

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de
la recherche scientifique



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie Mécanique

Projet de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Thème :

Etude et optimisation du système
d'étanchéité d'une pompe centrifuge

Réalisé par :

Mohamed BOUKHAMLA

Belkacem DJEMIL

Proposé et dirigé par :

M.M. BENBRAIKA, ENP

M. R. MAHDAOUI, SONATRACH

Promotion juin 2012

ملخص

إن عيوب منع التسرب من أحد أكبر المشاكل التي يمكن أن نواجهها مع المضخات. إن العمل الذي اقترحتة علينا سوناطراك يتمثل في تحسين أنظمة الختم ذات الجديلة لمضخاتها القديمة. لقد قمنا بدراسة متعمقة حول الأختام الميكانيكية و التي تمثل الحل الأمثل لهذا النوع من المشاكل حيث أن هذه الدراسة قد تضمنت مبادئ عمل هذه الأختام والمواد المستعملة وكذا الظواهر التي للنفط الخام وقد اقترحنا استبدال BYRON JACKSON تحكمها كتطبيق عالجننا وضع مضخة الطرد المركزي العمودية نظامها ذي الجديلة بختم ميكانيكي مناسب عادي أحادي النابض كحل للمشكل حيث أن هذا الأخير بإمكانه أن يضمن أفضل بكثير الموثوقية و الأمان.

كلمات مفتاحية: الأختام الميكانيكية، أنظمة الختم ذات الجديلة، مضخة الطرد المركزي، منع التسرب.

Résumé :

Les défauts d'étanchéité sont l'un des plus grands problèmes rencontrés dans les pompes. Le travail qui nous a été proposé par RTE SONATRACH Skikda, consistait en l'optimisation des systèmes d'étanchéité à tresse de ses anciennes pompes. Nous avons mené une étude approfondie sur les garnitures mécaniques qui se présentent comme la meilleure solution pour ce type de problèmes. Cette étude comportait leur principe de fonctionnement, les matériaux utilisés ainsi que les phénomènes qui les régissent. Comme application, nous avons traité le cas d'une pompe centrifuge verticale BYRON JACKSON pour pétrole brut et nous avons proposé comme solution de remplacer son système à tresse par une garniture mécanique adaptée (simple mono-ressort) qui assurera une bien meilleure fiabilité et sécurité.

Mots clés : garniture mécanique, garniture à tresse, pompe centrifuge, étanchéité, lubrification

Abstract:

Sealing defects are one of the biggest problems we can find in pumps, the task which has been proposed to us by RTE SONATRACH consisted of the optimization of the braided sealing system of its oldest pumps. We have made a detailed study on the mechanical seals which is presented as the best solution for this kind of problems; this study has included them principal of working, the materials used and the phenomenon which govern them. As an application, we have treated the case of a vertical centrifugal pump BYRON JACKSON for crude oil and we have proposed as a solution to substitute its braided system by a simple adapted mechanical seal mono spring which will ensure better trustworthiness and security.

Keywords: mechanical seal, braided sealing system, sealing, lubrication.

TABLE DES MATIERES :

INTRODUCTION

GENERALE.....	1
---------------	---

CHAPITRE 1 : Les pompes centrifuges.....	4
---	----------

1.1 Définition.....	5
1.2 Classifications des pompes centrifuges.....	6
1.3 Application des pompes centrifuges.....	7
1.4 Les problèmes fréquents dans les pompes centrifuges.....	7
1.4.1 Problèmes de vibration et de bruit.....	7
1.4.2 Problèmes d'étanchéité.....	8
1.4.3 Problèmes de cavitation.....	8
1.4.4 Problèmes d'échauffement.....	9
1.4.5 Faible débit ou pression de refoulement déficiente.....	9

CHAPITRE 2 : Etude de l'étanchéité.....	10
--	-----------

Introduction.....	11
-------------------	----

2.1 Etude des fuites.....	11
2.1.1 Définition d'un débit de fuite.....	11
2.1.2 Recherche de fuites.....	12
2.1.3 Contrôle de l'étanchéité.....	12
2.1.4 Localisation des fuites.....	14
2.2 Types d'étanchéité.....	14
2.2.1 Etanchéité statique.....	14
2.2.2 Etanchéité dynamique.....	16
2.2.2.1 Principes.....	16
2.2.2.2 Types d'étanchéité dynamique.....	16
2.2.3 Étanchéité dynamique indirecte.....	18
2.2.4 Étanchéité dynamique directe.....	18
2.2.5 Étanchéité dynamique semi-directe.....	19
2.2.6 Etanchéité d'arbres tournants.....	19

CHAPITRE 3 : Les garnitures mécaniques.....	22
--	-----------

3.1 Historique.....	23
3.2 Définition des garnitures mécaniques.....	24
3.3 Principe de fonctionnement.....	26
3.3.1 Généralités.....	26
3.3.2 Phénoménologie.....	26
3.4 Caractéristiques.....	27
3.4.1 Matériaux.....	27
3.4.2 Conicité.....	27
3.4.3 Liaisons.....	28

3.4.4	Etanchéité.....	28
3.5	Compensation et équilibrage.....	29
3.5.1	Définition du coefficient de compensation b_h	30
3.6	Consommation d'une garniture mécanique et facteurs agissant sur l'étanchéité.....	31
3.6.1	Coefficient de frottement/puissance absorbée.....	32
3.6.2	Influence de l'état de surface.....	32
3.7	Différents types de garnitures.....	33
3.7.1	Sélection du type de garnitures.....	33
3.7.2	Paramètres influents.....	34
3.7.3	Garnitures à joint semi-dynamique (à ressort).....	36
3.7.4	Garnitures à soufflet ou membrane.....	36
3.7.5	Garniture mécanique avec contact.....	37
3.7.6	Garniture mécanique sans contact (dite garniture gaz).....	37
3.8	Variantes de conception.....	38
3.9	Sélection du type de montage.....	38
3.9.1	Montage simple.....	39
3.9.2	Montage tandem.....	39
3.9.3	Montage double.....	40
3.10	Sélection du dispositif d'exploitation.....	41

CHAPITRE 4 : Phénomènes liés aux garnitures mécaniques.....42

4.1	Lubrification des faces.....	43
4.1.1	Mixte.....	43
4.1.2	Hydrodynamique.....	43
4.2	Existence d'un film lubrifiant.....	44
4.3	Champ de pression dans le film.....	45
4.4	Influence de la géométrie des faces.....	46
4.4.1	Conicité radiale.....	47
4.4.2	Mésalignement.....	48
4.4.3	Ondulations.....	49
4.4.4	Encoches ou rainures.....	50
4.4.5	Influence du mouvement des anneaux.....	50
4.5	Conclusions sur la lubrification des faces.....	51
4.6	Comportement dynamique.....	51
4.6.1	Modèle à 3 degrés de liberté.....	51
4.6.2	Entraînement dynamique.....	52
4.6.3	Critères de stabilité.....	53
4.6.4	Conclusions sur le comportement dynamique.....	53
4.7	Déformations thermiques de l'interface d'étanchéité.....	53
4.8	Effets du gradient de température axial.....	54
4.9	Effets du gradient de température radial.....	55
4.10	Mise en évidence expérimentale.....	56
4.10.1	Gradients de température.....	56

4.10.2	Déformations thermoélastiques.....	56
4.10.3	Conclusions sur les études expérimentales.....	56
4.11	Evaluation des coefficients d'échanges.....	57
4.11.1	Formules empiriques.....	57
4.11.2	Coefficients d'échange dans les garnitures.....	58
4.11.3	Conclusions sur les coefficients d'échange.....	59
4.12	Déformation mécanique de l'interface d'étanchéité.....	59
4.12.1	Influence des forces axiales.....	60
4.12.2	Influence des forces radiales.....	62
4.13	Conclusions sur les effets hydrodynamiques, mécaniques et thermodynamiques.....	63
CHAPITRE 5 : La norme API 682.....		65
5.1	Historique.....	66
5.2	Généralités.....	67
5.2.1	Dimension.....	67
5.2.2	Catégories de joint.....	67
5.2.3	Types de joint.....	68
CHAPITRE 6 : Etude d'un cas pratique.....		70
6.1	L'exemple d'application.....	71
6.1.1	Schéma et caractéristiques de la pompe.....	71
6.1.2	Rôle de la pompe « booster » dans le process	72
6.2	Système d'étanchéité actuelle de la pompe booster	73
6.2.1	Présentation du système « garniture à tresses » ou presse-étoupe	73
6.2.2	Types de tresses.....	73
6.2.3	Faibles de l'étanchéité à tresses	74
6.3	Solution proposée.....	75
6.3.1	Critères de choix du type de garniture	76
6.4	Précision du type de garniture mécanique.....	77
6.4.1	Présentation de la garniture mécanique simple mono-ressort compensée.....	77
6.4.2	Éléments composants.....	77
6.4.3	Matériaux utilisée.....	78
6.4.4	Principe de fonctionnement.....	79
6.5	Justification du choix.....	79
6.5.1	Garniture simple.....	80
6.5.2	Garniture à ressort.....	80
6.5.3	Garniture mono-ressort.....	81
6.5.4	Garnitures compensée.....	81
6.6	Dimension de la garniture	81
6.7	Le Plan API 13.....	82
6.7.1	Définition du plan 13.....	82
6.7.2	Conditions d'utilisation d'un plan 13.....	83

6.7.3	Considérations prises lors de l'installation d'un plan 13	83
6.7.4	Application à notre cas.....	84
6.7.5	Dimensionnement du plan 13.....	86
6.8	Démontage d'une garniture tresse.....	87
6.8.1	Outillage nécessaire.....	87
6.8.2	Procédure de démontage d'une garniture à tresse.....	88
6.9	Procédure de montage d'une garniture mécanique.....	88
6.10	Maintenance.....	88
6.11	La durée de vie.....	98
6.12	Comparaison entre 2 modèles.....	99
6.12.1	Garniture à ressort « Flowserve UC »	99
6.12.2	John crane TYPE 5610Q-1/5620P-1/5620D-1.....	101
6.12.3	Comparaison entre les 2 modèles.....	102
CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES.....		104
Références bibliographiques.....		107
Annexes.....		108

Notations

a_s	Coefficient d'amortissement du joint secondaire (N/m/s)
b_h	Coefficient de compensation
c	Jeu radial (mm)
C_a	Gradient de température axiale ($^{\circ}\text{C}/\text{m}$)
C_F	Facteur de forme
C_r	Gradient de température radiale ($^{\circ}\text{C}/\text{m}$)
C_p	Chaleur spécifique du fluide ($\text{J}/\text{kg } ^{\circ}\text{C}$)
D	Diamètre du cylindre (mm)
E	Module d'Young (MPa)
f	Coefficient de frottement
F_{ferm}	Force de fermeture (N)
F_{hs}	Force hydrostatique (N)
F_{ouv}	Force d'ouverture (N)
F_{res}	Effort exercé par les éléments élastiques (N)
F_{sec}	Effort au joint secondaire (N)
F_Z^i	Action suivant \vec{Z}_0 exercée par l'élément i (=ff pour le film fluide, f_e pour le fluide environnant, r pour les ressorts et js pour les joints secondaires) sur le stator (N)
G	Paramètre de service
h	Épaisseur de film (mm)
h_c	Coefficient de convection ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$)
h_e, h_i, h_{moy}	Épaisseur du film sur le rayon extérieur, intérieur et moyen (m)

L	Nombre de Lubrification
m	Masse du stator (kg)
M_A	Le moment sur le rayon moyen (m.N)
M_x^i et M_y^i	Moments suivant \vec{X}_0 et \vec{Y}_0 exercés par l'élément i (= ff pour le film fluide, r pour les ressorts et js pour les joints secondaires) sur le stator
M_1 et M_2	Points appartenant respectivement à la face du stator et du Rotor
M°_f	Débit massique (kg/s)
N	Vitesse de rotation (rad/s ou tour/min)
Nu_D	Nombre de Nusselt
P_a	Pression atmosphérique (Pa)
p, p_{moy}	Pression et pression moyenne du fluide dans le film (Pa)
P_{air}	Pression de l'air comprimé (Pa)
P_{ext}, P_{int}	Pression du fluide situé respectivement à l'extérieur et à l'intérieur du joint (Pa)
P_a, P_t, P_f	Puissance absorbée par une garniture, puissance dissipée en turbulence et puissance dissipée de frottement dissipée en chaleur dans l'interface et puissance de référence (W)
Pr	Nombre de Prandtl
Q	Le débit de fuite (m^3/s ou l/h)
r, θ , z	Coordonnées cylindriques (m, rad, m)
R_{a1}, R_{a2}	Les rugosités moyennes du stator et du rotor du joint
Re_D	Nombre de Reynolds

$R_{int}, R_{ext}, R_{moy}$	Rayons intérieur, extérieur et moyen de la face de contact (mm)
R_h	Rayon hydraulique (mm)
S	Aire où s'applique la pression extérieure (m ²)
S_h	Aire où s'applique la pression intérieure (m ²)
S_{Tr}	La déformation (m)
u	Déplacement (m)
V^x, V^y, V^z	Vitesse linéaire (m/s)
V^o_f	Débit volumique (m ³ /s)
W	Charge appliquée (N)
x, y, z	Variables d'espace en coordonnées cartésiennes (m)
α	Le coefficient de dilatation thermique
β	Angle de conicité (rad)
Φ	Angle de torsion (rad)
η	Viscosité cinématique
μ	Viscosité dynamique
λ	Le coefficient de conductibilité calorifique
ω	Vitesse de rotation (rad/sec)

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les processus de transport et de traitement modernes des hydrocarbures exigent des moyens d'étanchéité d'arbre exceptionnels. Sécurité, environnement et fiabilité sont les éléments stratégiques.

Le transport de pétrole brut réalisé par pipeline doit être profondément étudié. Il est souvent soumis à des pressions et des températures variables et il se fait surtout avec de grands débits. Le pétrole venant des champs pétroliers peut contenir du sable, de l'eau, et autres dépôts. Il est alors nécessaire d'avoir recours à de grandes pompes qui coûtent souvent très cher. Et avec ces conditions de fonctionnement difficile, il est impératif d'avoir une bonne maîtrise de la technologie des garnitures mécaniques afin d'obtenir le maximum de performance.

Les défaillances dans les systèmes d'étanchéité peuvent avoir un impact important sur plusieurs aspects de la machine et ainsi provoquer une baisse considérable de ses performances. Cependant, Sonatrach voulant être à la pointe de la technologie, et surtout répondre aux normes de sécurité et d'environnement internationales, sa division de transport a commencé à remplacer les anciens systèmes d'étanchéité à tresses des anciennes pompes par des garnitures mécaniques.

De nos jours on trouve les garnitures mécaniques dans la plupart des machines tournantes. Le choix d'une garniture nécessite une bonne connaissance de l'appareil dont elle assure l'étanchéité. Dans le but de murir sous tous les angles la question des étanchéités des dispositifs de pompes utilisées sur ses installations, l'entreprise Sonatrach Skikda nous a confié cette tâche. Pour mener cette étude, nous proposons un mémoire qui sera scindé en 6 chapitres.

Dans le premier chapitre on commencera par une présentation de l'organe essentiel dans le processus de transport, à savoir la pompe centrifuge.

Dans le second chapitre, on enchainera par une étude de « l'étanchéité » d'une manière générale. On essayera d'expliquer la fonction d'étanchéité, de définir ses différents types (statique, dynamique) et au fur et à mesure présenter quelques solutions d'étanchéité. Une étude d'étanchéité implique directement une étude de fuites. Par conséquent, on donnera dans le chapitre une définition de la fuite avec quelques méthodes de localisation et de contrôle.

Le troisième chapitre sera consacré à l'étanchéité d'arbre tournant et précisément l'étanchéité de ce dernier par garniture mécanique. Une étude générale et approfondie sur les garnitures mécaniques sera présentée : de son histoire, passant par son principe de fonctionnement et ses différents types, mais aussi ses différents montages et enfin les critères de choix d'une garniture mécanique.

La fonction étanchéité dynamique implique une situation tribologique particulière dans laquelle le contact des surfaces solides doit être lubrifié de façon à éviter ou limiter l'usure, mais la lubrification du contact doit être maîtrisée afin de limiter la fuite à une valeur acceptable. Les garnitures mécaniques sont des joints d'étanchéité de hautes performances et permettent d'assurer ce compromis dans une très grande variété de situations pour lesquelles elles constituent la meilleure, voire la seule, solution technique possible. Cependant l'optimisation de ce type de joint nécessite de maîtriser plusieurs phénomènes interdépendants : la lubrification mixte ou hydrodynamique des surfaces de contact, le comportement dynamique stationnaire ou instationnaire des anneaux du joint généralement excité par le rotor, la génération de chaleur et les transferts thermiques avec les solides et les fluides environnants, et les déformations mécaniques des faces... le chapitre quatre traitera de ces phénomènes.

La connaissance des normes et leur maîtrise devient un élément essentiel pour l'ingénieur ; elles optimisent et réglementent le travail. Pour notre étude on se conformera à la norme API 682 (API : American Petroleum Institute). C'est une norme dédiée aux garnitures mécaniques : leurs types, leurs matériaux. Une petite présentation de cette norme avec quelques précisions constitueront le 5ème chapitre.

Le sixième et dernier chapitre, est l'étude d'un cas pratique : le remplacement d'un système à tresses d'une pompe centrifuge verticale se trouvant au niveau du terminal terrestre de Skikda par une garniture mécanique. Plusieurs points seront traités : le choix de la garniture et la justification de ce choix constitue l'axe de ce travail. Après, toute la procédure de remplacement et celle de maintenance seront décrites, en terminant par la proposition d'un modèle adaptés à la pompe étudiée.

Nous terminerons notre étude par une conclusion.

CHAPITRE 1

POMPES

CENTRIFUGES

Suivant les conditions d'utilisation, Les pompes sont des appareils qui peuvent communiquer au fluide, de l'énergie potentielle (par accroissement de la pression en aval) soit de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide. Les pompes véhiculant des liquides se divisent en deux catégories principales:

- **les pompes volumétriques** : l'écoulement résulte de la variation d'une capacité occupée par le liquide.
- **les pompes centrifuges** : le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie qui lui est communiqué par la force centrifuge.

On s'intéressera dans ce chapitre particulièrement aux pompes centrifuges : leur principe de fonctionnement, leurs types, et on exposera les principaux problèmes rencontrés lors de leur utilisation et les causes possibles relatives à chaque problème.

1.1 Définition :

La dénomination de pompe centrifuge englobe une grande variété de pompes où le pompage de liquides ou la production d'une pression se fait par la rotation d'une ou plusieurs roues.

La grande variété de pompes centrifuges construites pour des applications diverses peut être réduite à quelques types hydrauliques fondamentaux. Les différences de détail sont imposées en grande partie par les applications particulières et par les impératifs mécaniques. Mais en gros le schéma de base est le même. Comme on voit dans la figure 1.1 la pompe se compose de deux éléments principaux : une roue qui impose au liquide un mouvement de rotation et un corps de pompe qui dirige le liquide vers la roue et l'éloigne à nouveau sous plus haute pression, la roue est montée sur un arbre porté par des paliers et entraînée par un moteur avec un accouplement élastique ou rigide. Le corps de pompe comprend une tubulure d'aspiration et une tubulure de refoulement, supporte les paliers et contient l'ensemble du rotor. Le corps de pompe doit comporter des presse-étoupe au passage de l'arbre pour éviter des fuites vers l'extérieur. Des bagues bien ajustées, les bagues d'étanchéité sont montées sur la roue et sur le corps de pompe pour diminuer la fuite du liquide à haute pression vers l'aspiration de la pompe. Le liquide est dirigé vers l'œillard de la roue par la tubulure d'aspiration et est mis en rotation par l'aubage de la roue. Les aubes de la roue et les parois latérales de la roue ou flasques forment les canaux de la roue.

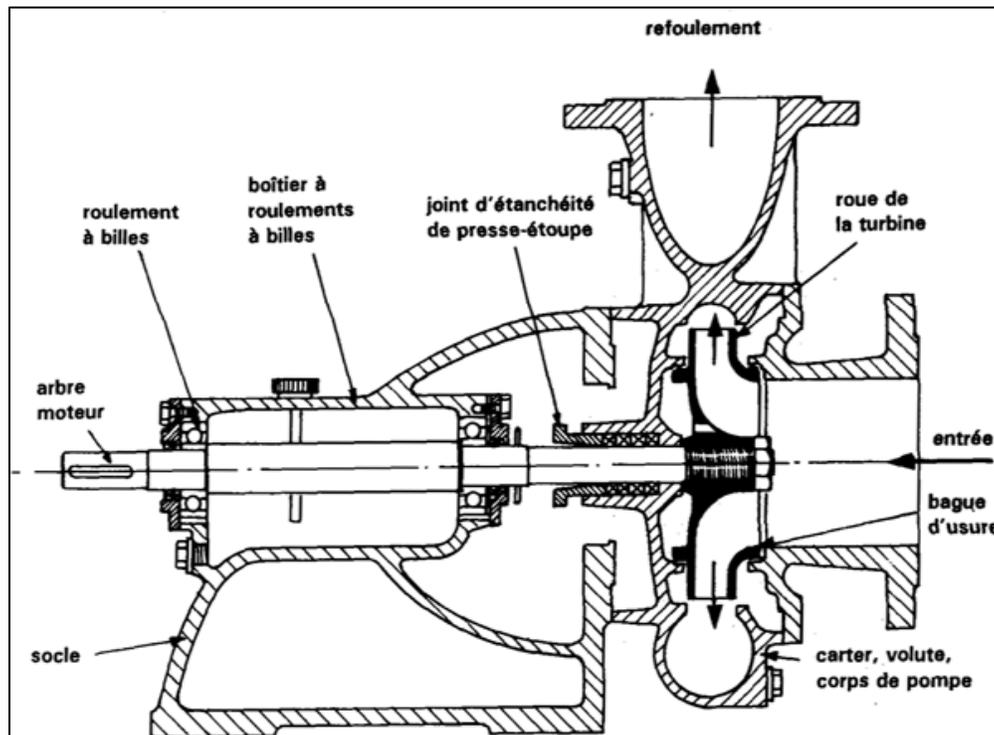


Fig 1.1 schéma de base d'une pompe centrifuge

Le résultat de l'action de la roue est que le liquide quitte celle-ci à une pression et une vitesse plus élevées qu'à l'entrée. La vitesse est partiellement transformée en pression dans le corps de la pompe avant que le liquide ne quitte la pompe par la tubulure de refoulement.

Les pompes centrifuges ne peuvent s'amorcer seules, l'air contenu nécessite d'être préalablement chassé. On peut utiliser un réservoir annexe placé en charge sur la pompe pour réaliser cet amorçage par gravité.

Pour éviter de désamorcer la pompe à chaque redémarrage il peut être intéressant d'utiliser un clapet anti-retour au pied de la canalisation d'aspiration. [1]

1.2 Classifications des pompes centrifuges :

La classification des pompes centrifuges dans l'industrie est basée sur plusieurs critères, les plus souvent utilisés sont :

-*La disposition de l'axe* : horizontal, vertical ou incliné.

-*Le nombre d'étage* : un seul étage (monocellulaire) ou plusieurs étages (multicellulaires).

-*Le type de récupérateur* : diffuseur, ailettes ou volutes.

-*L'importance de la pression engendrée* : pompes à basse pression, pompes à moyennes pression ou pompes à haute pression.

-*Le moyen d'entraînement* : par courroie, par engrenages ou par accouplement directe.

-*Le type d'aspiration* : roue à simple aspiration ou à double aspiration.

-*La force motrice* : moteur électrique ou moteur thermique.

-*Le type de fluide* : pompe à eau, pompe à acide, pompe à liquide chargé...

1.3 Application des pompes centrifuges :

Pour les pompes centrifuges modernes, il n'existe à peu près aucune limite – maximum ou minimum – des valeurs de débits ou de la hauteur d'élévation. Ils ne laissent qu'un petit champ d'application aux pompes volumétriques, domaine où les débits sont trop faibles et la pression trop élevées. Ce domaine est cependant progressivement réduit.

Dans l'industrie, ce sont les pompes les plus utilisées, en plus de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, il existe d'autres raisons dont on peut citer :

1. Leur facilité d'adaptation aux moteurs électriques de vitesse élevée et aux turbines à vapeur.
2. Leur minimum de parties mobiles.
3. Leur taille faible et leur prix modéré relativement au volume liquide déplacé.

1.4 Les problèmes fréquents dans les pompes centrifuges :

On rencontre dans l'utilisation des pompes centrifuges plusieurs types de problèmes qui sont dus à des causes multiples. Les trois problèmes les plus fréquents sont : les problèmes de vibration, les problèmes d'étanchéité et les problèmes de cavitation.

1.4.1 Problèmes de vibration et de bruit :

Une machine idéale ne devrait pas vibrer, cependant dans la pratique on a souvent des vibrations qui apparaissent et quand un défaut se manifeste il en résulte une modification dans le niveau des vibrations.

Le signal de vibration ou signal vibratoire contient de nombreuses informations reliées aux conditions de fonctionnement des machines, On a généralement :

- L'amplitude indique la sévérité du problème.
- La fréquence indique la source potentielle du problème et combien de fois celui-ci se répète.
- La phase indique comment la machine bouge.

C'est pourquoi les mesures de vibration sont régulièrement effectuées et des capteurs sont placés dans des endroits différents de la pompe permettant de mesurer les déplacements, les vitesses ou les accélérations.

Les vibrations sont engendrées par différents types de problèmes mais ils sont très souvent dus à un problème au niveau des paliers ou de l'arbre qui peuvent être soit en :

- Déséquilibre.
- Désalignement.
- Desserrage.
- Usure.
- Etc...

1.4.2 Problèmes d'étanchéité :

On s'intéresse de plus en plus aux problèmes d'étanchéité dans les turbomachines (pompes, compresseurs...). Les industriels deviennent très exigeants et demandent des systèmes d'étanchéité toujours plus efficaces. Et cela parce que les fuites peuvent engendrer plusieurs problèmes qui sont principalement :

- Les fuites provoquent des chutes de pression qui peuvent avoir une influence sur les performances de la pompe tel que le rendement, la vitesse d'écoulement, la pression de refoulement...
- Dans certains cas on manipule des produits dangereux (toxique, polluant, radioactif, inflammable...) et leur fuite peut causer des grands dommages à la pompe ou les appareils utilisés près d'elle, ça peut même avoir un impact sur l'opérateur (cas de gaz toxique) ou sur l'environnement (cas de matière radioactive)

1.4.3 Problèmes de cavitation :

Le terme de cavitation caractérise des conditions à l'intérieur de la pompe où, à cause d'une chute de pression locale, des cavités remplies de vapeur sont formées ; ces cavités s'écrasent dès que les bulles atteignent des régions à pression plus élevée dans leur trajet à travers la pompe.

La cavitation se manifeste par un ou plusieurs signes dont on peut citer :

- Bruits et vibrations.
- Chute de la courbe hauteur-débit et de rendement.
- érosion des aubes et leur rupture par fatigue.

Au cours des dernières années aucun problème relatif aux machines hydrauliques n'a reçu plus d'attention que la cavitation et cela à cause des dommages que peut engendrer ce phénomène. Elle affecte les caractéristiques de fonctionnement de la pompe, pouvant même dans les cas extrêmes endommager les éléments de la pompe.

Remarque : la probabilité d'avoir un problème de cavitation dans les pompes utilisées dans le domaine pétrolier est presque nul parce que les pompes sont conçues d'une manière à éviter la cavitation en contrôlant continuellement la pression d'aspiration et en possédant un système automatique qui permet d'arrêter la pompe en cas de chute de pression (le système est réglé pour arrêter le moteur d'entraînement si la pression approche la pression minimale requise NPSH et cela avec une marge de pression).

1.4.4 Problèmes d'échauffement :

L'échauffement peut se produire soit au niveau de la pompe, soit au niveau du moteur d'entraînement. Il peut avoir l'une des causes suivante :

- Frottement excessif de la garniture.
- Frottement du piston ; manque de lubrification.
- Défectuosité mécanique : paliers, alignement, arbre faussé.

1.4.5 Faible débit ou pression de refoulement déficiente :

Le débit et la pression de refoulement sont les 2 paramètres les plus importants recherchés par l'opérateur. On peut observer une déficience au niveau de la pression ou du débit si on a l'un de ces problèmes :

- Vitesse de pompage.
- Poche d'air en amont de la pompe.
- Clapets défectueux.
- Presse-garniture défectueux.
- Garnitures défectueuses.
- Fuite dans la conduite.
- Soupape de décharge défectueuse.
- Echauffement du moteur ou de la pompe

CHAPITRE 2

ÉTUDE DE L'ÉTANCHÉITÉ

La fonction étanchéité se rencontre dans la plupart des mécanismes, où son rôle est d'une grande importance. D'ailleurs souvent les défaillances des appareilles ont comme origine un défaut d'étanchéité.

L'étanchéité d'une enceinte sous pression se quantifie par le débit de fuite, sachant que les petites fuites son difficilement décelables et mesurables.

Introduction :

Dans les applications technologiques, la fonction «étanchéité» consiste à séparer deux milieux fluides de nature et/ou d'états physico-chimiques différents. Le but est de minimiser ou d'empêcher une contamination d'un milieu par l'autre, afin d'éviter une pollution, une réaction chimique, une avarie ou surtout une fuite qui conduit à une perte de performances.

La notion d'étanchéité est très relative car l'étanchéité dynamique n'existe pas (notion de durée) ; **c'est un idéal vers lequel tend la technique.**

L'industrie moderne manipule de nos jours beaucoup de produits dangereux (toxiques, inflammables, polluants, radioactifs) qui nécessitent une connaissance beaucoup plus précise des fuites. Le souci d'éviter la pollution de l'environnement et de protéger les personnes conduit à quantifier ces fuites et à leur fixer des limites.

Pour assurer la fonction d'étanchéité, ce qui veut dire empêcher le passage d'un fluide d'une enceinte voisine. On utilise des organes spéciaux appelés "Joints d'étanchéité".

On note qu'il existe deux types d'étanchéité : statique et dynamique

2.1 Etude des fuites :

2.1.1 Définition d'un débit de fuite :

Un débit de fuite peut s'exprimer de deux façons :

- Débit massique $M^{\circ}f$
- Débit volumique $V^{\circ}f$

La fuite effective devra être inférieure à une valeur maximale autorisée par les normes et règlements en vigueur soit :

- $M^{\circ}f < M^{\circ} f$ admissible
- $V^{\circ} f < V^{\circ} f$ admissible

Malheureusement il est plus facile de fixer un débit limite que de déterminer un débit de fuite: ceci amène les deux grandes difficultés suivantes :

- Le constructeur ne dispose d'aucune donnée fiable qui détermine une relation entre la fuite et la conception (ou le choix) des dispositifs d'étanchéité.
- La mesure des petites fuites est, très souvent, pratiquement impossible.

2.1.2 Recherche de fuites :

La recherche de fuites est plus complexe qu'il n'y paraît. Pour un liquide, la vérification visuelle au niveau des joints et (ou) raccords permet de constater que les parties extérieures restent sèches. Toutefois, une petite fuite de liquide volatile peut passer inaperçue.

Pour un gaz, le problème est plus ardu, hormis pour la grosse fuite qui se détecte à l'ouïe. La recherche de fuite, dans le cas d'une petite fuite de gaz, s'opère en deux temps

- Vérification de l'étanchéité.
- Localisation des fuites.

2.1.3 Contrôle de l'étanchéité :

Un gaz occupe le volume V_0 à la pression atmosphérique p_a et à la Température T_0 . Comprimons-le dans une enceinte de volume V_e initialement à la pression atmosphérique. Après égalisation des températures, sa pression devient :

$$p_0 = \frac{V_e + V_0}{V_e} p_a \quad (2.1)$$

Supposons qu'il existe un débit de fuite $V^0 f_0$ défini dans l'état initial. Le volume de gaz encore contenu dans le récipient est alors $V_0 - V^0 f_0(t)$. Si la température du gaz varie au cours du temps (variations climatiques par exemple), et devient $T = T_0 + \Delta T$,

La nouvelle pression dans l'enceinte devient :

$$p = \frac{V_e + V_0 - V^0 f_0}{V_e} + \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} p_a \quad (2.2)$$

Ce résultat montre que la pression p dépend de la température T et de la pression p_0 (conditions climatiques variables) et peut varier au cours du temps comme le montre le diagramme suivant :

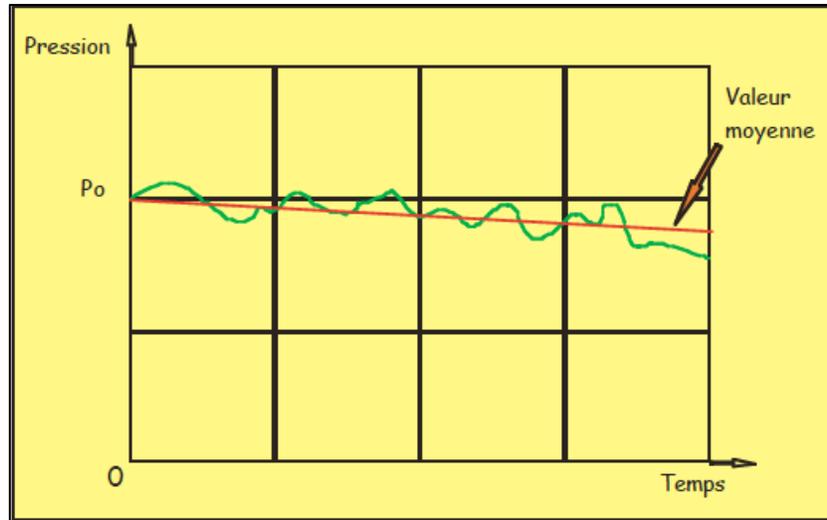


Fig 2.1 évolution temporelle de la pression dans une enceinte avec fuite

Cette méthode ne permet pas de mettre en évidence des fuites minimales surtout sur des grosses installations : problèmes de dilatation des enceintes, variations de pression et de température et durée des mesures pour observer la pente moyenne des mesures effectuées.

On abaisse le seuil de détection d'une fuite en utilisant un montage différentiel (Figure 2.2). On place un petit récipient de référence étanche et rigide à l'intérieur du réservoir principal et on mesure la différence de pression entre les deux volumes.

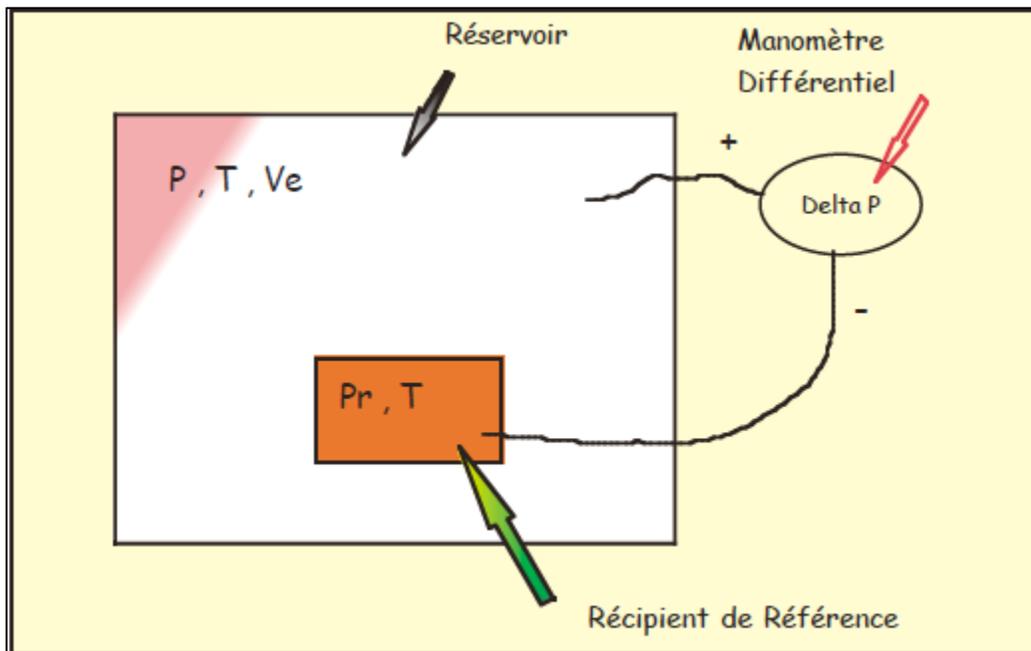


Fig 2.2 mesure différentielle des variations de pressions

On supposera que la température dans le récipient soit toujours en équilibre avec celle qui règne dans le réservoir, le manomètre indique :

$$\Delta p = \frac{V^0 f_0}{V_e + V_0} + \left(1 + \frac{\Delta T}{T_0}\right) p_a \quad (2.3)$$

Le manomètre indique une diminution de pression seulement si l'enceinte fuit, on s'affranchit des variations de température et de pression du milieu extérieur.

Pour les grandes enceintes (1000 m³ et plus), la température du gaz n'est pas homogène, donc il sera nécessaire de prendre plusieurs mesures en différents points du volume.

2.14 Localisation des fuites :

On découvre les plus petites fuites en revêtant les soudures, joints et endroits critiques avec un liquide pour y déceler les fuites de gaz (apparition de bulles). Une autre méthode consiste à introduire un traceur (gaz type fréon ou hélium) dans le système puis en promenant le long des endroits critiques, une sonde aspirante reliée à un spectrographe de masse : méthode praticable uniquement dans les endroits aérés où le traceur ne peut s'accumuler. [2]

2.2 Types d'étanchéité :

2.2.1 Etanchéité statique :

Une étanchéité est dite **statique** lorsque les pièces en contact sont immobiles l'une par rapport à l'autre. Plusieurs solutions peuvent être envisagées pour réaliser cette étanchéité (CF arbre de classification). La première consiste à plaquer deux surfaces de géométrie complémentaires l'une sur l'autre.

Ces deux surfaces pressées l'une contre l'autre se touchent en général par l'intermédiaire de leurs aspérités (notion de rugosité des surfaces en contact), ainsi le fluide peut communiquer d'un espace à l'autre. On peut modéliser cet espace par une fente d'épaisseur équivalente h (dont la valeur sera bien entendu déduite de la rugosité moyenne des pièces en contact) dans laquelle l'écoulement est généralement laminaire. Dans le cas d'un fluide incompressible, en négligeant la pression dynamique due à la vitesse, le débit volumique résulte de la loi de Poiseuille.

L'étanchéité statique se fait généralement de deux manières :

Étanchéité directe :

En pressant fortement deux surfaces métalliques l'une contre l'autre (figure 2.3a), leurs aspérités s'écrasent et les îlots de contact s'élargissent jusqu'à réaliser une bonne étanchéité même à de fortes pressions : les déformations locales des matériaux des surfaces en contact (figure 2.3b) permettent le maintien de cette étanchéité jusqu'à des pressions élevées.

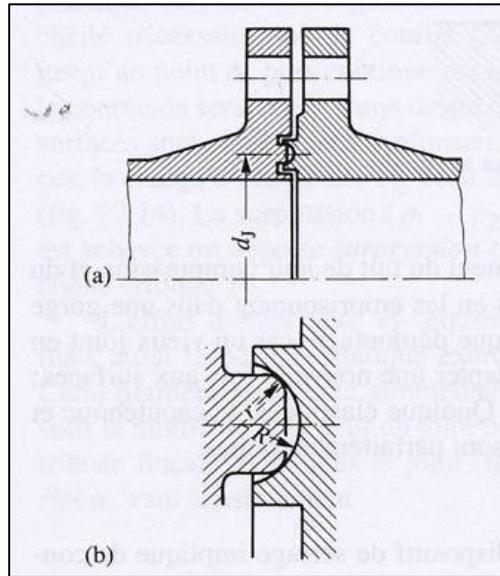


Fig 2.3 Bride DILO : (a) ensemble ; (b) détail du joint

Étanchéité indirecte :

Elle se fait par le biais d'un joint interposé entre les deux pièces, ce joint doit :

- remplir entièrement les dépressions entre les aspérités,
- supporter la pression et la température de service,
- résister à l'agression chimique des fluides à étancher.

Et pour obtenir une étanchéité correcte, il faut que :

- le matériau du joint présente un comportement plastique (figure 2.4),
- le matériau soit tendre (élastomère, fibres agglomérées, cuivre recuit, aluminium, fer doux),
- la surface de contact soit étroite afin de pouvoir comprimer le joint avec une pression convenable.

L'épaisseur des joints diminue avec le temps (plastification du matériau, fluage).

On peut limiter le fluage latéral du joint en l'emprisonnant dans une gorge. Lors du démontage d'un ensemble mécanique, il faut absolument remplacer l'ancien joint car celui-ci s'est généralement durci et ne peut plus s'adapter aux surfaces. Pour des joints en caoutchouc et élastomères, il faut s'assurer que les surfaces en contact soient polies.

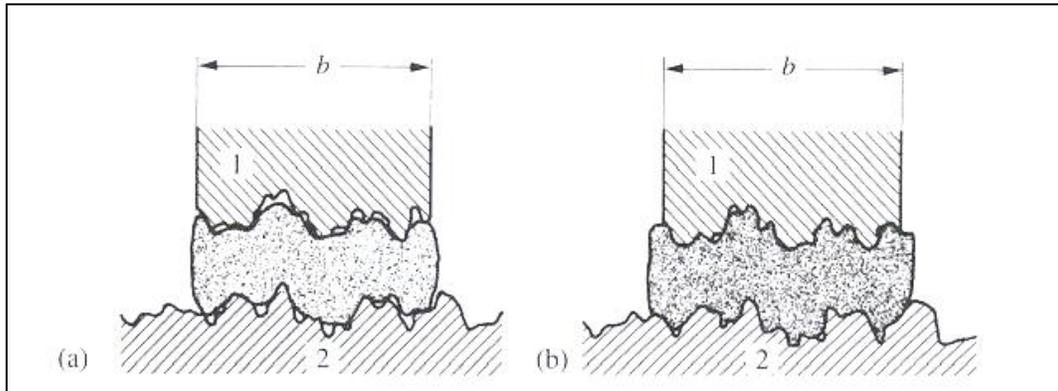


Fig 2.4 : Joint d'étanchéité

2.2.2 Etanchéité dynamique :

2.2.2.1 Principes :

Une étanchéité est dite dynamique lorsque les surfaces d'étanchéité sont mobiles. On distingue principalement deux cas suivant le type de mouvement entre les pièces (translation ou rotation).

2.2.2.2 Types d'étanchéité dynamique :

Translation :

Le mouvement est parallèle au gradient de pression (figure 2.5) : la pièce mobile balaie périodiquement une partie de la surface de la pièce fixe. Si le fluide à étancher est un liquide, il existe toujours un film de quelques microns d'épaisseur qui reste accroché à la surface. En passant dessus, la pièce mobile entraîne une faible quantité de liquide dans son mouvement et agit comme une pompe à viscosité. Le film ainsi réalisé lubrifie les surfaces et de ce fait diminue leur usure. Ce cas se rencontre dans tous les pistons et tiges de pistons.

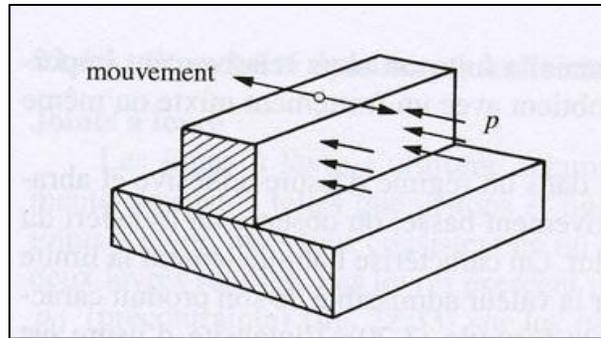


Fig 2.5 Mouvement parallèle au gradient de pression

Rotation :

En général le mouvement est perpendiculaire au gradient de pression (figure 2.6) :

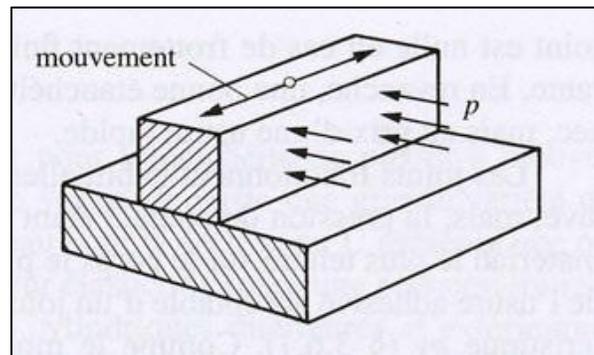


Fig 2.6 Mouvement perpendiculaire au gradient de pression

Les passages d'arbre à travers des parois (carters) conduisent à un mouvement perpendiculaire au gradient de pression. A défaut de mesures spéciales, les surfaces ne sont pas lubrifiées par le fluide alors que la vitesse relative est souvent très élevée, d'où une usure importante.

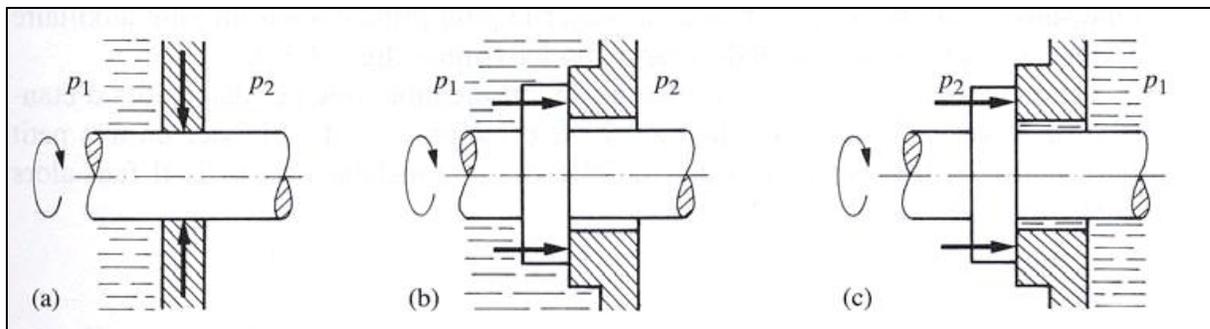


Fig 2.7 Dispositifs d'étanchéités (a) radiale (b) & (c) axiales $p_1 > p_2$

On peut distinguer deux classes :

- les étanchéités radiales (surface d'étanchéité cylindrique).
- les étanchéités axiales (surface d'étanchéité plane perpendiculaire à l'axe de rotation) : dans ce dernier cas, l'étanchéité est meilleure dans le cas (b).

2.2.3 Étanchéité dynamique indirecte :

Elle est réalisée par l'interposition d'un joint entre les deux surfaces en mouvement de rotation. Plusieurs problèmes sont à régler :

- Lubrification des surfaces au contact du joint pour diminuer le frottement donc la température (figure 2.8).
- La protection du joint des agents extérieurs (poussières abrasives par exemple).
- Montage correct du joint pour minimiser le débit de fuite (géométrie des surfaces, ajustement, pression de serrage, etc...)

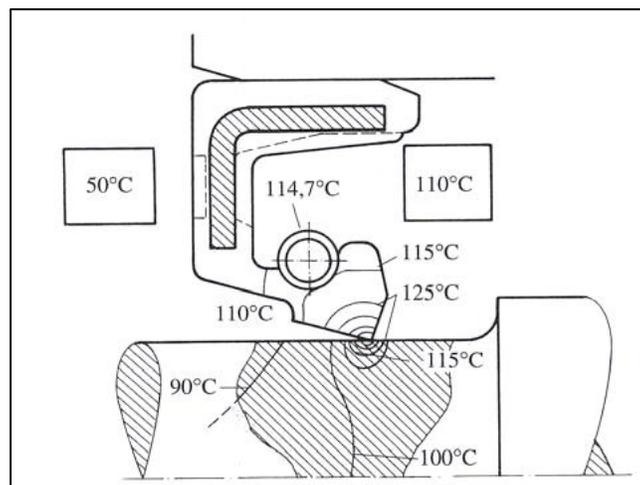


Fig 2.8 distribution des températures autour d'un joint à lèvres

2.2.4 Étanchéité dynamique directe :

Les pièces sont en contact par deux surfaces compatibles (cylindre ou plan). Il a été indiqué précédemment, une méthode de calcul du débit de fuite : l'étanchéité directe sera qualifiée par un débit de fuite. L'exemple ci-dessous combine les deux surfaces (cylindre au niveau des pistons et plan au niveau de la glace de distribution).

En général, les pistons sont rodés avec les chemises afin d'avoir une géométrie complémentaire et un jeu de fonctionnement le plus faible afin de diminuer les fuites qui peuvent être très faibles si le fluide est très visqueux.

2.2.5 Étanchéité dynamique semi-directe :

Ici, un fluide est interposé entre les deux fluides à étancher. La pression entre les deux volumes est quasiment nulle. On remplit souvent l'espace avec un liquide ou une graisse pour interdire le passage aux poussières et projections de liquide. Le fluide de barrage doit être compatible avec les différents milieux afin d'éviter toute réaction chimique. Les figures 2.9 et 2.10 montrent deux solutions (l'une avec de la graisse, l'autre avec un fluide de barrage). [2]

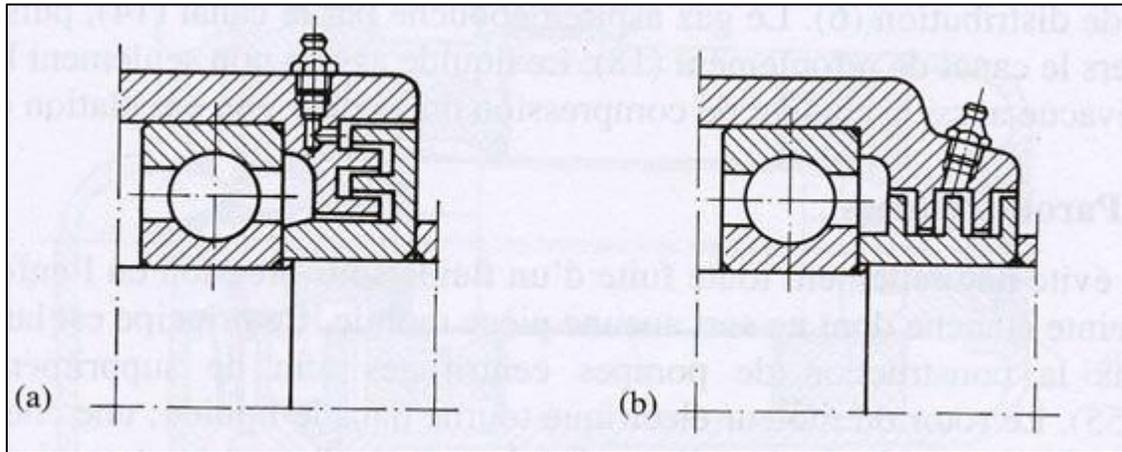


Fig 2.9 Labyrinthes graissés (radial & axial)

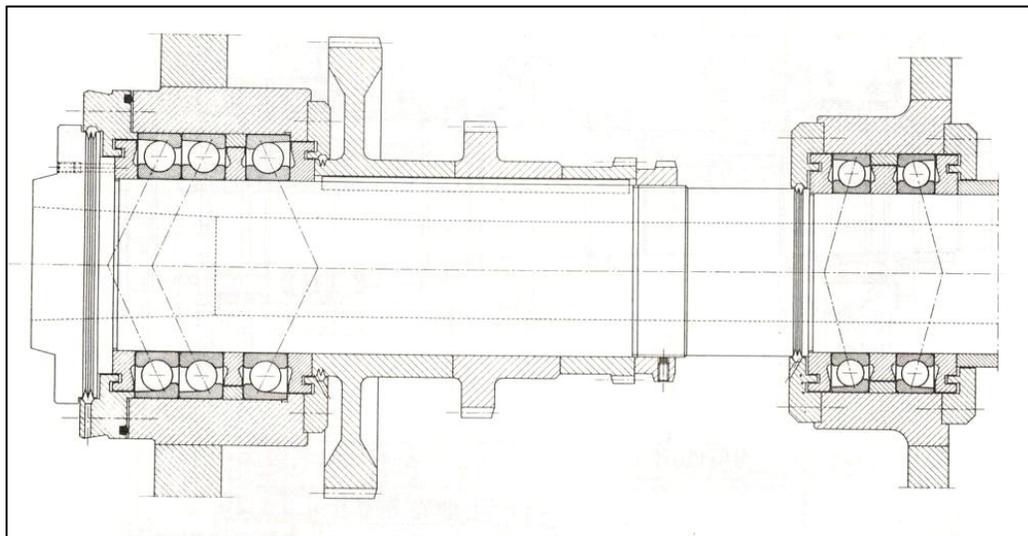


Fig 2.10 Exemple sur une broche de tour (25 Kw pour 2400 tours/minute)

2.2.6 Etanchéité d'arbres tournants :

Des solutions technologiques spécifiques sont retenues, selon que les surfaces d'un mécanisme sont en contact permanent ou non ; leur choix dépend de l'application

(encombrement, géométrie des pièces, coût), des fluides en présence (pression, température) et des performances recherchées (débit de fuite, durée de vie, fiabilité). Quelques-unes des plus couramment rencontrées sont présentées sur la figure 2.11. Dans un joint annulaire, l'écoulement autour de l'arbre est causé par la différence de pression entre ses deux extrémités. La résistance à l'écoulement dépend de la longueur de la portée et du jeu radial. Un joint labyrinthe présente une série de « chicanes » sur le parcours du fluide. Les pertes de charge occasionnées font fortement chuter le débit. Ces deux types d'étanchéités fonctionnent sans contact, avec un jeu fixe. L'écoulement s'effectue dans la direction axiale.

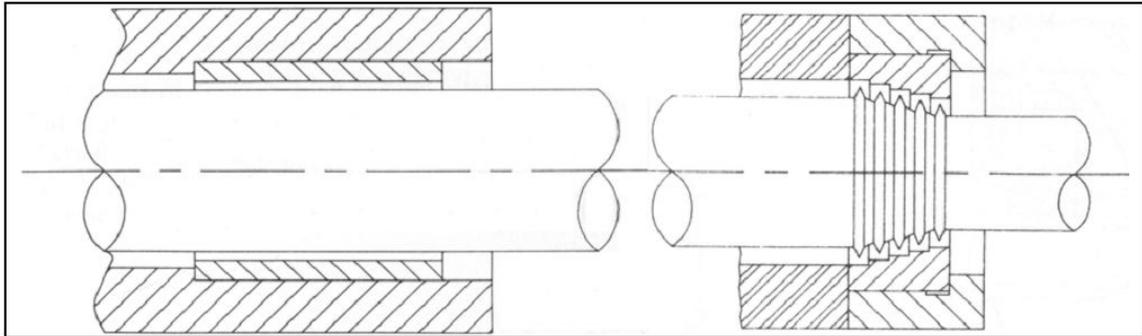


Fig 2.11 Joint annulaire / Joint labyrinthe

Les joints à lèvre peuvent assurer une étanchéité radiale ou axiale. Ils sont généralement en élastomère. Il y a contact entre l'arbre et la surface intérieure du joint, mais sur une aire très réduite. A l'inverse, cette aire peut être très étendue sur une garniture mécanique. Ces deux dispositifs d'étanchéité présentés dans la figure 2.12 fonctionnent en conditions de lubrification hydrodynamique ou mixte.

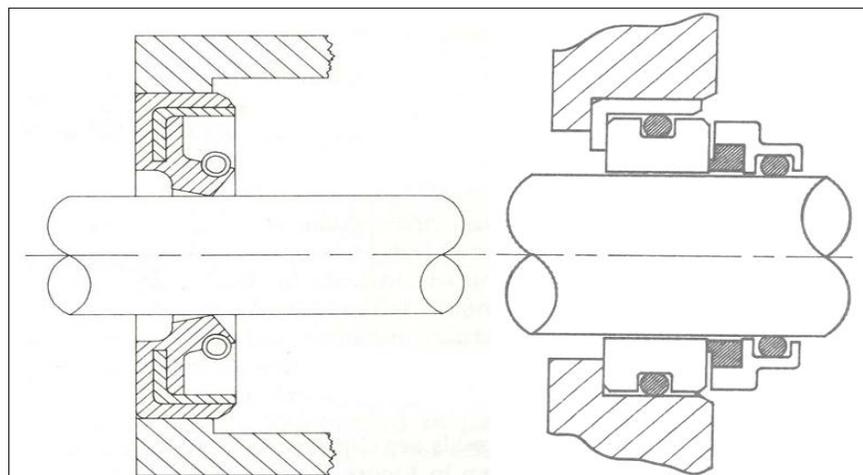


Fig 2.12 Joint à lèvre / Garniture mécanique

Les garnitures mécaniques sont employées dans un grand nombre de configurations, particulièrement dans des applications à hautes performances (vitesses élevées, forts gradients de pression, hautes températures). Ces composants peuvent être utilisés pour tous types de fluides suivant les matériaux en présence. [3]

Le tableau suivant représente les différents domaines d'utilisation des principaux des principaux dispositifs d'étanchéité d'arbres tournants.

Tableau 2.1 Domaines d'utilisation des principaux dispositifs d'étanchéité d'arbres tournants

Dispositif d'étanchéité	Joints annulaires, joints labyrinthes (fuite axiale)	Joints à lèvres (fuite axiale ou radiale)	Garnitures mécaniques (fuite radiale)
Température (°C)	peu d'influence, large domaine	-50 à 150	< 500
Vitesse de glissement admissible (m/s)	élevée (haut nombre de Reynolds)	moyenne (< 10 m/s)	élevée (> 10 m/s)
Gradients de pression (MPa)	0 à 5	0 à 0,5	0 à 20
Types de produits	gaz / liquides	liquides / pâtes / graisses	gaz / vapeurs / liquides / pâtes / graisses

CHAPITRE 3

LES GARNITURES MÉCANIQUES

La garniture mécanique est un organe essentiel de toute machine tournante comme les pompes, compresseurs, agitateurs, turbines à gaz, centrifugeuses, clarificateurs, raffineurs, réacteurs, etc. À ce titre, les différentes études menées par tous les services de maintenance des industriels montrent que la solution garniture mécanique est globalement la plus économique car présentant le meilleur compromis entre fiabilité et coût.

3.1 Historique :

Au début du 20^{ème} siècle, les joints d'étanchéité frontaux ont d'abord fait leur apparition dans la construction mécanique sporadiquement ; ils devaient améliorer de façon fonctionnelle et constructive les problèmes difficiles d'étanchéité des garnitures souples et presse-étoupe existants. L'exécution la plus simple, (figure a) consiste à laisser buter directement une bague solidaire de l'arbre sur une surface du carter. Néanmoins, par manque de matériaux appropriés et de moyens d'usinage, les avantages constructifs de ces garnitures ne produisent pas leur plein effet et c'est seulement vers les années 20 que des garnitures mécaniques furent employées sur une grande échelle dans des installations frigorifiques. Plus récemment une garniture élastique, dénommée bague en V, (figure b) a été employée dans les limites de la classe I du tableau 1 ; la conception est identique mais elle possède néanmoins grâce à sa matière une partie élastique et peut de ce fait mieux suivre les déplacements axiaux causés par la chaleur et les impératifs mécaniques. L'industrie automobile a reconnu très tôt les avantages des garnitures s'ajustant d'elles-mêmes et d'un fonctionnement sûr, et les mit d'abord en œuvre dans les pompes à eau de refroidissement des moteurs à combustion. De nos jours ces pompes à eau sont exclusivement équipées de garnitures mécaniques. Bien entendu les problèmes posés aux garnitures étaient relativement faciles à satisfaire avec les matériaux disponibles vus les conditions modérées : pression de l'eau de refroidissement de quelques bars, degré de pollution minime, température rarement au-dessus de 100⁰C et la vitesse de glissement de quelques mètres par seconde seulement.

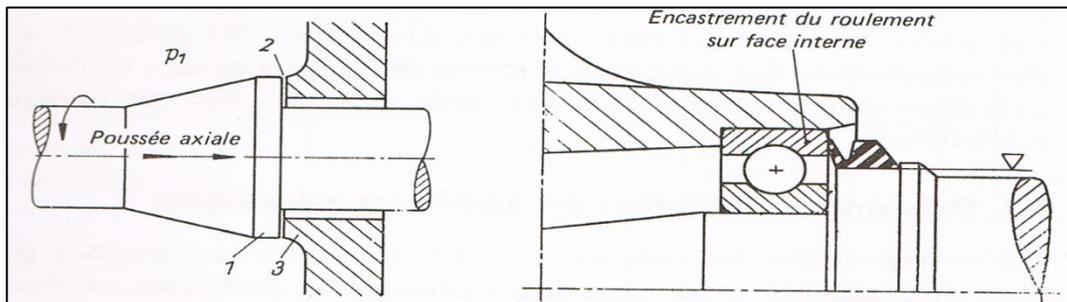


Fig 3.1 a) garniture mécanique simple **b)** bague d'étanchéité élastique à effet axial.

Par de nouveaux procédé de fabrication et un meilleur matériau, non seulement la sécurité d'emploi et la durée de vie ont été accrues, mais le prix de revient a également été abaissé. Lorsque l'emploi des garnitures mécaniques axiales réalisées en grandes séries se fut justifié dans l'industrie automobile, les constructeurs de pompes ainsi que la grande industrie chimique employèrent des garnitures mécaniques après la deuxième guerre mondiale d'une façon croissante et leur domaine d'application s'est étendu de plus en plus. L'industrie pétrolière en vient partiellement à prescrire l'emploi exclusif de garnitures mécaniques dans les raffineries, stations de pompage, navires pétroliers pour des raisons de sécurité et d'ordre pratique.

Vers 1945 des pressions d'étanchéité de 15 bars et des vitesses de frottement au-delà de 10 m/s étaient déjà critiques. Au cours des années 50 et 60, les possibilités relatives à la pression et à la vitesse de frottement ont décuplé et dans les années 70 les procédés de fabrications s'orientent vers des pressions de 500 bars. [4]

Les domaines d'application des garnitures mécaniques qui s'élargissent sans cesse sont très variés, de l'industrie automobile passant par le domaine pétrolier mais aussi le domaine pharmaceutique et chimique et enfin le domaine des eaux et des eaux usées, De nos jours les garnitures mécaniques répondent à des conditions de fonctionnement très dures (température et pression surtout) et le débit de fuite est de plus en plus minimisé, et tout ça avec des durées de vies très élevées, les constructeurs offrent de même des solutions adaptées. Les dernières technologies proposent même des garnitures équipées d'alarme en temps réel des paramètres de température et de pression qui permet une identification anticipée des problèmes permettant ainsi de prendre très tôt toutes les actions correctives qui s'imposent afin de maximiser la durée de vie de la garniture.

3.2 Définition des garnitures mécaniques :

Les garnitures mécaniques d'étanchéité sont un des éléments constitutifs des machines tournantes les plus critiques. En effet, de leur intégrité dépend le bon fonctionnement des applications où elles sont utilisées.

Une garniture mécanique se compose principalement d'un ensemble tournant ou rotor lié à l'arbre et d'un ensemble fixe ou stator lié au carter de la machine. Dans l'exemple présenté sur la figure 3.1, le rotor est fixé de façon rigide à l'arbre. Les étanchéités secondaires, réalisées par des joints toriques, et les ressorts confèrent au stator les degrés de liberté nécessaires à un alignement parfait avec l'élément tournant. Le joint est dit à "stator flottant". Réciproquement, il existe des joints à "rotor flottant".

Le rôle des garnitures est de séparer des espaces entre lesquels existent des différences de pressions, de fluides et de températures.

En outre, elles évitent l'introduction de corps étrangers dans les organes de machines et les pertes de lubrifiant des carters.

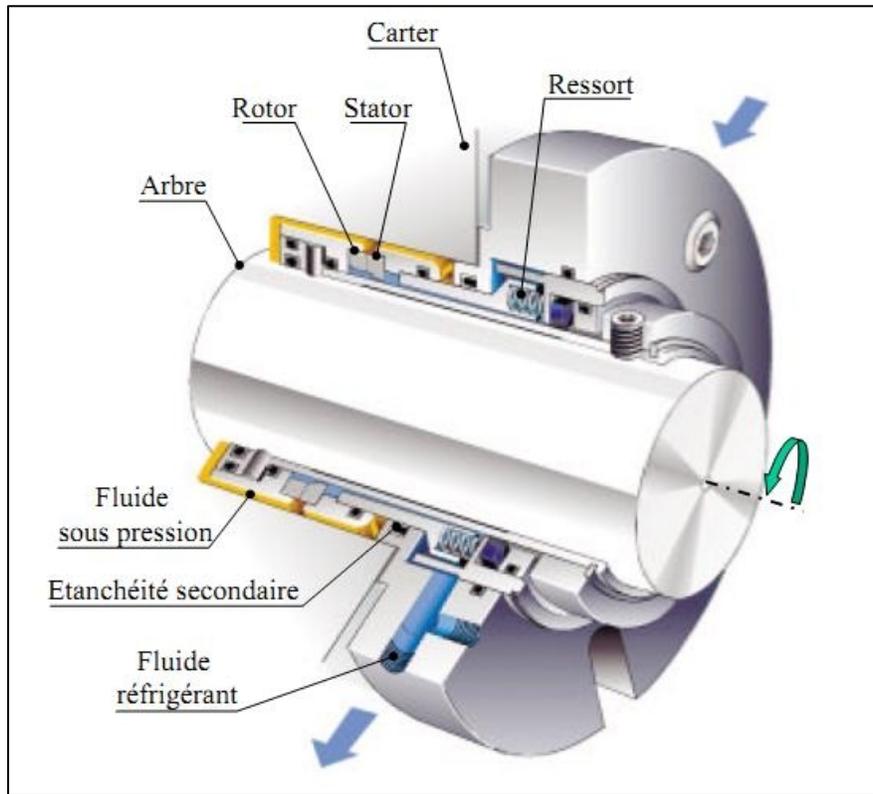


Fig 3.2 Constitution d'une garniture mécanique (Safeseal SBW John Crane)

Les faces de frottement du rotor et du stator constituent la barrière entre les deux milieux. Celles-ci sont maintenues en contact par l'effort exercé par les ressorts et par le fluide sous pression. Les étanchéités statiques entre les autres éléments de la garniture sont assurées par des joints toriques comme sur l'exemple de la figure 3.2. Sur certains modèles de joint, un soufflet métallique ou en élastomère remplace les ressorts et joue le rôle d'étanchéité secondaire. Une étanchéité efficace implique un débit de fuite nul. Néanmoins, lorsque les critères de fiabilité sont prépondérants, les deux bagues constituant la garniture doivent être séparées par un film fluide très mince (de l'ordre de quelques μm) afin d'éviter l'usure des faces de la garniture tout en limitant la fuite à une valeur acceptable. Le film fluide est fortement cisailé en raison du mouvement relatif des anneaux et de la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du joint. La puissance dissipée par frottement visqueux génère une élévation de température au sein du film et des éléments contigus. Les conditions de lubrification de l'interface du joint se trouvent alors modifiées en raison de l'évolution de la viscosité du fluide avec la température, des déformations thermoélastiques des éléments du joint qui peuvent être du

même ordre que l'épaisseur du film et de l'apparition, dans certains cas, de changement de phase. Une telle évolution peut aboutir à un comportement instable du joint qui se caractérise par une fuite importante ou bien par le contact des faces entraînant une détérioration rapide. Toutefois l'injection d'un fluide réfrigérant permet, dans certains cas, d'éviter ces situations critiques (**Fig 3.2**). En revanche, les effets thermiques peuvent être utilisés pour améliorer les performances du joint (fuite réduite, meilleur comportement dynamique, ...).

3.3 Principe de fonctionnement :

3.3.1 Généralités :

Une garniture mécanique assure l'étanchéité entre deux éléments mécaniques en rotation relative, en contact sur deux surfaces planes annulaires

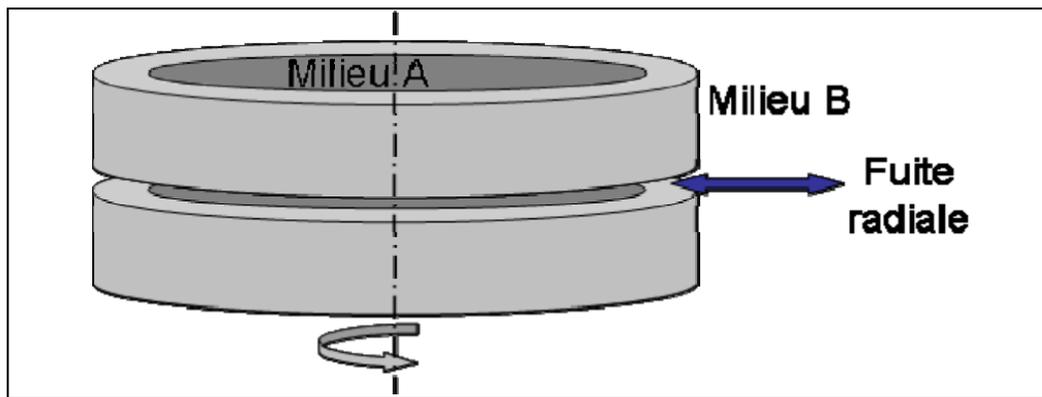


Fig 3.3 Description sommaire d'une garniture mécanique

Le contact entre les deux faces permet de séparer les fluides situés respectivement à l'intérieur et à l'extérieur des anneaux. Or, compte tenu du glissement relatif entre les deux surfaces de la garniture, celles-ci sont soumises à un processus d'usure pouvant s'avérer important, voire destructeur. Bien que certaines applications particulières nécessitent un contact permanent, dans la majeure partie des cas un film lubrifiant est présent et limite ainsi cette usure. En contrepartie, la fuite ainsi provoquée doit être réduite au minimum acceptable pour assurer de bonnes performances à l'étanchéité. La configuration de fonctionnement optimale d'une garniture mécanique est donc celle qui minimise à la fois le frottement et le débit de fuite.

3.3.2 Phénoménologie :

De nombreux phénomènes physiques interviennent au sein d'une garniture mécanique lors du fonctionnement. Outre le frottement entre les surfaces solides constituant les deux anneaux de la garniture, le mouvement relatif de ceux-ci crée une

portance au sein du très mince film fluide présent dans l'interface. Cette charge ainsi que les forces de contact doivent équilibrer les efforts extérieurs au joint. Les phénomènes thermiques sont généralement très influents dans les garnitures mécaniques, en raison de la faible épaisseur du film et des vitesses de rotation parfois élevées causant un fort cisaillement du film. Le frottement sec ou visqueux entraîne une dissipation de chaleur qui tend à perturber les paramètres tribologiques du contact. Les modifications induites concernent :

- Les caractéristiques du fluide (viscosité) avec possibilité de changements de phase,
- La micro-géométrie locale en raison des déformations thermoélastiques des surfaces,
- Les propriétés mécaniques des matériaux.

Ces phénomènes ont eux-mêmes des répercussions sur le comportement dynamique de l'étanchéité, et sur les conditions de lubrification dans l'interface.

3.4 Caractéristiques :

3.4.1 Matériaux :

Les matériaux les plus utilisés pour constituer les anneaux des garnitures mécaniques sont à base de carbone. Les pièces en graphite sont en effet réputées pour leur endurance au frottement, et les céramiques (carbures de Silicium ou Tungstène), très résistantes, atteignent des durées de vie élevées. Les autres matériaux présents dans les applications courantes sont généralement métalliques (aciers traités, fontes). Les surfaces sont obtenues après de soigneuses opérations d'usinage offrant des états de surface aussi fins que possible. Les épaisseurs de film entre les faces des garnitures sont alors de l'ordre du micron dans les applications usuelles. Le rodage des faces (surtout s'il est suivi d'un polissage) contribue à réduire l'amplitude des rugosités, et ainsi diminuer cette épaisseur tout en augmentant le taux de surface en contact. La planéité des surfaces est particulièrement indiquée pour maximiser l'aire de contact et ainsi remplir l'objectif d'une fuite minimale. Cela conduit à un fonctionnement en régime mixte.

3.4.2 Conicité :

A l'inverse, en régime de lubrification hydrodynamique, il est préférable que les faces de la garniture ne soient pas parfaitement planes. Des études ont montré que certaines configurations conduisent à un fonctionnement instable du joint ; la stabilité du film en opération est alors obtenue si les faces forment un convergent dans le sens de l'écoulement de fuite. Une faible conicité de l'interface est donc recherchée (**Fig. 3.4a**). Cela correspond à un angle d'inclinaison de l'ordre de 10^{-3} rad (**Fig. 3.4b**) ; cette conicité est le plus souvent contrôlée par les déformations des faces en fonctionnement.

Ces déformations sont d'origine mécanique (pressions des fluides) ou thermique (dilatations, déformations thermoélastiques).

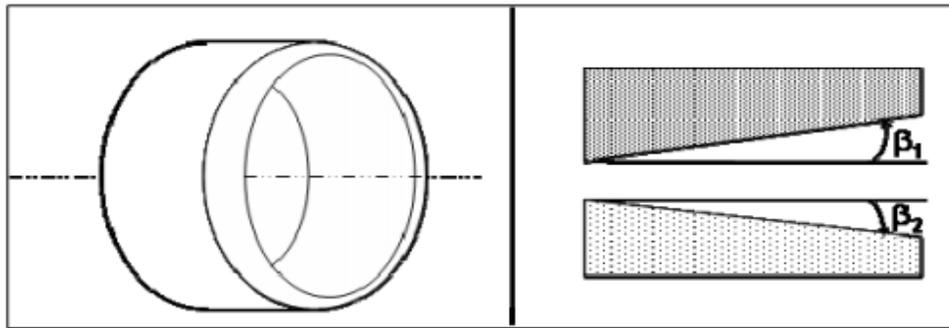


Fig 3.4a/3.4b Conicité radiale / Interface convergente

3.4.3 Liaisons :

Chaque anneau d'une garniture est lié à un support, lui-même lié soit à l'arbre soit au logement. Ces supports sont appelés « rotor » s'ils tournent par rapport à l'axe principal, ou « stator » s'ils sont bloqués en rotation autour de cet axe. Dans la majorité des applications, un des deux anneaux est fixe par rapport à l'axe du joint. Les faces de frottement sont en liaison encastrement avec leur support respectif. Les éléments tournants disposent généralement de mouvements supplémentaires : ils sont « flottants ». L'agencement le plus fréquent de la pièce flottante est la liaison à trois degrés de liberté, autorisant trois mouvements de faible débattement : une translation suivant l'axe de révolution des anneaux, et deux rotations autour des deux autres axes de directions radiales. L'avantage de cette liaison « flexible » est de faciliter l'entraînement dynamique du mésalignement de l'anneau flottant par celui de l'anneau rigide [3], ce qui réduit ainsi le mésalignement relatif des deux faces.

3.4.4 Etanchéité :

L'élément flottant est soumis à deux forces axiales opposées : d'une part l'action de la pression statique des fluides, qui tend à rapprocher les faces (la force de fermeture), et d'autre part la portance engendrée par les effets hydrostatique et hydrodynamique dans le film lubrifiant, qui tend à séparer les faces (la force d'ouverture). L'épaisseur du film et donc le débit de fuite dépendent directement de l'équilibrage de ces forces. En l'absence de pression des fluides, des éléments déformables élastiques permettent de maintenir les faces en contact pour assurer l'étanchéité. Les composants les plus fréquemment rencontrés pour exercer l'effort nécessaire – de faible intensité – sont les ressorts et les soufflets (figure 3.4).

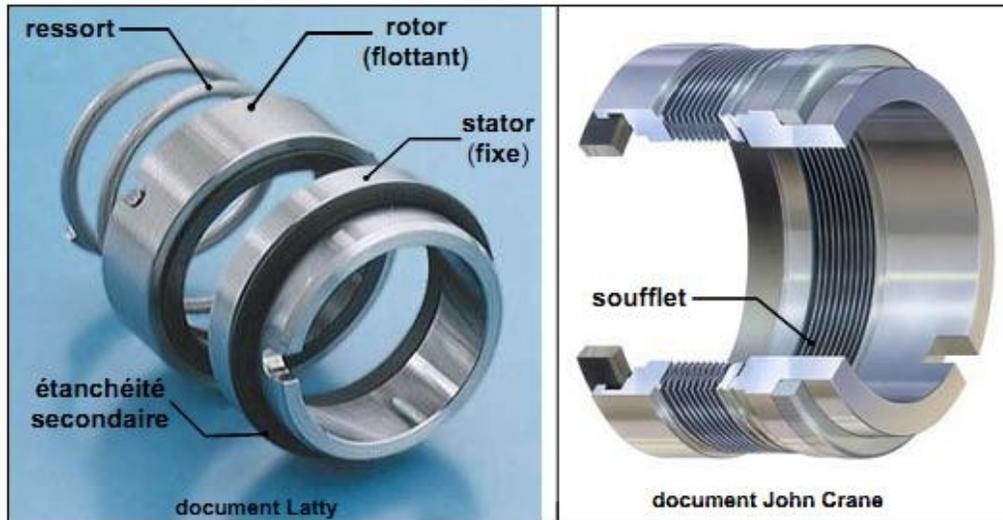


Fig 3.5a/3.5b Garniture avec ressort / Anneau flottant avec soufflet

L'étanchéité dite « secondaire » est réalisée entre l'anneau et son support, le plus souvent au moyen d'un joint torique (sur la figure **3.5a**, le joint secondaire du rotor n'est pas visible). Les principaux paramètres à prendre en compte lors de la conception sont : la température atteinte lors du fonctionnement, les contraintes causées par la pression et les dilatations, et la compatibilité chimique avec les fluides. Le joint secondaire est un élément capital dans le fonctionnement d'une garniture, car il détermine les efforts statiques exercés par les fluides, et influence de facto le comportement vibratoire de l'anneau. Signalons que l'emploi d'un soufflet remplit également la fonction d'étanchéité secondaire, ce qui évite d'utiliser un joint en élastomère (figure. **3.5b**).

3.5 Compensation et équilibrage :

La notion de compensation se rapporte à l'équilibre statique de l'élément flottant. Les fluides exercent des pressions sur la face arrière du support et tendent à maintenir les anneaux en contact. La section annulaire sur laquelle chacune de ces pressions est appliquée (S_h pour la pression extérieure p_{ext} , $S - S_h$ pour la pression intérieure p_{int}) dépend du rayon hydraulique r_h (figure 3.5). L'effort résultant subi par le support flottant est:

$$F_{hs} = \pi(r_{ext}^2 - r_h^2)p_{ext} + \pi(r_h^2 - r_{int}^2)p_{int} \quad (3.1)$$

A cette force hydrostatique s'ajoutent F_{res} , la charge appliquée au niveau des ressorts ou des éléments élastiques, et F_{sec} , celle exercée par les joints toriques (étanchéités secondaires). La somme de ces efforts constitue la force de fermeture du joint :

$$F_{ferm} = F_{hs} + F_{res} + F_{sec} \quad (3.2)$$

Les actions F_{res} et F_{sec} sont souvent négligées, du fait de leur faible part à la force de fermeture. Dans ce cas, l'équation d'équilibre de la pièce flottante s'écrit :

$$\pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)p_{moy} = \pi(r_{ext}^2 - r_h^2)p_{ext} + \pi(r_h^2 - r_{int}^2)p_{int} \quad (3.3)$$

La pression moyenne p_{moy} est celle qui règne dans l'interface. [3]

3.5.1 Définition du coefficient de compensation b_h :

Soit le coefficient de compensation (ou d'équilibrage) b_h , défini comme étant le rapport de la section S_h soumise à la pression extérieure et de la surface de contact subissant la pression p_{moy} :

$$b_h = \frac{S_h}{S} = \frac{r_{ext}^2 - r_h^2}{r_{ext}^2 - r_{int}^2} \quad (3.4)$$

Ce nombre caractérise l'importance de la charge due à la pression des fluides. Dans l'exemple de la figure 3.6, c'est la pression extérieure au joint qui est la plus importante ($p_{ext} > p_{int}$). Dans ces conditions :

$$\frac{1}{2}(p_{ext} + p_{int}) \leq p_{moy} < p_{ext} \quad (3.5)$$

Le rayon hydraulique choisi est tel que $r_{int} < r_h < r_{ext}$; les valeurs du coefficient d'équilibrage sont donc elles aussi bornées :

$$0,5 \leq b_h < 1 \quad (3.6)$$

Dans ce cas, la garniture est dite « compensée ». Si au contraire le coefficient d'équilibrage est supérieur à 1, la force de fermeture ne peut pas être équilibrée par la force (d'ouverture) due à l'effet hydrostatique. Il y a alors contact des faces et la garniture est dite « non compensée ». Si le coefficient d'équilibrage est inférieur à 0,5, c'est la force d'ouverture qui est prépondérante et les faces s'écartent, entraînant une large fuite.

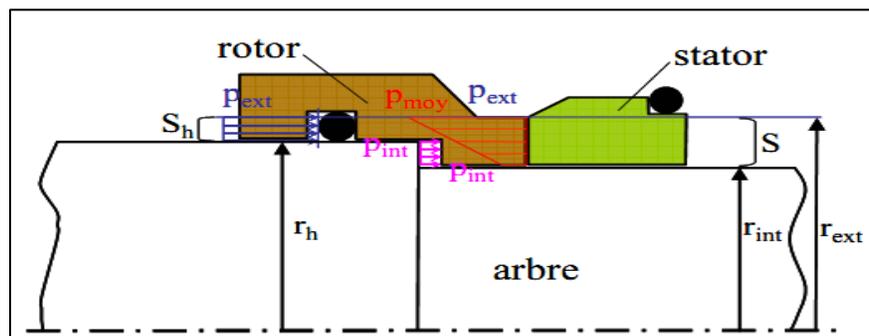


Fig 3.6 Compensation dans une garniture mécanique

Dans la pratique, compte tenu des déformations thermomécaniques de faces, les coefficients de compensation ne sont jamais inférieurs à 0,5. Les coefficients de compensation peuvent être dimensionnés sur mesure pour des garnitures spéciales. Elles sont proposées pour les produits standards à des valeurs typiques de 0,65, 0,75 et 0,85. Pour les garnitures non compensées, le coefficient de compensation est typiquement de 1,1 à 1,2.

L'utilisation de garnitures compensées est fortement conseillée pour des pressions à étancher supérieures à 10 bars et recommandée pour des pressions supérieures à 6,5 bars.

Si $b_h \geq 1$ (garniture non compensée) (figure 3.7a). Elle est désignée par la lettre U (*unbalanced*) suivant la norme EN 12756.

Si $b_h < 1$ (garniture compensée) (figure 3.7b). Elle est désignée par la lettre B (*balanced*) suivant la norme EN 12756.

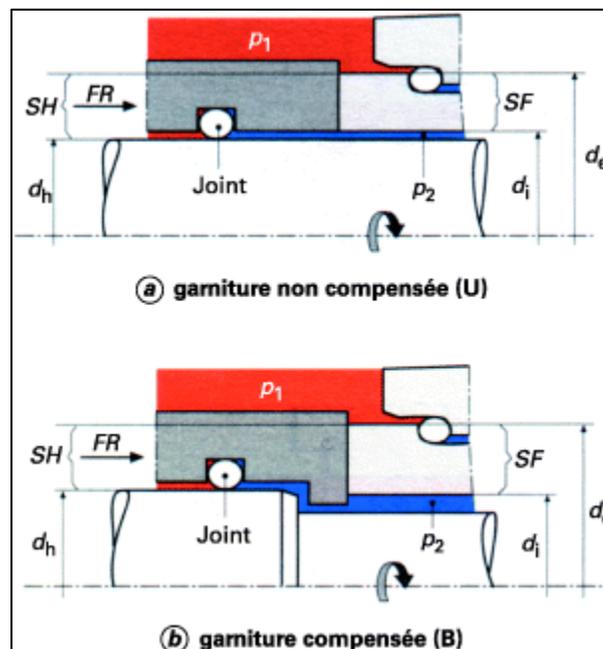


Fig 3.7 Compensation des garnitures

3.6 Consommation d'une garniture mécanique et facteurs agissant sur l'étanchéité :

La partie du film liquide entretenue par la rotation qui s'échappe hors des faces constitue la consommation de la garniture mécanique.

De manière simplifiée, on peut exprimer le débit de fuite en considérant un écoulement laminaire complet entre les faces supposées parallèles. Le débit de fuite varie alors proportionnellement au cube de la distance qui sépare les deux faces (h hauteur d'interface = épaisseur de film) selon la formule suivante :

$$Q = \frac{\pi D h^3 (p_1 - p_2)}{12 \eta b} \quad (3.7)$$

Cette formule théorique n'est en pratique pas applicable, en effet les consommations tolérées conduisent à des valeurs correspondant à la formation d'un film mince avec des contacts ponctuels entre les faces, en régime de lubrification mixte. De plus, en fonctionnement, les faces subissent des déformations thermomécaniques et les états de surface influent aussi sur la lubrification.

3.6.1 Coefficient de frottement/puissance absorbée :

La **puissance absorbée** P_a par une garniture mécanique en fonctionnement est :

$$\text{Avec : } P_a = P_t + P_f \quad (3.8)$$

- P_t : puissance dissipée en turbulence, en général négligeable ; elle n'est à considérer que dans les cas de vitesse périphérique importante (> 20 m/s),
- P_f : puissance de frottement dissipée en chaleur, calculée par :

$$P_f = \frac{\pi D N f F_{ferm}}{60} \quad (3.9)$$

Où f est le coefficient de frottement et N la vitesse de rotation.

En régime établi et stable, le coefficient f dépend d'un paramètre de charge proportionnel à la viscosité du fluide et à la vitesse de rotation, et inversement proportionnel à la charge normale appliquée aux faces. Il est aussi dépendant des matériaux utilisés et de leur état de surface lorsque le film n'est pas complet.

3.6.2 Influence de l'état de surface :

En régime de lubrification mixte, ce paramètre est dominant car les surfaces en contact sont constituées d'une succession d'aspérités de formes et de dimensions quelconques. Le contact entre deux surfaces pressées l'une sur l'autre s'établit par les points hauts des aspérités jusqu'à ce que la surface réelle S de contact soit capable de supporter la charge totale F_{ferm} (figure 3.8). Il en résulte que les contacts obtenus dans ces conditions constituent de véritables petites soudures ponctuelles. La rupture de ces petites soudures représente la majeure partie de l'effet de frottement.

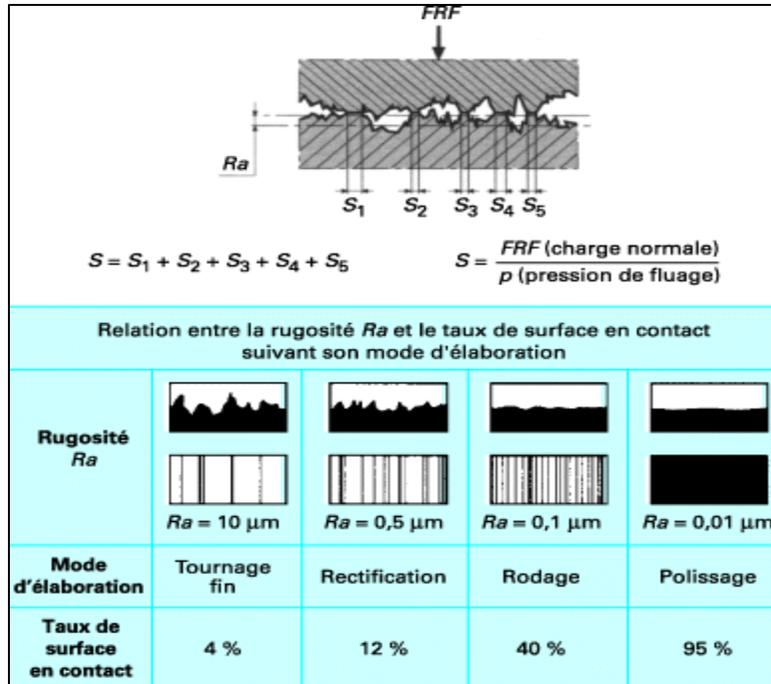


Fig 3.8 États de surface

L'effort de **frottement tangentiel** F_t est la somme des efforts nécessaires pour cisailer les zones qui se soudent à tout instant et des efforts pour vaincre l'opposition due aux irrégularités des surfaces. [5]

On conçoit ainsi aisément que le **coefficient de frottement** soit lié directement à la rugosité des faces frottantes :

$$\tan \varphi = f = \frac{F_t}{F_{ferm}} \quad (3.10)$$

3.7 Différents types de garnitures :

3.7.1 Sélection du type de garnitures :

Les données à prendre en compte pour sélectionner une garniture sont nombreuses et peuvent parfois être complexes, cependant elles peuvent être réparties en quatre catégories :

- les conditions de service (vitesse, pression, température) ;
- le fluide à étancher (nature, dangerosité....) ;
- les normes ou exigences applicables ;
- la facilité de montage ou d'intervention exigée.

La sélection définitive doit être faite en collaboration avec les utilisateurs/constructeurs suivant un cahier des charges établi afin de garantir les meilleurs aspects sécurité et fiabilité de l'étanchéité.

3.7.2 Paramètres influents :

Parmi les paramètres techniques listés précédemment et qui influent sur la sélection, quatre d'entre eux présentent un caractère primordial et doivent nécessairement être pris en compte. À noter que chacun des paramètres ci-dessous ne peut être pris en compte indépendamment l'un de l'autre. En effet, leur combinaison modifie les caractéristiques de fonctionnement de la garniture mécanique.

Pression à étancher p :

Il est nécessaire de connaître avec précision la valeur de la pression du fluide à étancher afin de sélectionner une garniture mécanique compensée ou non. En effet, les garnitures mécaniques non compensées sont généralement limitées à 10 bars, dépendant du type et de la taille de la garniture mécanique. La limitation en pression des garnitures compensées est fonction principalement des déformations mécaniques des pièces soumises à pression.

Vitesse de rotation N :

Une garniture mécanique doit être dynamiquement stable à sa vitesse de rotation. Des défauts géométriques sur la machine ou générés lors du montage entraînent à haute vitesse un film interface instable. Au-dessus d'une vitesse périphérique de 20 m/s environ au niveau des faces, on adopte des garnitures mécaniques stationnaires acceptant plus de défauts géométriques car non soumises aux efforts centrifuges.

La vitesse de rotation influe également sur le choix des matériaux des faces de frottement afin de limiter la génération de chaleur, ce qui permet de conserver un film interface toujours stable.

Température T :

Tous les composants de la garniture mécanique doivent garder leur intégrité dans toute la plage de température de fonctionnement, que cela soit pendant les phases de fonctionnement normales ou accidentelles.

Les garnitures mécaniques à joint semi-dynamique sont généralement limitées à 200-250 °C à cause de la tenue des élastomères. Pour des températures supérieures, les garnitures mécaniques à soufflet métallique sont préférées ; il en est de même pour les très basses températures (inférieures à - 50 °C).

Fluide à étancher :

Les caractéristiques suivantes du fluide à étancher sont très importantes pour déterminer le type de conception.

Propriétés chimiques :

Tous les matériaux de la garniture mécanique doivent résister à la corrosion et aux attaques chimiques générées par celui-ci.

Présence de particules :

Un fluide abrasif peut entraîner des dégradations rapides des faces de frottement et détermine le choix des matériaux. De plus, les risques de colmatage doivent être pris en compte lors du choix de la garniture.

Volatilité :

Pour les garnitures liquides, le fait de maintenir dans l'interface un film toujours liquide est fortement lié au type de montage de la garniture mécanique. Si des risques de vaporisation sont présents, il conviendra de limiter l'échauffement aux faces :

- par le choix de matériaux ayant de faibles coefficients de frottement et une bonne conductivité thermique ;
- par une conception particulière de la garniture mécanique permettant d'adapter la pression au niveau de l'interface ;
- par le choix de dispositifs d'exploitation appropriés.

Dangerosité :

pour les fluides qui présentent des caractères d'explosivité, de toxicité ou d'inflammabilité, il convient de choisir un montage et/ou un dispositif d'exploitation qui garantit l'absence de fuite dans l'environnement.

Lors de la conception d'une garniture, c'est bien un compromis entre ces quatre paramètres techniques que le constructeur devra appréhender. En effet, les déformations mécaniques induites par la pression peuvent être fortement modifiées par la superposition de déformations induites par la température qui, elle-même, peut être fonction de la vitesse de rotation et du fluide à étancher.

En analysant tous les paramètres précédents affectant les performances d'une garniture mécanique, le choix d'un type peut être effectué.

Il y a deux critères pour le choix du type :

Selon la technologie :

Les deux grandes familles de garnitures sont (figure 3.9) :

- les garnitures mécaniques à joint semi-dynamique (à ressort).
- les garnitures mécaniques à soufflet ou membrane.

3.7.3 Garnitures à joint semi-dynamique (à ressort) :

Les garnitures mécaniques à joint semi-dynamique sont compensées ou non compensées. Le ressort peut être dans ou en dehors du fluide à étancher. L'arrêt en rotation de la partie coulissante peut se faire par goupille, par crabot ou par ressort. Généralement, elles sont limitées par la tenue en température des joints utilisés. Il est possible de fonctionner à de hautes pressions (plus de 150 bars).

3.7.4 Garnitures à soufflet ou membrane :

Ces garnitures mécaniques ont des membranes en élastomère ou des soufflets métalliques. Du fait de leur conception, elles sont compensées. Ces garnitures sont montées directement sur un arbre lisse. Le soufflet assure trois fonctions : la force mécanique (élément ressort), l'entraînement en rotation de la face tournante et l'étanchéité secondaire (absence de joint semi-dynamique). En fonction des matériaux de construction, les garnitures à soufflet peuvent être utilisées à des températures élevées (jusqu'à 500 °C) et leur limite de pression se situe aux environs de 50 bars. [5]

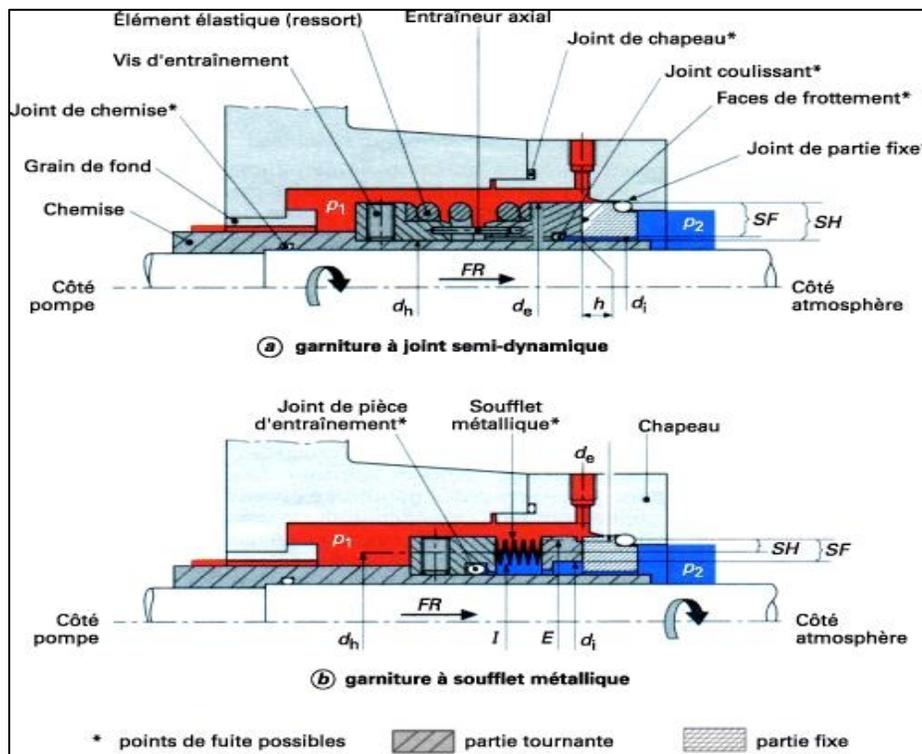


Fig 3.9 Types de garnitures mécaniques

Selon la nature de la lubrification :

3.7.5 Garniture mécanique avec contact :

Le principe de base consiste à assurer l'étanchéité entre deux faces en mouvement relatif (rotation) lubrifiées par un film liquide. Ce film entretenu par la rotation provient du fluide véhiculé par la machine ou d'un fluide auxiliaire. Une infime partie du film peut s'écouler hors des faces de frottement. Ce débit est appelé fuite ou consommation de la garniture. Le frottement, au niveau du film, produit de la chaleur qui chauffe les faces de frottement, le film lui-même, et le fluide environnant. Pour assurer une durée de vie optimale des faces de la garniture, le film doit être stable et liquide. Pour éviter sa vaporisation, le fluide à étancher doit avoir une pression suffisante au droit de la garniture (voir tension de vapeur des fluides considérés).

3.7.6 Garniture mécanique sans contact (dite garniture gaz) :

Le principe de base consiste à assurer l'étanchéité entre deux faces en mouvement relatif (rotation) par un film gazeux.

Constitution :

Les éléments principaux de la garniture mécanique sans contact sont similaires à ceux de la garniture mécanique avec contact ; à l'exception :

- des faces de frottement qui sont plus larges ;
- de la présence d'une série de rainures (formes géométriques en creux) spécifiques à chaque fabricant sur l'une des faces

Le principe de fonctionnement de la garniture sans contact à rainures est basé sur un équilibre des forces aérostatiques et des forces aérodynamiques qui fournit un jeu interface minimal et stable. Figure(3.11)



Fig 3.11 Différents types de rainures

3.8 Variantes de conception :

Le choix d'un type de garniture mécanique est réalisé en optimisant chaque détail de sa conception par rapport aux conditions de service de l'application. Le choix définitif d'un type de garniture mécanique se fera en prenant pour chaque variante la solution optimisée pour l'application (par exemple, garniture mécanique à joint semi-dynamique, interne, tournante, compensée, mono-ressort dans le produit à étancher).

3.9 Sélection du type de montage :

Il existe trois types de montage pour les garnitures mécaniques :

- montage simple ;
- montage tandem ;
- montage double.

Le type de montage sera sélectionné principalement en fonction des propriétés du fluide à étancher, en prenant les paramètres suivants en compte.

Toxicité/inflammabilité/explosivité :

Il est nécessaire de connaître les conséquences sur le personnel et l'environnement d'une fuite de la garniture vers l'atmosphère afin de sélectionner un type de montage permettant ou non le confinement de cette fuite.

Volatilité :

Le ΔT disponible dans la boîte à garniture est la différence entre la température de vaporisation du liquide à la pression à étancher et sa température dans la boîte à garniture. Dans le cas d'une garniture mécanique à contact lubrifiée, pour maintenir un film liquide stable entre les deux faces de frottement de la garniture, il est essentiel de maintenir un ΔT minimal au droit des faces de celle-ci. La pratique habituelle est de choisir un ΔT minimal de 5 à 10 °C.

Cristallisation/dépôts :

Certains produits contenant un fort pourcentage de particules solides dissoutes ont la particularité de former des cristaux du côté extérieur au fluide à étancher suite à la consommation normale de la garniture. De même, les solutions d'hydrocarbures à haute température se décomposent et forment des dépôts. Le type de montage sélectionné doit permettre d'éliminer ces dépôts afin d'éviter un colmatage de l'élément semi-dynamique de la garniture.

3.9.1 Montage simple :

Le produit à étancher est isolé de l'atmosphère par une seule garniture mécanique, le film lubrifiant est assuré par le produit étanché. Ce type de montage (figure 3.12) est le plus économique et le plus répandu.

Le fluide à étancher doit être propre, non abrasif, et non dangereux.

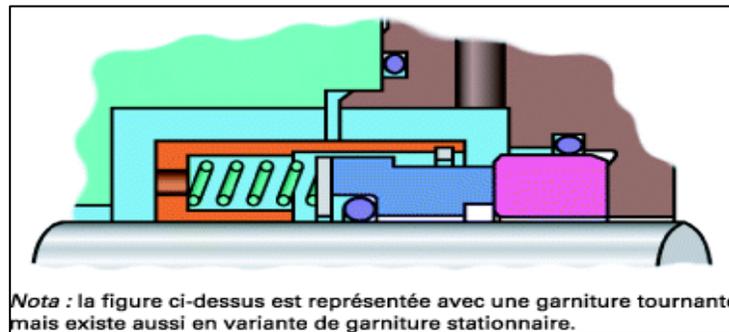


Fig 3.12 Montage simple

3.9.2 Montage tandem :

Le produit à étancher est isolé de l'atmosphère par un liquide auxiliaire (liquide tampon) compatible avec celui-ci et confiné entre deux garnitures mécaniques. Il s'agit de deux garnitures mécaniques simples, montées l'une derrière l'autre (figure 3.13). La garniture primaire sert à étancher le produit véhiculé, la garniture secondaire étanche un fluide auxiliaire (contenu dans un réservoir ou venant d'une source extérieure à la pression atmosphérique).

L'un des buts est de limiter la pollution de l'atmosphère par le produit véhiculé.

En cas de défaillance de la garniture primaire, la garniture secondaire doit pouvoir la suppléer le temps d'intervenir sur la machine.

Une variante consiste à utiliser une garniture sèche capable de fonctionner à sec ou une garniture sans contact capable de fonctionner sans fluide auxiliaire, évitant ainsi l'installation d'un système annexe.

Dans le cas particulier d'une garniture tandem pressurisée, la garniture côté produit possède une fonction de double compensation pour résister aux inversions de pression différentielle sans s'ouvrir.

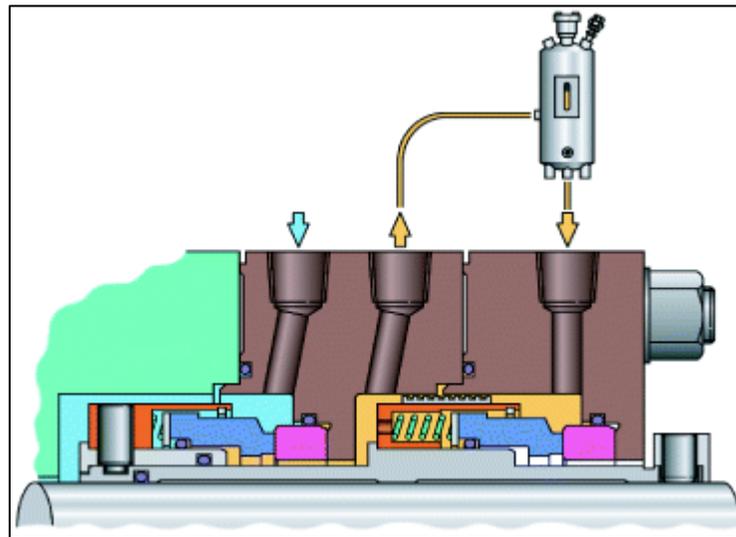


Fig 3.13 Montage tandem

3.9.3 Montage double :

Le produit à étancher est isolé de l'atmosphère par un liquide auxiliaire (liquide de barrage) compatible avec celui-ci et confiné entre deux garnitures mécaniques (figure 3.14). La pression de ce liquide est toujours supérieure à la pression du produit à étancher aux conditions maximales éventuelles d'exploitation $\Delta p \geq 2\text{bar}$. Les garnitures étanchent alors le liquide auxiliaire. Il est évident que ce type de garniture mécanique est particulièrement recommandé pour étancher les produits dont aucune fuite n'est tolérée à l'atmosphère : produits nocifs, polluants, radioactifs, corrosifs.

Ce type de montage est également utilisé lorsque la pression est négative (vide), que le produit à étancher est un gaz ou lorsque les températures sont très basses ou très élevées.

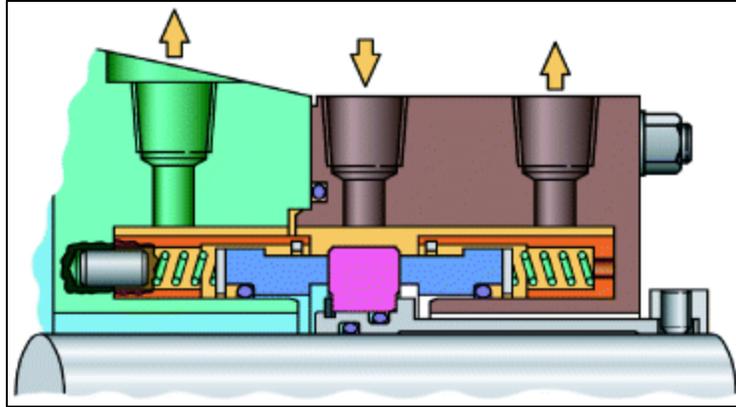


Fig 3.14 Montage double

3.10 Sélection du dispositif d'exploitation :

Un dispositif d'exploitation est un système annexe à la garniture qui peut être utile au contrôle des paramètres pression, température et débit pour son bon fonctionnement.

Un soin particulier doit être apporté au choix du dispositif d'exploitation de la garniture mécanique. Les conditions d'exploitation déterminent :

- la longévité de la garniture et donc sa fiabilité ;
- le degré de sécurité de l'installation et du personnel d'exploitation ;
- le niveau de protection de l'environnement afin d'éviter des émissions de produit vers l'atmosphère en cas de produits dangereux et nocifs ;
- la préservation du produit véhiculé vis-à-vis d'une pollution externe.

Pour cela, le dispositif d'exploitation de la garniture doit permettre de :

- lubrifier et refroidir, à faible pression, la garniture externe d'un montage tandem non pressurisé ;
- lubrifier et refroidir, sous pression, les garnitures d'un montage double pressurisé ;
- refroidir le fluide tampon ou le fluide de barrage ;
- surveiller les conditions de fonctionnement/l'état des garnitures mécaniques.

La norme API 682 et son équivalente, l'ISO 21049, relatives aux dispositifs d'étanchéité de l'arbre pour pompes centrifuges et rotatives, définissent les différents types d'exploitations possibles.

CHAPITRE 4

PHÉNOMÈNES LIÉS AUX GARNITURES MÉCANIQUES

Dans une garniture mécanique, les phénomènes liés aux garnitures et qui existent dans le fluide ou dans l'interface de l'étanchéité sont :

- des phénomènes hydrodynamiques (lubrification).
- des phénomènes thermodynamiques.
- des phénomènes de déformation.

Nous allons faire notre étude sur ces phénomènes dans ce chapitre.

4.1 Lubrification des faces:

Les faces d'une garniture mécanique sont lubrifiées par le fluide environnant qui s'introduit dans le contact. Suivant la conception du joint et les conditions de fonctionnement, le régime de lubrification peut être :

4.1.1 Mixte :

Il se caractérise par un contact partiel des aspérités. La charge appliquée au contact est supportée à la fois par les aspérités et le fluide sous pression ;

4.1.2 Hydrodynamique :

Il se caractérise par une séparation totale des faces du joint. La charge appliquée au contact est alors uniquement supportée par le fluide.

Dans le cadre des joints à faces radiales, il est commode de présenter ces deux types de lubrification à partir d'un graphe $f-G$ où f est un facteur de frottement et G le paramètre de service ou "dutyparameter" :

$$G = \frac{\mu R_{moy} \omega (R_e - R_i)}{W} \quad (4.1)$$

Le paramètre G est l'équivalent du nombre de Sommerfeld utilisé pour les paliers dans lequel μ , R_{moy} , R_e , R_i , ω et W sont respectivement la viscosité dynamique du fluide, le rayon moyen, le rayon extérieur et le rayon intérieur du joint, la vitesse de rotation et la charge axiale supportée par les faces de la garniture. Il représente le rapport entre la portance hydrodynamique et la charge appliquée au contact. Plus G est petit plus le contact est chargé. L'allure générale d'un graphe $f-G$ est présentée sur la figure 4.1. Dans la zone de lubrification mixte, le facteur de frottement décroît à mesure que les effets hydrodynamiques tendent à séparer les faces. Lorsque les faces sont complètement séparées, le facteur f atteint un minimum puis augmente avec les effets hydrodynamiques ce qui est typique d'un frottement visqueux.

Suivant les auteurs et les matériaux des anneaux du joint utilisé, la transition du régime de lubrification mixte vers le régime de lubrification hydrodynamique ne se produit pas toujours à la même valeur du paramètre de service G . Récemment, Vezjak et Vizintin ont défini un nouveau nombre sans dimension L qu'ils appellent "Nombre de Lubrification" :

$$L = \frac{\mu R_{moy} \omega \pi (R_e^2 - R_i^2)}{W R_t} \quad (4.2)$$

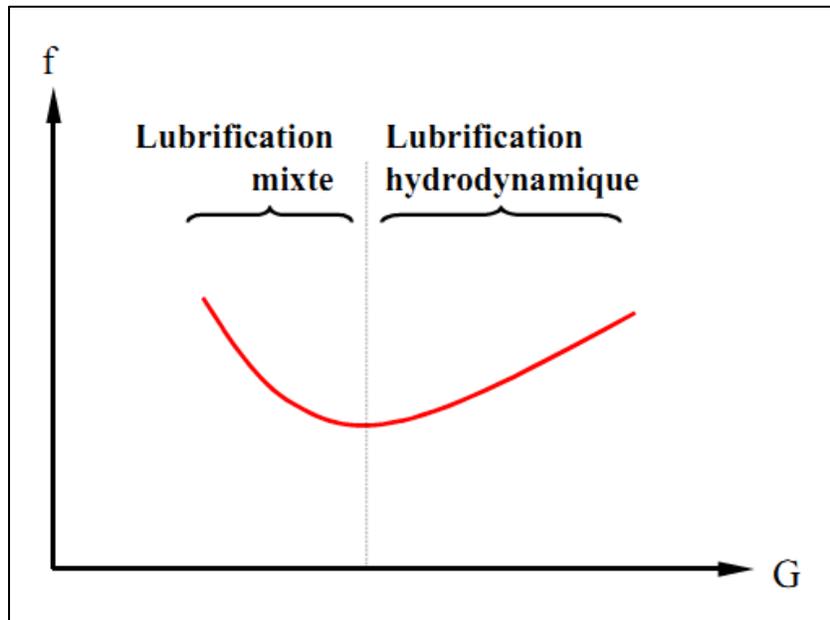


Fig4.1 Allure typique d'un graphe $f-G$

Où $R_t = \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}$, R_{a1} et R_{a2} sont les rugosités moyennes du stator et du rotor du joint. Suite à de nombreux essais avec différents matériaux, ils ont observé que le changement de régime de lubrification se produit toujours pour $L \approx 10^{-2}$ alors que G n'est pas constant.

Dans la suite de cette étude, nous ne nous intéresserons qu'à la littérature traitant des joints fonctionnant sans contact.

4.2 Existence d'un film lubrifiant :

Des études expérimentales, ont permis d'envisager l'existence d'un film fluide séparant les faces du joint. Il a été observé, sur une garniture expérimentale, que lorsque le paramètre de service G est supérieur à 5.10^{-8} , l'usure des faces devient négligeable bien que le joint testé soit conçu pour fonctionner en régime de lubrification mixte.

4.3 Champ de pression dans le film :

Dans le cas où les surfaces du joint sont séparées par un film mince lubrifiant, il est possible d'écrire les équations de conservation dans l'interface fluide. En supposant le fluide isovisqueux, newtonien et continu, le film très mince, il est possible d'intégrer les équations de Navier Stokes et d'obtenir le champ des vitesses du fluide. En reportant ce résultat dans l'équation de conservation de la masse intégrée suivant l'épaisseur du film, on obtient l'équation de Reynolds. Dans la géométrie particulière présentée sur la figure 4.2, cette équation prend la forme (Annexe A) :

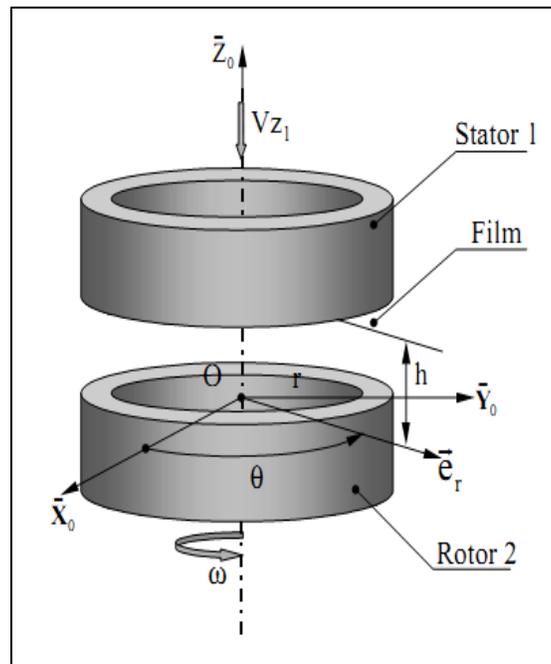


Fig 4.2 Systèmes d'axes

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu r \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\mu r V_{z1} \quad (4.3)$$

dans laquelle r , θ , h et V_{z1} représentent respectivement les coordonnées du point courant, l'épaisseur locale de film et la vitesse axiale de stator.

Lorsque les faces des anneaux du joint sont parfaitement alignées et parallèles et que le stator est immobile, le champ de pression s'exprime aisément :

$$P(r) = (p_e - p_i) \frac{\ln\left(\frac{r}{R_i}\right)}{\ln\left(\frac{R_e}{R_i}\right)} + p_i \quad (4.4)$$

où p_e et p_i sont les pressions aux rayons extérieur R_e et intérieur R_i . Dans cette configuration précise, la pression dans le film est indépendante de l'épaisseur de film h et des conditions de fonctionnement.

Le film ne peut être maintenu que si les actions s'exerçant sur le stator équilibrent exactement l'effort d'ouverture dû au champ de pression, ce qui est impossible. Mais cette configuration ne se rencontre jamais dans la réalité. En effet, les faces du joint ne sont jamais parfaitement parallèles, le stator est mobile, le fluide n'est pas isovisqueux et le milieu peut être diphasique (cavitation ou vaporisation). [6]

Dans la suite, les principaux paramètres influant sur l'allure du champ de pression dans le film fluide vont être présentés.

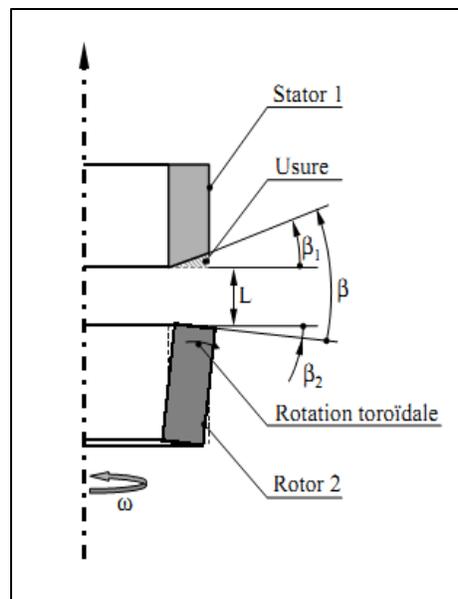


Fig4.3 Origine et mesure de la conicité radiale

4.4 Influence de la géométrie des faces :

Les faces de contact des anneaux d'une garniture mécanique ne sont pas, en général, parfaitement planes et alignées. Il est possible de répertorier cinq types de défaut géométrique :

- rugosité.
- conicité radiale.
- mésalignement.
- ondulations.

– encoches et rainures.

L'effet des rugosités ne sera pas abordé ici car il ne s'inscrit pas dans le cadre de l'étude.

4.4.1 Conicité radiale :

Nous l'avons vu dans le chapitre précédent.

Dans le cas où les faces du joint sont alignées et le stator immobile, l'équation de Reynolds (4.3) se réduit à :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 0 \quad (4.5)$$

En supposant le joint étroit, l'équation (4.5) se simplifie et la pression p s'exprime facilement en fonction de l'épaisseur de film h :

$$p(h) = (p_e - p_i) \frac{h_e^2 h_i^2}{h^2 (h_i^2 - h_e^2)} + p_i \frac{h_i^2}{h_i^2 - h_e^2} - p_e \frac{h_e^2}{h_i^2 - h_e^2} \quad (4.6)$$

Où h_e et h_i représentent l'épaisseur à l'extérieur et à l'intérieur du joint.

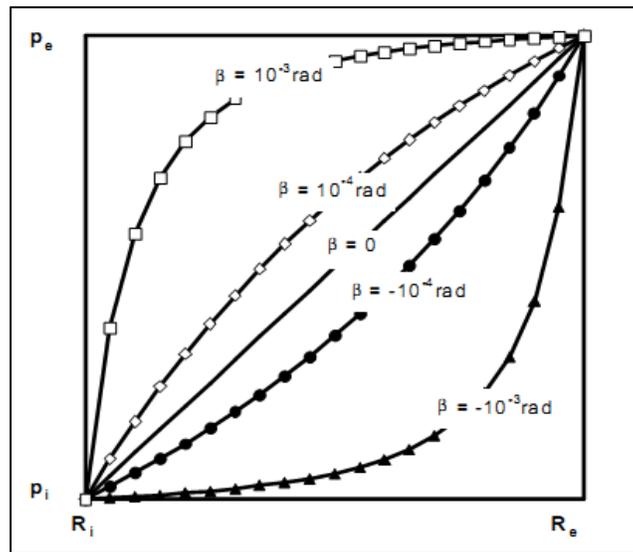


Fig4.4 Allure du champ de pression dans l'interface fluide pour différentes valeurs de la conicité β , une épaisseur minimale de film $h_{min} = 1\mu m$ et $R_e - R_i = 0.005m$

Si le fluide sous pression se situe sur le rayon extérieur, le film lubrifiant forme un convergent dans le sens de la fuite lorsque $\beta > 0$ (voir figure 4.3) et un divergent dans le cas contraire. Les figures 4.4 et 4.5 montrent l'influence de la conicité et de l'épaisseur du film sur l'allure du champ de pression. D'une façon générale, lorsque les faces du joint forment un convergent dans le sens de la fuite, la situation est favorable au maintien du

film lubrifiant. En effet, lorsque l'épaisseur du film fluide diminue, la force d'ouverture due à la pression interfaciale augmente s'opposant ainsi au rapprochement des faces.

Lorsque les faces du joint sont parfaitement alignées, immobiles et coniques le champ de pression dans le film fluide dépend uniquement de la géométrie de l'interface et est au maximum égal à la pression d'alimentation. On parle de pression hydrostatique.

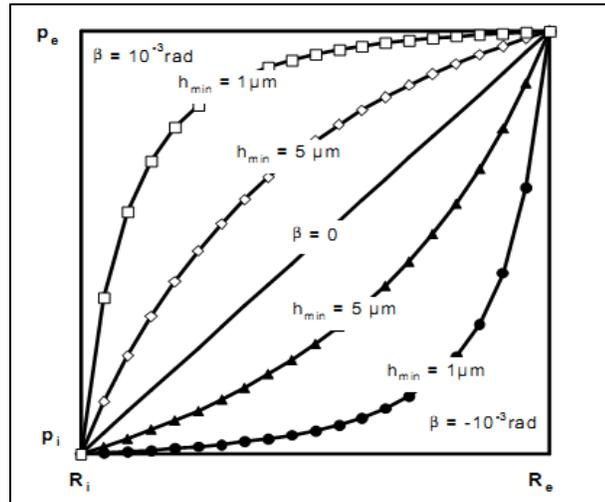


Fig 4.5 Allure du champ de pression dans l'interface fluide pour différentes valeurs de l'épaisseur de film mini h_{min} , une conicité $\beta = \pm 10^{-3} \text{rad}$ et $R_e - R_i = 0.005 \text{m}$

4.4.2 Mésalignement :

La réalisation pratique et les conditions de montage des garnitures ne permettent pas un alignement parfait de l'axe des anneaux du joint avec l'axe de rotation de l'arbre. On parle alors de mésalignement qu'on quantifie avec l'angle χ_2 pour le rotor et χ_1 pour le stator (**Fig 4.6**). Lorsque le rotor est mésaligné, l'axe de mésalignement (O, \vec{X}_2) tourne avec l'arbre.

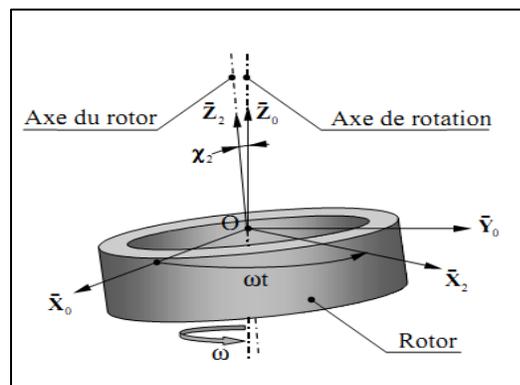


Fig 4.6 Mésalignement du rotor

Dans l'hypothèse où le stator est immobile, l'équation de Reynolds (4.3) devient :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6 \mu r \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (4.7)$$

Le film présente des variations d'épaisseur circonférentielles. Lorsque le fluide est entraîné dans une zone convergente sa pression augmente par effet "coin d'huile" ou effet hydrodynamique. Dans la zone divergente sa pression chute et peut devenir inférieure à la pression de vapeur saturante, il y a alors changement de phase ou cavitation. Lorsque la cavitation apparaît, on a montré que la force d'ouverture est amplifiée par rapport au cas purement hydrostatique. L'effet du mésalignement augmente avec la viscosité du fluide μ et la vitesse de rotation du joint ω (équation (4.7)). Lorsque le rotor est mésaligné, le champ de pression n'est plus symétrique par rapport à l'axe de rotation et l'élément flottant du joint est soumis à des moments qui tournent avec l'arbre et peuvent exciter des modes vibratoires. Le stator, qui fait l'objet d'une liaison flexible avec son support, n'est alors plus immobile.

4.4.3 Ondulations :

Lorsque le champ de température dans les anneaux du joint ou l'action des éléments élastiques n'est pas axisymétrique, les faces de contact peuvent présenter des ondulations. Le procédé d'élaboration des anneaux peut également conduire à l'apparition d'ondulations. La figure 4.7 présente un anneau dont la face est ondulée de façon exagérée.

L'effet des ondulations est similaire à celui du mésalignement. Les variations d'épaisseur dans la direction circonférentielle conduisent à des surpressions et des dépressions et/ou de la cavitation au sein du film fluide. Comme pour le cas du mésalignement, lorsque le fluide change de phase dans la zone divergente, il y a un gain de portance.



Fig 4.7 Ondulations sur la face du rotor

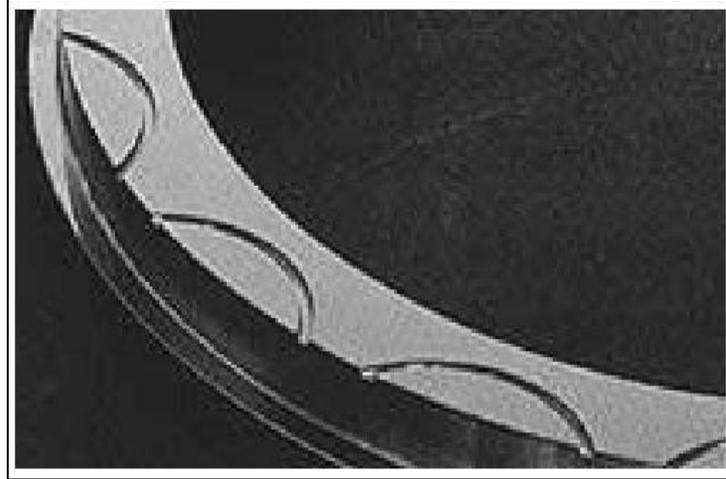


Fig 4.8 Face rainurée d'une garniture thermohydrodynamique Burgmann

4.4.4 Encoches ou rainures :

Pour améliorer la lubrification, le refroidissement ou la portance des joints, des encoches ou rainures profondes devant l'épaisseur moyenne du film peuvent être réalisées sur une des faces du joint. Une des faces du joint présente des rainures circulaires qui favorisent le refroidissement du joint (figure 4.8). Selon Mayer [4] le champ de température non uniforme conduirait à l'apparition d'ondulations qui augmenteraient la capacité de charge de la garniture.

4.4.5 Influence du mouvement des anneaux :

La viscosité du fluide influence de façon significative l'allure du champ de pression dans le cas d'effets hydrodynamique et d'écrasement. Cependant, elle est très sensible aux variations de températures. Des études effectuées ont montré que la viscosité de l'eau décroît de 2.5% par degré au voisinage de 20 °C et, pour certaines huiles minérales, cette décroissance peut atteindre 10 à 15% par degré. L'augmentation de température générée par frottement visqueux dans l'interface étant non négligeable, le fluide ne peut être considéré comme isovisqueux dans le film lubrifiant. La loi de variation de la viscosité la plus souvent utilisée dans les modélisations est du type exponentielle :

$$\mu(T) = \mu_0 e^{-\beta_f(T-T_0)} \quad (4.8)$$

où μ_0 est la viscosité à la température T_0 et β_f le coefficient de thermoviscosité. Cette loi n'est cependant pas vérifiée sur de grands intervalles de température. On préférera la relation de Mac Coull et Walther pour les huiles [8]

$$\log_{10} \log_{10}(v(T) + a) = -m \log_{10}(T) + n \quad (4.9)$$

Dans laquelle ν est la viscosité cinématique du fluide et a, m et n des constantes empiriques. [6]

4.5 Conclusions sur la lubrification des faces :

Dans certaines configurations de fonctionnement (valeur élevée du paramètre G) ou pour des joints de conception particulière (hydrostatique, thermohydrodynamique . . .), un film fluide sépare les faces de la garniture. Le calcul de grandeur telle que le débit de fuite nécessite la détermination du champ de pression dans l'interface. La littérature met en évidence que celui-ci dépend essentiellement de :

- la géométrie et du mouvement des faces du joint ;
- la viscosité du fluide ;

Il devient alors indispensable de s'intéresser au comportement dynamique des garnitures dont dépend le mouvement des anneaux et aux effets thermiques qui contrôlent les déformations thermoélastiques des faces du joint, la vaporisation et la viscosité du lubrifiant.

4.6 Comportement dynamique :

4.6.1 Modèle à 3 degrés de liberté :

L'élément flottant d'une garniture est lié de façon élastique à son support par des ressorts et un joint torique ou un soufflet métallique. En outre, un système anti-rotation bloque le mouvement angulaire suivant l'axe de rotation du joint. La plupart des études théoriques sur le comportement dynamique considère que le stator (ou le rotor, le cas échéant) possède alors trois degrés de liberté par rapport à son support (figure 4.9) :

- une translation suivant Z_0
- deux rotations dans le plan perpendiculaire à l'axe de rotation.

L'amplitude du déplacement axial est mesurée par la distance L et les amplitudes des rotations par les angles χ_x^1 et χ_y^1 . Les éventuelles translations du stator suivant X_0 et Y_0 ne sont généralement pas prises en compte.

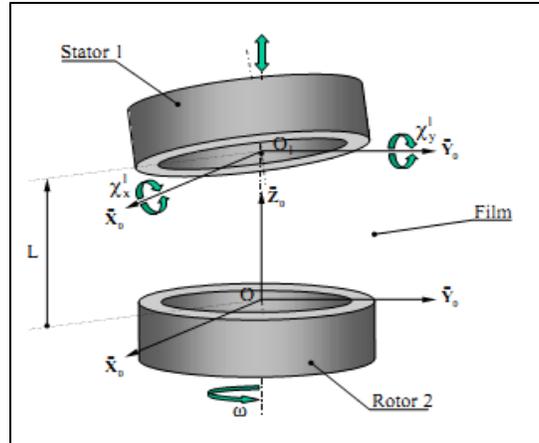


Fig 4.9 Mouvements possibles du stator flottant d'une garniture

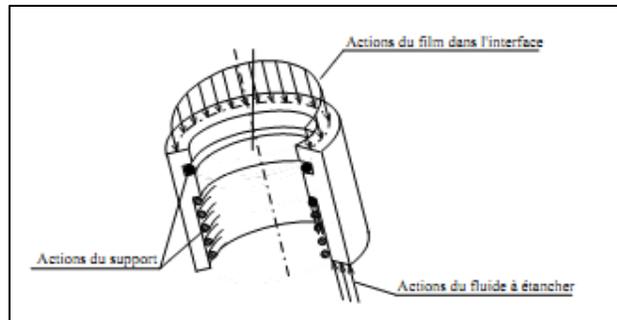


Fig 4.10 Actions mécaniques s'exerçant sur le stator flottant d'une garniture

4.6.2 Entraînement dynamique :

Pour des raisons de réalisation et de montage, il existe toujours un mésalignement entre l'axe de rotation du joint et l'axe de la face du rotor. Grâce à ses trois degrés de liberté, l'anneau flottant doit s'adapter et suivre les défauts d'alignement du rotor qui fait l'objet d'une liaison rigide avec l'arbre. On parle d'entraînement dynamique. Lorsque le mésalignement relatif entre les deux anneaux est constant au cours du temps, le mode d'entraînement est stable. C'est le fonctionnement normal et souhaité des garnitures mécaniques sans contact. Toutefois, si le stator présente un mésalignement initial, le mésalignement relatif des anneaux ne peut être constant et il est alors périodique. On a pu vérifier expérimentalement le fonctionnement en mode d'entraînement dynamique stable sur un joint à stator flottant. Deux types de méthodes ont été utilisées pour modéliser le comportement dynamique des joints sans contact. La première technique consiste à résoudre les équations du mouvement du stator flottant à chaque pas de temps sans faire d'hypothèse sur le comportement du joint. La seconde technique consiste à linéariser le problème en s'intéressant aux petites perturbations autour d'une position d'équilibre du

stator flottant. Cela permet de déterminer la réponse d'un joint à stator flottant fonctionnant en mode d'entraînement dynamique stable.

4.6.3 Critères de stabilité :

Les critères de stabilité sont :

La vitesse de rotation doit rester inférieure à une valeur critique qui est en général bien supérieure à la vitesse de rotation nominale d'une garniture (plusieurs dizaines de milliers de tours par minute).

La conicité globale de l'interface doit former un convergent suffisamment important dans le sens de l'écoulement pour assurer la stabilité axiale du joint.

4.6.4 Conclusions sur le comportement dynamique :

L'ensemble des travaux portant sur le comportement dynamique des garnitures d'étanchéité pour liquides ont validé l'hypothèse du fonctionnement en mode d'entraînement dynamique stable. Cependant, il faut noter que toutes les études théoriques ont considéré le problème isotherme.

4.7 Déformations thermiques de l'interface d'étanchéité :

Sous l'effet du mouvement relatif des anneaux, le film lubrifiant séparant les faces d'une garniture est fortement cisailé. Il en résulte une élévation de température au voisinage de l'interface. Les joints d'étanchéité industriels sont intégrés dans une structure complexe, et le calcul du champ de température des éléments d'une garniture passe par l'étude des échanges thermiques avec tout l'environnement du joint : échange par convection avec le fluide, l'air et éventuellement un fluide réfrigérant, échange par conduction avec l'arbre et le carter. De nombreuses études expérimentales ont permis de mettre en évidence l'influence des effets thermiques sur les performances des joints d'étanchéité à faces radiales. Certaines seront passées en revue de façon à dégager les principaux phénomènes. Nous nous intéresserons ensuite aux études concernant les coefficients d'échange entre le fluide et les éléments d'une garniture. Les différents mécanismes d'échanges autour des garnitures sont représentés dans la figure 4.11

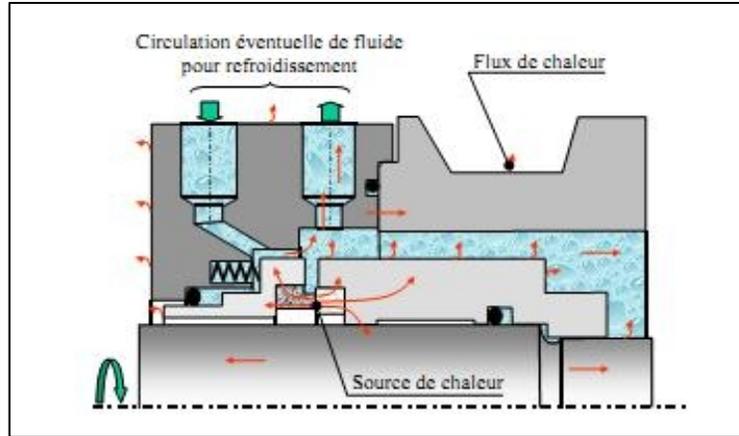


Fig 4.11 Mécanismes d'échange dans une garniture mécanique

En plus des forces mécaniques déjà décrites, les différentes températures et leurs gradients influencent aussi la géométrie de l'interface d'étanchéité. Les déformations élastiques dépendent avant tout de la valeur du module E et des dimensions des bagues, alors que pour les déformations thermiques, ce sont les propriétés thermiques du matériau, telles que le coefficient de conductibilité calorifique λ , le coefficient de dilatation thermique α et le coefficient de transmission thermique, qui, en relation avec la construction des bagues, influencent le gradient de température et la forme de l'interface. Les gradients de températures, qu'ils soient dans le sens radial ou axial, influencent la géométrie de l'interface d'étanchéité. [6]

4.8 Effets du gradient de température axial :

Le gradient de température en direction axiale conduit à une déformation de la bague de frottement. Lorsque la baisse de température se situe à l'extrémité du diamètre extérieur D de la bague, il se produira un agrandissement conique dans la direction radiale, et pour une baisse de température en d il y aura un rétrécissement conique de la bague. Pour une bague à montage élastique, à l'extrémité d'un diamètre intérieur ou extérieur d'une des faces frontales, **Fig 4.12**, Newmann et Forry ont indiqué des formules pour la déformation sous l'influence de la température axiale linéaire, on a, par référence à la **Fig 4.12**.

$$S_{Tr} = \frac{\alpha C_a (R_a^2 - R_i^2) C_F}{2} \quad (4.10)$$

Où
$$C_a = \frac{T - T_A}{l} \quad (4.11)$$

et C_F est un facteur de forme.

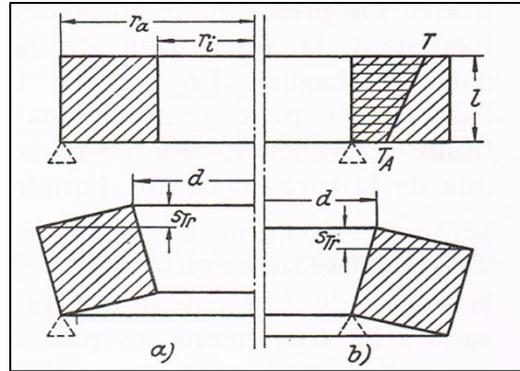


Fig 4.12 déformation thermique par gradient de température

a) fixation légère sur le bord extérieur. **b)** fixation légère sur le bord intérieur

Dans les garnitures mécaniques la chute de température se situe le plus souvent en **d** ou en **D**. En cas de déformation sous l'influence du gradient de température axial, la chute de température en **D** provoque une déformation s_{Tr} négative, c'est-à-dire que le contact se produira en **d** ; voir la **Fig 4.12**. Si la chute de température se trouve en **d**, les zones extérieures de la bague auront une température plus élevée et le contact se produira en **D**, dans ce cas s_{Tr} sera positive.

4.9 Effets du gradient de température radial :

Il arrive fréquemment que pour les garnitures mécaniques on se trouve en présence de plusieurs sources de chaleur, qui influencent fortement la répartition de la température en direction radiale dans les bagues. En plus de la chaleur de frottement des faces frontales, il peut y avoir des sources de chaleur provenant du fluide à étancher, des arbres ou bâtis de machines chauds, ainsi que la turbulence du liquide.

Selon la direction de la chute de température, cette chute peut aussi bien se situer en **d** qu'en **D** ; la répartition de la température dans la bague de frottement pourra être très différente. Les zones des bagues de frottement les plus éloignées des chutes de température, ou celle qui sont les plus proches des sources de chaleur, accusent les températures les plus élevées. Elles se dilatent davantage que d'autres zones de la section et modifient la forme de la tige que d'autres zones de la section et modifient la forme de l'interface parallèle initiale. En admettant une source de chaleur et des conditions de fonctionnement constantes, et en supposant un gradient de température linéaire en direction radiale,

$$C_r = \frac{T - T_A}{e} \text{ en deg/cm} \quad (4.12)$$

Il y aura pour la déformation de la bague en direction axiale la formule approchée.

$$s_{T\alpha} = \alpha l b C_r \quad (4.13)$$

Dans laquelle α sera le coefficient de dilatation thermique pour la plage de température $T + T_A/2$ et l la longueur axiale de la bague intéressée par la dilatation.

Le gradient de température radial C dépend principalement de la source de chaleur, du coefficient de conductibilité calorifique et du coefficient de transmission thermique, qui sont à leur tour influencés par le liquide, la viscosité et la vitesse. Seuls des essais peuvent fournir des valeurs exactes pour conduire de fonctionnement constante.

Lorsque la chute de température se trouve en \mathbf{D} , $s_{T\alpha}$ sera négative et la prise de contact des bagues se fera de l'extrémité du diamètre intérieur \mathbf{d} . Pour une chute de température située en \mathbf{d} , $s_{T\alpha}$ sera positive et le contact se trouvera au voisinage de l'extrémité du diamètre extérieur \mathbf{D} . [4]

4.10 Mise en évidence expérimentale :

4.10.1 Gradients de température :

Il est montré que la température augmente globalement avec la vitesse de rotation. De plus, la température augmente dans le sens de la fuite jusqu'à un maximum coïncidant avec le rayon où l'eau se vaporise. Les variations radiales de température atteignent plusieurs dizaines de degrés. Des gradients radiaux de température pouvant atteindre une dizaine de degrés.

Des études récentes montrent, notamment, que la température dans l'interface augmente dans le sens de la fuite. De plus, la température augmente lorsque les conditions de fonctionnement deviennent plus sévères.

4.10.2 Déformations thermoélastiques :

Des études effectuées à la fin des années 80 montrent que le champ de température provoque une rotation toroïdale des faces qui tend à les rendre coniques. Cette rotation atteint $600\mu\text{rad}$ lorsque le joint fonctionne à 3000 tr/min. dans le cas du régime transitoire, la rotation des faces du joint devient maximale lors du démarrage puis décroît jusqu'à la valeur correspondant au régime permanent. Le pic atteint au démarrage est de l'ordre de 1,5 fois la valeur finale.

4.10.3 Conclusions sur les études expérimentales :

D'une manière générale, les études montrent que la puissance dissipée dans l'interface d'une garniture conduit à des gradients de températures non négligeables

(>10 °C) sur les surfaces de contact mais aussi dans les anneaux du joint. Les déformations qui en résultent tendent à faire tourner les faces de la garniture affectant ainsi la conicité initiale. Lorsque les conditions de fonctionnement sont sévères, les effets thermiques peuvent générer des phénomènes néfastes à la durée de vie du joint (thermal cycling ou film divergent).

4.11 Evaluation des coefficients d'échanges :

La majeure partie de la chaleur générée dans l'interface du joint est évacuée par convection avec le fluide environnant. Par suite, le coefficient de convection est aussi important que la conductivité thermique des matériaux du joint pour la détermination du champ de température. La capacité d'un fluide, en mouvement autour d'un solide chauffé, à évacuer la chaleur est généralement quantifiée par le nombre sans dimension de Nusselt. Dans le cas d'un solide cylindrique de diamètre D , le nombre de Nusselt s'exprime :

$$Nu_D = \frac{h_c D}{k_f} \quad (4.14)$$

où h_c est le coefficient de convection sur la surface du cylindre et k_f la conductivité thermique du fluide. Les études expérimentales sur le sujet ont permis d'exprimer le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds de l'écoulement $Re_D = \frac{\rho \omega D^2}{2\mu}$ et du nombre de Prandtl du fluide $Pr = \frac{c_p \mu}{k_f}$. ρ , μ , c_p et ω représentent respectivement la masse volumique, la viscosité dynamique, la chaleur spécifique du fluide et la vitesse de rotation du cylindre.

4.11.1 Formules empiriques :

Il est conseillé d'utiliser la formule empirique proposée par Becker [7]. Celui-ci s'est intéressé aux transferts de chaleur autour d'un cylindre horizontal en rotation dans l'eau. A partir de ses résultats expérimentaux, il montre que le nombre de Nusselt vérifie l'équation suivante :

$$Nu_D = 0.133 Re_D^{2/3} Pr^{1/3} \quad (4.15)$$

De plus, il montre que sa formulation est en bonne corrélation avec les résultats obtenus par d'autres auteurs pour de l'eau et de l'huile. Les limites de validité de l'équation 1.9 sont :

$$10^3 < Re_D < 100 \cdot 10^3 \text{ pour l'eau}$$

$$500 < Re_D < 15 \cdot 10^3 \text{ pour l'huile}$$

Selon Nau, la forme du chapeau (carter) a une grande influence sur les échanges de chaleur autour d'une garniture. Il préconise alors d'utiliser les formulations de Gazley et Tachibana et al. Ces deux études portent sur l'évaluation des transferts thermiques entre un cylindre en rotation dans un tube et le fluide les séparant. Cette configuration est plus proche de celle d'une garniture que celle étudiée par Becker. L'équation de Gazley est difficilement utilisable car elle fait intervenir de nombreux paramètres. [6]

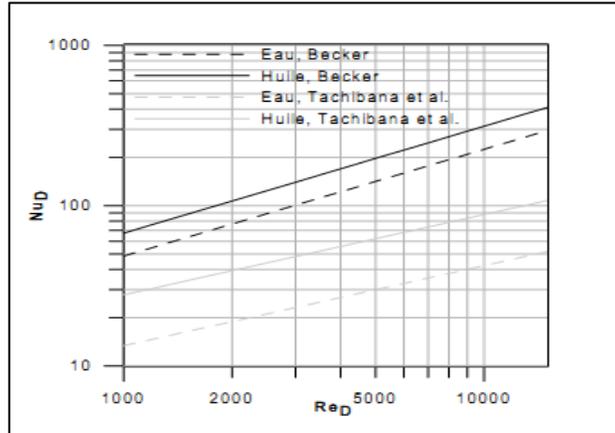


Fig 4.13 Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds obtenus avec les formules de Becker et Tachibana et al. avec $\frac{c}{D}=0.92$

Tachibana et al., quant à eux, proposent une formule empirique simple qui est en bon accord avec leurs mesures :

$$Nu_D = 0.25 Re_D^{1/2} Pr^{1/4} \left(\frac{D}{c}\right)^{1/2} \quad (4.16)$$

où c est le jeu radial entre le cylindre et le tube. Il faut noter que l'équation (4.16) a été reformulée de façon à être exprimée en fonction des mêmes paramètres que ceux utilisés par Becker (équation (4.15)). La formule de Tachibana et al. est valable sur l'intervalle :

$$10^4 < 2Re_D^2 \left(\frac{D}{c}\right)^3 < 10^9 \text{ pour de l'air et de l'huile, avec } 0.333 < \frac{c}{D} < 0.92$$

La figure 4.13 présente l'évolution du nombre de Nusselt calculé avec les équations 1.9 et 1.10 pour de l'eau ($Pr = 6.75$) et de l'huile ($Pr = 130$). Dans le cas où $\frac{c}{D} = 0.92$, les 2 formules conduisent à des résultats très différents.

4.11.2 Coefficients d'échange dans les garnitures :

La littérature se limitant à l'étude de configurations géométriques simples, plusieurs auteurs se sont récemment intéressés à la détermination des coefficients d'échange sur des garnitures mécaniques. Doane et al. équipent le stator d'une garniture

industrielle de neuf thermocouples. Ils effectuent des mesures de température à différentes vitesses avec de l'eau. Au moyen d'un modèle basé sur les différences finies, ils calculent la température dans l'anneau en utilisant les températures expérimentales comme conditions aux limites. Par extrapolation, ils déterminent les températures sur les surfaces extérieures du stator, puis les flux de chaleur et les nombres de Nusselt locaux. Leurs résultats montrent d'une part que le nombre de Nusselt augmente avec la vitesse de rotation et d'autre part qu'il décroît lorsque la distance avec le contact augmente. En effet, l'augmentation de vitesse entraîne l'apparition de turbulence qui favorise les échanges plus particulièrement pour les points situés près du rotor. Ils calculent également un nombre de Nusselt moyen pour le stator qui est en bonne corrélation avec l'équation :

$$Nu_D = 0.036Re_D^{4/5}Pr^{1/3} \quad (4.17)$$

4.11.3 Conclusions sur les coefficients d'échange :

Les formules empiriques disponibles pour l'évaluation des coefficients d'échange dans les garnitures ont été développées sur des configurations géométriques simples. Des études récentes ont fait ressortir que le nombre de Nusselt sur le stator du joint augmente lorsqu'on s'approche de l'interface. Cependant plusieurs auteurs montrent que la formule (4.15) de Becker permet de retrouver la valeur moyenne du nombre de Nusselt sur le rotor et le stator avec une assez bonne précision. De plus, l'ensemble des études sur les garnitures mettent en évidence que le fluide dans l'enceinte du joint est à peu près à température uniforme indépendamment du type de réfrigération. Il faut noter que pour tous les travaux cités précédemment l'écoulement autour du joint ou du cylindre est turbulent.

4.12 Déformation mécanique de l'interface d'étanchéité:

Les forces mécaniques qui tendent à modifier la forme de l'interface d'étanchéité résultent principalement du rapport de charge hydraulique k , ainsi que de la pression à étancher et de la direction de celle-ci. Sous l'influence de la déformation, les garnitures ont tendance à venir au contact de l'extrémité du diamètre extérieur D ou du diamètre intérieur d (figure 4.14), ce qui modifie obligatoirement le rapport de charge. Lorsque ces règles sont connues du constructeur, il peut par des dimensions appropriées et par le choix des matériaux, calculer les déformations escomptées et ainsi maintenir inférieur aux limites critiques

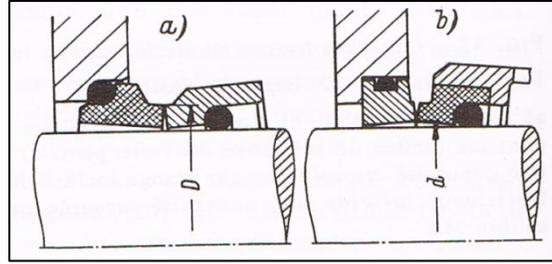


Fig 4.14 déformation extrême de l'interface d'étanchéité

- a) Contact à l'extrémité du diamètre extérieur D
- b) Contact à l'extrémité du diamètre intérieur d

4.12.1 Influence des forces axiales :

Le rapport de charge hydraulique k peut influencer la déformation de la garniture mécanique, comme peuvent le faire la forme et le montage de la contre-bague. Dans ce qui suit nous allons discuter, en fonction de la figure 4.15, des moments qui peuvent se produire dans des bagues tournantes A par le choix du rapport de charge hydraulique k , et qui peuvent occasionner des déformations diverses des surfaces d'étanchéité. Le moment sur le rayon moyen

$r_m = \frac{D+d}{4}$ de la bague A est :

$$M_A = P_A(r_p - r_m) \quad (4.18)$$

Avec, $P_A = kp_1b$ (4.19)

et $r_m = \frac{D+d_h}{4}$

Plus la valeur de k s'éloigne dans les deux sens de $k=1$, plus grand sera le moment M_A et cela grâce à la différence croissante du bras de levier $r_p - r_m$ et cette croissance du moment provoque une croissance de la déformation.

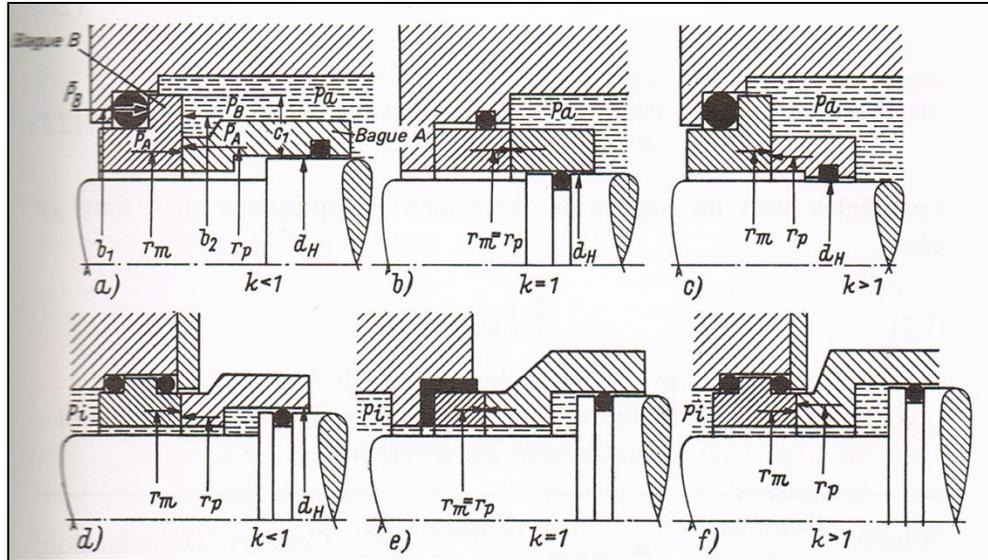


Fig 4.15 Garniture mécanique sous divers rapports de charges hydrauliques k pour une pression extérieure ou intérieure

D'après le tableau 4. 1 Dans l'hypothèse de :

$r_p > r_m$: la déformation S_{ama} sera positive et le contact se fera en D .

$r_p = r_m$: la déformation $S_{ama} = 0$ et le contact restera inchangé.

$r_p < r_m$: la déformation sera négative et le contact se fera en d .

Des déformations semblables peuvent aussi se produire dans les contre-bagues, et les mêmes règles pour la bague de frottement peuvent s'appliquer dans ce cas

Tableau 4.1: déformations mécaniques des bagues de frottements selon la figure 4.15 sous divers rapports de charge k pour une pression extérieure ou intérieure

Figure 44	Rapport de charge k	Rapport de Pression	Rapport du bras de levier r_p/r_m	Contact en	Déformation S_{AMa}
a	< 1	p_a	> 1	D	(+)
d	< 1	p_i	< 1	d	(-)
b	$= 1$	p_a	$= 1$	—	0
e	$= 1$	p_i	$= 1$	—	0
c	> 1	p_a	< 1	d	(-)
f	> 1	p_i	> 1	D	(+)

Pour une bague de forme simple, l'angle de torsion (figure 4.16) sera de la forme :

$$\Phi = \frac{12Mr_m}{El^3 \ln \frac{r_m}{r_i}} \quad (4.20)$$

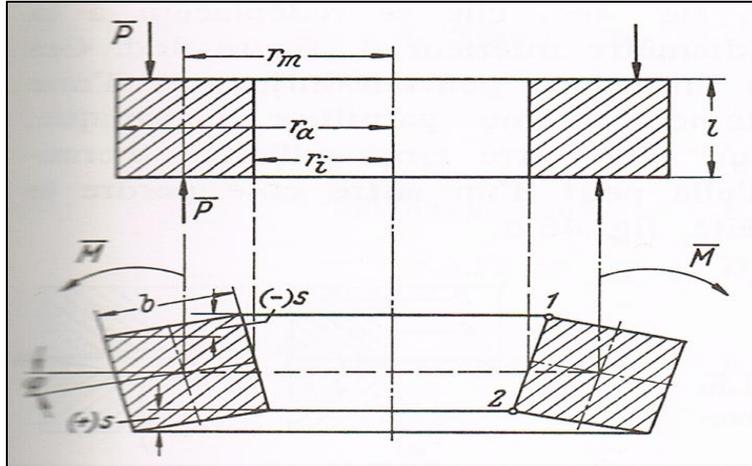


Fig 4.16 Déformation élastique d'une charge par le moment M sous charge excentrée

La contrainte principale aux points 1 et 2 s'écrit :

$$\Phi_{max} = \frac{6Mr_m}{l^2 r_i \ln \frac{r_a}{r_i}} \quad (4.21)$$

Etant donné que l'angle φ est toujours très petit, on peut poser $\sin \varphi = \varphi$, alors la déformation de la bague de frottement sera :

$$S_{ma} = \varphi b C_F \quad (4.22)$$

où C_F représente le facteur de forme. La déformation de l'interface et la forme qui en résulte sous l'influence des forces axiales se compose de la somme des deux déformations des bagues A et B :

$$S_{Ma} = S_{AMa} + S_{BMa} \quad (4.23)$$

Donc par le choix des matériaux avec des modules d'élasticité appropriés et par des configurations des bagues appropriées, on peut influencer ces déformations.

4.12.2. Influence des forces radiales :

La pression intérieure exercée sur la bague de frottement la déforme vers l'extérieur, voir figure 4.17.a avec un contact en d . Sous pression extérieure, il se produira un rétrécissement conique, voir figure 4.17.b et une mise en contact en D . Pour le cas d'un corps cylindrique creux maintenu d'une extrémité et pouvant se mouvoir de

l'autre et qui est sous pression hydrostatique p_1 , des équations différentielles et des solutions ont été définies.

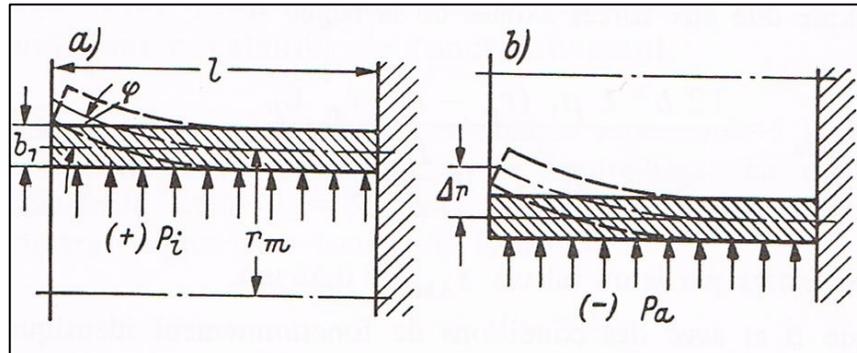


Fig 4.17 Bague de frottement soumise à des pressions intérieures et extérieures

$$q^4 = \frac{3(m^2-1)}{m^2 b_1^2 r_m^2} \quad (4.24)$$

m désignant l'inverse du coefficient de Poisson et q une constante.

Compte tenu des conditions d'extrémité, selon la figure 4.17 la flexion Δr peut s'écrire :

$$\Delta r = \frac{r_m^2 p_1}{E.b_1} \left(1 - \frac{2 \cosh ql \cdot \cos ql}{\cosh^2 ql + \cosh^2 ql} \right) \quad (4.25)$$

Et l'angle de déformation sera:

$$\varphi = 2q \frac{r_m^2 p_1}{E.b_1} \left(\frac{\sinh ql \cos ql - \cosh ql \cdot \sin ql}{\cosh^2 ql + \cosh^2 ql} \right) \quad (4.26)$$

La déformation de la surface de frottement sera :

$$S_{Mf} = \varphi \cdot b \cdot C_F \quad (4.27)$$

avec C_F la constante de forme. [4]

4.13 Conclusions sur les effets hydrodynamiques, mécaniques et thermodynamiques :

Dans les garnitures hydrostatiques, thermohydrodynamiques ou lorsque le paramètre de service G dépasse une certaine valeur, le fluide présent dans le contact sépare totalement les faces du joint. La détermination des performances de la garniture nécessite le calcul du champ de pression dans l'interface. Celui-ci dépend essentiellement

de la géométrie et du mouvement des faces du joint, de la viscosité du fluide et de l'apparition éventuelle de changement de phase.

De nombreux travaux, tant expérimentaux que théoriques, portent sur le comportement dynamique de l'élément flottant d'une garniture, c'est-à-dire sur le mouvement des faces du joint. L'ensemble des travaux montre qu'une garniture mécanique sans contact fonctionne normalement en mode d'entraînement dynamique stable. L'élément flottant s'adapte au mésalignement éventuel de l'autre anneau de sorte que l'épaisseur du film est constante dans le temps dans un repère fixé à l'élément lié de façon rigide à son support.

Plusieurs études expérimentales montrent que l'échauffement dû au cisaillement du film fluide conduit à des gradients de température non négligeables ($> 10\text{ °C}$) sur les surfaces de contact mais aussi dans les anneaux du joint. Les conséquences de cette élévation non uniforme de températures ont une chute de la viscosité du fluide et des déformations thermoélastiques des anneaux qui se traduisent par une modification de la conicité des faces de la garniture. Le couplage entre les différents phénomènes peut conduire à des instabilités thermiques.

Les mécanismes de transferts de chaleur dans l'environnement d'une garniture sont relativement complexes. Plusieurs auteurs ont cherché à déterminer les coefficients d'échanges entre les anneaux d'un joint et le fluide environnant. Les nombres de Nusselt caractérisant les échanges fluide solides sont sensibles à de nombreux paramètres et ne sont pas uniformes sur l'ensemble des surfaces du rotor et du stator. Cependant, la formule empirique de Becker permet une assez bonne estimation des coefficients d'échange moyens.

CHAPITRE 5

LA NORME API 682

La norme API 682 est faite pour définir l'application et le choix des garnitures mécaniques dans le domaine de la pétrochimie et les industries du pipe-line.

5.1 Historique :

La norme API 682 a été publiée en 1994, c'est le résultat des efforts d'un certain nombre d'ingénieurs d'équipement dans l'industrie de la raffinerie. Le but de la norme était de capturer les solutions prouvées aux applications des garnitures mécaniques les plus communes vues dans les raffineries. Il n'y avait aucune tentative de couvrir chaque type de rotation équipement ou joint mécanique. Il n'y avait également aucune tentative pour couvrir chaque application. En revanche, la norme était de servir comme guide de choisir des joints basés sur ce qui fonctionnait dans les services réels. Dans le processus, le groupe de travail a dû définir un nombre de principaux concepts. L'industrie de cachetage s'était développée avec très peu effort sur l'étalonnage entre divers pompes et joints ayant pour résultat une gamme continue de tailles de joints et de conceptions. Il n'y avait aucun modèle de joint de norme, caractéristiques de conception, matériaux, ou fenêtres d'opération. Même la nomenclature entre les composants était différente d'un joint à un autre ou d'une pompe à une autre.

Avant la 682, le groupe de travail voulait créer une norme API, elle devait définir un grand nombre de concepts liés aux joints, y compris la nomenclature, les types de joints, et les arrangements de joints. Il créait une méthodologie pour des choix de joint basés sur les fluides de processus et les conditions de fonctionnement. Cette norme était employée dans le monde sur de nouveaux projets, expansions, et mises à niveau de joint. Son acceptation était internationale.

Depuis l'introduction de la première édition en 1994, bien que, beaucoup de changements se soient produits dans industrie de cachetage qui a rendu une révision à la norme salutaire. D'abord, les nouveaux modèles de joint (tels que les joints d'étanchéité au gaz secs et les joints de retenue) ont été employés couramment dans l'industrie. Les utilisateurs ont eu intérêt également montré en augmentant la portée de la norme pour inclure des pompes utilisées généralement dans des industries chimiques.

L'application de la première édition a créé des défis internationaux puisqu'on a écrit principalement les défaillances des autres normes américaines telles que la norme ANSI et l'ASME. Le groupe qui a créé la norme API a été donnée la mission de création d'une deuxième mis à jour pour augmenter l'édition qui aborderait ces issues.

5.2 Généralités :

5.2.1 Dimension :

La norme a été écrite en tant que la norme de l'OIN et toutes les données dimensionnelles ont été présentées comme unités de SI. Des unités usuelles des États-Unis sont également données entre parenthèses comme référence secondaire. L'utilisateur spécifiera si des données, des schémas, matériel (attaches y compris), et équipement fourni à cette norme emploiera des unités de SI ou des unités usuelles des États-Unis.

5.2.2 Catégories de joint:

Des catégories de joint ont été présentées dans la deuxième édition et sont « sous-spécifications » dans la norme. Avant de définir une catégorie, il serait utile de comprendre pourquoi elles ont été créées. La première édition a spécifié un joint conçu pour des services exigeants. Ceci dispositifs inclus tels qu'un éclat distribué douille de commande de puissance d'arrangement et de flottement sur tous les joints simples. Ces dispositifs ont rendu ces joints plus grands et plus coûteux que requis pour beaucoup d'applications générales.

Pour ces applications, quelques utilisateurs ont spécifié des joints cela a eu seulement certains des dispositifs exigés sur un joint standard. Les clients se sont référés à ces joints comme étant conçu « dans esprit de 682 » ou avec « l'intention de 682. » Il était clair que tous les dispositifs exigés par la première édition n'ont pas été exigés pour chaque application. Comme la norme augmentait la portée à inclure des pompes plus chimiques, il a été vu comme inévitable que ceci la pratique continuerait.

La plupart des pompes chimiques sont conçues pour fonctionner à de plus basses pressions et températures que les pompes d'API 610, alors il était consistant de créer une catégorie de joint qui répond aux paramètres de fonctionnement de la pompe.

Une catégorie de joint est une sous-spécification qui définit une pompe, plages de fonctionnement, matériaux, caractéristiques de conception, et conditions de documentation pour le joint. Il y a de trois catégories, définies comme catégorie 1, 2, et 3.

Un joint de la catégorie 1 :

Est un joint destiné aux pompes chimiques.

Un joint de la catégorie 2 :

Est prévu pour des pompes d'API 610 (OIN 13709) dans des services de raffinerie exigeant moins de dispositifs qu'un joint de la première édition 682.

Le joint de la catégorie 3 :

Est prévu pour des pompes d'API 610 et est fondamentalement le même joint défini dans la première édition.

5.2.3 Types de joint :

Le type de joint définit la conception de base d'un joint aussi bien que les matériaux de conception. Ils sont restés en grande partie inchangés depuis la première édition. Les types de joint sont définis comme type A, B, ou C.

Un joint du type A :

C'est une garniture à ressort avec un élément flexible tournant, carbure de silicium contre faces en carbone, l'alliage C-276, les joints circulaires en « fluoro-elastomer », et les composants métalliques sont en acier 316 SS . Figure 5.1

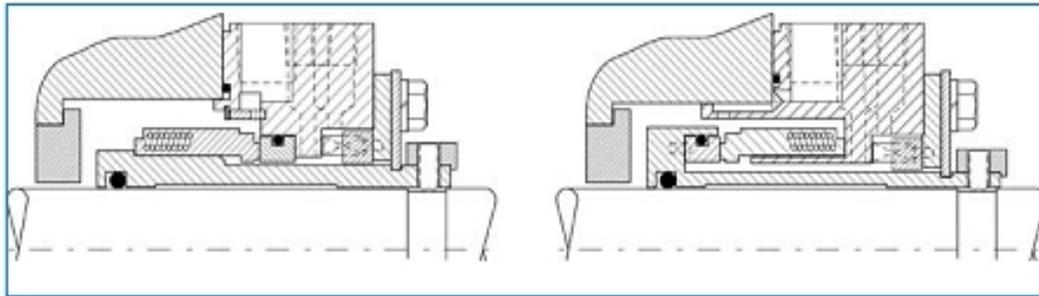


Fig 5.1 Joint du type A

Un joint du type B :

C'est un joint de soufflets avec un élément flexible tournant, carbure de silicium contre des faces en carbone, alliage C-276 diaphragmes, joints circulaires de fluoroelastomer, et 316 SS composants en métal. Figure 5.2

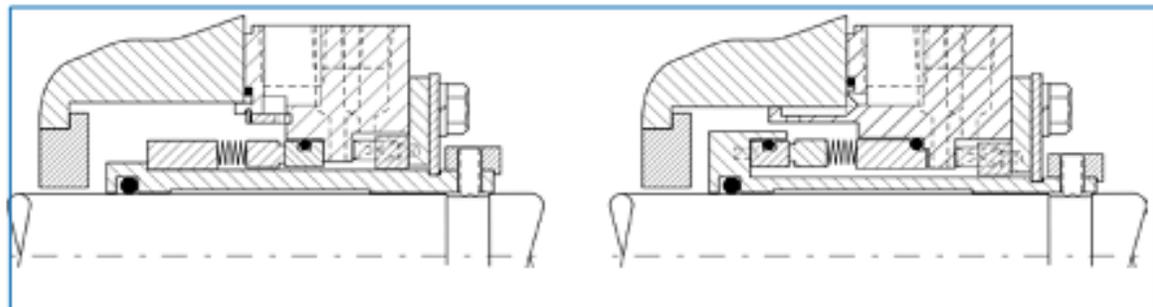
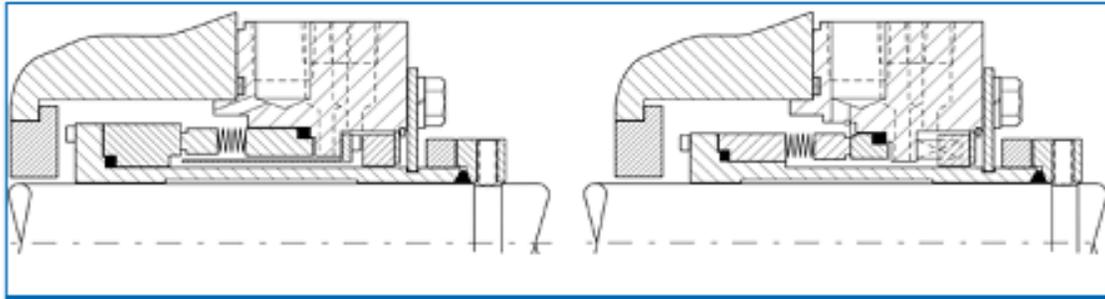


Fig 5.2 Joint du type B

Un joint du type C :

C'est un joint à soufflets avec un élément flexible stationnaire, silicium carbure contre des faces en carbone, les diaphragmes en alliage 718, les joints secondaires de graphite flexible, et composants métalliques en acier 316 SS. Figure 5.3. [9]

**Fig 5.3** Joint du type C**Tableau 5.1** Comparaison entre les différentes catégories :

Feature	Category 1	Category 2	Category 3
Seal chamber size	ANSI ASME B73.1 and B73.2, ISO 3069 Frame C	API-610, ISO 13709	API-610, ISO 13709
Temperature range	-40°F to 500°F	-40°F to 750°F	-40°F to 750°F
Pressure range, absolute	315 PSI	615 PSI	615 PSI
Face materials	Premium blister resistant carbon versus self sintered silicon carbide	Premium blister resistant carbon versus reaction bonded silicon carbide	Premium blister resistant carbon versus reaction bonded silicon carbide
Distributed flush required for single seals with rotating flexible elements	When specified by purchaser or required in low vapor pressure margin applications	When specified by purchaser or required in low vapor pressure margin applications	Required
Throttle bushing requirements for single seals	Fixed carbon bushing required. Purchaser may specify floating carbon bushing	Fixed non-sparking metal bushing required. Purchaser may specify floating carbon bushing	Floating carbon bushing required
Scope of vendor qualification test	Tested as Category 1 seal unless faces are interchangeable with previously tested seals	Tested as Category 2 seal unless faces are interchangeable with previously tested seals	Testing required as complete cartridge assembly
Proposal data requirements	Minimal	Minimal	Rigorous
Contract data requirements	Minimal	Minimal	Rigorous

CHAPITRE 6

ÉTUDE D'UN CAS PRATIQUE

Jusqu'au début des années 1980, l'étanchéité des pompes centrifuges se faisait par le biais de tresses d'étanchéité. Mais depuis, les garnitures mécaniques ont commencées à les remplacer petit à petit. Et dans la plupart des domaines de l'industrie. Pour le transport d'hydrocarbure où les conditions sont un peu délicates (grandes pompes, grands débits ...) et avec les avantages que présentent les garnitures mécaniques par rapport aux tresses. Leur remplacement devient plus que nécessaire.

On proposera ci-dessous la procédure suivie pour remplacer les tresses d'étanchéité d'une pompe verticale par une garniture mécanique.

6.1 Exemple d'application :

La pompe étudiée est une pompe booster centrifuge verticale conçu par BYRON JACKSON Pump Division, et fournie par International Sales Division of General Electric Co. Utilisée par RTE (Région Transport Est) SONATRACH dans le transfert du pétrole brute par l'oléoduc Haoud El Hamra-Skikda, elle est placée au niveau du terminal terrestre de Skikda.

6.1.1 Schéma et caractéristiques de la pompe :

Voici ci-dessous une image de la pompe suivi d'une coupe verticale. Le schéma technique de la pompe avec tous les dimensions sera aussi présenté (Annexe B).

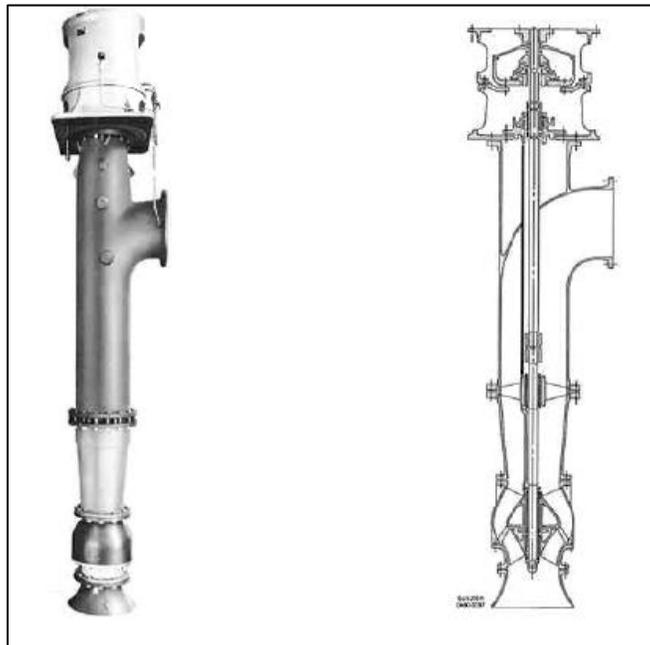


Fig 6.1 pompe Byron Jackson avec coupe verticale

Tableau 6.1 données techniques et caractéristiques de la pompe

Données techniques et caractéristiques :	
Taille de la pompe :	42 KX
Type de la pompe :	Un seul étage VMT, style SBEP
Numéro de série :	741-n-0613 / 19
Service	Pompe booster verticale pour pétrole brute
Rotation	Contraire au sens de la montre (vu du moteur)
Entrainement	General Electric, VSS Motor, TEFC, Chassis 6348 P42, 1000 HP, 750 Tr/min
Accouplement	BYRON JACKSON rigide à bride, 3 pièces ajustables couplées avec une bague fendue pour l'arbre d'entraînement
Diamètre de l'arbre	116 mm
Joint d'arbre	Presse-étoupe avec (4) anneaux de tresse John Crane 100M ; 4-1/2.1.D. x 5/8 " carré

6.1.2 Rôle de la pompe « booster » dans le process :

La pompe booster comme son nom l'indique est utilisée pour booster le fluide, ce qui veut dire augmenter sa pression et sa vitesse (débit) il existe 7 pompes de ce type dans le terminal terrestre de Skikda, chacune d'elle est reliée à un bac de stockage qui est à l'amont de la pompe. La pompe est posée dans une cavité verticale qu'on appelle souvent « puis ». Après l'ouverture des vannes des bacs de stockage, le pétrole brute remplit le puis, puis il est pompé par « la booster » essentiellement vers la « Raffinerie de Skikda » mais aussi vers les pompes de chargement soit celles qui se trouvent au niveau du terminal marin, ou celles qui se trouvent au niveau des bouées (pour un chargement sur mer)

Les pompes de chargement comme leur nom indique chargent ensuite le pétrole dans les bateaux.

6.2 Système d'étanchéité actuelle de la pompe booster :

L'étanchéité dans les pompes booster se fait actuellement par le biais de « garnitures à tresses », ce système était le système utilisé dans ce type de pompe et en effet c'est leur système d'origine. Mais avec le temps il a montré quelques failles, et avec le développement technologique que vivent les systèmes d'étanchéité un remplacement s'impose.

6.2.1 Présentation du système « garniture à tresses » ou presse-étoupe :

Les presse-étoupe, constitués par des bourrages de matériaux fibreux (étoupe, amiante) tressés, serrés sur l'arbre par un blocage axial au moyen d'écrou ou de bride à boulons, ont été longtemps le dispositif le plus communément employé. Ils donnent lieu à un couple de frottement important et absorbent une puissance relativement élevée. Remplacés dans beaucoup de leurs applications par les joints à lèvres ou des joints dits "de surface", ils sont encore très utilisés, notamment dans le cas de fluides sous fortes pressions

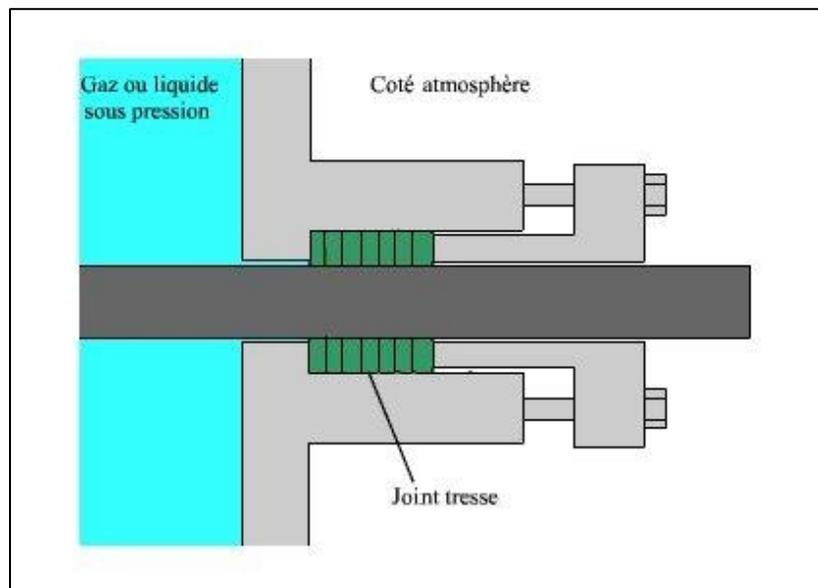


Fig 6.2 schéma simplifié de la garniture à tresse

Cette tresse est interposée entre l'arbre et l'alésage (la chemise), et en lubrifiant celle-ci en diminue les frottements. L'étanchéité dépend de la forme de la tresse et de la pression des vices.

6.2.2 Types de tresses :

On peut classer les tresses selon 2 critères : la section ou les matériaux composants

Selon la section : on peut distinguer 2 types : à section carrées qui sont les plus répandues, et récemment celles à section trapézoïdale.



Fig 6.3 tresse à section carré

Selon le matériau composant : au début on utilisait des fibres d'amiante, mais après son interdiction les constructeurs ont opté pour d'autres fibres telles que : le PTFE, le graphite, aramide, kevlar...

- Dans notre cas la tresse utilisée est une tresse John Crane 100M ; 4-1/21.D.x 5/8'' à section carrée.

Pour son montage, on découpe des morceaux de tresse, la longueur du morceau doit être précisément égale au périmètre de l'arbre. Dans la quasi-totalité des cas on utilise plus d'un anneau de tresse (dans notre cas on utilise 4 anneaux de tresse) qu'on superpose d'une façon que les coupes de chaque anneau forment un angle.

6.2.3 Failles de l'étanchéité à tresses :

La plupart des entreprises qui font dans l'industrie du pétrole et surtout dans le transport pétrolier ont remplacé leur système à tresses et ont optés pour l'utilisation de garnitures mécaniques qui représentent de nos jours la meilleure solution, ou on peut dire l'unique solution fiable et sûre pour l'étanchéité des machines tournantes.

L'abandon des garnitures à tresses au profit des garnitures mécaniques est dû à de différentes raisons dont on peut citer :

- *Les matériaux composants de la tresse* : la majorité des tresses et surtout les anciennes ont été fabriquées à base d'amiante qui, ces dernières années a été classé comme matériaux dangereux par l'Union Européenne et même en Algérie et cela pour des raisons de sécurité et de santé, car les expériences ont démontrées que l'exposition et la manipulation de l'amiante est cancérigène pour l'homme.
- *La fuite* : l'étanchéité parfaite se définit par aucune fuite, et comme expliqué en haut, les garnitures à tresses fonctionnent avec une fuite minimale, qui est à une très haute température. Cette fuite peut :

- Couler et se regrouper sur l'appareil et donc l'endommager.
 - Tomber par terre ce qui provoquera la pollution du sol.
 - s'évaporer et alors polluer l'atmosphère.
- *Les risques :*
 - En cas de serrage très fort de la tresse, on aura une suppression de la fuite, donc le fluide de lubrification ne sera pas changer ce qui provoquera une surchauffe de celui-ci et par la suite une surchauffe de la tresse qui agira directement sur l'arbre et peut lui causer d'immenses dégâts (égratignures et dans les cas extrêmes on peut même avoir des déformations).
 - En cas de jeu important le débit de fuite sera important, donc on aura des pertes de fluide qui avec le temps deviendront considérables économiquement.
 - *Le couple :* les garnitures à tresses sont montées directement sur l'arbre et doivent être bien serrées ce qui engendre un couple résistant trop élevé.
 - *La dégradation rapide de l'étanchéité* en cas de défaut d'alignement ou d'efforts radiaux.
 - *Contamination du fluide* par des particules de tresses
 - *L'entretien :* les garnitures à tresses demande un entretien fréquent, il faut vérifier périodiquement le débit de fuite. On cas d'augmentation de celui-ci, il faut resserrer la tresses par le presse-étoupe pour le diminuer jusqu'à atteindre le débit minimum (et nécessaire). Si le presse étoupe est serrer au maximum et le débit de fuite est toujours supérieur au débit minimale, il faut dans ce cas remplacer la tresse utilisée par une neuve. Et cette entretien demande un arrêt de la machine et du temps pour réparer, ce qui dans l'industrie est synonyme de dépense d'argent pour l'entreprise.

6.3 Solution proposée :

C'est vrai que les garnitures à tresse ou presse-étoupe ont été le système le plus utilisés pour assurer l'étanchéité dans les machines tournantes d'une manière générale et dans les pompes d'une manière spécifique pendant plusieurs années, et cela malgré les failles qu'ils présentés. Mais avec le développement de l'industrie, l'augmentation des charges (production) et aussi les exigences environnementales récentes, spécialement dans le domaine pétrolier, une solution alternative s'imposait :

Les garnitures mécaniques ont prouvées et dans un laps de temps vraiment minime qu'ils étaient la meilleur solution aux problèmes d'étanchéité, et qu'il était prêtes à remplacer les anciens systèmes d'étanchéité comme les garnitures à tresse, en assurant une meilleur étanchéité (élimination quasi-totale des fuites), un meilleur rendement (couple résistant et frottement très faibles) et surtout une bien meilleur sécurité de l'appareil. Ils offrent aussi des solutions propres et adaptées à chaque problème vu leur

large gamme de dimensions, les différents matériaux utilisés et leur simple montage et entretien.

6.3.1 Critères de choix du type de garniture :

Comme mentionné dans le chapitre 3, le choix d'une garniture mécanique dépend de différents paramètres qu'on peut classer en 4 catégories : condition de service (température, pression, vitesse de rotation ...), propriétés du fluide à étancher (nature, dangerosité...), normes applicables et la facilité du montage.

Les 2 tableaux ci-dessous regroupent les paramètres de service de la pompe étudiée (la pompe booster Byron Jackson 42kx) et les propriétés du fluide à étancher qui est du pétrole brut.

Remarque : les valeurs sont légèrement variables surtout celles de la température et des pressions et cela dû aux conditions atmosphériques mais aussi aux exigences des pompes de chargement (pression et débit) qui sont précisées par les clients (raffinerie ou bateaux de chargement), par conséquent les valeurs présentées dans ces tableaux seront des valeurs extrêmes (minimales ou maximales).

Tableau 6.2 condition de service de la pompe

Paramètre	Valeur	Unité
Température	68 (max)	°C
Pression à l'aspiration	1.5 (min)	Bars
Pression au refoulement	11 (max)	Bars
Vitesse de rotation	750	Tr/min

Tableau 6.3 propriétés du fluide à étancher

Paramètre	Valeurs	Unité
Fluide	Pétrole brute	
Densité	0.8	Kg/cm ³
Viscosité	5.1	CSt
Tension de vapeur	0.738	TVR
Présence de particule	Possible	Grain de Sable
Dangerosité	Oui	

- La norme appliquée sera la norme API 682.
- Le montage sera décrit après.

6.4 Précision du type de garniture mécanique :

Après l'étude approfondie sur les garnitures mécaniques : leurs types, technologie et matériaux utilisés, l'analyse des données de fonctionnement de la pompe et les propriétés du fluide à étancher et la consultation de la norme et son application, on a penché pour remplacer la garniture à tresse John crane 100M de la pompe booster Byron Jackson 42kx par une garniture de type A (selon la norme API682) ou bien « **Garniture simple mono-ressort compensée** ».

6.4.1 Présentation de la garniture mécanique simple mono-ressort compensée :

C'est l'une des garnitures mécaniques les plus répandues et les plus utilisées dans le domaine pétrolier. Malgré l'émergence de nouveaux types tels que les garnitures à soufflet, sèches ou magnétiques, les garnitures simple mono-ressort gardent leur place dans les chambres à garnitures des machines tournantes, et plusieurs exploitants leur font toujours confiance.

Une garniture mécanique est dite simple quand l'étanchéité se fait par le biais d'un seul contact et en une seule étape. La garniture double est simplement la succession de 2 garnitures simple montée l'une après l'autre dans une seule enveloppe.

On peut définir la garniture simple aussi par celle où la lubrification est assurée par le fluide process.

Comme son nom l'indique une garniture mécanique « mono-ressort » possède un seul ressort au milieu contrairement aux garnitures mécaniques multi-ressort qui possèdent plusieurs ressort (ça dépend du constructeur).

Remarque : La garniture compensée a été définie dans le chapitre 3.

6.4.2 Eléments composants :

Une garniture mécanique simple mono-ressort comporte essentiellement une partie stationnaire, une partie rotative, un ressort et des joints toriques. Tout ça emballé dans une chemise. Elle comporte aussi d'autres éléments qu'on appelle « accessoires » qui se différencient d'un constructeur à un autre.

Voici un schéma simplifié de la garniture (figure 6.4):

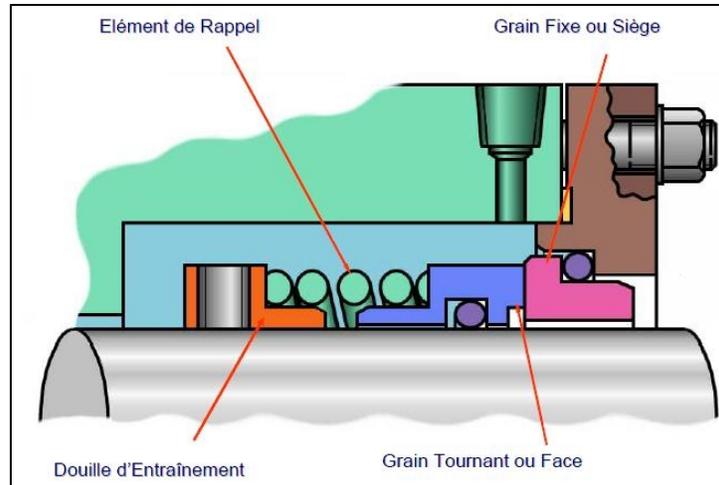


Fig 6.4 Garniture simple mono-ressort

Grain tournant : il représente la partie tournante de la garniture, il est fixé sur l'arbre.

Grain fixe : représente la partie fixe il est fixé sur la chambre.

Le ressort : avec sa force de rappel il assure le contact entre le grain fixe et le grain mobile.

Le corps de la garniture : représente le revêtement extérieure de la garniture.

Les joints : ils empêchent le passage du fluide.

Éléments de liaison : chemise, couvercle, support...

6.4.3 Matériaux utilisée :

On se référant à la norme API682 les matériaux utilisés dans chaque élément doivent être les suivant :

- *Les grains fixe et mobile* : vu que le pétrole brut n'est pas abrasif, l'un des grains doit être en carbone-graphite et l'autre doit être en carbure de silicone. Les degrés de ces matériaux doivent être précisés par le constructeur.
- *La chemise* : dans le cas général elle doit être en acier 316 AISI Standard Type.
- *Le ressort* : dans le cas général les garnitures mécaniques mono-ressort doivent comporter un ressort en acier 316 AISI Standard Type.
- *Joints* : en élastomère ou PTFE.

6.4.4 Principe de fonctionnement :

Dans les garnitures mécaniques simples l'étanchéité est assurée par les 2 grains : d'une part un anneau solide d'un arbre tournant, appelé rotor, et d'autre part un anneau solide du bâti, appelé stator. Le film liquide ou interface sépare le rotor et le stator, afin de se positionner correctement l'un par rapport à l'autre, pour assurer un fonctionnement optimal, l'un des grains est fixé par une liaison souple.

L'étanchéité entre chaque grain et son support est assurée par des joints en élastomère (on appelle ça l'étanchéité secondaire). figure 6.5

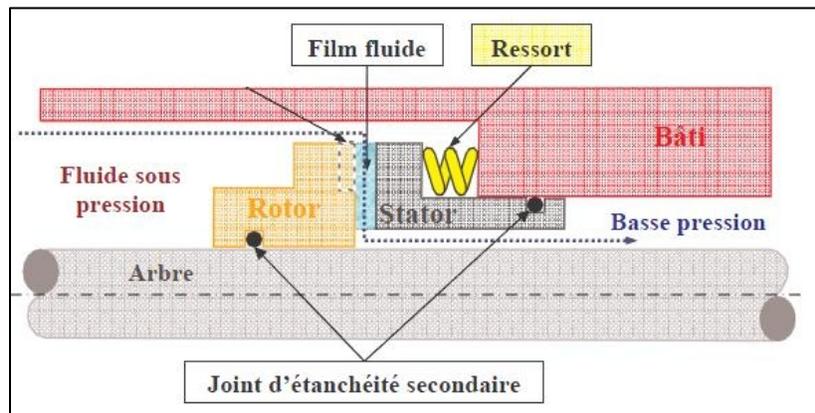


Fig 6.5 Représentation schématique d'une garniture simple

D'une part le fluide sous pression exerce une pression sur la face arrière du rotor, à cette poussé s'ajoute la force exercée par le ressort. La somme de ces 2 forces tend à maintenir les 2 faces en contact. D'autre part le fluide circulant entre les 2 faces des grains tend à les éloignés. En fonctionnement, un équilibre entre les 2 forces doit être assuré afin de maintenir l'épaisseur minimale du film.

Avec le temps, les 2 grains et les joints s'usent et demandent à être remplacés.

6.5 Justification du choix :

Il existe plusieurs types de garnitures mécaniques et chacun des constructeurs prétend que sa technologie offre la meilleure solution pour les problèmes d'étanchéité. Mais après une étude spécifique du problème, consultation d'experts et d'opérateurs travaillant sur les pompes et les garnitures, mais surtout en se référant aux normes internationales, une décision adéquate peut être prise.

Pour arriver à notre choix on s'est basé sur les points suivants :

6.5.1 Garniture simple :

Dans notre cas, le fluide à étancher est du pétrole brut qui présente les propriétés suivantes :

- le pétrole brut est considéré comme un fluide non-abrasif.
- La température de service du fluide à étancher est plus au moins faible dépassant pas les 68°C.
- Pression de service relativement faible (ne dépasse pas les 11 bars).
- Le pétrole brut est considéré comme un fluide non-dangereux et non-toxique
- Viscosité moyenne (environ 5.1 CSt).
- Vitesse de rotation stable (750 tr/min).

D'où l'utilisation d'une garniture mécanique simple sera suffisante, et assurera une bonne étanchéité. Le montage d'une garniture mécanique double aurait été inutile (et beaucoup plus cher).

Avec sa température relativement faible et sa viscosité moyenne, le pétrole brut aura un bon pouvoir lubrifiant, donc il n'est pas nécessaire d'utiliser un montage double. (Dans les stations au sud du pays où les températures extérieures peuvent atteindre les 60°C, et les températures du fluide sont trop élevées, il est peut-être précoce d'utiliser des garnitures doubles lubrifiées par exemple à l'azote liquide qui peut garder ses propriétés même dans de très hautes températures. Mais comme notre installation est à Skikda où les températures extérieures ne dépassent pas les 42°C l'utilisation d'une garniture simple doit être suffisante)

6.5.2 Garniture à ressort :

Le choix de garniture à ressort au profit d'une garniture à soufflet est dû aux propriétés du pétrole brut et surtout à sa faible densité. La membrane du soufflet étant relativement mince, le soufflet ayant un effet amortissant plus faible, le travail dans des conditions de « stick-slip » peut provoquer des vibrations axiales aboutissant à des ruptures par fatigue.

La garniture à ressort reste le modèle le plus utilisé dans le domaine des hydrocarbures et cela pour plusieurs raisons :

- Moins chères que les garnitures à soufflet.
- Disponible dans la plupart des tailles.
- De conception particulièrement robuste.

- Température de service relativement moyenne, donc des joints en PTFE seront suffisant et pourront bien résister.

6.5.3 Garniture mono-ressort :

Pour notre cas, on a opté pour une garniture mono-ressort plutôt qu'une multi-ressort, il est vrai que les garnitures multi-ressort est une technologie récente et qu'elle compense mieux les défauts d'alignement vu que chaque ressort peut être réglé séparément.

Néanmoins, ces garnitures multi-ressorts présentent un problème, et un risque surtout. Car malgré la très bonne qualité du pétrole brute Algérien et cela parce qu'il contient un pourcentage très faible de soufre ou d'autres impuretés (teneur en soufre moins de 0.1%), et malgré le filtrage du fluide et l'utilisation de crépines, des particules de sables se transportent souvent avec le fluide et arrivent jusqu'aux pompes et cela à cause du mauvais nettoyage des pipes ou d'autres appareils du process de transport. et vu le diamètre petit des ressorts des garnitures multi-ressorts, les particules de sable s'infiltreront à l'intérieur des ressorts et les colmatent ce qui provoque un blocage de la garniture et son réchauffement et nécessite son remplacement ou au meilleurs des cas le remplacement des ressorts.

Par contre l'utilisation d'un seul grand ressort nous évitera ce genre de problème. Et juste avec une fixation bien souple du grain fixe, on peut régler les problèmes d'alignement.

6.5.4 Garniture compensée :

On utilise une garniture compensée pour limiter l'influence de la force de pression sur les faces de frottements et ceci pour éviter la friction et par conséquent diminuer le couple résistant.

6.6 Dimension de la garniture :

Le choix de la dimension d'une la garniture mécanique est normalisé. Pour les garnitures mécanique simple il est fonction surtout de 2 paramètres A et B qui représentent le diamètre de l'arbre et le diamètre de la chambre à garniture.

- Pour le diamètre de l'arbre on prend la valeur maximale.
- Pour le diamètre de la chambre à garniture on prend la valeur minimale.

Ces paramètres sont présentés dans la figure suivante :

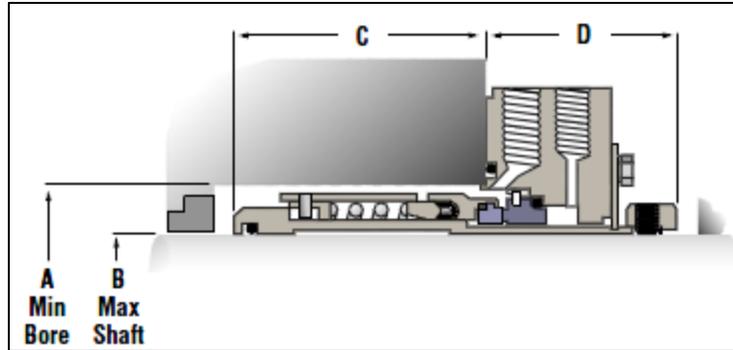


Fig 6.6 Différents paramètres de dimensions d'une garniture.

La plupart des dimensions existantes des paramètres A, B, C et D sont regroupées dans des tableaux que chaque constructeur propose pour chacun de ses modèles et on reliant leurs valeurs on obtient la dimension de la garniture convenable pour la chambre à garniture de la pompe étudiée.

Si les valeurs ne figurent pas sur le tableau, il faudra consulter le constructeur pour des solutions adaptées.

En se référant au schéma de la chambre à garniture de la pompe (annexe B) on obtient les valeurs suivantes :

- Diamètre maximal de l'arbre A = 4.500'' (114.30mm).
- Diamètre minimal de la chambre à garniture B = 5.7500'' (146.6mm).

6.7 Le Plan API 13 :

On utilise un « plan 13 » afin de contrôler la pression à l'intérieur de la chambre de la garniture. L'évaporation du fluide à l'intérieur de la chambre peut causer des dégâts considérables à la garniture, le film lubrifiant s'évapore ce qui provoquera une friction entre les faces des 2 grains, ce qui va les user plus rapidement et générera de la chaleur qui endommagera les joints qui sont en élastomère. C'est pour cela qu'on doit toujours assurer une marge entre la pression du fluide à l'intérieur de la garniture et sa pression d'évaporation. La marge doit être supérieure à 3.4 bars (API682).

6.7.1 Définition du plan 13 :

Le plan 13 consiste à faire une recirculation du fluide, et cela de la chambre de la garniture vers l'aspiration de la pompe pour refroidir la garniture et pour évacuer les vapeurs de la chambre.

Les garnitures simples contiennent tous une entrées pour un plan 13, donc il suffit juste de faire un trou dans la tuyauterie à l'aspiration et le relier avec l'entrée de la chambre par tuyauterie qui de préférence doit être galvanisée (selon la norme API682).

Le tuyau doit comporter un orifice de diamètre entre 3 et 6 mm. Le débit adéquat pour la chambre qui doit traverser l'orifice, nous permet de calculer le diamètre de ce dernier.

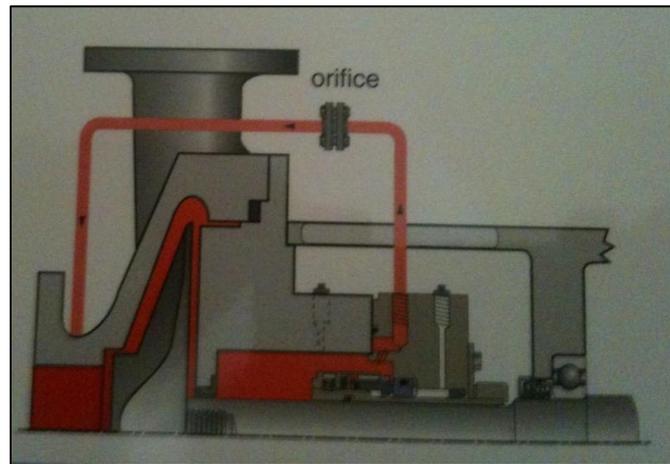


Fig 6.7 plan 13

Remarque : On peut utiliser un autre liquide pour refroidir la garniture (azote liquide par exemple) mais pour éviter les risques de contamination du fluide process (fluide à étancher) on utilise le même fluide.

6.7.2 Conditions d'utilisation d'un plan 13 :

- Pompes verticales.
- Pression à l'intérieur de la chambre plus importante que la pression à l'aspiration.
- Température modérée.
- Fluide contenant un pourcentage modéré de solides.
- Fluide non-polymère.

6.7.3 Considérations prises lors de l'installation d'un plan 13 :

- Support et protection convenable pour éviter des dommages provoqués par vibration ou par chargement.
- Accessibilité facile en cas d'opération de maintenance ou de nettoyage.
- L'installation ne doit pas constituer un obstacle en cas de maintenance ou entretien de la pompe
- Minimiser au maximum les pertes de charges en minimisant l'utilisation de coudes, vannes...[10]

6.7.4 Application à notre cas :

Sachant que notre pompe travaille avec des pressions variables, un plan 13 est nécessaire pour éviter tout problème d'évaporation, et assurer une meilleure sécurité et durée de vie pour notre garniture.

Les conditions d'utilisation d'un plan 13 sont remplies :

- Pompe verticale.
- Pression à l'intérieur de la chambre 6 bars supérieur à la pression d'aspiration qui est de 1.5 bars.
- Température max de 68°C.
- Le pétrole brut Algérien est un fluide relativement propre.
- Le pétrole brut est un fluide non-polymère.

Pour confirmer la nécessité d'un plan 13, on se réfère à la norme API682 :

- D'après le tableau 9 de la norme API682 pour la sélection de la procédure à suivre pour les circuits auxiliaires (Annexe C), en prenant en considération nos paramètres de fonctionnement et les paramètres du fluide et suivant l'algorithme de choix, on aboutit au même résultat.

Le schéma ci-dessous montre le chemin suivi sur l'algorithme général pour le choix de systèmes auxiliaires dans une garniture mécanique type A pour hydrocarbure :

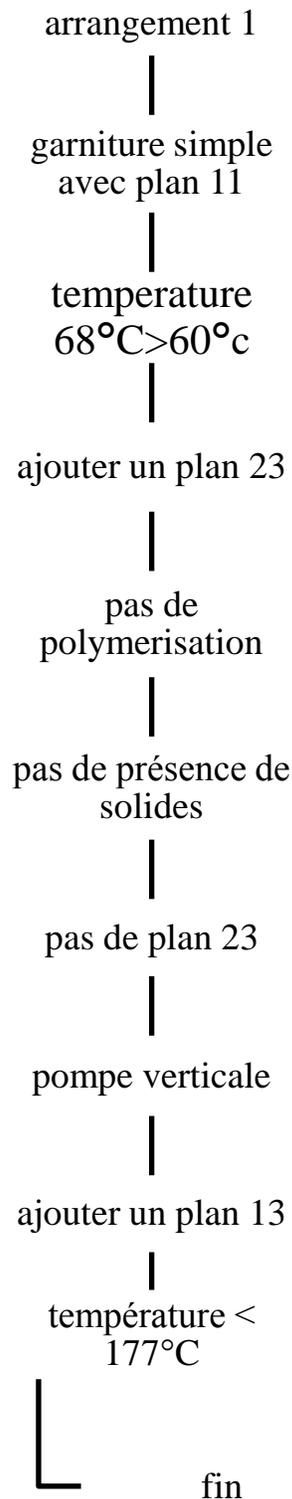


Schéma montre le chemin suivi sur l'algorithme général pour le choix de systèmes auxiliaires

6.7.5 Dimensionnement du plan 13 :

Calcul du débit :

On applique l'équation de Bernoulli entre un point à l'intérieur de la garniture (1) et le trou qu'on perce à l'aspiration de la pompe (2) :

$$p_1 = p_2 + \rho gH + \frac{1}{2}\rho v^2 \quad (6.1)$$

p_2 est la pression à l'aspiration, $p_2 = 1.5 \text{ bar}$

p_1 est à l'intérieur de la garniture, $p_1 = TVR + 30\%TVR$

30% représente la marge qu'on doit prendre (selon la norme API 682)

TVR est la tension de vapeur Reid, dans notre cas : $TVR = 9.92 \text{ bar}$

Ce qui donne : $p_1 = 1.3TVR$

$H = 34 \text{ mm}$

H étant la différence de hauteur entre le point (1) et (2) (Voir figure 6.8).

$D = 20 \text{ mm}$

D étant est le diamètre du tube (Valeur normalisé).

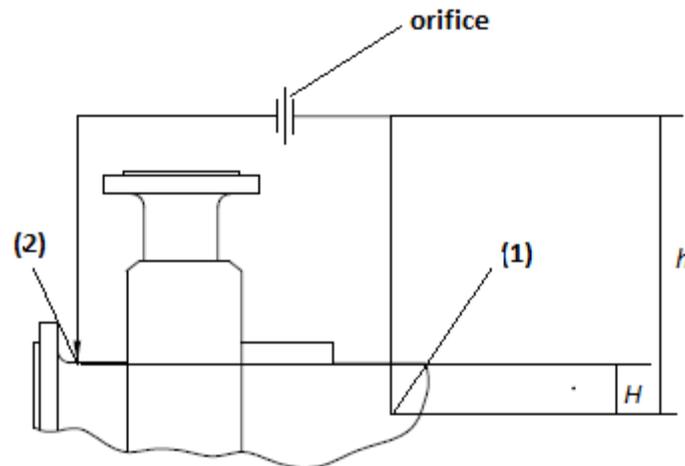


Fig 6.8 schéma du plan 13

En remplaçant ces valeurs dans l'équation (6.1) et compte tenu de la relation entre le débit et la vitesse : $Q = V.S$ avec $S = \pi \frac{D^2}{4}$

On trouve l'expression suivante :

$$Q = \sqrt{\frac{\rho\pi^2 D^4}{8} (p_1 - p_2) - \frac{gh\pi^2 D^4}{8}}$$

$$Q = 13.41 l/min$$

Calcul du diamètre de l'orifice :

D'après la formule approximative de calcul des orifices [12]

$$Q = 19.636 C d^2 \sqrt{h} \quad (6.2)$$

h est la différence entre la hauteur l'orifice et le point (1) $h=152.4 \text{ mm}$

C est le coefficient de décharge $C=0.82$ [11]

D'après l'équation (6.2) on tire d

$$d = 5.96 \text{ mm}$$

La valeur trouvée du diamètre de l'orifice d est comprise entre 3 et 6 mm ce qui est conforme avec la norme API 682.

6.8 Démontage d'une garniture tresse :

Avant tout démontage, s'assurer que la pompe a été vidangée et prendre les dispositions nécessaires pour éviter la mise en rotation. Aucune mise en route même accidentelle ne doit être possible.

6.8.1 Outillage nécessaire :

- Clés plates pour les vis.
- Tournevis plat.
- Extracteur de tresse.

6.8.2 Procédure de démontage d'une garniture à tresse :

- Dresser les deux vis.
- Libérer le fouloir en le faisant glisser le long de l'arbre.
- Enlever soigneusement la garniture usée.

6.9 Procédure de montage d'une garniture mécanique :

La manière dont la garniture est manipulée est primordiale. Les instructions de montage, indiquées pour toutes les garnitures, doivent être lues soigneusement et respectées. Pour cela on va se référer au Guide Pratique Du Montage (annexe D)

Certaines précautions doit être prises lors du montage d'une garniture mécanique. Elles sont spécifiées pour chaque étape de son utilisation :

- Précautions et vérification de la garniture à installer avant montage.
- Précautions et vérification de la machine à équiper.
- Précautions de montage de la garniture sur la machine à équiper.
- Précaution de montage de la garniture.
- Vérification lors de la mise en service :
 - Vérification avant le démarrage.
 - Contrôle lors du démarrage.
 - Contrôle pendant la marche.

6.10 Maintenance :

Le manque d'étanchéité des garnitures mécaniques peut, en effet, avoir des causes diverses. Le plus souvent, la fuite se produit à travers l'interface d'étanchéité formée par les deux faces de frottement.

Néanmoins, des éléments d'étanchéité défectueux, tels que les joints de chemise, de couvercle, coulissants, de pièce d'entraînement etc., et une trop grande rugosité des surfaces en contact peuvent créer des fuites additionnelles. De même, les soufflets, les membranes ou les autres constituants de la garniture peuvent occasionner des fuites.

Le tableau 6.4 présente de façon synthétique les principales causes de défaillance à partir des principaux symptômes : fuite et durée de vie limitée ; ce tableau expose les causes possibles et préconise quelques remèdes de base peuvent être suffisants. [12]

Pour entrer plus dans les détails, il est important d'effectuer des diagnostics à plusieurs niveaux :

- Faces de frottement (tableau 6.5).
- Etanchéités secondaires (tableau 6.6).
- Élément ressort (tableau 6.7).
- Autres constituants (tableau 6.8).

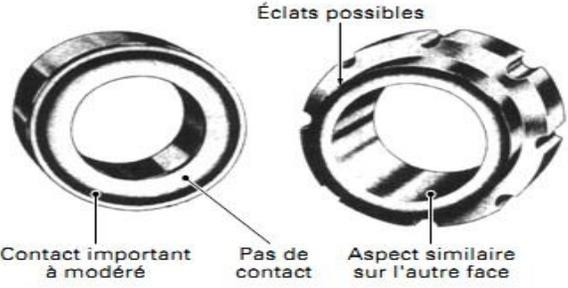
Tableau 6.4 Principales causes de défaillance

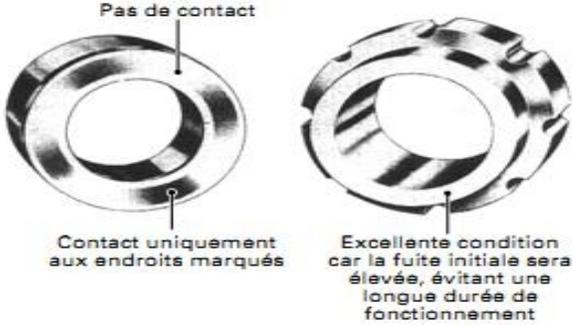
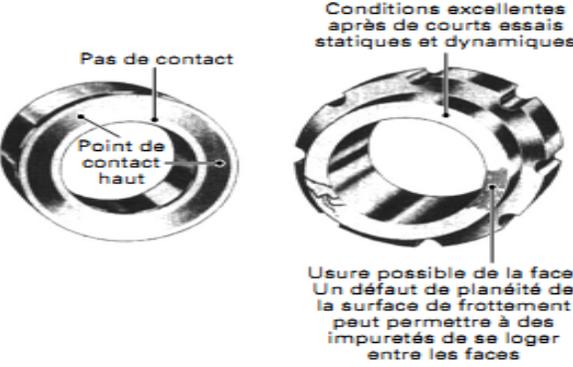
Symptômes	Causes possibles	Remèdes
La garniture fuit au démarrage	<ul style="list-style-type: none"> • Éclats ou rayures sur le joint secondaire, au cours du montage. • Taux de serrage du joint secondaire. 	<ul style="list-style-type: none"> • Remplacer le joint secondaire. • Vérifier, avec le fabricant, que les joints sont appropriés. • Vérifier que les chanfreins sont corrects.
La garniture fuit goutte à goutte ou grince en cours de fonctionnement	<ul style="list-style-type: none"> • Liquide de la garniture vaporisant au niveau des faces de frottement. • Quantité insuffisante de liquide pour lubrifier les faces de la garniture. 	<ul style="list-style-type: none"> • Augmenter le refroidissement au niveau des faces de la garniture. • Vérifier, auprès du fabricant, que l'équilibrage de la garniture est correct. • Nécessité de pratiquer un flushing si celui-ci n'est pas en service. • Élargir le diamètre de la tuyauterie de flushing et celui des orifices du chapeau. • Vérifier le refroidissement au niveau de la face de la garniture avec le fabricant.
La garniture fuit en permanence	<ul style="list-style-type: none"> • Les faces ne sont pas planes. • Les faces de la garniture en carbone/graphite présentent des boursouflures (blistering). • Déformation thermique des faces de la garniture. 	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier que les cotes de montage sont correctes. • Vérifier que les matériaux ou les garnitures utilisés sont conformes à leur application. • Vérifier la déformation du chapeau, due au serrage des boulons. • Vérifier la perpendicularité du nez de boîte à garniture avec l'arbre. • Procéder à un alignement correct de toute la ligne d'arbre pour éviter les vibrations d'arbre ou les distorsions.

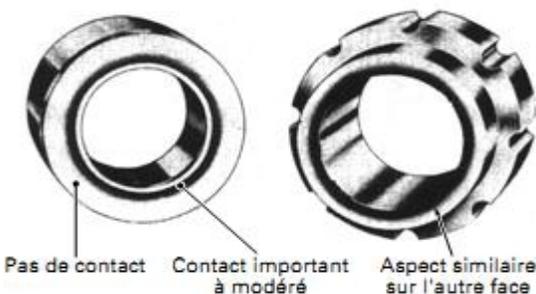
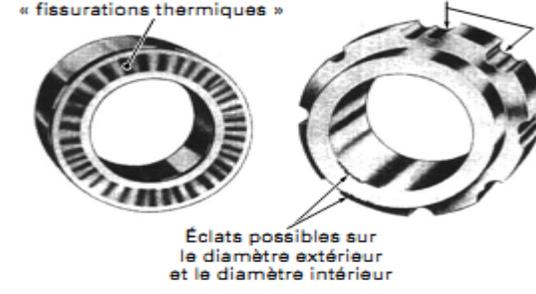
		<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier que le joint du chapeau a été correctement comprimé. • Enlever les particules étrangères qui auraient pu se déposer entre les faces de la garniture. • Roder de nouveau les faces, si nécessaire. • Vérifier qu'il n'y ait ni fêlures, ni éclats au niveau des faces de la garniture, au cours du montage. Remplacer les faces, si nécessaire. • Améliorer le refroidissement par flushing
Courte durée de vie de la garniture	<ul style="list-style-type: none"> • Fluides abrasifs. • Machine décentrée. • Défaillance du ressort. • Détérioration du matériel due à l'érosion. • Corrosion des mécanismes d'entraînement. • Défaillance des joints toriques, due au vieillissement. • Attaque chimique. 	<ul style="list-style-type: none"> • Éviter le dépôt de particules abrasives sur les faces de la garniture. • Nécessité de pratiquer un flushing si celui-ci n'est pas en service. • Utiliser un séparateur ou un filtre. • Aligner la machine. • Vérifier le frottement de la garniture sur l'arbre. • Remplacer les pièces. • Consulter le fabricant de garnitures pour d'autres matériaux.

Tableau 6.5 Diagnostic des faces de frottement

Constat	Schéma : À droite, face recevant l'action de l'élément élastique. À gauche, face en vis-à-vis.	Causes	Remèdes
CONTACT TOTAL : la garniture fuit en permanence, en statique ou en dynamique.			
<ul style="list-style-type: none"> • Aspect typique pour que la garniture ne fuie pas. • Contact total sur la surface de frottement à 360°. • Usure faible ou non mesurable sur chaque face de la garniture. • Si une fuite se 		<ul style="list-style-type: none"> • Éclats ou rayures sur le joint secondaire. • Les surfaces du joint secondaire sont endommagées ou poreuses. • Taux de compression des 	<ul style="list-style-type: none"> • Remplacer le joint secondaire. • Vérifier l'état de surface de l'étanchéité secondaire. • Consulter le fabricant de garnitures pour obtenir des

<p>produit avec cet aspect, le joint secondaire doit être examiné.</p>		<p> joints toriques inadapté.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Attaque chimique du joint secondaire. 	<p>matériaux plus appropriés.</p>
<p>CONICITÉ : peu ou pas de fuite à haute pression, fuites permanentes à basse pression.</p>			
<ul style="list-style-type: none"> • Contact important sur les faces, au niveau du diamètre extérieur de la surface de frottement, diminuant jusqu'à ne plus avoir de contact visible sur le diamètre intérieur. • Possibilité d'éclats sur le diamètre extérieur des faces. 		<ul style="list-style-type: none"> • Faces non planes en raison de la pression ou du rodage incorrect. 	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier que la garniture n'est pas en surpression. • Vérifier la planéité des pièces rodées.
<p>DÉFORMATION MÉCANIQUE : la garniture fuit en permanence, en statique ou en dynamique (1er cas)</p>			
<ul style="list-style-type: none"> • L'anneau de frottement se déforme mécaniquement, créant un contact au niveau des boulons. • Les points de contact maximal se situent à l'endroit de 		<ul style="list-style-type: none"> • Faces non planes. 	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier la déformation du chapeau, due au serrage des boulons. • Changer les matériaux du joint entre la boîte à garniture

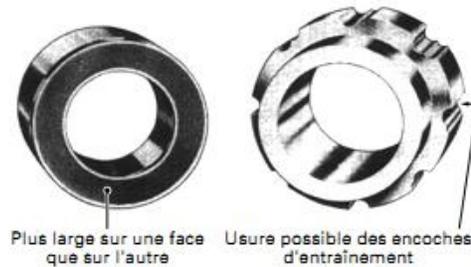
<p>chaque boulon.</p>	 <p>Pas de contact</p> <p>Contact uniquement aux endroits marqués</p> <p>Excellente condition car la fuite initiale sera élevée, évitant une longue durée de fonctionnement</p>		<p>et le chapeau</p> <ul style="list-style-type: none"> Établir le contact du joint sur toute la surface ou établir le contact au-dessus de la ligne médiane des boulons.
<p>DÉFORMATION MÉCANIQUE : la garniture fuit en permanence, en statique ou en dynamique (2e cas)</p>			
<ul style="list-style-type: none"> La face fixe est déformée mécaniquement créant deux importants points de contact. Les traces diminuent entre les zones de contact. 	 <p>Pas de contact</p> <p>Point de contact haut</p> <p>Conditions excellentes après de courts essais statiques et dynamiques</p> <p>Usure possible de la face. Un défaut de planéité de la surface de frottement peut permettre à des impuretés de se loger entre les faces</p>	<ul style="list-style-type: none"> Faces non planes. 	<ul style="list-style-type: none"> Vérifier la déformation du chapeau, due au serrage des boulons Contrôler la perpendicularité des différentes pièces d'adaptation avec l'arbre. Contrôler la planéité de la face du nez de boîte des pompes à plan de joint. Contrôler la surface du chapeau portant la face fixe. Elle ne doit

			<p>présenter ni éclats, ni bavures, l'appui doit être uniforme.</p>
<p>DÉFORMATION THERMIQUE : la garniture fuit en permanence en dynamique, aucune fuite ne se produit habituellement en statique</p>			
<ul style="list-style-type: none"> • Contact important sur les faces, au niveau du diamètre intérieur de la surface de frottement, diminuant jusqu'à ne plus avoir de contact visible sur le diamètre extérieur. • Possibilité d'éclats sur le diamètre extérieur des faces. 		<ul style="list-style-type: none"> • Faces non planes en raison de la déformation thermique ou du rodage incorrect. 	<ul style="list-style-type: none"> • Améliorer le refroidissement de la garniture. • Consulter le fabricant de garnitures pour des matériaux plus appropriés. • Vérifier la planéité des pièces rodées.
<p>PROFIL DE LA SURFACE DÉTÉRIORÉE THERMIQUEMENT : la garniture fuit en permanence, en statique ou en dynamique, bruits d'éclats.</p>			
<ul style="list-style-type: none"> • La zone détériorée thermiquement représente environ 1/3 du contact. • Zone détériorée située à 180° par rapport à l'injection. • Importante usure de la face carbone avec dépôts de carbone possibles du côté atmosphère de la 		<ul style="list-style-type: none"> • Liquide à étancher vaporisant au niveau des faces de frottement. 	

garniture.			
------------	--	--	--

LARGE CONTACT : la garniture ne fuit pas en statique ; elle fuit, en permanence, en dynamique.

• Le contact est considérablement plus large sur une face que sur l'autre.



• Détérioration des paliers.
 • Important battement de l'arbre.

• Contrôler et/ou remplacer les paliers.
 • Vérifier si l'équipement fonctionne selon spécification.
 • Vérifier si l'arbre est déformé.
 • Vérifier si l'accouplement d'arbre a été correctement aligné.
 • Vérifier qu'il n'y a aucune contrainte au niveau de la tuyauterie, sur le boîtier de la pompe.

CONTACT EXCENTRÉ : si la face est endommagée, une fuite se produira en statique ou en dynamique.

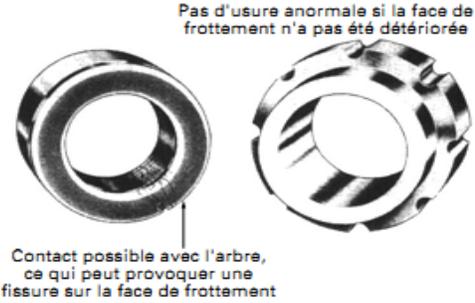
<ul style="list-style-type: none"> • Contact excentré sur la face fixe. Largeur de contact égale à celle de la face tournante sur toute la périphérie. Pas de fuite si l'arbre ne s'est pas trouvé en contact avec le diamètre intérieur de la face fixe. 		<ul style="list-style-type: none"> • Excentration de la face de frottement. 	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier que les jeux sont corrects entre le chapeau et la boîte à garniture. • Vérifier que le conception de la face fixe et les jeux sont corrects. • Vérifier que la concentricité entre le diamètre extérieur de l'arbre et le diamètre intérieur de la boîte à garniture est correcte.
--	--	--	---

Tableau 6.6 – Diagnostic des étanchéités secondaires

Défaillances	Symptôme	Constat	Causes	Remèdes
Attaque chimique des joints	<ul style="list-style-type: none"> • Fuite en statique ou dynamique, proportionnelle à la pression et augmentant dans le temps. 	<ul style="list-style-type: none"> • Joint gonflé ou rétreint (diamètre du tore ou diamètre d'alésage). • Durcissement, ramollissement ou modification de sa structure côté exposé au produit véhiculé. • Fissuration. 	<ul style="list-style-type: none"> • Erreur de sélection ou modification de l'agressivité du produit à étancher : nature, mélanges, concentration, température, etc. 	<ul style="list-style-type: none"> • Sélectionner des joints compatibles avec le produit pompé : attention aux mélanges de produits. • Bien connaître la nature des produits pompés (même occasionnellement) ainsi que leur degré d'agressivité.

Extrusion des joints	<ul style="list-style-type: none"> • Fuite à haute pression en statique ou en dynamique. 	<ul style="list-style-type: none"> • Déformation ou découpage du joint. 	<ul style="list-style-type: none"> • Jeu trop important du joint dans sa gorge. • Dureté du joint trop faible. • Pression trop élevée qui peut être aggravés par une surchauffe. 	<ul style="list-style-type: none"> • Veiller à la sélection du joint (dureté). • Contrôler les conditions de service (pression et température). • Vérifier que les dimensions des pièces ou usinages sont dans les limites de tolérance du constructeur, en particulier s'il y a eu rénovation. • Monter une bague antiextrusion.
-----------------------------	---	--	---	---

Tableau 6.7 – Diagnostic de l'élément ressort

Défaillances	Symptôme	Constat	Causes	Remèdes
Destruction	<ul style="list-style-type: none"> • Fuite aléatoire. 	Rupture, affaissement, perte de matière.	<ul style="list-style-type: none"> • Corrosion sous tension accentuée par des vibrations importantes. • Fatigue générée en particulier par les défauts géométriques. • Mauvais sens d'enroulement du ressort. • Couple de frottement excessif lorsque 	<ul style="list-style-type: none"> • Rechercher et éliminer les causes de vibrations excessives et les défauts géométriques. • Sélectionner un matériau compatible avec le produit pompé. • Veiller au sens d'enroulement du ressort. • Contrôler les ressorts lors des démontages (déformations, corrosions, frottements, etc.).

			l'élément ressort assure l'entraînement des faces de frottement.	
Colmatage	<ul style="list-style-type: none"> • Fuite aléatoire. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ressort bloqué par des dépôts. Les intervalles entre les spires sont colmatés. 	<ul style="list-style-type: none"> • L'encrassement se fait entre les spires ou les ondes, dû à un fluide chargé cristallisant ou très visqueux. 	<ul style="list-style-type: none"> • Placer le ressort hors du produit. • Réduire la viscosité du produit par réchauffage • Prévoir des rinçages périodiques ou permanents. • Dégager l'espace autour de la garniture.

Tableau 6.8 Diagnostic des autres constituants (chemise, chapeau, pièce d'entraînement, vis, rondelles, pions entraîneurs)

Défaillances	Symptôme	Constat	Causes	Remèdes
Corrosion : — par piqûre — électrolytique — intercrystalline — fissurante sous Contrainte	<ul style="list-style-type: none"> • Durée de vie réduite. • Fuite apparaissant plu ou moins rapidement. 	<ul style="list-style-type: none"> • Certains ou tous les composants de la garniture sont attaqués. • La corrosion se manifeste côté atmosphère. 	<ul style="list-style-type: none"> • Attaque sélective des composants de la garniture. • Mauvaise sélection des matériaux en contact. 	<ul style="list-style-type: none"> • Sélectionner les composants des matériaux résistant à la corrosion en présence du liquide véhiculé. • Effectuer un balayage pour éviter la corrosion côté atmosphère.
Usure au niveau du diamètre hydraulique	<ul style="list-style-type: none"> • Fuite prématurée. 	<ul style="list-style-type: none"> • Usure importante sous le joint glissant, quelquefois avec 	<ul style="list-style-type: none"> • L'usure est occasionnée par les frottements du joint glissant sur 	<ul style="list-style-type: none"> • Éliminer les causes de vibrations excessives (alignement, process, équilibrage, etc.) ainsi que

		piqûres.	le diamètre hydraulique : chemise d'arbre, support de friction, etc. • Elle est fortement accentuée par les défauts géométriques et les vibrations.	les défauts géométriques. • Durcir superficiellement le diamètre hydraulique : stellite, revêtement carbure, etc. • Sélectionner des matériaux évitant la corrosion électrolytique.
Érosion	• Fuite progressive.	• Enlèvement de matière localisé sur une partie de la garniture, entraînant un affaiblissement puis une rupture à long terme.	Vitesse du jet localisé du flushing trop élevée. • Présence de particules dans le produit.	• Modifier les directions et vitesses des jets. • Filtrer les particules. • Remplacer les matériaux existants par des matériaux plus résistants à l'érosion.
Défaillance des systèmes d'entraînement ou d'arrêt en rotation	• Fuite apparaissant fréquemment pendant les modes de fonctionnement transitoires : démarrage, arrêt, etc.	• Rupture de l'élément d'entraînement (pion, languette, vis, etc.). • Usure importante au niveau des deux pièces en contact. • Blocage axial.	• Couple de frottement excessif, accentué par les vibrations de la machine. • Arrêts et démarrages fréquents. • Démarrages en charge. • Corrosion, abrasion, usure.	• Préférer les entraînements axiaux aux entraînements radiaux. • Déplacer les entraînements à l'extérieur du fluide. • Utiliser les entraînements par mono-ressort ou par soufflet. • Diminuer la pression sur la surface de contact des entraîneurs. • Utiliser des matériaux résistants à l'usure et à la corrosion. • Équilibrer la machine.

6.11 La durée de vie :

D'après la norme API 682 et les indications des constructeurs, la durée de vie d'une garniture mécanique ce qui veut dire jusqu'à ce que les 2 faces se consomment est dans les environs de 30.000h.

Pour notre cas, la pompe fonctionne en régime discontinue, elle travaille avec une moyenne de 10h par jours ce qui nous mène après un petit calcul à une durée de vie de 3000 jours.

6.12 Comparaison entre 2 modèles :

Il existe sur le marché plusieurs constructeurs de garnitures mécaniques, le schéma de base et le principe de fonctionnement étant le même pour chaque type de garniture, la différence entre les modèles se présente dans les petits détails (matériaux, forme de joint, circuits auxiliaires...)

6.12.1 Garniture à ressort « Flowserve UC » :

6.12.1.1 Image de coupe :



Fig 6.9 Garniture Flowserve UC

6.12.1.2 Avantages :

- Une face tournante en carbure de silicium encapsulée dans un support étanché par
- Un joint en graphite. Elle assure une planéité optimale pour le contrôle des basses émissions et elle assure aussi un montage étroit en éliminant toute distorsion rétrécie.
- Une garniture mono-ressort compensée avec ressort simple rotatif qui sert à empêcher l'anneau flottant et il ne transmet pas le couple moteur.

-Les dimensions du ressort sont un peu grandes mais son coefficient de raideur est faible qui permet la facilité du montage et démontage.

-La flexibilité et le jeu de la garniture UC lui permettent de compenser les légers désalignements de l'arbre et du palier.

-Conception hautement compensée pour basses émissions en hydrocarbures légers.

-Toute la partie tournante peut être enlevée pour l'inspection ou la réparation sans avoir enlevé l'arbre et la chemise.

-Protection contre l'endommagement lors de l'assemblage de la garniture.

-Possibilité de plan API pour quench ou flush

6.12.1.3 Matériaux :

La partie métallique : 316 Acier pur, alliage 20, alliage 400, alliage C-276.

La face rotative : Carbure de silicium/ joint en graphite.

La face stationnaire : Carbone, Carbure de silicium.

6.12.1.4 Plages de fonctionnement :

Pression : jusqu'à 69 bars.

Température : de -40 jusqu'à 204°C.

Liquide : très bonne pour les hydrocarbures légers.

Dimensions de l'arbre : de 14.1 jusqu'à 148mm.

Vitesse de rotation : jusqu'à 23m/s.

6.12.1.5 Dimension de la garniture convenable à notre cas :

Selon le tableau normalisé fournie par Flowserve Corp. (Annexe D)

La dimension est de : 5500 (cette valeur est un code constructeur sans unité)

6.12.2 John crane TYPE 5610Q-1/5620P-1/5620D-1:

6.12.2.1 Image en coupe:

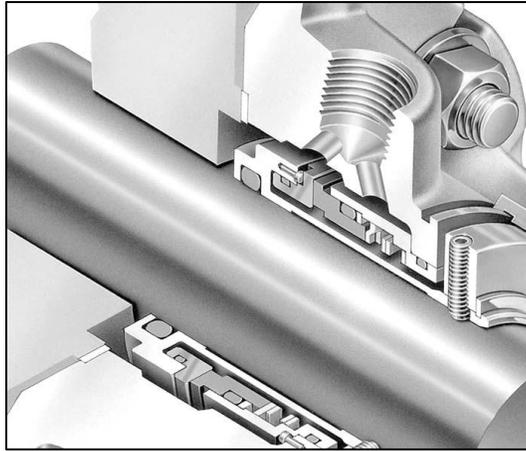


Fig6.10 Garniture John Crane Type 5610Q-1

6.12.2.2 Avantages:

- Qualifications API682 testés et approuvés.
- Possibilité d'un plan 13.
- Très bonne pour les hydrocarbures.
- Anneau tournant optimisé pour de très faibles émissions.
- Tété de garniture réversible pour des opérations rotatif ou stationnaire.
- Un très bon design.
- Possibilité d'un fonctionnement sec en cas de problème.
- Minimum de vices de fixation pour le corps de la garniture.

6.12.2.3 Matériaux :

La partie métallique : 316 Acier pur, alliage 20, alliage 400, alliage C-276.

La face rotative : Carbure de silicium/ joint en graphite.

La face stationnaire : Carbone, Carbure de silicium.

Joints : Fluorélastomère.

6.12.2.4 Plages de fonctionnement :

Pression : jusqu'à 21 bars.

Température : de -30 jusqu'à 205°C.

Liquide : très bonne pour les hydrocarbures légers.

Dimensions de l'arbre : /.

Vitesse de rotation : jusqu'à 25m/s.

6.12.2.5 Dimension de la garniture convenable à notre cas :

Selon le tableau de choix normalisé de John Crane (Annexe E) on trouve :

La dimension de la garniture : 4.830''

6.12.3 Comparaison entre les 2 modèles :

« *Flowserve* » et « *John Crane* » représentent les 2 plus grands constructeurs de garnitures mécaniques à l'échelle mondiale, ils ont surtout une très grande expérience dans le domaine des hydrocarbures. 70% des garnitures mécaniques de Sonatrach sont des garnitures *John Crane*. Néanmoins *Flowserve* commence à prendre beaucoup de part de marché en Algérie.

6.12.3.1 Points commun :

- Les 2 modèles sont certifiés API682, catégorie A.
- Les 2 modèles présentent la possibilité de l'application d'un plan 13.
- Ils ne sont pas conçu exclusivement pour les hydrocarbures légers, mais sont fortement adaptées pour.
- Les 2 possèdent des grains l'un en carbone et l'autre en carbure de silicium.
- Les 2 conviennent à nos paramètres de service et propriétés du fluide.
- Dimensions disponibles.

6.12.3.2 Différences :

- La garniture Flowserve est plus compensée ce qui est très important en hydrocarbure pour les basses émissions.
- Lors de la maintenance périodique, pour la garniture Flowserve on change que les 2 grains et les 3 joints, tandis que pour la John crane on doit changer 5 joints.
- La Flowserve est conçu avec un ressort rotatif lié au grain mobile ce qui implique pas de possibilité de transmission de couple moteur.
- La John crane possède moins de vices ce qui veut dire un montage plus simple.

De là on trouve que la Flowserve est mieux adaptée que la John Crane et demande moins de maintenance.

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Les garnitures mécaniques sont des étanchéités dynamiques pour arbres tournants, les exigences économiques font qu'elles sont de plus en plus utilisées dans l'industrie. Depuis une quarantaine d'années, un effort permanent de recherche contribue à mieux comprendre leur fonctionnement et augmenter au maximum leur fiabilité, pour éviter les fuites dans le cas de l'écoulement des fluides dans les machines tournantes.

L'étude présentée dans notre mémoire contient essentiellement trois parties, la première est faite pour les pompes centrifuges dans le cas générale : leurs catégories, leurs classifications, leurs applications et les problèmes qu'on rencontre souvent dans les pompes centrifuges comme problèmes de vibration, de cavitation et surtout les problèmes d'étanchéité, c'est pour ça on a fait une étude sur l'étanchéité juste après l'étude des pompes centrifuges. L'étude contient en gros sa définition, ses types et les équations qui la régissent.

La deuxième partie de notre mémoire a été consacré à l'étude dynamique et énergétique des garnitures mécanique, pour cela on a commencé par définir les garnitures mécaniques, les matériaux utilisés pour les fabriquer, la consommation des garnitures mécaniques et les facteurs agissant sur l'étanchéité comme le frottement et l'état de surface, les différents types des garnitures mécaniques et les différents types de montages, les paramètres qu'on doit prendre en compte dans le cas de la sélection du type de la garniture, ces paramètres caractérisent d'une part les conditions de service comme la température la pression à étancher et la vitesse de rotation et d'autre part les propriétés du fluide comme nature et dangerosité.

Pour l'étude énergétique, on a commencé par la lubrification des faces de la garniture et ses deux types mixte et hydrodynamique. Lorsque le paramètre de service G dépasse une certaine valeur le fluide présent dans le contact sépare totalement les faces du joint, il y a des paramètres comme la conicité radiale et le mésalignement entre l'axe des joints et l'axe de l'arbre influencent sur l'allure du champs de pression, d'après cette étude il est donc important de s'intéresser au comportement dynamique dont dépend le mouvement des anneaux et aux effets thermiques qui contrôlent les déformations thermoélastiques des faces du joint, la vaporisation et la viscosité du lubrifiant. Les études ont validé l'hypothèse du fonctionnement en mode d'entraînement dynamique stable. Pour l'étude thermique, on a montré que les températures et leurs gradients influencent la géométrie de l'interface de l'étanchéité.

Après l'étude théorique, on s'est initié à la pratique, et cela en étudiant la norme, l'API 682. On a constaté que les normes sont devenues un outil indispensable pour mener n'importe quelle étude ; elles regroupent toutes sortes d'information (compositions, critères, conseils...) et par conséquent facilite le travail de recherche. Toute décision ou tout résultat ont été comparés avec les données de la norme API 682 avant d'être présentées.

A la fin, on a mis en pratique les connaissances acquises lors de l'étude théorique et celle de la norme en prenant un cas réel : le cas d'une pompe centrifuge verticale, et en proposant une solution qu'on trouve fiable et économique pour le remplacement de son système d'étanchéité à tresse par une **garniture mécanique simple mono-ressort**. Et ceci en présentant les failles du système à tresse et en précisant les raisons de notre choix, les procédures de montage et de maintenance avec tous les détails nécessaires. Nous avons terminé l'étude par une comparaison entre deux modèles commerciaux.

L'intérêt scientifique et technique de l'étude des garnitures mécaniques d'étanchéité a été démontré au cours de notre travail. Les recherches développées depuis plus de deux décennies ont permis d'établir un large domaine de compétences reconnues internationalement sur ce thème. Ces travaux présentent un intérêt industriel certain car l'étanchéité dynamique peut constituer un verrou à la progression des performances des pompes et compresseurs dans des secteurs industriels stratégiques. De plus, cette fonction technique joue un rôle primordial dans la protection de l'environnement contre les émissions polluantes.

L'assimilation totale des phénomènes liés aux garnitures mécaniques constitue le challenge que tente de relever les constructeurs, particulièrement en ce qui concerne les modélisations numériques pour la conception et l'optimisation de garnitures ainsi que pour l'analyse des résultats d'essais industriels. Il serait donc intéressant à l'avenir d'approfondir ces quelques aspects pour cerner ce thème sous les différents angles.

Références bibliographiques :

- [1] A. J. STEPANOFF Pompes centrifuges et pompes hélices. EDITION DUNOD Paris 1961
- [2] « Guide pour l'analyse de l'existant technique ». Premier cycle universitaire technique, génie mécanique université de Poitiers.
- [3] Christophe MINET « *Lubrification mixte dans les étanchéités dynamiques : application aux garnitures mécaniques d'étanchéité* », Thèse de doctorat à l'université de Poitiers, Avril 2002.
- [4] Erhard MAYER « *Garnitures mécaniques d'étanchéité* ». Édition DUNOD 1972.
- [5] Techniques de l'Ingénieur, 2001, « *Garnitures Mécaniques : Technologie* », BM 5425.
- [6] Noël BRUNETIERE « *Étude théorique et expérimentale du comportement thermohydrodynamique des garnitures d'étanchéité* ». Thèse de doctorat à l'université de Poitiers, Mars 1992.
- [7] K. M. Becker. « *Measurement of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a tank of water* ». International Journal of Heat and Mass Transfer, 6 :1053–1062, 1963.
- [8] J. Frêne, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe, and M. Godet. « *Lubrification Hydrodynamique - Paliers et Butées* ». Collection DER-EDF. Eyrolles, 1990
- [9] Michael B. HUEBNER, Flowserve Corporation, publication: « *seal solutions* », Mai 2007.
- [10] Flowserve Corporation, « *Mechanical Seal Piping Plans* », FTA160eng, REV04-05.
- [11] American Petroleum Institute « *shaft sealing systems for centrifugal and rotary pumps: API 682* », first edition Octobre 1994.
- [12] C. R. WESTAWAY & A. W. LOUMIS « *Cameron Hydraulic Data* », 16 édition, INGERSOLL RAND.
- [13] Techniques de l'Ingénieur, 2001, « *Garnitures Mécaniques : Montage et Maintenance* », BM 5426.

ANNEXES

Annexe A :**Equation de Reynolds****A.1 Rappel des équations de Navier-Stokes :**

Les équations fondamentales du mouvement s'écrivent, pour un fluide Newtonien :

$$\rho \left(\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_\theta \left(\frac{\partial V_r}{\partial \theta} - V_\theta \right) + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) =$$

$$f_r + \frac{1}{r} \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{1}{r} \left(V_r + \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right) \right) (\lambda + 2\mu) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\mu \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \left(\frac{\partial V_r}{\partial \theta} - V_\theta \right) \right) \right) +$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(-P + \frac{\partial V_r}{\partial r} (\lambda + 2\mu) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) \right)$$

Equation A.1

$$\rho \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \left(V_r + \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right) + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) =$$

$$f_\theta + \frac{1}{r} \left(2\mu \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \left(\frac{\partial V_r}{\partial \theta} - V_\theta \right) \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(-P + \frac{1}{r} \left(V_r + \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right) (\lambda + 2\mu) \right) \right) +$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \left(\frac{\partial V_r}{\partial \theta} - V_\theta \right) \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) \right)$$

Equation A.2

$$\rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_\theta \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) =$$

$$f_z + \frac{1}{r} \left(\mu \left(\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) \right) \right) +$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\mu \left(\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(-P + \frac{\partial V_z}{\partial z} (\lambda + 2\mu) \right)$$

Equation A.3

A.2 Conservation de la quantité de matière:

L'équation de la conservation de masse s'écrit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho V_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\rho V_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (\rho V_z)}{\partial z} = 0$$

Equation A.4

A.3 Equation de Reynolds:

Grâce aux équations du mouvement (Equation A.1, Equation A.2, Equation A.3) et l'équation de conservation de la masse (Equation A.4) et en faisant certaines hypothèses propres à la lubrification, on peut établir l'équation de Reynolds.

Détaillons tout d'abord les hypothèses :

- L'épaisseur du film est toujours plus faible devant les autres dimensions du contact (hypothèse de base de la lubrification).
- Le milieu est continu.
- Le fluide est Newtonien.
- L'écoulement est laminaire.
- Les forces massiques extérieures sont négligeables.
- Les forces d'inertie dans le fluide sont négligeables
- Il n'y a pas de glissement entre le fluide et les parois du contact.

Avec les hypothèses précédentes les équations de Navier-Stokes se réduisent à :

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} \right) \right) = \frac{\partial P}{\partial r}$$

Equation A.5

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta}$$

Equation A.6

$$\frac{\partial P}{\partial z} = 0$$

Equation A.7

En reprenant l'équation de la conservation de la masse (Equation A.4) et en l'intégrant selon l'épaisseur du film, on obtient :

$$\int_{h_2}^{h_1} \frac{\partial \rho}{\partial t} dz + \frac{1}{r} \int_{h_2}^{h_1} \frac{\partial (r \rho V_r)}{\partial r} dz + \frac{1}{r} \int_{h_2}^{h_1} \frac{\partial (\rho V_\theta)}{\partial \theta} dz + \int_{h_2}^{h_1} \frac{\partial (\rho V_z)}{\partial z} dz = 0$$

Equation A.8

Il vient après quelques développements l'équation de Reynolds généralisée :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial r} \left(r G_1 \frac{\partial P}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(G_1 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) &= \frac{\partial R_1}{\partial t} - \rho_1 \frac{\partial h_1}{\partial t} + \rho_2 \frac{\partial h_2}{\partial t} + V_{r_1} \frac{\partial}{\partial r} (r(R_1 - G_2)) + V_{r_2} \frac{\partial}{\partial r} (r G_2) + \\ & r \left\{ -\rho_1 V_{r_1} \frac{\partial h_1}{\partial r} + \rho_2 V_{r_2} \frac{\partial h_2}{\partial r} \right\} + r V_{\theta_1} \frac{\partial}{\partial \theta} (R_1 - G_2) + r V_{\theta_2} \frac{\partial}{\partial \theta} (G_2) + \\ & r \left\{ -\rho_1 V_{\theta_1} \frac{\partial h_1}{\partial \theta} + \rho_2 V_{\theta_2} \frac{\partial h_2}{\partial \theta} \right\} + \rho_1 V_{z_1} - \rho_2 V_{z_2} = 0 \end{aligned}$$

Equation A.9

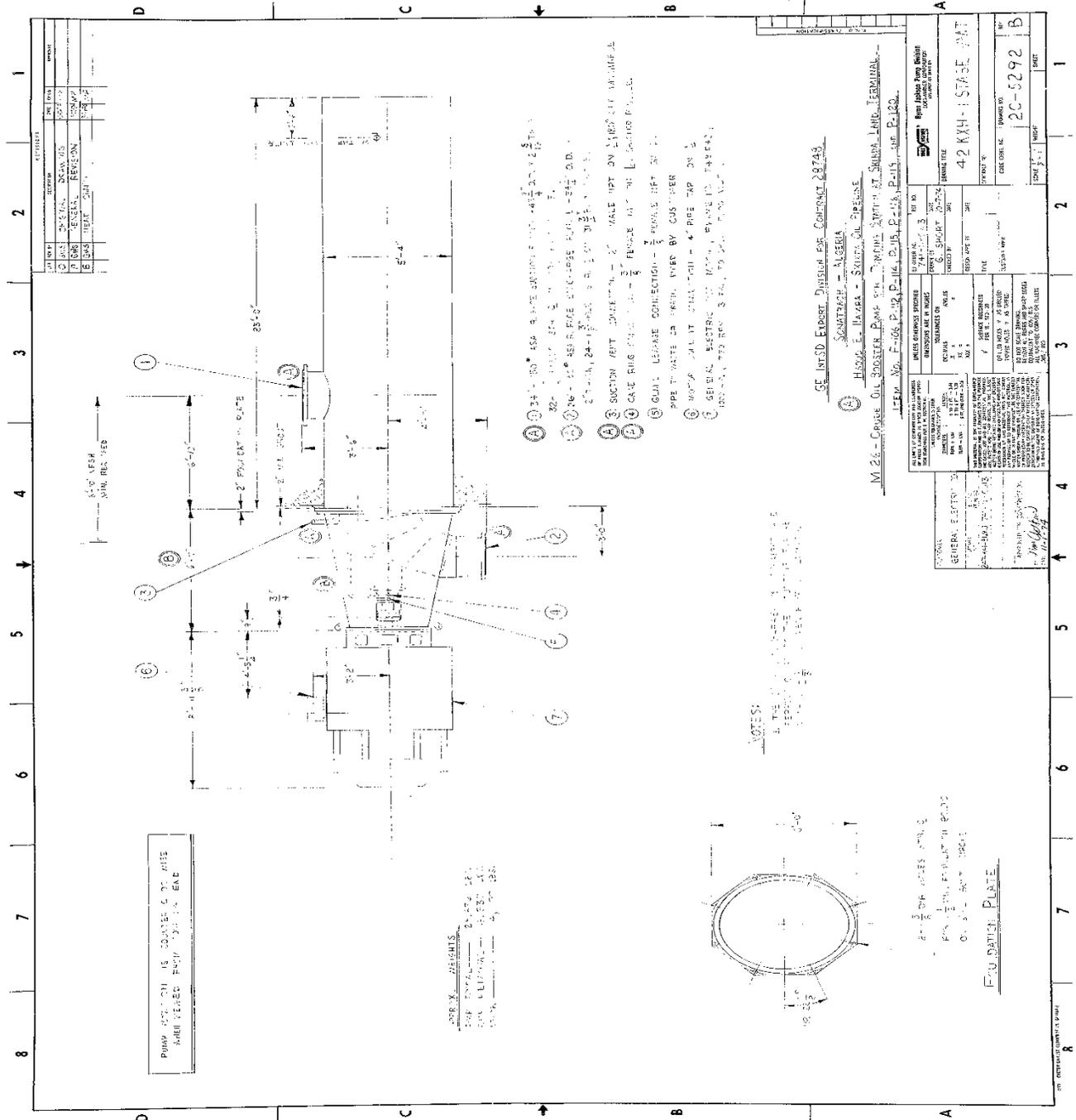
Dans la géométrie particulière des garnitures mécaniques présentée dans la figure 4.2, on obtient l'équation de Reynolds simplifiée :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu r \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\mu r V_{z1}$$

Equation A.10

Annexe B:

Plan de la pompe



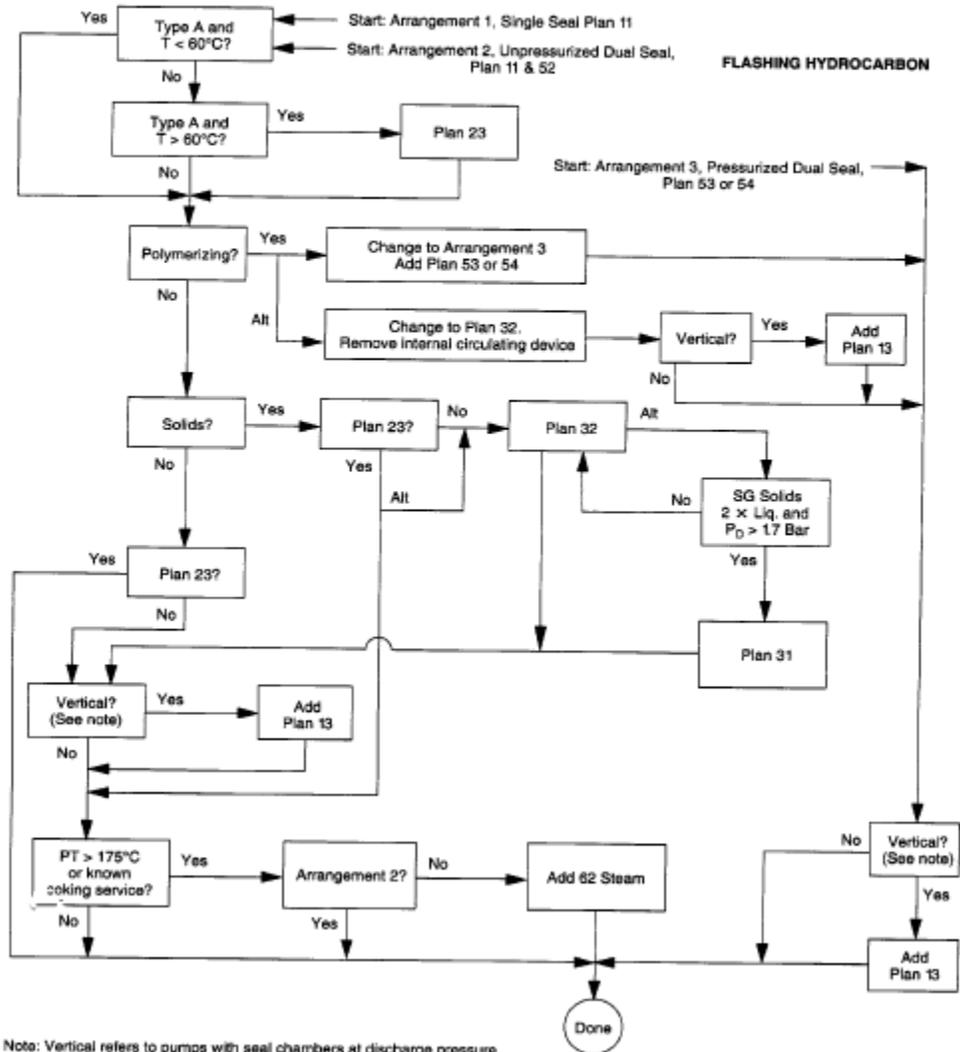
Annexe C:

Procédure de choix d'un plan auxiliaire pour hydrocarbure léger

66

API STANDARD 682

RECOMMENDED SEAL SELECTION PROCEDURE (SI UNITS)
SHEET 9 OF 10



Annexe D :**Procédure de montage d'une garniture**

Les instructions de montage, indiquées pour toutes les garnitures, doivent être lues soigneusement et respectées. Pour cela on va se référer au Guide Pratique Du Montage.

D.1 Précautions et vérification de la garniture à installer avant montage :

Normalement, celle-ci doit être emballée et placée dans une boîte étanche. Si une vérification visuelle de la garniture est effectuée au moment de la réception, il faut la réemballer soigneusement dans sa boîte d'origine. Les garnitures doivent être fournies dans leur boîte par les magasins et ne doivent pas être déballées avant leur montage.

Avant leur utilisation, il est important d'étaler les pièces sur une surface plate et propre et de découper les enveloppes ou les revêtements de protection : en effet, il ne faut ni rayer ni abîmer les pièces de la garniture. Les pièces les plus fragiles sont les pièces en élastomère, en PTFE et en carbone. Si des pièces en carbone, en carbure de tungstène, en carbure de silicium ou en céramique tombent, elles risquent de se briser.

Les surfaces tournantes des faces de frottement sont optiquement planes par rodage. Il est nécessaire de s'assurer que, quelles que soient les circonstances, les pièces de la garniture sont maintenues aussi propres que possible et protégées des détériorations. Il ne faut pas poser la face rodée à plat sur une surface quelconque, sauf si elle est protégée par un tissu ou un papier propre.

Dans tous les cas, il convient de respecter les instructions de montage.

D.2 Précautions et vérification de la machine à équiper :

Les performances des garnitures mécaniques sont dépendantes de leur environnement et des conditions d'exploitation qu'on leur impose. C'est pourquoi il faut considérer que le temps passé à contrôler cet environnement avant l'installation de la garniture peut prévenir d'une défaillance prématurée et, par conséquent, peut réduire les coûts de maintenance de ce matériel.

Les points à vérifier s'appliquant à la plupart des machines sont les suivants :

Dimensions de l'arbre et de la boîte à garniture : se référer au plan d'installation, afin de contrôler l'alésage de la boîte, sa profondeur et le diamètre de l'arbre ou de la chemise.

- Recommandations typiques :
 - Tolérance de l'arbre ou de la chemise qualité h6 ;
 - Fini de surface : Ra 0,16 à 1,6.

- Rectitude de l'arbre : défaut maximal = 0,075 mm jusqu'à une vitesse de rotation de 1500 tr/min.
- Débattement radial de l'arbre dû aux jeux fonctionnels des paliers : maximum 0,075mm.

Débattement axial de l'arbre : de 0,1 à 0,2 mm maximum suivant le type de garniture.

Perpendicularité entre la face d'appui du couvercle de garniture et l'arbre : de 0,05 à 0,12 mm suivant le type de garniture pour une vitesse de rotation de 3000 tr/min.

Concentricité de l'arbre par rapport au centrage de la boîte à garniture : inférieure à 0,1mm.

Equilibrage dynamique de l'arbre rotatif : se référer à la norme ISO1940

D.3 Précautions de montage de la garniture sur la machine à équiper :

Toutes les manipulations doivent se faire en prenant grand soin des parties vitales de la garniture (faces de frottement, joints toriques) qu'il convient de ne pas heurter. Une bonne étanchéité dépend essentiellement du soin avec lequel est installée la garniture mécanique.

Préalablement à tout montage, il faut s'assurer de la propreté de toutes les pièces à monter ; les essuyer avec un chiffon doux et propre (un solvant sec peut être utilisé) et veiller à la compatibilité avec les joints.

Il faut également contrôler que les joints toriques ne présentent aucune trace de coupure.

D.4 Précaution de montage de la garniture :

- Si la garniture doit être installée sur une chemise, celle-ci devra être munie d'un joint d'étanchéité afin d'éviter toute entrée du produit entre l'arbre et la chemise d'arbre. Le démontage ultérieur en sera ainsi facilité.
- Afin d'éviter d'endommager les joints toriques au montage, il est nécessaire de prévoir un chanfrein d'entrée aux extrémités de l'arbre (ou de la chemise) et dans le logement du siège. Il faut s'assurer qu'il n'y a pas de coups ou de marques sur les portées des joints toriques et éliminer toutes imperfections ou bavures éventuelles.
- Pour le montage des sièges avec pion anti-couple (pour arrêt en rotation), s'assurer de la bonne orientation de la rainure par rapport au pion anti-couple (un montage à blanc sans joint torique peut être effectué au préalable afin de repérer la position du pion).
- Nettoyer et examiner soigneusement la face d'appui et l'alésage de la boîte à garniture.

- La lubrification des faces de frottement au montage n'est généralement pas conseillée. Pour faciliter le montage, il est possible d'utiliser modérément une graisse compatible avec l'application concernée et les matériaux utilisés.
- S'assurer de la propreté des faces de frottement et qu'aucune rayure ou entaille ne puisse causer une fuite. Nettoyage avec un solvant sec pour faire disparaître les dernières traces de doigts.
- Vérifier la longueur en place de la garniture montée. La tolérance sur la longueur d'installation est généralement de $\pm 0,5$ mm.
- Vérifier la bonne orientation des orifices de circulation des différents fluides sur le couvercle de garniture. Il sera tenu compte du sens d'écoulement des fluides de flushing et de quench.

D.5 Vérification lors de la mise en service :

Il n'est pas possible d'établir de règle vraiment générale étant donné la grande variété des montages et la diversité des conditions d'exploitation que l'on peut rencontrer. Il convient donc de connaître et de respecter scrupuleusement la procédure de démarrage.

Vérification avant le démarrage :

- Les vannes d'aspiration sont bien ouvertes, la pression d'aspiration bien établie dans la pompe.
- il n'y a pas de fuite (tuyauteries des circuits auxiliaires, garnitures).
- La machine et sa garniture sont en température, réchauffage ou réfrigération, correctement disposées.
- Le quench est bien disposé et alimenté ; sur les garnitures qui en possèdent, l'évent est bien ouvert (montage vertical ou cul-de-sac en particulier) ;
- Sur les garnitures à flushing externe, la circulation est bien disposée ou en service (pression, température, débit, niveaux dans les ballons).

Remarque : une fuite légère de la garniture (goutte à goutte) pourra être tolérée. Elle disparaîtra vraisemblablement après un temps de rodage des faces de frottement.

Contrôle lors du démarrage :

- Les pressions s'établissent normalement (attention aux difficultés d'amorçage) ;
- Il n'y a pas de fuite du produit à étancher ;
- La machine ne vibre pas anormalement ;

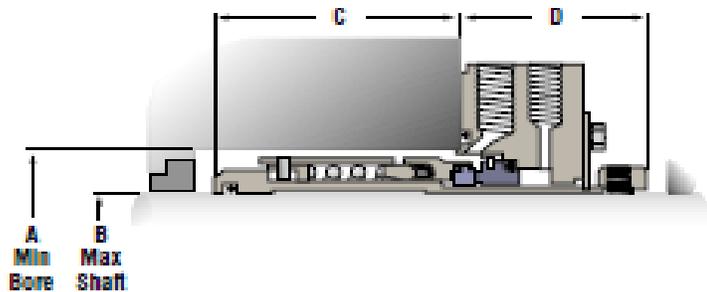
- Il n'y a pas de bruit ou d'échauffements anormaux ;
- L'alimentation des circuits auxiliaires et le fonctionnement des purgeurs sont corrects (ajuster au besoin le débit de balayage) ;
- L'évent de la garniture est fermé.

Remarque : dans le cas d'une garniture mécanique à contact lubrifiée, une fuite légère pourra être tolérée.

Contrôle pendant la marche :

- Les paramètres de fonctionnement (pression, débit, température).
- Les vibrations.
- L'alimentation du quench, du flushing, des circuits auxiliaires

Annexe E :

Tableau du choix de la dimension de la garniture : « *FlowsERVE UC* »*Dimensional Data*

Seal Size	Inches					Seal Size	millimeters				
	A	B	C	C(UZ)	D		A	B	C	C(UZ)	D
1062	1.953	0.556	1.797	1.047	1.985	1062	49,61	14,12	45,64	26,59	50,42
1125	2.015	0.587	1.431	1.031	2.032	1125	51,18	14,91	36,34	26,19	51,61
1187	2.109	0.713	1.797	1.016	2.203	1187	53,57	18,11	45,62	25,81	55,96
1250	2.250	0.775	2.141	1.203	2.141	1250	57,15	19,69	54,37	30,56	54,38
1312	2.313	0.838	2.344	1.344	2.250	1312	58,75	21,29	59,53	34,14	52,15
1375	2.390	0.900	2.297	1.328	2.360	1375	60,71	22,86	58,34	33,73	59,94
1437	2.438	0.962	2.156	1.281	2.313	1437	61,93	24,43	54,77	32,54	58,75
1500	2.515	1.025	2.172	1.266	2.360	1500	63,88	26,04	55,17	32,16	59,94
1625	2.813	1.088	3.203	1.734	2.453	1625	71,44	27,64	81,36	44,04	62,31
1750	2.892	1.213	2.375	1.313	2.657	1750	73,44	30,81	60,33	33,36	67,49
1875	3.001	1.338	2.508	1.516	2.609	1875	76,21	33,99	63,69	38,51	66,27
2000	3.344	1.400	3.656	2.031	2.656	2000	84,92	35,56	92,87	51,59	67,46
2062	3.220	1.463	2.641	1.641	2.828	2062	81,78	37,16	67,07	41,68	71,83
2125	3.438	1.525	3.031	1.813	3.000	2125	87,31	38,74	76,99	46,50	76,10
2250	3.393	1.713	2.406	1.750	2.875	2250	86,17	43,51	61,12	44,45	73,02
2375	3.751	1.775	3.594	2.063	2.844	2375	95,26	45,09	91,28	52,40	72,24
2500	3.813	1.900	3.547	2.109	2.891	2500	96,85	48,26	90,09	53,57	73,43
2625	3.876	1.963	2.828	1.859	2.953	2625	98,45	49,86	71,83	47,22	75,01
2687	4.063	2.088	3.594	2.250	2.844	2687	103,20	53,04	91,29	57,15	72,24
2875	4.188	2.275	3.172	2.078	3.078	2875	106,38	57,79	80,57	52,78	78,18
3000	4.438	2.400	3.313	2.250	3.250	3000	112,73	60,96	84,15	57,15	82,55
3125	4.583	2.525	3.391	2.328	3.234	3125	115,90	64,14	86,13	59,13	82,14
3250	4.563	2.650	3.328	2.453	3.234	3250	115,90	67,31	84,53	62,31	82,14
3375	4.876	2.775	3.313	2.156	3.468	3375	123,85	70,49	84,15	54,76	88,09
3500	4.938	2.900	3.063	2.188	3.468	3500	125,43	73,66	77,80	55,58	88,09
3625	4.938	3.025	3.094	2.219	3.500	3625	125,43	76,84	78,59	56,36	88,90
3750	5.188	3.150	3.578	2.891	3.296	3750	131,78	80,01	90,88	73,43	83,72
3813	5.438	3.213	3.703	2.484	3.234	3813	138,13	81,61	94,06	63,09	82,14
4000	5.376	3.400	3.469	-	3.406	4000	136,55	86,36	88,11	-	86,51
4250	5.688	3.650	3.328	-	3.515	4250	144,48	92,71	84,53	-	89,28
4312	5.875	3.650	3.375	-	3.468	4312	149,23	92,71	85,73	-	88,09
4500	6.063	3.900	3.328	-	3.515	4500	154,00	99,06	84,53	-	89,28
4875	6.375	4.213	3.656	-	3.437	4875	161,93	107,01	92,86	-	87,30
5125	6.750	4.463	4.094	-	3.593	5125	171,45	113,36	103,99	-	91,26
5500	7.188	4.838	4.219	-	3.562	5500	182,58	122,89	107,16	-	90,05
6000	7.875	5.400	4.313	-	4.093	6000	200,03	137,16	109,55	-	103,96
6500	8.375	5.838	4.594	-	4.250	6500	212,73	148,29	116,69	-	107,95

Note: For additional sizes and conditions not listed, contact your local FlowsERVE representative.

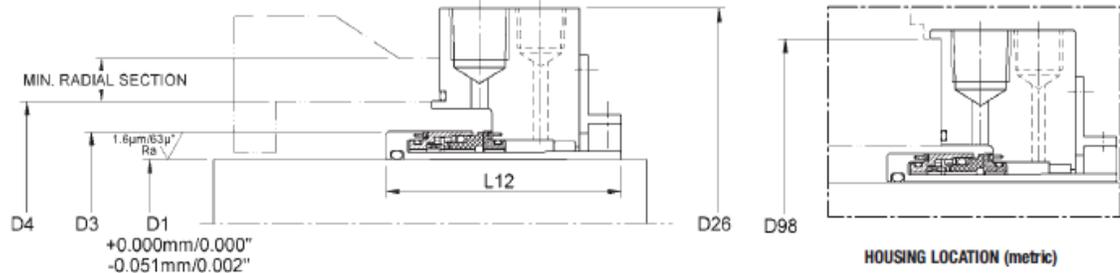
Annexe F :

**Tableau du choix de la dimension de la garniture : « John Crane
5610Q »**



TYPE 5610Q-1/5620P-1/5620D-1
API 682 Category I, Type A Pusher Seals

Type 5610Q-1 API 682 Cat. I Type A Arrangement 1 - Single Cartridge



5610Q-1 Enlarged-Bore Dimensional Data (metric)

Shaft Dia./D1 (mm)	D4 Bore Min.	D3 Seal O.D.	Spigot Dia. D98	L12 Seal Length	D26 Gland O.D.
22	44	39.7	105	72.5	112
25	46	42.9	105	74.0	112
30	51	46.1	110	75.5	117
35	60	55.6	120	75.1	127
40	65	58.7	130	75.1	137
45	70	64.7	135	75.1	142
50	75	71.1	135	78.9	142
55	85	74.2	145	78.9	152
60	90	83.8	170	83.2	177
65	95	90.2	170	84.0	177
75	109	98.2	180	84.0	187
85	119	111.0	190	85.6	197

5610Q-1 Enlarged-Bore Dimensional Data (inches)

Shaft Dia./D1 (inches)	D4 Bore Min.	D3 Seal O.D.	Radial Sect. Min.	L12 Seal Length	D26 Gland O.D.
1.125	2.625	1.812	0.250	2.859	4.750
1.375	2.875	2.187	0.250	2.859	5.375
1.750	3.500	2.550	0.250	2.922	6.500
1.875	3.625	2.673	0.250	3.000	6.500
2.125	3.875	2.923	0.250	3.062	7.156
2.500	4.750	3.551	0.250	3.156	8.000
2.625	4.625	3.614	0.250	3.156	8.000
2.750	4.750	3.864	0.250	3.187	8.000

For sizes not shown, please contact John Crane.

Listes des figures :

Fig 1.1 schéma de base d'une pompe centrifuge.....	6
Fig 2.1 évolution temporelle de la pression dans une enceinte avec fuite.....	13
Fig 2.2 mesure différentielle des variations de pressions.....	13
Fig 2.3 Bride DILO : (a) ensemble ; (b) détail du joint.....	15
Fig 2.4 : Joint d'étanchéité.....	16
Fig 2.5 Mouvement parallèle au gradient de pression.....	17
Fig 2.6 Mouvement perpendiculaire au gradient de pression.....	17
Fig 2.7 Dispositifs d'étanchéités (a) radiale (b) & (c) axiales $p_1 > p_2$	17
Fig 2.8 distribution des températures autour d'un joint à lèvres.....	18
Fig 2.9 Labyrinthes graissés (radial & axial)	19
Fig 2.10 Exemple sur une broche de tour (25 Kw pour 2400 tours/minute).....	19
Fig 2.11 Joint annulaire / Joint labyrinthe.....	20
Fig 2.12 Joint à lèvres / Garniture mécanique.....	20
Fig 3.1 a) garniture mécanique simple b) bague d'étanchéité élastique à effet axial.....	23
Fig 3.2 Constitution d'une garniture mécanique (Safeseal SBW John Crane).....	25
Fig 3.3 Description sommaire d'une garniture mécanique.....	26
Fig 3.4a/3.4b Conicité radiale / Interface convergente.....	28
Fig 3.5a/3.5b Garniture avec ressort / Anneau flottant avec soufflet.....	29
Fig 3.6 compensation des garnitures.....	30
Fig 3.7 compensation des garnitures.....	31
Fig 3.8 état de surface.....	33
Fig 3.9 Types de garnitures mécaniques.....	36

Fig 3.11 Différents types de rainures.....	38
Fig 3.12 Montage simple.....	39
Fig 3.13 Montage tandem.....	40
Fig 3.14 Montage double.....	41
Fig4.1 Allure typique d'un graphe $f-G$	44
Fig 4.2 Systèmes d'axes.....	45
Fig4.3 Origine et mesure de la conicité radiale.....	46
Fig4.4 Allure du champ de pression dans l'interface fluide pour différentes valeurs de la conicité β , une épaisseur minimale de film $h_{min} = 1\mu m$ et $R_e - R_i = 0.005m$	47
Fig 4.5 Allure du champ de pression dans l'interface fluide pour différentes valeurs de l'épaisseur de film mini h_{min} , une conicité $\beta = \pm 10^{-3} rad$ et $R_e - R_i = 0.005m$	48
Fig 4.6 Mésalignement du rotor.....	48
Fig 4.7 Ondulations sur la face du rotor.....	49
Fig 4.8 Face rainurée d'une garniture thermohydrodynamique Burgmann.....	50
Fig 4.9 Mouvements possibles du stator flottant d'une garniture.....	52
Fig 4.10 Actions mécaniques s'exerçant sur le stator flottant d'une garniture.....	52
Fig 4.11 Mécanismes d'échange dans une garniture mécanique.....	54
Fig 4.12 déformation thermique par gradient de température.....	55
Fig 4.13 Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds obtenus avec les formules de Becker et Tachibana et al. avec $\frac{c}{D}=0.92$	58
Fig 4.14 déformation extrême de l'interface d'étanchéité.....	60
Fig 4.15 Garniture mécanique sous divers rapports de charges hydrauliques k pour une pression extérieure ou intérieure.....	61
Fig 4.16 Déformation élastique d'une charge par le moment M sous charge excentrée ..	62
Fig 4.17 Bague de frottement soumise à des pressions intérieures et extérieures.....	63
Fig 5.1 Joint du type A.....	68
Fig 5.2 Joint du type B.....	68

Fig 5.3 Joint du type C.....	69
Fig 6.1 pompe Byron Jackson avec coupe verticale.....	71
Fig 6.2 schéma simplifié de la garniture à tresse.....	73
Fig 6.3 tresse à section carré.....	74
Fig 6.4 Garniture simple mono-ressort.....	78
Fig 6.5 Représentation schématique d'une garniture simple	79
Fig 6.6 Différents paramètres de dimensions d'une garniture.....	82
Fig 6.7 plan 13.....	83
Fig 6.8 Schéma du plan 13	86
Fig 6.9 Garniture Flowserve UC.....	99
Fig 6.10 Garniture John Crane Type 5610Q-1.....	101

Liste des tableaux :

Tableau 2.1 Domaines d'utilisation des principaux dispositifs d'étanchéité d'arbres tournants (changer de place).....	21
Tableau 4.1: déformations mécaniques des bagues de frottements selon la figure 4.15 sous divers rapports de charge k pour une pression extérieure ou intérieure.....	61
Tableau 5.1 Comparaison entre les différentes catégories	69
Tableau 6.1 données techniques et caractéristiques de la pompe.....	72
Tableau 6.2 condition de service de la pompe.....	76
Tableau 6.3 propriétés du fluide à étancher.....	76
Tableau 6.4 Principales causes de défaillance.....	89.
Tableau 6.5 Diagnostic des faces de frottement.....	90
Tableau 6.6 – Diagnostic des étanchéités secondaires.....	95
Tableau 6.7 – Diagnostic de l'élément ressort.....	96
Tableau 6.8 Diagnostic des autres constituants (chemise, chapeau, pièce d'entraînement, vis, rondelles, pions entraîneurs).....	97