécessaire travailler avec le service Méthodes et le service Qualité pour trouver les solutions techniques. Nous pourrions envisager un plan d'actions des outils de type six sigma.

A titre personnel, je suis satisfait d'avoir pu utiliser des connaissances que j'ai pu acquérir au cours de mon cursus au CNAM dans la Mécanique des solides ainsi que la Mécanique des fluides. Celles-ci se sont parfaitement complétées avec mon expérience professionnelle et les différents travaux déjà menés au sein de la société Parker.

Cela m'a permis mettre en œuvre des compétences dans la conduite de projet et le management qui est plutôt transversal dans mon poste.

# Annexe 1

## Scorecard Feasibility

Remember you must be the deliverable owner to score and upload this scorecard  
**Scorecard for Gates**



Project **m 5as small fan motor**

Are there any Killer Variables? **No** Please add comments on the Score Summary Worksheet

CRITERIA	1	4	7	10	RATING
<b>Strategic Fit &amp; Importance</b> · fit w/ company strategy · importance of project · impact on business	· Not aligned with strategy · Not important · Low impact	· Somewhat aligned with strategy · Somewhat important · Modest impact	· Supports strategy · Important · Positive impact	· Aligns very well with strategy · Very important · High impact	<b>8</b>
<b>Product &amp; Competitive Advantage</b> · unique customer benefits · value for money · competitive rationale · customer feedback	· Limited benefit · Low value · No competitive rationale · Negative feedback	· Modest benefit · Fair value · Marginal competitive rationale · Neutral feedback	· Positive benefit · Good value · Good competitive rationale · Positive feedback	· Significant benefit · Great value · Strong competitive rationale · Very positive feedback	<b>4.75</b>
<b>Market Attractiveness</b> · market size · growth · margins · competitive situation	· Small/non-existent market · Limited growth · Low margins · Highly competitive	· Modest market · Fair growth · Modest margins · Competitive market	· Significant market · Positive growth · Good margins · Modestly competitive	· Large market · High/potentially high growth · Very good margins · Weak competition	<b>4.75</b>
<b>Synergies: leverages our core competencies in:</b> · technology/manufacturing · marketing, distribution/sales	· No opportunities to leverage core competencies · Required skills/experience/resources are not attainable	· Some opportunities to leverage core competencies · Required skills/experience/resources not present but may be accessible	· Considerable opportunities to leverage core competencies · Required skills/experience/resources are present, but not fully accessible	· Excellent opportunities to leverage core competencies · Required skills/experience/resources are present and accessible	<b>8.5</b>
<b>Technical Feasibility</b> · Size of technical gap · Familiarity with technology · Technical complexity	· Does not meet requirements · Feasibility not demonstrated · Low likelihood of manufacturability	· Meets some requirements · Limited demonstration of feasibility · Modest likelihood of manufacturability	· Meets most requirements · Technical issues, but actions can address · Good likelihood of manufacturability	· Meets all requirements · Feasibility demonstrated clearly · Very high likelihood of manufacturability	<b>8</b>
<b>Financial Reward vs Risk</b> · size of opportunity · financial return · level of risk and ability to address risks	· Poor, limited opportunity · NPV & IRR negative · Very high level of risk and no ability to address	· Modest opportunity · NPV & IRR are modest · High amount of risk and some ability to address	· Good opportunity · NPV & IRR are good · Moderate risk and ability to address	· Excellent opportunity · Very positive NPV & IRR · Acceptable risk and solutions	<b>6</b>
All criteria must be scored 1-10 for a total to be calculated				<b>SCORE TOTAL*</b>	<b>6.67</b>

## Annexe 2

---

### Développements de Taylor pour le code de calcul

$$\frac{\partial r}{\partial \theta} ?$$

A l'ordre 1 on a:

$$r_{(i+\alpha)} = r_i + \alpha \frac{\partial r}{\partial \theta}$$

$$r_{(i-\alpha)} = r_i - \alpha \frac{\partial r}{\partial \theta}$$

donc :

$$\frac{\partial r}{\partial \theta} = \frac{r_{(i+\alpha)} - r_{(i-\alpha)}}{2\alpha}$$

$$\frac{\partial^2 r}{\partial \theta^2} ?$$

A l'ordre 2, on a:

$$r_{(i+\alpha)} = r_i + \alpha \frac{\partial r}{\partial \theta} + \frac{\alpha^2}{2} \frac{\partial^2 r}{\partial \theta^2}$$

$$\frac{\partial^2 r}{\partial \theta^2} = \frac{r_{(i+\alpha)} - 2r_i + r_{(i-\alpha)}}{\alpha^2}$$

# Annexe 3

---

## Caractéristiques du ressort du moteur à palettes M5AS

### CONDITIONS REQUISES

- 1°)  $\varnothing$  extérieur : 3,40 mm  $\pm 0,10$
- 2) Longueur de travail L1 : 14,9 mm
- 3) Charge à longueur L1 : 5 N  $\pm 0,8$
- 4) Longueur de travail L2 : 11,5 mm
- 5) Longueur spires jointives : 9,15 mm
- 6) Extrémités meulées d'équerre  $\pm 3^\circ$  sur 270° min
- 7) Grenailage de précontrainte
- 8) Ressorts huilés anti-corrosion pour stockage

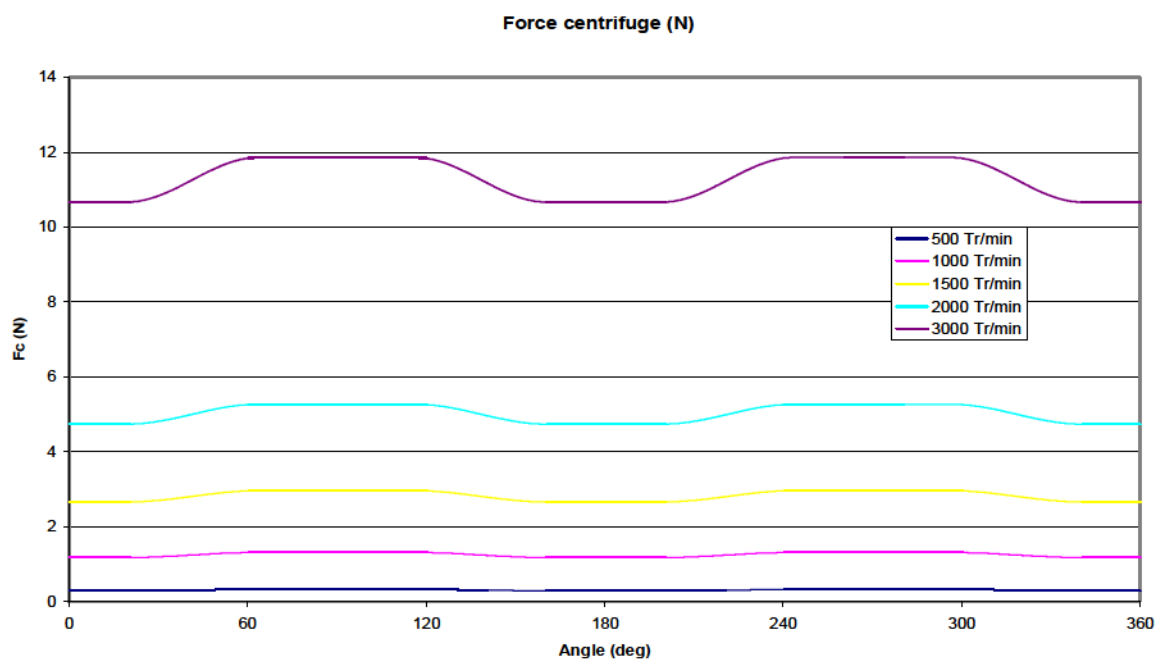
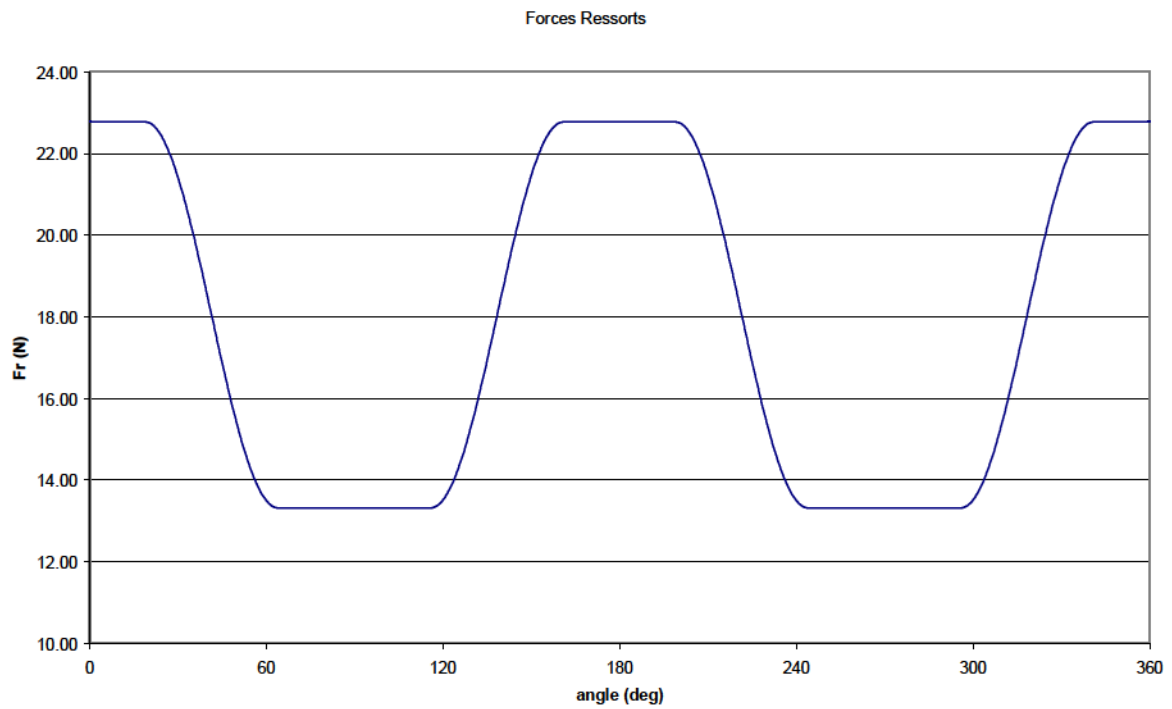
### DONNEES DE REFERENCES

- 1)  $\varnothing$  du fil : 0,50 mm
- 2) Longueur libre : 18.11 mm ( 18.6 MAXI)
- 3) Nombre de spires total : 18,3
- 4) Nombre de spires actives : 16.23
- 5) Charge à longueur L2 : 10,3 N  $\pm 1.0$
- 6) Trempe 400°C

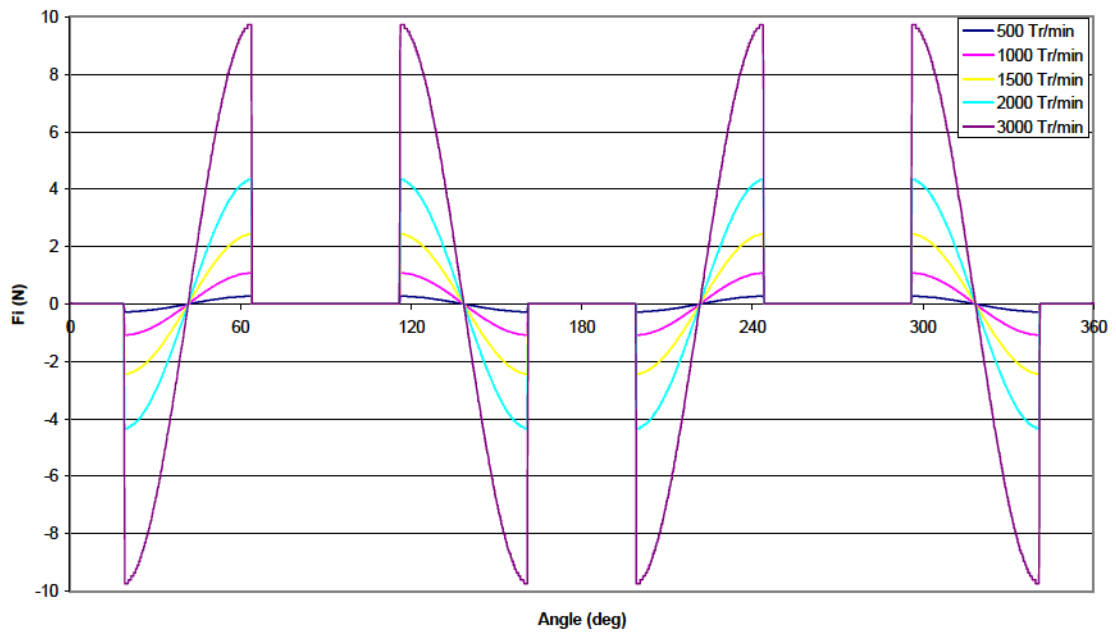


# Annexe 5

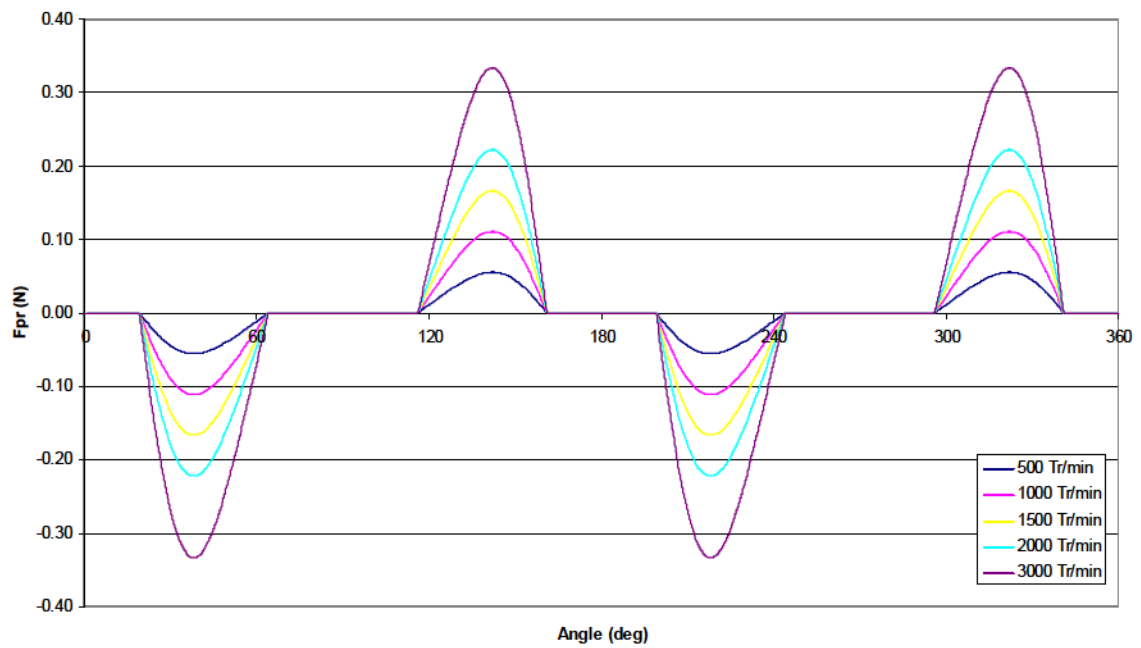
Courbes obtenues par l'intermédiaire du code de calcul

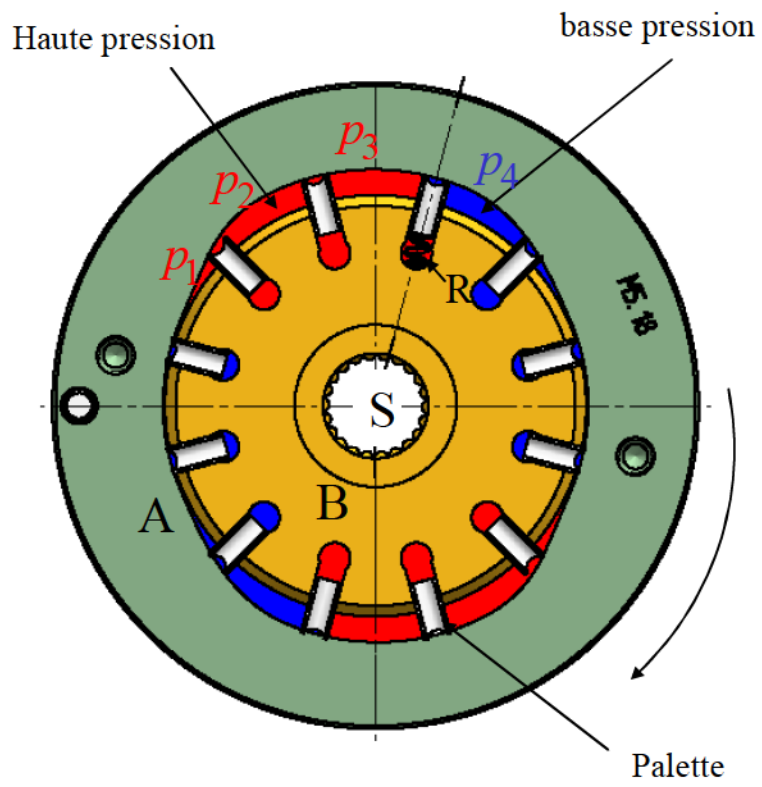
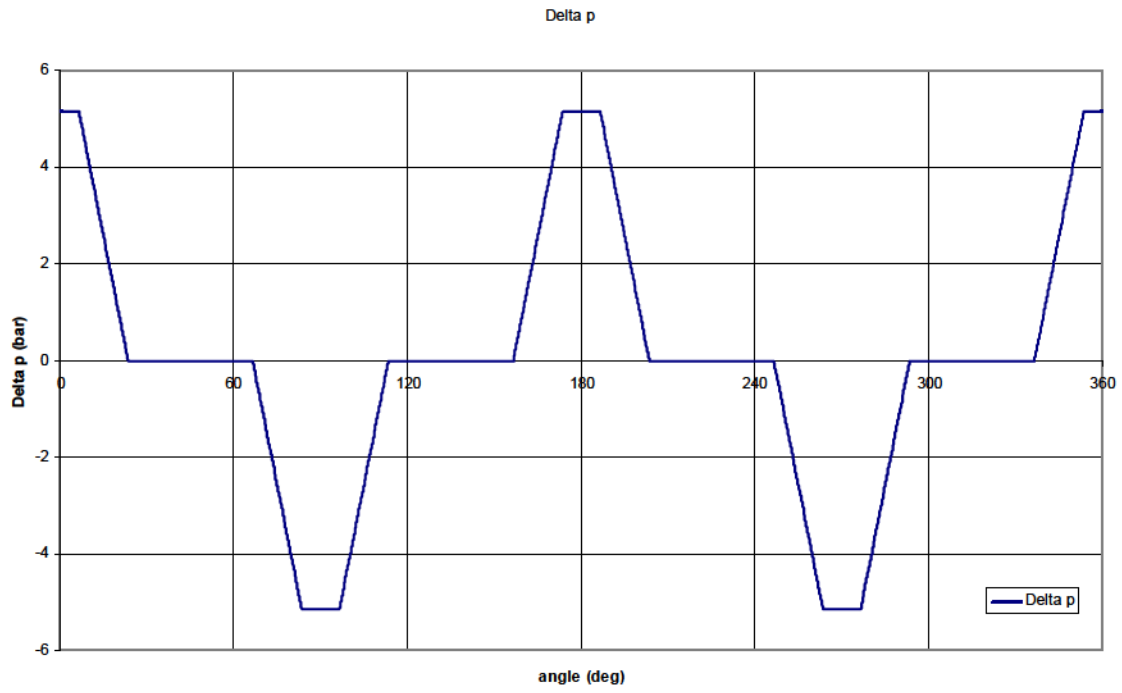


Force Inertie (N)



Force Frottement palette Rotor (N)





# Annexe 6

## Caractéristiques de l'huile Azolla ZS 32

### AZOLLA ZS



Graissage



Huiles hydrauliques anti-usure à très hautes performances.

#### UTILISATIONS

##### Hydraulique

- Tous systèmes hydrauliques fonctionnant dans des conditions de :
  - pressions élevées.
  - températures élevées.
- Mouvements dans des conditions très sévères
  - paliers à températures élevées.
  - mécanismes de précision.
- Tous mécanismes graissés par brouillard d'huile ne nécessitant pas une huile du type "extrême-pression". Lubrification de réducteurs ou variateurs lorsqu'une huile du type "extrême-pression" n'est pas exigée.

#### SPECIFICATIONS

##### Spécifications internationales

- AFNOR NF E 48-803 HM
- ISO 6743/4 HM
- DIN 51524 P2 HLP
- CINCINNATI MILACRON P68, P69, P70
- DENISON HF0, HF1, HF2, (T6H20C)
- VICKERS M-2950S, -I-288

##### Constructeurs

#### AVANTAGES

##### Longue durée de vie des organes

- Très bonnes propriétés anti-usure.
- Excellente stabilité thermique associée à une résistance à l'oxydation exceptionnelle.
- Excellentes propriétés anticorrosion, antirouille, antimousse (sans silicone).

##### Grande fiabilité

- Absence de rétention d'air et excellente désémulsion.
- Très bonne stabilité à l'hydrolyse associée avec une très bonne filtrabilité avec ou sans eau.
- Bas point d'écoulement.
- Parfaite neutrabilité vis-à-vis des joints.

CARACTERISTIQUES TYPES	METHODES	UNITES	AZOLLA ZS						
			10	22	32	46	68	100	150
Aspect (visuelle)	Interne	-	Liquide limpide						
Masse volumique à 15 °C	ISO 3675	kg/m <sup>3</sup>	846	866	875	880	884	888	892
Viscosité à 40 °C	ISO 3104	mm <sup>2</sup> /s	10	22,5	32,0	45,9	67,5	97,5	147
Viscosité à 100 °C	ISO 3104	mm <sup>2</sup> /s	2,6	4,4	5,4	6,8	8,7	11,2	14,5
Indice de Viscosité (VI)	ISO 2909	-	100	102	102	100	100	100	97
Point d'éclair Cleveland VO	ISO 2592	°C	170	221	227	232	242	254	268
Point d'écoulement	ISO 3016	°C	-33	-30	-27	-27	-21	-18	-18
Filtrabilité 0,8 µ sans eau	NF E 48-890	Indice (IF)			1	1,02	1,01		
Filtrabilité 0,8 µ avec eau	NFE 48-891	Indice (IF)			1,5	1,5	1,5		

Les valeurs des caractéristiques figurant dans ce tableau sont des valeurs typiques données à titre indicatif.

TOTAL LUBRIFIANTS  
Industrie & Spécialités  
8 octobre 2002  
(annule et remplace version du 14 Juin 2001)  
AZOLLA ZS

1/1

Ce lubrifiant utilisé selon nos recommandations et pour l'application pour laquelle il est prévu ne présente pas de risque particulier. Une fiche de données de sécurité conforme à la législation en vigueur dans la C.E. est disponible sur [www.quick-fds.com](http://www.quick-fds.com) et auprès de votre conseiller commercial.



# Annexe 7

---

## Fiche du couplemètre 1805K

**Honeywell**

## Model 1804-1807

### Enhanced Accuracy Rotary Torque Sensor



Model 7927 shunt cal reference box included with each purchase of 1800 Series.

#### DESCRIPTION

A line of enhanced accuracy rotary transformer torque sensors often ideal for test installations running long-term durability testing. Non-contact nature of the signal transfer virtually eliminates the need for maintenance. High overload protection with high signal output helps prevent potential damage to the sensor. Carrier frequency excitation provides increased signal/noise im-

munity. Extended speed range allows shaft rotation up to 27000 RPM. Capacity range from 100 in-lb to 100000 in-lb for shaft mounting configurations.

#### FEATURES

- 100 in-lb to 100000 in-lb capacities
- 0.05 % non-linearity and hysteresis
- Enhanced accuracy
- High overload protection with high signal output (sensitivity)
- Extended speed range, up to 27000 RPM
- Minimal maintenance due to "bearings only" contact
- Carrier frequency excitation provides increased signal/noise immunity

# Model 1804-1807

## PERFORMANCE SPECIFICATIONS

Characteristic	Measure
Torque range	100, 200, 500, 1K, 2K, 5K, 10K, 20K, 50K, 100K lb-in
Non-linearity	±0.05 % of rated output
Hysteresis	±0.05 % of rated output
Repeatability	±0.02 % of rated output
Output @ rated capacity	2 mV/V (nominal)

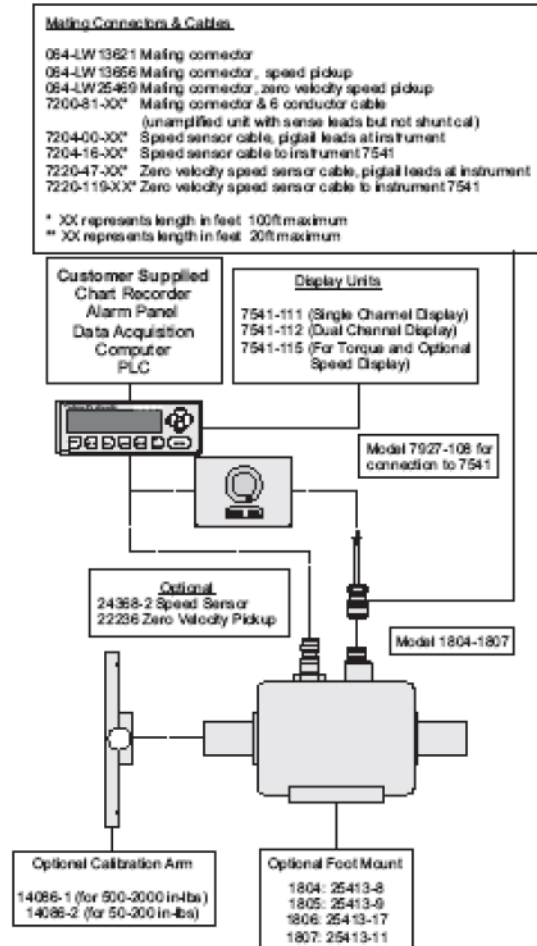
## ENVIRONMENTAL SPECIFICATIONS

Characteristic	Measure
Temperature, operating	-30 °C to 77 °C [-20 °F to 170 °F]
Temperature, compensated	21 °C to 77 °C [70 °F to 170 °F]
Temperature effect, zero	±0.001 %/of rated output °F
Temperature effect, output	±0.001 %/of reading °F

## ELECTRICAL SPECIFICATIONS

Characteristic	Measure
Excitation	3.29 KHz optimum @ 10 Vac RMS
Insulation resistance	> 5000 mOhm @ 50 Vdc
Number of bridges	1
Zero balance	±1.0 % of rated output

## TYPICAL SYSTEM DIAGRAM



## Enhanced Accuracy Rotary Torque Sensor

### MECHANICAL SPECIFICATIONS

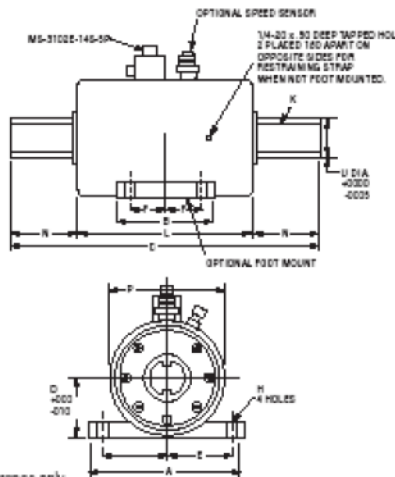
Model	Capacity lb-in	Capacity N-m	Max speed RPM*	Protected for overloads to Nm [lb-in]	Torsional stiffness lb-in/rad	Rotating inertia lb-in/sec <sup>2</sup>	Weight kg [lb]
1804-100	100	10	27000	30 [300]	13500	$2.59 \times 10^{-2}$	8.20 [18]
1804-200	200	20	27000	60 [600]	33000	$2.59 \times 10^{-2}$	8.20 [18]
1804-500	500	55	27000	165 [1500]	85000	$2.59 \times 10^{-2}$	8.20 [18]
1804-1K	1000	115	27000	340 [3000]	150000	$2.59 \times 10^{-2}$	8.20 [18]
1804-2K	2000	225	27000	340 [3000]	225000	$2.59 \times 10^{-2}$	8.20 [18]
1805-2K	2000	225	22000	675 [6000]	700000	$8.41 \times 10^{-2}$	13.20 [29]
1805-5K	5000	565	22000	1695 [15000]	950000	$8.41 \times 10^{-2}$	13.20 [29]
1805-10K	10000	1130	22000	2260 [20000]	1000000	$8.41 \times 10^{-2}$	13.20 [29]
1806-20K	20000	2250	12000	3390 [30000]	$3.27 \times 10^4$	$3.84 \times 10^{-2}$	[55.90]
1807-50K	50000	5650	10000	16950 [150000]	$11.71 \times 10^4$	0.14	[85.20]
1807-100K	100000	11300	10000	16950 [150000]	$18.86 \times 10^4$	0.15	[85.20]

Consult factor for higher speed ratings when used with air/oil mist bearings.

### MOUNTING DIMENSIONS

Model	C cm [in]	L cm [in]	N cm [in]	P cm [in]	U cm [in]	K cm [in]	A cm [in]	B cm [in]	D cm [in]	E cm [in]	F cm [in]	H cm [in]
1804	25.40 [10]	14.76 [6]	5.32 [2]	10.16 [4]	2.54 [1.00]*	0.64 [0.25 sq]*	12.07 [4.75]	8.89 [3.50]	5.40 [2.13]	5.08 [2]	3.49 [1.38]	0.71 [0.28]
1805	32.39 [12.75]	18.42 [7.25]	6.99 [2.75]	11.99 [4.75]	3.81 [1.50]	0.95 [0.38 sq.]	16.51 [6.25]	10.16 [4]	6.35 [2.50]	6.67 [2.63]	3.81 [1.50]	1.03 [0.41]
1806	40.01 [15.75]	20.96 [8.25]	9.53 [3.75]	13.97 [5.50]	5.72 [2.25]	1.27 [0.50 sq.]	18.42 [7]	13.34 [5.25]	7.62 [3]	7.62 [3]	5.08 [2]	1.35 [0.53]
1807	48.26 [19]	22.23 [8.75]	13.02 [5.125]	16.51 [6.50]	7.62 [3.00]	1.91 [0.75 sq.]	24.59 [9.50]	13.97 [5.50]	9.89 [3.50]	8.89 [3.50]	5.08 [2]	1.35 [0.53]

\* 100, 200 lb-in units: K=3/16 in sq., U=3/4 in



For reference only



## Reduction of friction torque in vane pump by smoothing cam ring surface

Y Inaguma<sup>1</sup>\* and A Hibi<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Engineering Department, JTEKT Corporation, Okazaki, Japan

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, Toyohashi University of Technology, Toyohashi, Japan

*The manuscript was received on 1 November 2005 and was accepted after revision for publication on 4 December 2006.*

DOI: 10.1243/0954406JMES225

**Abstract:** This work deals with the influence of surface roughness of cam contours on friction torque in a hydraulic balanced vane pump and it is verified that smoothing the surface of the cam contour can reduce friction torque. In the vane pump, the friction torque arising from the friction between a cam contour and vane tips is significant.

In this article, first, the values of the coefficient of friction between the vane tip and its sliding surfaces were measured by using cylindrical test rings with various kinds of surface roughness. Then the torque characteristics of vane pumps having cam ring contours with various values of surface roughness were measured and their results compared with the results of an analysis of the coefficient of friction investigated using test rings. As a result, the friction torque caused by the friction between the cam contour and the vane tip was reduced by lessening the surface roughness of the cam contour, resulting in an improvement of the mechanical efficiency. The coefficient of friction measured by using the test rings could be applied to the actual vane pumps.

**Keywords:** hydraulic power system, balanced vane pump, mechanical efficiency, friction torque, coefficient of friction, surface roughness

### 1 INTRODUCTION

A balanced vane pump is now widely used in many hydraulic power systems because it is compact, lightweight, and inexpensive, and especially suitable for a hydraulic power source in a power steering system of a vehicle, in which low pressure pulsation and low noise are required. When designing a hydraulic pump including the vane pump, the mechanical efficiency as well as the volumetric efficiency constitutes a key factor in evaluating pump performance. Friction torque characteristics of various pumps and motors have been already studied and mathematical models proposed [1–5]. In those studies, however, the components of the friction torques in the vane pump have

not been classified and the proportion of each friction torque has not been quantitatively clarified.

In the balanced vane pump, the friction torque caused by the friction between the cam contour and vane tip occupies a large part of the pump friction torque because the vanes are pushed to the cam contour by the delivery pressure. Although a step-vane pump [6] and an intra-vane pump, both of which have special mechanisms to decrease the vane pushing force, have been developed, these are not suitable for the power steering pump of vehicles because of the increase in cost due to complexity in vane-manufacturing.

The authors revealed theoretically and experimentally that the mechanical efficiency of the vane pump at high pressure conditions is greatly affected by the friction torque between the cam contour and vane tip, and thus depends not only on the parameter defined as the ratio of the cam lift to the vane thickness but also on the coefficient of friction between the cam contour and vane tip [7].

In this study, for the vane pump with ordinary vanes, reduction in the coefficient of friction

---

\*Corresponding author: Engineering Department, JTEKT Corporation, Oil Pump Engineering Office, 1-18 Miyama, Shinpukujicho, Okazaki-shi, Aichi 444-2106, Japan. email: yoshiharu\_inaguma@jtekt.co.jp

and improvement in mechanical efficiency were attempted by smoothing the cam ring surface, i.e. by lessening the surface roughness of the cam contour, the sliding surface of the vanes. The former part of this work describes the fundamental test results of the relationships between the coefficient of friction and the surface roughness, which were obtained by using test rings with constant inner radius. The latter part of this work describes the friction torque characteristics and the mechanical efficiencies of actual vane pumps, which were measured by using cam rings with various kinds of surface roughness. The influence of the surface roughness of the cam contour on the mechanical efficiency would be examined.

## 2 MEASUREMENT OF COEFFICIENT OF FRICTION ON VANE TIP BY USING TEST RINGS

### 2.1 Experimental apparatus

The coefficient of friction between the cam contour and vane tip was measured by using test rings without cam lift. Figure 1 shows a schematic diagram of the experimental apparatus and hydraulic circuit for measuring the coefficient of friction. The test apparatus is originally an actual pump and the test ring is equipped instead of the cam ring and the special side plates without ports connected with pump delivery are also equipped. To investigate the influence of the surface roughness, test rings with various kinds of surface roughness were used in this work.

The hydraulic circuit for testing is also shown in Fig. 1. Oil delivered from a feed pump was regulated by a relief valve and fed to the vane back pressure groove of the side plate in the test apparatus. The vanes in the test apparatus were lifted to touch their tips to the inner surface of the test ring by the regulated pressure  $p_1$ . The experiment was performed under the condition that the tip side of the vane was filled with oil of pressure  $p_2$ , which was almost equal to the atmospheric pressure. The shaft of the rotor in the test apparatus was driven by an electric motor via a torque meter. Because the test ring has no cam lift, the apparatus does not work as a pump to deliver

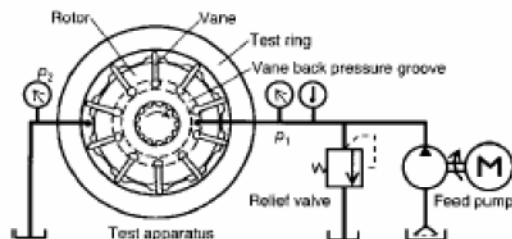


Fig. 1 Experimental apparatus and hydraulic circuit

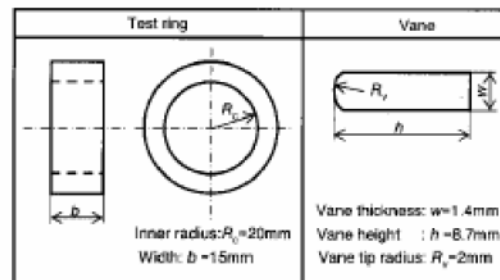


Fig. 2 Dimensions of test ring and vane

oil. Namely, the ideal torque  $T_{th}(=V_m \Delta p / 2\pi)$  is zero because the pump displacement  $V_m$  is zero. Therefore, the measured torque of this apparatus is equal to the total friction torque of the shaft, rotor, and vanes.

Figure 2 shows the specifications of the test parts. The rotor and the vanes used in this test were the ones used in mass production of vane pumps. The vanes were made of high-speed tool steel and finished by barrel polishing. The roughness of the vane tip was about  $0.3 \mu\text{m Rz}$ . The inner radius of the test ring  $R_c$  was the same as the small radius of cam ring  $R_1$ . Figure 3 shows five examples of the measured data on the roughness of the inner surface of the test ring. The measuring direction of the surface roughness made a right angle with the sliding direction of vanes. As shown in Fig. 3, the inner surface was finished by normal grinding for No. 1 test ring, by fine grinding for Nos. 2 and 3, by ultra-fine grinding for No. 4, and by lapping after grinding for No. 5, and the surface roughness becomes finer following figures in numeric order. The material of test rings from Nos. 1–4 was carburized and quenched ferro-sintered alloy, the same material as that of the actual cam ring, and that of No. 5 was quenched tool steel. The inner surfaces of the test rings were finished by grinding or lapping to roughness of  $0.1\text{--}1.5 \mu\text{m Rz}$  individually. For measuring the coefficient of friction, other test rings were also used besides the test rings shown in Fig. 3.

The hydraulic fluid used was commercial mineral oil and its density  $\rho$  and viscosity  $\mu$  at  $40^\circ\text{C}$  are  $855 \text{ kg/m}^3$  and  $0.0293 \text{ Pa s}$ , respectively.

### 2.2 Experimental results of coefficient of friction

Figure 4 shows friction torque  $\Delta T$  against the pressure difference between the bottom and tip of the vane  $\Delta p (= p_1 - p_2)$  for No. 1 test ring. In Fig. 4,  $\Delta T$  increases linearly with an increase in  $\Delta p$  and the slope of  $\Delta p - \Delta T$  line is smaller with an increase in the rotational speed of the rotor  $N$ . In this case, (a) the friction torque due to the viscous friction between the rotor and side plates, (b) the friction torque caused by the

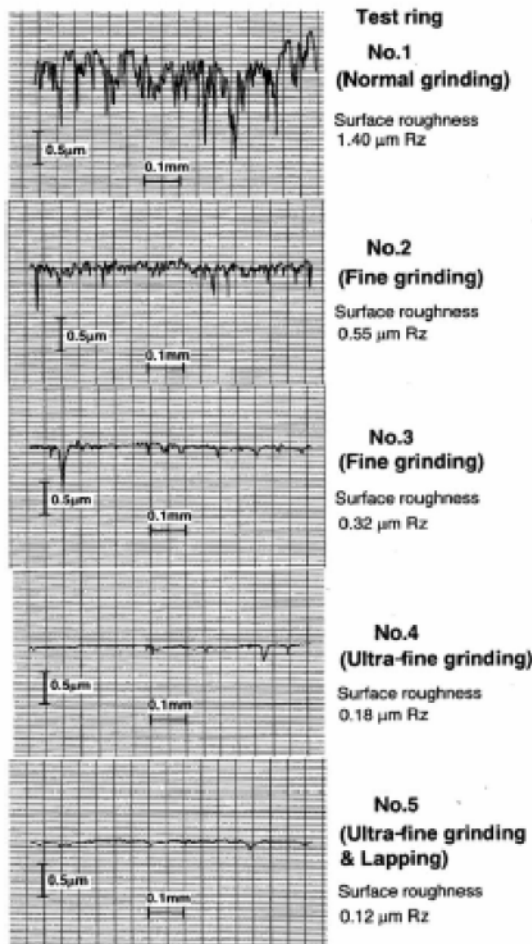


Fig. 3 Surface roughness of test rings

friction between the pump shaft and oil seal, (c) the friction torque at the bush bearing, and (d) the friction torque of vane, namely, the friction torque caused by the friction between the cam contour and vane tip are included in  $\Delta T$ .

In the above friction torque components, only the friction torque of the vane increases with an increase in  $\Delta p$ , because the pushing force of the vane is proportional to  $\Delta p$ . Therefore, the values of  $\Delta T$  at  $\Delta p = 0$ , namely,  $Y$ -intercept  $T_0$  in Fig. 4 can be considered to be the sum of the friction torques except the friction torque of the vane.

The friction torque of the vane  $T_n$  can be calculated by subtracting  $T_0$  from  $\Delta T$  as shown in Fig. 4. Then, the coefficient of friction at the vane tip  $\lambda$  is calculated from  $T_n$  by the following equation

$$\lambda = \frac{T_n}{(z b w R_c \Delta p)} \quad (1)$$

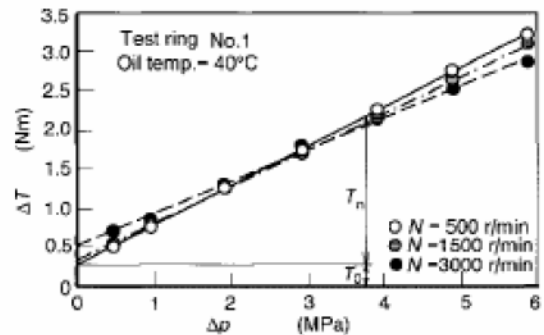


Fig. 4 Relationships between  $\Delta p$  and  $\Delta T$

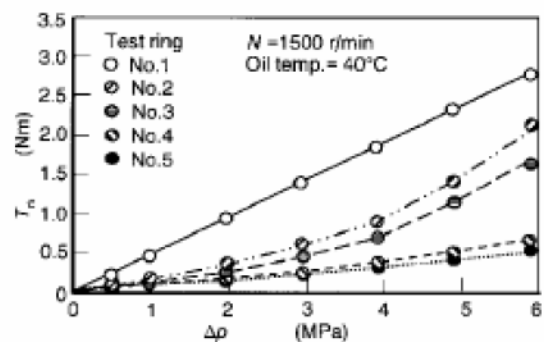


Fig. 5 Relationships between  $\Delta p$  and  $T_n$

where  $z$  is the vane number,  $b$  is the rotor width,  $w$  is the vane thickness, and  $R_c$  is the inner radius of the test ring.

Figure 5 shows the relationships between  $\Delta p$  and  $T_n$  for five test rings from No. 1 to 5. As seen from Fig. 5,  $T_n$  decreases with a decrease in the value of the inner surface roughness of test ring. The change of  $T_n$  against  $\Delta p$  is not linear clearly for the test ring Nos. 2 and 3, which have a surface roughness of 0.3–0.6  $\mu\text{m Rz}$ , and the increasing rate of  $T_n$  against  $\Delta p$  becomes higher at high  $\Delta p$  regions. For Nos. 4 and 5 test rings, this tendency is slight. This fact means that the coefficient of friction is not constant to  $\Delta p$  for these test rings.

Figure 6 shows the values of  $\lambda$  measured at  $\Delta p = 5.88$  MPa. This figure shows that  $\lambda$  depends greatly on the surface roughness and tends to decrease slightly with an increase in  $N$ . Although  $\lambda$  is 0.10–0.12 in the case of No. 1 test ring, ground by normal grinding with the surface roughness of 1.4  $\mu\text{m Rz}$ ,  $\lambda$  decreases clearly with a decrease in the surface roughness. When the surface roughness is  $< 0.2$   $\mu\text{m Rz}$ ,  $\lambda$  becomes less than one-third compared with that of No. 1 test ring.

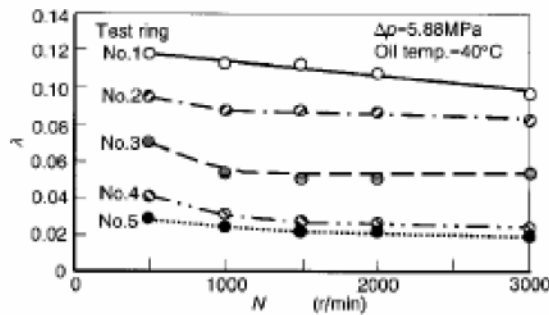


Fig. 6 Relationships between  $N$  and  $\lambda$

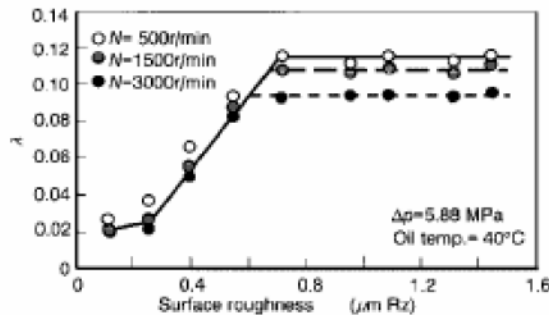


Fig. 7 Relationships between surface roughness and  $\lambda$

Figure 7 shows the relationships between the surface roughness and  $\lambda$  for three rotational speeds  $N$ , which was arranged from the results of the test rings shown in Fig. 3 and other test rings. As seen from Fig. 7,  $\lambda$  increases with an increase in the value of the surface roughness and  $\lambda$  becomes constant independently of the surface roughness in the region of  $>0.7 \mu\text{m Rz}$ . The constant values of  $\lambda$  are different for  $N$  and the value is lower with an increase in  $N$ . When the surface

roughness becomes  $<0.3 \mu\text{m Rz}$ , the reduction of  $\lambda$  becomes slight.

The reason for the phenomena shown in Fig. 7 is explained in Fig. 8, which illustrates the conditions for the lubrication between a ring surface and a vane tip. Although the radius of roundness at the vane tip is much smaller than the inner radius of the test ring, it is well known from the elastohydrodynamic lubrication theory that a thin oil film can be formed between the cam contour and the vane tip. The vane is lifted up from the ring surface due to the formation of the oil film by the sliding of the vane. The lifting height of the vane tip from the ring surface,  $h_t$ , depends strongly on the sliding speed of the vane as well as the force loaded on the vane and the viscosity of oil.

With lifting of the vane by  $h_t$  due to the oil film, the vane is perfectly floated without metal-to-metal contact between the vane tip and the ring surface when the surface roughness of the ring is extremely fine, as shown in Fig. 8(a). In the experiments of this work, it seems that most of the vane force is supported by the oil film in the case of ring surface roughness of  $<0.3 \mu\text{m Rz}$ . In this situation, the coefficient of friction becomes extremely low.

When some of the surface peaks become larger than  $h_t$ , the lifting height of the vane due to the oil film, a part of the vane tip is in contact with the inner surface of the test ring, as shown in Fig. 8(b). Then, the coefficient of friction becomes larger because of partial metal-to-metal contact. The coefficient of friction increases due to the increase in the metal-to-metal contact area with an increase in the value of the ring surface roughness.

When the roughness of most surface peaks become much larger than  $h_t$ , as shown in Fig. 8(c), the oil film could not support the vane. In this condition, the coefficient of friction becomes high and it remains constant in boundary lubrication despite further increase in the surface roughness.

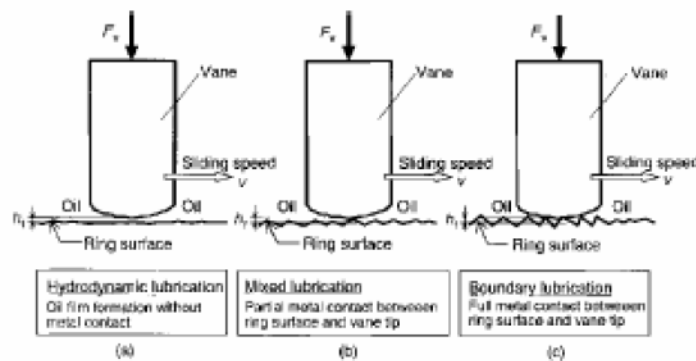


Fig. 8 Conditions of lubrication between ring surface and vane tip

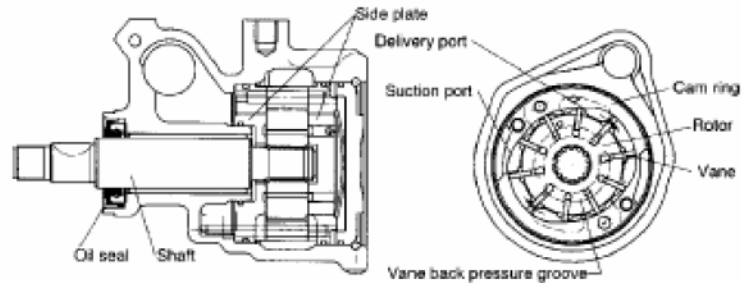


Fig. 9 Cross-sectional view of the vane pump

### 3 EXPERIMENT IN ACTUAL VANE PUMPS

#### 3.1 Construction of vane pump tested

Figure 9 shows a cross-sectional view of a balanced vane pump, composed of a cam ring with an elliptic inner bore, a rotor with a series of radially disposed vanes, and two side plates located on both sides of the rotor. The rotor is driven by a shaft through a very loose-fitting spline, and the rotor and the vanes rotate between two side plates with running clearance.

The balanced vane pump has a double displacement process, with two cycles of suction/discharge per revolution. The pump is so designed that both suction and delivery ports in the pump are diametrically opposed, providing a complete balance of all internal radial forces. In this pump, the side plates have vane back pressure grooves at the sides facing the rotor to introduce delivery pressure at the bottom of the rotor vane slot. During the pump operation, the vanes are always pushed from the bottom by delivery pressure and rotate on the cam contour with the loads imposed by the vane tip. The dimensions of the test pump are given in Table 1.

The details of the test cam rings are as follows: they were made of ferro-sintered alloy and the inner surfaces of the cam ring were ground with various values of surface roughness. In this study, 19 cam rings with difference in the surface roughness of the cam contour were prepared and tested. Figure 10 shows two examples of the surface roughness on the cam contour of the test cam rings. The upper one in Fig. 10 was

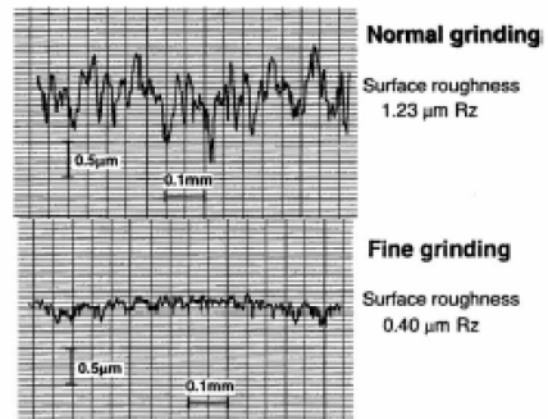


Fig. 10 Surface roughness of test cam rings

finished by normal grinding and its surface roughness was  $1.23 \mu\text{m Rz}$ . In contrast, the lower one in Fig. 10 was finished by fine grinding and its surface roughness was  $0.40 \mu\text{m Rz}$ .

Although the delivery pressure  $p_d$  acts constantly on the entire vane bottom, the area acting  $p_d$  on the vane tip changes according to the rotational position of the vane. It is defined that the rotational angle of the vane  $\theta$  is zero at the middle point of the small radius part of the cam contour,  $\theta_1$  is the starting angle of the suction,  $\theta_2$  is the finishing angle of the suction,  $\theta_3$  is the starting angle of the delivery, and  $\theta_4$  is the finishing angle of the delivery.

Figure 11 illustrates the pressure acting on the bottom and tip of the vane and the vane force  $F_v$  caused by the pressure difference in the small radius part ( $0 < \theta < \theta_1$ ), suction part ( $\theta_1 < \theta < \theta_2$ ), large radius part ( $\theta_2 < \theta < \theta_3$ ), and delivery part ( $\theta_3 < \theta < \theta_4$ ). The delivery pressure  $p_d$  acts constantly on the vane bottom and  $p_d$  as much as half the thickness of the vane acts on the vane tip at the small and large radius parts. Further, at the suction part, the suction pressure

Table 1 Dimensions of test pump

Cam ring small radius $R_1$ (mm)	20.0
Cam ring large radius $R_2$ (mm)	23.0
Cam lift $R_2 - R_1$ (mm)	3.0
Rotor radius $R_r$ (mm)	19.5
Rotor width $b$ (mm)	15.0
Vane thickness $w$ (mm)	1.4
Vane tip radius $R_v$ (mm)	2.0
Pump displacement $V_{th}$ ( $\text{cm}^3/\text{r}$ )	10.8

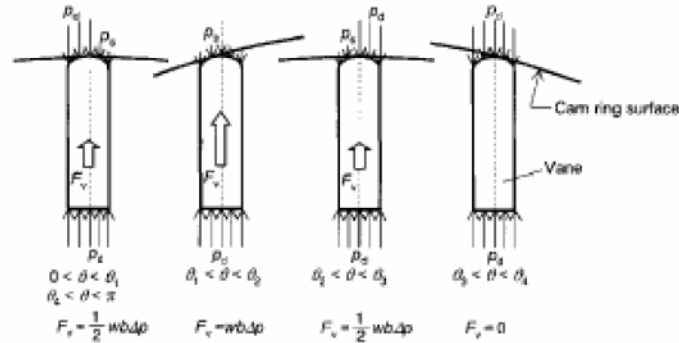


Fig. 11 Vane force at each part

$p_s$  acts on the entire vane tip. On the other side, at the delivery part,  $p_d$  acts also on the entire vane tip, resulting in  $F_v = 0$ .

With the change of  $F_v$  taking place instantly at the starting point of each process, the changing pattern of  $F_v$  during one displacement process from  $\theta = 0$  to  $\pi$  is illustrated in Fig. 12. In the case of this test pump, because the angle of suction part,  $\theta_2 - \theta_1$ , is equal to that of the delivery part,  $\theta_4 - \theta_3$ , the average of  $F_v$  becomes  $wb\Delta p/2$ . Considering that the number of vanes is  $z$  and assuming that the average cam radius is  $(R_2 + R_1)/2$ , the friction torque of the vane  $T_n$  can be obtained by the following equation [7]

$$T_n = \frac{1}{4} z \lambda w b (R_2 + R_1) \Delta p \quad (2)$$

where  $\lambda$  is the coefficient of friction between the cam contour and vane tip.

In equation (2),  $T_n$  is directly proportional to  $\Delta p$ . Defining that the slope of  $T_n$  against  $\Delta p$  is  $\alpha$ ,  $\alpha$  can be expressed by the following equation

$$\alpha = \frac{1}{4} z \lambda w b (R_2 + R_1) \quad (3)$$

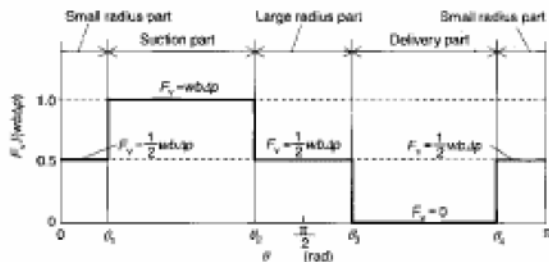
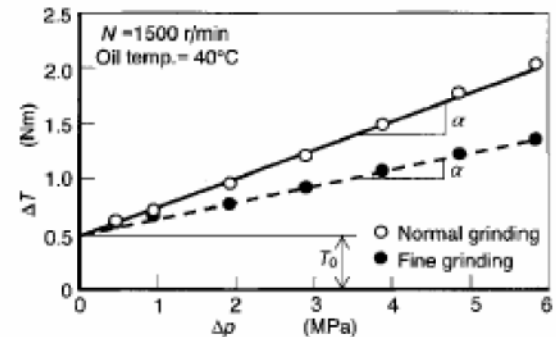


Fig. 12 Vane force during one displacement process

### 3.2 Experimental results in actual vane pumps

Figure 13 shows the comparison of the friction torque  $\Delta T$  between two pumps having cam rings with the surface roughness shown in Fig. 10. Then,  $\Delta T$  was calculated by subtracting the ideal torque  $T_{in}$  from the pump driving torque  $T$ . Figure 13 shows the relationships between  $\Delta p$  and  $\Delta T$  at  $N = 1500$  r/min and oil temperature of  $40^\circ\text{C}$ . Comparing the pump having the cam contour finished by normal grinding with the pump having the cam contour finished by fine grinding  $\alpha$ , the slope, of  $\Delta p - \Delta T$  line is much smaller despite identical  $T_0$ . Y-intercept of  $\Delta p - \Delta T$  line, i.e. the friction torque of the vane for the cam contour with surface roughness of  $0.40 \mu\text{m Rz}$  is about half as large as that for the cam contour with  $1.23 \mu\text{m Rz}$ . The friction torque of the vane in the actual vane pump increases linearly with an increase in  $\Delta p$ . Also,  $\Delta p - \Delta T$  characteristics at other pump speeds were similar to the properties shown in Fig. 13.

Figure 14 shows the comparison of the mechanical efficiencies  $\eta_m$  between two pumps having the  $\Delta p - \Delta T$  characteristics shown in Fig. 13. In this

Fig. 13 Comparison of  $\Delta T$  between pumps with different surface roughness of cam ring

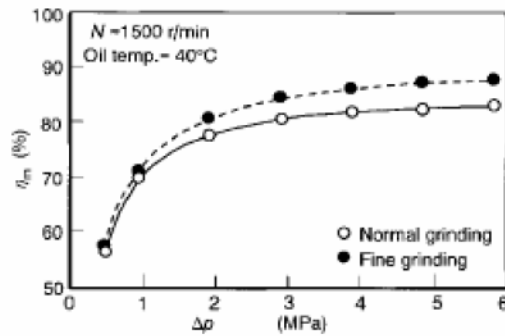


Fig. 14 Comparison of  $\eta_m$  between pumps with different surface roughness of cam ring

figure,  $\eta_m$  is shown in percentage. Decreasing a half of the friction torque of the vane increases  $\eta_m$  by about 5 per cent at the same operating condition.

To verify this effect, the friction torque of the vane and the mechanical efficiency in the vane pumps were investigated in detail by using cam rings with

variations in the surface roughness. The cam contours were normally or finely ground, and the values of their surface roughness were in the region of  $0.3\text{--}2.0\ \mu\text{m Rz}$ . Because the friction torque  $\Delta T$  increases linearly with an increase in  $\Delta p$  for each vane pump, the evaluation for  $\alpha$  is reasonable to demonstrate the influence of the surface roughness on the friction torque of the vane.

Figure 15 shows the relationships between the surface roughness of the cam contour and  $\alpha$  at  $N = 1500$  and  $3000\ \text{r/min}$ , which were obtained by using the cam rings with various kinds of surface roughness. In this region of the surface roughness, however, the value of  $\alpha$  at  $N = 3000\ \text{r/min}$  is slightly lower than that at  $N = 1500\ \text{r/min}$ , corresponding to the result of  $\lambda$  shown in Fig. 7. In Figs 15(a) and (b), the solid line indicates values of  $\alpha$  calculated by using equation (3) with the coefficient of friction  $\lambda$  measured by using the test rings without cam lift. As seen from Fig. 15, the friction torque of the vane for the actual vane pumps can be substantially projected by the coefficient of friction measured by using the test ring. In the case of the actual vane pump also, when the surface roughness of the cam contour reduces to  $0.4\ \mu\text{m Rz}$  obtained by fine grinding from  $1.0\ \mu\text{m Rz}$  by normal

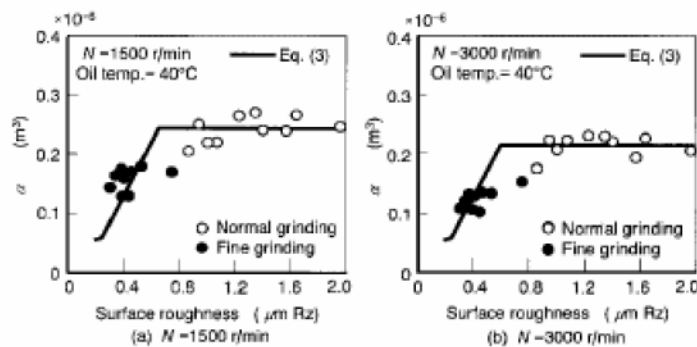


Fig. 15 Influence of surface roughness on  $\alpha$

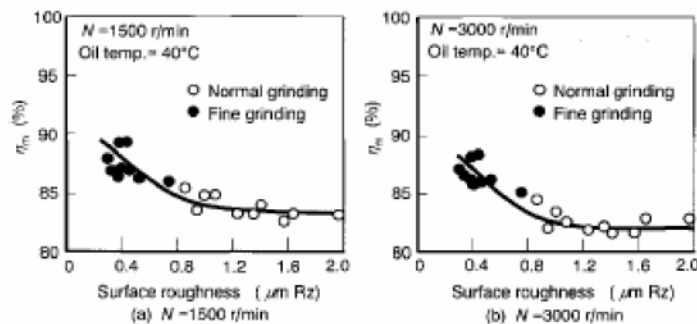


Fig. 16 Influence of surface roughness on  $\eta_m$



grinding, the friction torque of the vane reduces to about half. Also, the friction torque of the vane of the actual vane pumps as well as that of the test rings, is constant independently of the surface roughness to the extent of greater than about  $1.0 \mu\text{m Rz}$ .

Figure 16 shows the mechanical efficiencies  $\eta_m$  ( $=T_{th}/T$ ) of the test pumps, which produced the data shown in Fig. 15. In Fig. 16,  $\eta_m$  is also shown in percentage. Figure 16 verifies that  $\eta_m$  is constant at a surface roughness of  $>1.0 \mu\text{m Rz}$  and  $\eta_m$  increases gradually as the surface roughness of the cam contour becomes smaller to the extent of  $<0.8 \mu\text{m Rz}$ . Finally,  $\eta_m$  becomes nearly 90 per cent with an improvement of 5 per cent when the surface roughness of the cam contour decreases from 1.0 to  $0.4 \mu\text{m Rz}$ .

#### 4 CONCLUSIONS

In this study, the influence of the surface roughness of a vane's sliding surface on the coefficient of friction at vane tip was measured by using test rings without cam lift, and the effects of the fine surface roughness of the cam contour on the friction torque of the vane and the mechanical efficiency in the actual vane pump were investigated. As a result, the following conclusions were obtained.

Although the coefficient of friction between the ring surface and vane tip was 0.1–0.12 in the case of the surface roughness of  $>0.8 \mu\text{m Rz}$ , it decreased with a decrease in the surface roughness. With the surface roughness of  $<0.3 \mu\text{m Rz}$ , the coefficient of friction could reduce nearly to 0.02. It could be considered that this effect was derived from the increase of the vane force support by the oil film with a lessening of the surface roughness.

In the actual vane pump also, the friction torque of the vane decreased with a decrease in the surface roughness of the cam contour to the extent of  $<0.8 \mu\text{m Rz}$ . This study verified that the friction torque of the vane reduced to about half and the mechanical efficiency of the vane pump becomes nearly 90 per cent with an improvement of 5 per cent when the surface roughness of the cam contour decreased to  $0.4 \mu\text{m Rz}$ .

It was revealed that the values of the coefficient of friction at vane tip measured with the test rings could be applied to the actual vane pump.

#### REFERENCES

- 1 Wilson, W. E. Rotary-pump theory. *Trans. ASME*, 1946, 68(4), 371–384.
- 2 Wilson, W. E. Performance criteria for positive-displacement pumps and fluid motors. *Trans. ASME*, 1949, 71(2), 115–120.
- 3 Schlösser, W. M. J. Ein mathematisches Modell für Verdrängerpumpen und-motoren. *Oelhydraul. Pneum.*, 1961, 5(4), 122–129.
- 4 Hibi, A. and Ichikawa, T. Mathematical model of the torque characteristics for hydraulic motors. *Bull. JSME*, 1977, 20(143), 616–621.
- 5 Inaguma, Y., Watanabe, K., Kato, H., and Hibi, A. Energy-saving and reduction of oil temperature rising in hydraulic power steering system. SAE paper 1999-01-0392, 1999.
- 6 Mortenson, R. C. Vane pumps for the mobile and industrial market. In Proceedings of 18th National Conference on *Industrial hydraulics*, 1962, pp. 148–153.
- 7 Inaguma, Y. and Hibi, A. Vane pump theory for mechanical efficiency. *Proc. IMechE, Part C: J. Mechanical Engineering Science*, 2005, 219, 1269–1278.

#### APPENDIX

##### Notation

$b$	width of cam ring, rotor and vane (mm)
$F_v$	pushing force of the vane (N)
$N$	pump speed (r/min)
$p_d$	delivery pressure (MPa)
$p_s$	suction pressure (MPa)
$R_c$	inner radius of test ring (mm)
$R_1$	small radius of cam ring (mm)
$R_2$	large radius of cam ring (mm)
$T$	driving torque of the pump (Nm)
$T_o$	friction torque independent of $\Delta p$ (Nm)
$T_n$	friction torque of vanes (Nm)
$T_{th}$	ideal torque of the pump ( $=\Delta p V_{th}/(2\pi)$ ) (Nm)
$V_{th}$	pump displacement ( $\text{cm}^3/\text{r}$ )
$w$	vane thickness (mm)
$z$	number of vanes
$\Delta p$	pressure difference ( $=p_d - p_s$ ) (MPa)
$\Delta T$	total friction torque ( $=T - T_{th}$ ) (Nm)
$\eta_m$	mechanical efficiency ( $=T_{th}/T$ )
$\lambda$	coefficient of friction
$\theta$	rotational angle of the vane (rad)

## Pompes et moteurs

# Quelle place pour le rendement ?

Conjoncture oblige : en matière de pompes et moteurs, c'est actuellement le couple prix/décali qui domine. La demande se fait pressante et c'est souvent le moins-disant qui l'emporte, surtout s'il peut livrer ses produits dans un délai raisonnable. Il n'empêche, la question du rendement des matériels n'est jamais bien loin dans les préoccupations des clients. Surtout si on l'englobe dans la problématique plus large de la baisse des consommations énergétiques et du coût global de fonctionnement des systèmes. Electrique, hydraulique ou pneumatique, chaque fournisseur propose ses solutions pour le diminuer. Revue de détails.

Après les bonnes années que nous venons de connaître en termes d'investissements et de nouveaux projets, rien d'étonnant que les fournisseurs de composants et systèmes de transmission de puissance soient principalement confrontés à deux grandes demandes prioritaires de la part de leurs clients : livrer le plus vite possible le produit désiré et cela, au prix le plus compétitif ! « C'est le délai qui prédomine actuellement », note

ainsi Stéphane Bouché, le responsable de l'activité hydraulique chez Bondioli & Pavesi France remarque que l'activité de l'usine de pompes à pistons et à engrenages du groupe italien s'est accrue de 30% l'année dernière et met notamment en avant les investissements qui y ont été consacrés afin de lui permettre notamment de livrer le plus rapidement possible ses clients du secteur mobile qui ne supportent aucune attente !

« Le délai de livraison arrive en tête des préoccupations des clients », remarque également Pierre Audinet chez Bosch Rexroth. Et Gilles Lemaire, responsable Prospective chez Poclain Hydraulics, précise que « la triptyque coût/qualité/décali reste parmi les préoccupations principales des clients sur le marché des pompes et moteurs. Le décali



Equippées de soupapes à l'aspiration et au refoulement, les pompes à clapets d'Olgeaor Torstar permettent une forte augmentation du rendement.



Le moteur SCM de Sunfab Hydraulique est équipé d'un capteur de vitesse : un atout précieux quand on a besoin de vitesse constante.

« Le triptyque coût/qualité/décali reste parmi les préoccupations principales des clients »

est d'ailleurs actuellement primordial dans un contexte de forte demande et de saturation des principaux hydrauliciens mondiaux. Même constatation chez Sunfab Hydraulique. Hervé Marcouly, directeur commercial de la filiale française, affirme que « c'est plutôt la disponibilité des produits qui constitue le problème numéro un à l'heure actuelle » ! Et Bernard Bréard (Voith Turbo) enfonce le clou : « Le rendement est important, mais ce n'est pas la priorité. Les



JTEKT HPI a développé la solution d'accroissement HMC constituée de capteurs reliés à une carte électronique qui transmet des informations au moteur hydraulique, permettant ainsi de réguler très précisément les besoins de retournement du moteur.

prix et les délais arrivent en premier : on raisonne encore beaucoup à l'instant T... Car la concurrence est rude, non seulement en Europe, mais également du fait de l'irruption de produits en provenance de pays plus

lointains. Eric Pasian, directeur commercial de Salami France, filiale du fabricant italien de pompes à engrenages, constate « la pression exercée sur les prix par les produits venant des pays d'Europe de l'Est ou d'Asie »,

« La concurrence est rude, non seulement en Europe, mais également du fait de l'irruption de produits en provenance de pays plus lointains »

principalement la Chine pour ne pas la citer... Une tendance similaire est également constatée dans l'électrique. Une société comme Nord Réducteurs, par exemple, qui livre des moto-réducteurs à des fabricants de pompes volumétriques, remarque, par la voix de son directeur général, Jean-Claude Reverdell, que « la demande se focalise sur

Salami garantit un jeu de 7 à 9/100<sup>ème</sup> de mm entre le peller et le corps et entre le bout de l'engrenage et le corps. Les zones où s'exercent les pressions sont dimensionnées au plus juste, permettant de garantir le rendement.



le prix – dans la mesure où le prix du moto-réducteur est important dans le coût de revient d'une pompe – et le délai, c'est-à-dire la disponibilité et le service. L'aspect économies d'énergie n'est pas encore rentré dans les mesures, notamment du fait que les puissances moteurs ne sont pas énormes sur les pompes volumétriques ».

#### UNE NOTION INTÉGRÉE DES LA CONCEPTION

Alors, face à cette quasi-unanimité, faut-il pour autant baisser les bras, reléguer la technique au second plan et ne consacrer ses efforts qu'à répondre à des demandes immédiates qui paraissent ne prendre en compte que l'instant présent, négligeant par la même toute vision à long terme ? La réponse semble beau-

coup plus nuancée si on s'efforce de chercher un peu plus loin, en tout cas au-delà d'apparences qui pourraient se révéler fort trompeuses. En fait, précise Stéphane Bouché (Bondioli & Pavesi), « si le rendement n'est pratiquement pas évoqué, c'est parce que cette notion est intégrée dans le produit dès sa conception. Le client demande telle vitesse de rotation et tel couple, et part du principe que le rendement du produit en découle ».

Réaction similaire chez Oilgear Towler. Sébastien Sasso, responsable commercial Composants, estime prioritaire de « répondre à un cahier des charges précisant généralement une pression de service, fonction de la charge à déplacer, et un débit qui correspond à la vitesse de déplacement du vérin



C'est l'ensemble du système qui est calculé de manière à réduire toutes les « pertes ». Il serait ridicule d'offrir des pompes et des moteurs séparément si on ne tenait pas compte des autres composants incorporés dans le circuit, estime-t-on chez Danfoss.

souhaitée ». D'autres critères tels que les régulations électroniques ou la résistance de la pompe à certains fluides agressifs (skydrol, à base d'eau ou bio-dégradables) arrivent dans un deuxième temps.

Outre ces qualités, les pompes à pistons proposées par Oilgear Towler offrent un rendement volumétrique élevé. Notamment ses pompes à clapets, équipées de soupapes à l'aspiration et au refoulement, qui permettent



Pour les applications mobiles en débit fixe, Parker propose une alternative au Load Sensing avec une pompe double débit au rendement volumétrique de 95%.

une forte augmentation de ce rendement.

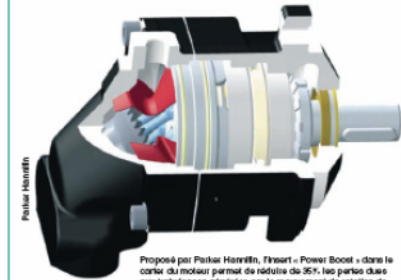
De fait, la qualité des produits proposée influence directement leur rendement. Salami met ainsi un point d'honneur à garantir la qualité des matières premières utilisées dans la fabrication de ses pompes ainsi que la précision de leur usinage. Pour une cylindrée moyenne, « Salami garantit un jeu de 7 à 8/100<sup>èmes</sup> de mm entre le palier et le corps et entre le bout de l'engrenage et le corps, affirme Eric Pasian. Les zones où s'exercent la pression sont dimensionnées au plus juste, permettant de garantir le rendement »...

« L'aspect rendement est bien sûr toujours présent, tempère lui aussi Pierre Audinet (Bosch Rexroth), même si c'est loin d'être un leitmotiv : les produits sont optimisés depuis de nombreuses années et le rendement est sous-entendu dans tout processus de choix ».

C'est également pour répondre aux demandes d'optimisation du rendement de ses produits que JTEKT HPI travaille en permanence. « Nous avons mis en place un process de fabrication

« La notion de rendement tend à reprendre toute son importance dès lors qu'elle est englobée dans le concept plus global d'économie d'énergie »

spécialisé qui garantit que tous nos produits sont assemblés avec des composants relevant de la mécanique de très haute précision », expliquant les responsables de l'entreprise. JTEKT HPI a notamment développé la solution d'aéro-refroidissement HMC (Hydrau-



Proposé par Parker Hannifin, l'insert « Power Boost » dans le carter du moteur permet de réduire de 35% les pertes dues aux turbulences générées par le mouvement de rotation de l'ensemble barillet/pistons/arbre.

lic Motor Control), constituée de capteurs reliés à une carte électronique qui transmet des informations au moteur hydraulique, permettant ainsi de réguler très précisément les besoins de refroidissement du moteur. Cette so-

lution est directement liée à l'optimisation du rendement du moteur thermique et donc à la diminution de la consommation d'énergie.

#### RENDEMENT ET ÉCONOMIE D'ÉNERGIE

Car on constate que cette notion de rendement tend à reprendre toute son importance dès lors qu'elle est englobée dans le concept plus global d'économie d'énergie.

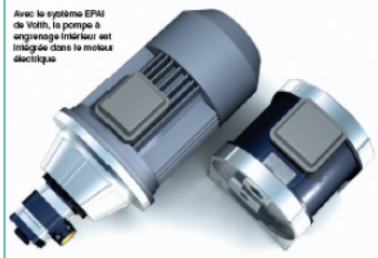
Ainsi, si le meilleur rendement des produits ne figure pas directement parmi les demandes qui reviennent le plus souvent de la part des clients, « la réduction de la consommation d'énergie des systèmes est une des principales préoccupations du moment », remarque Daniel Titeka, Sales, Marketing & Communication Manager chez Danfoss NV. Et cette réduction passe par une augmentation du rendement des principaux composants, tels que les pompes et les

moteurs ». En outre, estime-t-il, « c'est l'ensemble du système qui est calculé de manière à réduire toutes les « pertes ». Il serait ridicule d'offrir des pompes et des moteurs performants si on ne tenait



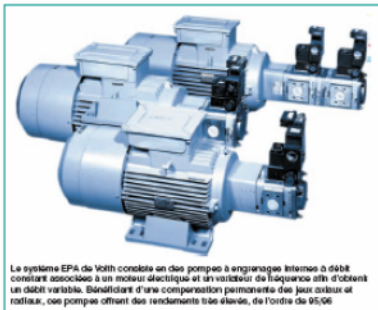
pas compte des autres composants incorporés dans le circuit ! »  
« Plus que de rendement, on parle de consommation réduite », renchérit Alexandre Moalic, chez Parker Hannifin France, qui préfère, lui aussi,

privilégier « une approche systèmes, au niveau industriel comme dans le mobile ». C'est ainsi que, pour les applications à très haute vitesse telles que l'entraînement de chaîne sur les têtes d'abat-



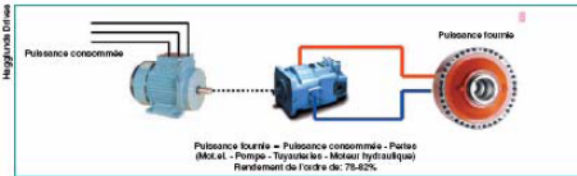
Avec le système EPA de Voith, la pompe à engrenage intérieur est intégrée dans le moteur électrique.

« Plus que de rendement, on parle de consommation réduite »



Le système EPA de Voith consiste en deux pompes à engrenages internes à débit constant associées à un moteur électrique et un variateur de fréquence afin d'obtenir un débit variable. Grâce à une conception permanente des jeux internes et radiaux, ces pompes offrent des rendements très élevés, de l'ordre de 95,06.

ajoute l'insert « Power Boost » dans le carter du moteur afin de réduire de 35% les pertes dues aux turbulences générées par le mouvement de rotation de l'ensemble barillet/pistons/arbre. Pour les applications mobiles en débit fixe, Parker propose une alternative au Load Sensing avec une pompe double débit au rendement volumétrique de 98%. « Ce rendement très élevé a pour



origine les pistons sphériques associés à l'étanchéité par segments qui équipent nos moteurs comme nos pompes », explique Alexandre Moalic.

Par ailleurs, l'utilisation d'une transmission hydraulique dans les systèmes de refroidissement des moteurs thermiques de véhicules (bus, engins TP, dépanneuses...) permet de faire fonctionner le moteur thermique à une vitesse moindre et donc de consommer moins d'énergie.

Autre exemple cité par le spécialiste de l'hydraulique mobile chez Parker Hannifin, l'utilisation du protocole Bus Can J1939 pour connecter les modules électroniques de commande de l'hydraulique avec le module de commande du moteur Diesel, permettant d'adapter en permanence la puissance du moteur thermique en fonction des besoins de la fonction hydraulique. Avec les économies qui en découlent...

#### SYSTEMES ÉVOLUÉS

« Le rendement prend une place plus importante quand on propose des systèmes plus évolués », constate aussi Bernard Bréard (Voith Turbo) qui remarque la forte demande de pompes associées à un convertisseur de fréquence. Principale raison : une baisse du coût de l'énergie. En faisant varier la vitesse, on obtient exactement le débit nécessaire au moment adéquat. Ce qui évite toute

« On peut également jouer sur la configuration des systèmes pour accroître leur rendement et optimiser la tuyauterie afin de diminuer les pertes de charge »

dépense inutile. En outre, en évitant que la pompe tourne trop vite, on économise également au niveau de son refroidissement.

Le système EPA de Voith consiste ainsi en des pompes à engrenages internes à débit constant associées à un moteur électrique et un variateur de fréquence afin d'obtenir un débit variable. Bénéficiant d'une compensation permanente des jeux



Siemens propose son moteur haut rendement EFF1 dont le rotor en cuivre présente une meilleure efficacité énergétique.

axiaux et radiaux, ces pompes offrent des rendements très élevés, de l'ordre de 95/96%, et trouvent de belles applications sur les presses à injecter le plastique par exemple - où elles remplacent les pompes à débit variable - les machines-outils à déformation de métal ou les domaines liés à l'environnement (économie d'énergie, baisse du niveau sonore).

Voith travaille également sur des pompes à engrenages internes en aluminium pour le mobile dans le but de réduire les coûts de fonctionnement.

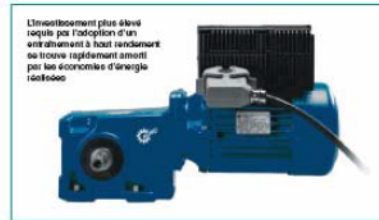
« On peut également jouer sur la configuration des systèmes pour accroître leur rendement, en augmentant le nombre de pompes par exemple : ce qui peut pousser leur prix mais on s'y retrouve à terme », affirme quant à lui Khalil Ghaleb. Le responsable de Hagglunds Drives en France met aussi en avant l'optimisation de la tuyauterie afin de diminuer les pertes de charge, notamment quand les centrales sont éloignées du moteur, parfois de plusieurs dizaines de mètres sur certaines applications comme les roues-pelles, par exemple. Autre solution : l'utilisation de moteurs électriques à haut rendement.

#### HAUT RENDEMENT

Configuration du système, haut rendement... Il est intéressant de remarquer que, dans un tout autre domaine, ces critères sont également relevés par Michel Metzger, responsable de l'activité Standard Drive de Siemens France, qui insiste sur une utilisation judicieuse de la variation de vitesse et les possibilités de « cascade » existantes dans un système de pompage. « Une bonne architecture de pompage doit permettre de faire fonctionner les pompes l'une

après l'autre. La mise en place de variateurs de vitesse sur toutes les pompes est alors inutile. Une fois la pression atteinte dans le circuit, on peut couper le variateur qui ne sera redémarré que lorsque la pression tendra à diminuer. Quant aux moteurs à haut rendement, « ils relèvent d'une autre problématique, constate Michel Metzger car, dans les entreprises, les décisions d'investissements sont souvent gérées séparément des budgets de fonctionnement ». Or, si le rendement peut augmenter grâce à l'amélioration de l'usinage d'une pompe ou à la qualité des roulements utilisés par exemple (ce sont les gains « mécaniques »), force est de constater que « les plus importants gains

de rendement proviennent de l'électrique ». Et, si les moteurs à haut rendement (EFF1, selon la classification européenne) utilisent davantage de matières et reviennent donc plus chers à la fabrication que les moteurs EFF2 - qui représentent encore la majorité du marché - les économies de fonctionnement qu'ils permettent s'avèrent très significatives. « En fonction du prix du kW, un moteur à haut rendement peut être amorti au bout d'un an, voire de six mois en fonction de sa fréquence de fonctionnement », affirme Michel Metzger qui regrette le retard pris par l'Europe dans ce domaine. « Une loi impose l'utilisation de moteurs haut rendement dans certains secteurs aux Etats-Unis, constate-t-il. C'est vital pour



L'investissement plus élevé exigé par l'adoption d'un entraînement à haut rendement se trouve rapidement amorti par les économies d'énergie réalisées.

universel 3100

eux. Mais en France, où de surcroît l'électricité n'est pas très chère comparativement à d'autres pays, il faudra un décret pour privilégier les moteurs EFF1. C'est la seule issue ! » Pourtant, « tous ceux qui ont choisi des moteurs haut rendement s'y sont très rapidement retrouvés », insiste-t-il. Dans ce cadre, Siemens

propose notamment un moteur haut rendement (jusqu'à 160 de hauteur d'axe) dont le rotor est en cuivre, métal présentant une meilleure efficacité énergétique que l'aluminium. Pour les puissances plus élevées, la gamme de moteurs à haut rendement 1LG6 en fonte se distingue, elle aussi, par un retour sur investissement rapide.

#### COÛT GLOBAL DE POSSESSION

« Si les constructeurs de machines se sont longtemps montrés peu concernés par un problème qui concernait surtout la facture de l'utilisateur, il y a maintenant une prise de conscience dictée tant par les préoccupations écologiques que par la hausse des prix énergétiques », explique Jean-Michel Lerouge, directeur de la communication chez Leroy-Somer.

Au point que cela commence à devenir un argument de vente. Car, si le prix reste évidemment d'actualité, il faut toujours analyser le retour sur investissement qui peut être extrêmement rapide : de quelques mois à un ou deux ans selon les cas, à comparer à la durée de vie d'un moteur électrique qui se chiffre en années...

« La question du rendement revient donc de plus en plus régulièrement dans les demandes des clients », se féli-

La technologie brevetée du rotor à aimants radiaux des moteurs synchrones LSRPM permet, en réduisant les pertes rotoriques, d'augmenter très significativement le rendement et la puissance motrice de la motorisation.



Leroy-Somer

« Si le prix reste évidemment d'actualité, il faut toujours analyser le retour sur investissement qui peut être extrêmement rapide »

cite Jean-Michel Lerouge qui, lui aussi, constate que « l'aspect rendement ne constitue qu'une partie du problème plus global des économies d'énergie ». Un examen objectif du problème exige, en effet, de tenir compte du coût global de possession. « L'achat et l'entretien d'un moteur ne représente que 5% de son coût global de possession. Le reste est constitué par sa consommation d'énergie ! », affirme-t-il. Un moteur à haut rendement permettra donc d'effectuer des économies sur 95% de son coût global de possession, ce qui peut vite devenir très conséquent. Et si, de surcroît, on équipe

dérable », constate Leroy-Somer, selon qui « l'utilisation de la vitesse variable et l'optimisation des systèmes mécaniques sont les voies principales permettant d'atteindre un niveau d'économies maximum ». C'est ainsi que, dans le cadre de son concept Dynao, Leroy-Somer vient de sortir la série LSRPM de moteurs synchrones à aimants permanents dont les domaines d'application sont aussi vastes que ceux des moteurs asynchrones : pompage, ventilation, compression, convoyage, extrusion, process, génératrices... La technologie brevetée du rotor à aimants radiaux permet, en réduisant les pertes rotoriques, d'augmenter très si-



La pompe à vide Cobra fonctionne en vitesse variable et adapte donc sa puissance aux volumes à traiter.

son moteur EFF1 d'un variateur de vitesse, on multiplie les possibilités d'économie sur sa facture énergétique ! Rien d'étonnant alors à ce que le choix de la motorisation à haut rendement et de la variation de vitesse soit mis en avant par EDF dans le cadre d'un programme intitulé « Faites des économies d'énergie avec une motorisation performante »...

L'enjeu est important. « Avec plus de 70% de l'énergie électrique consommée dans l'industrie, les applications motorisées ouvrent un gisement d'économies consi-

« Un moteur à haut rendement permet d'effectuer des économies sur 95% de son coût global de possession »





La société Oriental Motor est formée : « avec un moteur Brushless, à rendement équivalent, la taille est divisée par quatre par rapport à un moteur asynchrone »

gnificativement le rendement et la puissance massique de la motorisation. « A vitesse nominale, leurs rendements sont sensiblement supérieurs aux moteurs asynchrones à haut rendement, explique Jean-Michel Lerouge. Cet écart de rendement devient

économies d'énergie réalisées », comme l'explique la société Nord Réducteurs qui fournit des solutions d'entraînement comprenant moteurs, réducteurs et variateurs de fréquence dont les rendements ont été optimisés. « Par rapport aux entraî-

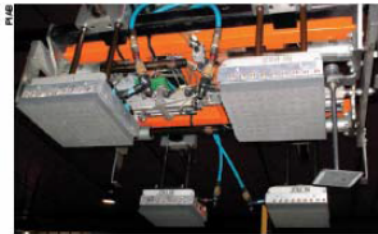
### « Sur beaucoup de sites industriels une grande part de la consommation d'énergie est absorbée par les entraînements »

encore plus significatif lors du fonctionnement en dessous de la vitesse nominale, ce qui est par définition le cas dans les applications à vitesse variable. Le temps de retour sur investissement par rapport à une solution traditionnelle est très souvent inférieur à douze mois. « Nous fondons beaucoup d'espoirs sur ces moteurs, conclut le directeur de la communication de Leroy-Somer. Lors d'essais chez certains clients, les économies d'énergie constatées sont allées jusqu'à 60% ! »

#### RETOUR SUR INVESTISSEMENT

D'une manière générale, « il apparaît que l'investissement plus élevé requis par l'adoption d'un entraînement à haut rendement se trouve rapidement amorti par les

nements conventionnels, les coûts de fonctionnement de ces matériels peuvent diminuer jusqu'à 40% », affirme Jean-Claude Reverdell. Or, sur beaucoup de sites industriels sont utilisés un grand nombre de convoyeurs, presses ou pompes et une grande part de la consommation d'énergie est absorbée par les entraînements. Nord Réducteurs propose ainsi des moteurs à haut rendement conformes à la norme européenne EFF1 ainsi qu'aux standards nord-américains EPAct, NRCan et NEMA MG-1. Les réducteurs intègrent des engrenages à géométrie optimisée et des lubrifiants synthétiques spécifiques qui réduisent l'usure mécanique et les opérations de maintenance... L'objectif d'accroissement des rendements et des éco-



Les systèmes automatisés de préhension par le vide de la société Joulin Aero intègrent les cartouches à vide multi-étagées Coax®, introduisant ainsi la source de vide directement au point de fonctionnement.

nomies d'énergie peut également être atteint grâce à une réduction notable de l'encombrement des composants. C'est l'avis de Fabrice Hugnet, responsable commercial d'Oriental Motor France, filiale d'un groupe japonais spécialisé dans les petits moteurs électriques. « Au Japon, la place est chère et on cherche à réduire l'encombrement », constate Fabrice Hugnet, qui déplore qu'en France, « on se méfie un peu des petits moteurs. » Pourtant, tout y est calculé pour accroître les économies d'énergie, diminuer leur masse (c'est intéressant lors du transport des machines) et les temps d'installation. Avec un moteur Brushless par exemple, « à rendement équivalent, la taille est divi-

### « L'électronique rend le produit plus intelligent et permet de diminuer sa consommation en énergie »



Les solutions décentralisées de PIAB, avec intégration des cartouches directement dans la machine du client permettent d'éliminer les pertes de charges pour un meilleur rendement et une moindre consommation d'énergie.

sée par quatre par rapport à un moteur asynchrone ! ». Cet argument peut se révéler déterminant dans des applications telles que les convoyeurs, par exemple...

#### DES ÉCONOMIES DANS LE VIDE

Dans le domaine des pompes à vide et des compresseurs, « les besoins d'amélioration du rendement peuvent être satisfaits avec une gestion efficace des équipements, grâce à l'utilisation de la variation de vitesse ou de démarreurs progressifs, par exemple », indique Christophe Bouvet, directeur général de Busch France. Cette entreprise propose ainsi une version de sa gamme de pompes à vide Mink équipée de variateur de vitesse où le débit d'aspiration est exactement adapté au besoin réel de l'application. En découle une puissance accrue d'environ 20% et de sensibles économies d'énergie. Autre exemple, la pompe à vide Cobra, qui fonctionne en vitesse variable et adapte donc sa puissance aux volumes à traiter...

Chez Piab, grand spécialiste du vide, on remarque que les besoins du marché privilégient « des pompes silencieuses ayant une faible consommation en énergie et d'un coût réduit : l'évolution ira vers des pompes plus écologiques et moins gourmandes en énergie ». Pour répondre à ces besoins, Piab propose sa technologie brevetée de cartouches Coax® pour ses pompes à vide pneumatiques qui ne réclament pratiquement pas de maintenance, ne dégagent pas de chaleur et ne consomment que de l'air ! En outre, des solutions décentralisées avec intégration des cartouches directement

dans la machine du client, sur le point d'utilisation, permettent d'éliminer les pertes de charges pour un meilleur rendement et une moindre consommation d'énergie.

Parmi les nombreux cas d'applications de cette technologie, les systèmes automatisés de préhension par le vide de la société Joulin Aero intègrent les cartouches à vide multi-étagées Coax®, introduisant ainsi la source de vide directement au point de fonctionnement. Elle a notamment adopté cette solution sur son nouveau système de préhension ICV qui assure la manutention d'une multitude de produits de tailles, formes et natures différentes.

#### DES COMPOSANTS « INTELLIGENTS »

Tant la conception et la fabrication du produit que l'intégration de fonctions peuvent revêtir une importance particulière du point de vue de ses performances en termes de rendement et d'efficacité énergétique.

La régulation et le contrôle énergétique ont un rôle à jouer à cet égard.

« L'électronique rend le produit plus intelligent et permet de diminuer sa consommation en énergie », affirme Stéphane Bouché, qui met en avant le fait que Bondioli & Pavesi combine ainsi mécanique, hydraulique et électronique pour proposer à ses clients des produits à la performance reconnue.

« Le marché a évolué sous l'influence de la hausse du prix de l'énergie, constate pour sa part Pierre Audinet (Bosch Rexroth). Nous augmentons le rendement de nos produits grâce à l'apport de plus d'intelligence ». La réponse doit être adaptée selon les secteurs d'activité.



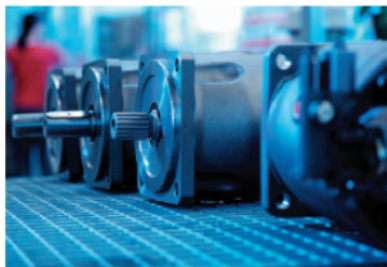
L'électronique rend le produit plus intelligent et permet de diminuer sa consommation en énergie, affirme Benoît de Pouzol qui combine ainsi mécanique, hydraulique et électronique pour proposer des produits à la performance reconnue.

« Dans le secteur mobile, l'électronique permet de gérer au mieux les besoins parfois contradictoires des différentes fonctions »

Dans l'industrie, de multiples possibilités de régulation existent en fonction de la vitesse ou de la charge déplacée, par exemple. La consommation de puissance peut alors être calculée précisément en tenant compte de la position de l'actionneur à chaque instant.

Dans le secteur mobile, l'électronique permet de gérer au mieux les besoins parfois contradictoires des différentes fonctions dont l'utilisation ne doit pas forcément se traduire par une baisse du rendement du moteur thermique.

D'une manière générale, Bosch Rexroth travaille en permanence sur le rendement de ses produits. En témoigne la nouvelle version de la pompe à pistons axiaux



Le marché a deviné sous l'influence de la hausse du prix de l'énergie, constate Bosch Rexroth, qui augmente le rendement de ses produits grâce à l'apport de plus d'intelligence.

A10VSO qui, grâce à une optimisation du groupe rotatoire et de la disposition du canal d'aspiration, a vu son rendement accru de 3% (tout en gagnant 3dB sur son niveau sonore...).

« Le développement de nouvelles régulations, pouvant être associées à l'électronique, va dans le sens d'un marché demandeur de solutions globales pour répondre à une fonction, au-delà de la génération de débit qui est le but premier de la pompe », explique, quant à lui, Sylvain Noblet, chez Hawe-Otelec. Ainsi, « l'utilisation de régulateurs assurant le contrôle des débits et pressions pour améliorer la réactivité et la précision des systèmes participe à la limitation de puissance générée et à l'amélioration du rendement global de l'installation ».

Sur les pompes compactes V30E développées par Hawe, de nouvelles régulations pilotées par des distributeurs proportionnels à détection de charge, commandés par radio, permettent de réduire les coûts d'utilisation. Une option à arbre traversant permettant de combiner les pompes entre elles, s'appli-

que également aux modèles V60N pour les équipements mobiles, avec la possibilité d'ajouter une régulation de puissance afin de limiter le couple d'entrée dans certains montages sur prise de force de camion. Par ailleurs, les pompes à pistons radiaux de la série R proposent des solutions multi-débits dans un seul corps de pompe.

Et Sylvain Noblet de citer le cas de bancs d'essais aéronautiques (Skydrol) utilisant des pompes V30 pour leurs qualités de rendement à basse viscosité et haute pression (400 Bar), éventuellement combinées avec des pompes R pour des pressions jusqu'à 700 Bar.

#### RENDEMENT ET DÉVELOPPEMENT DURABLE

Pour faire face aux nouvelles demandes en termes de développement durable, réduction de niveau sonore et donc, de réduction de la consommation et des émissions polluantes, « les besoins en composants silencieux et à meilleur rendement sont évidents », constate enfin Gille Lemaire. « La technologie à came multilobes et à



Les pompes à pistons radiaux de la série R de Hawe Hydraulik proposent des solutions multi-débits dans un seul corps de pompe.

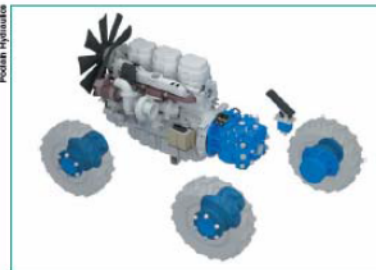
« Le client demande aussi des solutions systèmes permettant d'optimiser la machine dans toutes les conditions de fonctionnement »

pistons radiaux des moteurs Poclain Hydraulics permet la réalisation de tels produits ». Mais « cela ne suffit pas, poursuit-il. Le client demande aussi des solutions systèmes permettant d'optimiser la machine dans toutes les conditions de fonctionnement ». Le contrôle de la transmission complète Diesel/pompe/moteur, basé sur les calculateurs Smart Drive, permet aussi de réduire la consommation du

moteur Diesel, voire même de réduire sa puissance (« Downsizing ») grâce à des systèmes hydrauliques de stockage et de récupération d'énergie.

Un exemple significatif de cette demande est donné par les Etats-Unis où une nouvelle norme va conduire les constructeurs de machines à équiper les moteurs Diesel de systèmes de post-traitement de gaz d'échappement qui risquent d'augmenter fortement leurs coûts. Les contraintes de pollution étant moins draconiennes pour les Diesel de moins de 56 kW, le challenge pour les constructeurs est donc d'utiliser ce type de moteurs sans pour autant dégrader les performances de leurs machines.

« L'intérêt pour les composants présentant un meilleur rendement va donc être relancé, pronostique Gille Lemaire, plus sans doute pour des raisons économiques que dans un souci de protection de la planète... Le fait est que le point de rendement sera de plus en plus négociable... » ■



Le contrôle de la transmission complète Diesel/pompe/moteur, basé sur les calculateurs Smart Drive, permet de réduire la consommation du moteur Diesel, voire même de réduire sa puissance (« Downsizing ») grâce à des systèmes hydrauliques de stockage et de récupération d'énergie.



# Annexe 10

---

Pour calculer l'écoulement dans les conduits en fonction de la perte de charge on a:

$$\frac{\Delta p}{l} = \left( \frac{\mu \cdot B \cdot \chi^2}{32 \cdot S^3} \right) \cdot q \quad \text{avec: } \Delta p = \text{perte de charge; } l = \text{longueur du tube; } \mu = \text{viscosité dynamique; } \chi = \text{périmètre mouillé du tube; } B = \text{coefficient de perte de}$$

charge;  $q$  = débit de fuite. Le coefficient  $B$  varie suivant la géométrie du conduit (voir ci-dessous). Ainsi, dans notre cas, nous avons  $B = 52$  pour le triangle des rainures de décompression;  $B = 96$  pour les rectangles correspondant à la fuite au-dessus de la palette;  $B = 64$  pour les cercles. Nous avons donc comme débit de fuite:

- Pour un triangle:  $q = \frac{\pi}{104} \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \frac{d^4}{l} \cdot \Delta p$

- Pour un rectangle dont la longueur est infinie devant la largeur  $q = \frac{\pi}{192} \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \frac{d^4}{l} \cdot \Delta p$

- Pour un cercle:  $q = \frac{\pi}{128} \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \frac{d^4}{l} \cdot \Delta p$

soit:

$$\frac{k}{D} > \frac{70}{\mathcal{R}} \sqrt{\frac{8}{\Lambda}} \approx \frac{1400}{\mathcal{R}} \text{ à } \frac{2100}{\mathcal{R}} \quad (\text{XI-113})$$

**D. — PERTES DE CHARGE DANS LES CONDUITES NON CIRCULAIRES**

**1. — Coefficient de perte de charge**

Le nombre de Reynolds de l'écoulement doit être défini à partir du diamètre hydraulique  $D_H = 4R_H = 4 \frac{S}{\chi}$ :

$$\mathcal{R} = \frac{UD_H}{\nu} \quad (\text{XI-114})$$

et la formule de perte de charge sera toujours de la forme:

$$\Delta H = \Lambda \frac{L}{D_H} \frac{U^2}{2g} \quad (\text{XI-115})$$

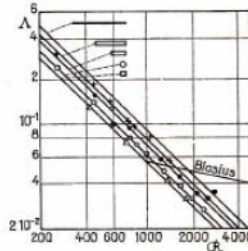
avec:

$$\Lambda = 4C_f \quad (1) \quad (\text{XI-116})$$

Qualitativement on retrouve les mêmes résultats que pour les conduites circulaires.

FIG. 187. — Écoulement laminaire dans des conduites de sections diverses. Variations de  $\Lambda$  avec  $\mathcal{R}$ .

$\frac{b}{a}$  } rectangles  
 $\frac{1}{4}$  } cercle  
 D'après STINGELIN (1960)



En écoulement laminaire on a toujours une relation de la forme (fig. 187):

$$\Lambda = \frac{B}{\mathcal{R}} \quad (\text{XI-117})$$

(1)  $C_f$  est alors la valeur moyenne du coefficient de frottement, prise le long du périmètre mouillé.

où le coefficient B dépend de la forme de la conduite. Dans quelques cas simples on peut calculer la valeur de B (fig. 188).

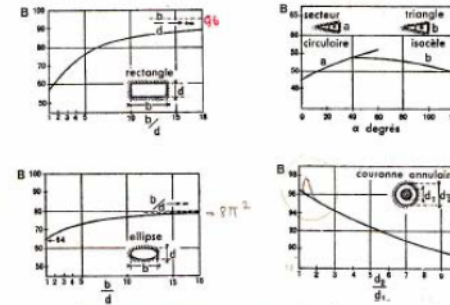


FIG. 188. — Écoulement laminaire dans des conduites de section non circulaire. Variations du coefficient B en fonction de la forme géométrique de la section

$$\left( \Lambda = \frac{B}{\mathcal{R}} \right)$$

Le domaine d'existence du régime laminaire se limite aux valeurs de  $\mathcal{R}$  inférieures à une valeur critique  $\mathcal{R}_c$  qui dépend de la forme de la section droite. La figure 189 donne les résultats correspondant à la section rectangulaire.

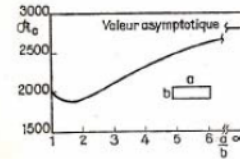


FIG. 189. — Valeur critique du nombre de Reynolds d'une conduite de section rectangulaire. Quand  $\mathcal{R} < \mathcal{R}_c$  l'écoulement est toujours laminaire

$$\mathcal{R} = \frac{\rho U D_H}{\nu} \quad D_H = 2 \frac{ab}{a+b}$$

D'après HANKS et RUO (1967)

En écoulement turbulent, hydrauliquement lisse on peut écrire:

$$\Lambda = \frac{C}{\mathcal{R}^4} \quad (\text{XI-118})$$

Il est surprenant de constater que, dans la mesure où la forme de la section droite ne s'éloigne pas trop du cercle (carré, polygone régulier convexe, rectangle peu allongé...) la formule classique de Blasius avec  $C = 0,316$  donne des résultats tout à fait satisfaisants.

# Liste des figures

---

<i>Figure 1 : Moteur M5AS entraînant un ventilateur sur un bulldozer Liebherr</i>	<i>10</i>
<i>Figure 2 : Le moteur hydraulique dans son application à travers un schéma simplifié</i>	<i>11</i>
<i>Figure 3 : Vue éclatée d'un moteur M5AS</i>	<i>12</i>
<i>Figure 4 : Rôle de la plaque flottante dans le moteur</i>	<i>13</i>
<i>Figure 5 : Cinématique d'une cartouche de moteur à palettes</i>	<i>14</i>
<i>Figure 6 : Chapeau d'alimentation</i>	<i>15</i>
<i>Figure 7 : Vue en coupe d'un moteur</i>	<i>16</i>
<i>Figure 8 : Vue de face d'un chapeau de moteur</i>	<i>17</i>
<i>Figure 9 : Planning prévisionnel du projet M5AS sur Winovation</i>	<i>18</i>
<i>Figure 10 : Contrainte dans un chapeau dans lequel est simulée une pression de 280 bar</i>	<i>19</i>
<i>Figure 11 : Rupture du chapeau arrière M5AS après 500 000 cycles</i>	<i>20</i>
<i>Figure 12 : Jeu entre le rotor et les plaques</i>	<i>23</i>
<i>Figure 13 : Frottement visqueux de palette dans le rotor</i>	<i>24</i>
<i>Figure 14 : Frottement de la palette sur la came</i>	<i>24</i>
<i>Figure 15 : Frottement entre la palette et les plaques</i>	<i>25</i>
<i>Figure 16 : Frottement des roulements et joint d'arbre dans le moteur</i>	<i>26</i>
<i>Figure 17 : Rendement volumétrique du moteur M5AS 025</i>	<i>28</i>
<i>Figure 18 : Rendement mécanique du moteur M5AS 025</i>	<i>28</i>
<i>Figure 19 : Rendement global du moteur M5AS 025</i>	<i>29</i>
<i>Figure 20 : Centre de gravité de la palette</i>	<i>31</i>
<i>Figure 21 : Empilage de cotes pour la compression du ressort</i>	<i>31</i>
<i>Figure 22 : Forces de pression sur la palette</i>	<i>32</i>
<i>Figure 23 : Déplacement d'une palette dans sa rainure de rotor</i>	<i>33</i>

Figure 24 : Surface de frottement $S_{fi}$ .....	33
Figure 25 : Force totale d'une palette $F_p$ .....	34
Figure 26 : Fuites par les jeux.....	35
Figure 27 : Fuite du bulbe vers le haut de la palette.....	35
Figure 28 : Fuite par les rainures de décompression.....	36
Figure 29 : Rayon équivalent.....	37
Figure 30 : Hauteur de fuite au-dessus de la palette.....	38
Figure 31 : Comparaison des deux approches à 3000 tr/min.....	39
Figure 32 : Développé du profil de came de M5AS (cylindrée de 25 cc/tr).....	41
Figure 33: Différence $\Delta p$ entre les pressions de part et d'autre de la palette.....	42
Figure 34 : Profil de came M5AS (cylindrée de 25 cc/tr).....	43
Figure 35 : Résultante $F_{pi}$ d'une palette pendant un tour à différentes vitesses.....	44
Figure 36 : Fuite $V_f$ en litre d'une palette lorsque celle-ci effectue un tour complet à différentes vitesses (variant entre 500 et 3000 tr/min).....	45
Figure 37 : Schéma de principe de l'installation.....	49
Figure 38 : Banc d'essai du moteur.....	50
Figure 39 : Etalonnage du couplemètre.....	52
Figure 40 : Vue en coupe du moteur sans rotor et sans palettes.....	53
Figure 41 : Autres pertes de couple.....	53
Figure 42 : Perte de couple par frottement entre les plaques et le rotor.....	54
Figure 43 : Perte de couple par frottement palettes/cames.....	55
Figure 44 : Perte de couple en fonction du rayon.....	56
Figure 45 : Pertes de couple pour les 3 cas.....	57
Figure 46 : Couple et rendement mécanique lors des essais de palettes en pression.....	58

*Figure 47 : Basculement de palette*\_\_\_\_\_60

*Figure 48 : Schéma d'un moteur avec valve proportionnelle intégrée*\_\_\_\_\_63

## Liste des tableaux

---

*Tableau 1 : Mesure des pièces de la cartouche pour essais*\_\_\_\_\_51

## Liste des équations

---

(1) *Force centrifuge d'une palette*\_\_\_\_\_30

(2) *Force d'inertie d'une palette*\_\_\_\_\_30

(3) *Force des ressorts*\_\_\_\_\_31

(4) *Force de frottement entre la palette et le rotor*\_\_\_\_\_32

(5) *Force totale*\_\_\_\_\_33

(6) *Formule de Poiseuille*\_\_\_\_\_36-38

(7) *Formule de Higginson*\_\_\_\_\_36

(8) *Débit de fuite suivant l'approche du patin de butée Michell*\_\_\_\_\_38

(9) *Débit de fuite total au dessus des palettes*\_\_\_\_\_39

(10) *Couple de frottement au dessus des palettes*\_\_\_\_\_40

(11) *Loi sur la perte de couple lié à la qualité de surface des palettes*\_\_\_\_\_59