

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد- تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd- Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par : SOUMMAR Ahmed
SACI Boumadienne

Sujet

Etude de performance de la pomperie anti-incendie du module 3 de Hassi R'mel -
SONATRACH-Algérie

Soutenu publiquement, le 24 / 06 /2018, devant le jury composé de :

M BENRAMDANE M	MCP	Univ. Tlemcen	Président
Mme BENSEDDIK L	MAA	Univ. Tlemcen	Directeur de mémoire
M MOKHTARI A.H	Ingénieur	SONATRACH	Co-Directeur de mémoire
M ALIENE A	MAA	Univ. Tlemcen	Examineur 1
M SABBANE O	MCA	Univ. Tlemcen	Examineur 2

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Remerciements

Au nom d'ALLAH, le Tout Miséricordieux le plus grand merci lui revient de nous avoir guidés vers le droit chemin, de nous avoir aidé tout au long de nos années d'études et pour toutes ses grâces qui nous entourent.

Nous adressons nos remerciements les plus sincères à toutes les personnes qui nous ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire.

*Nous tenons à remercier sincèrement Madame **BENSEDDIK L**, qui en tant qu'encadreur de ce mémoire, s'est toujours montrée à l'écoute et très disponible tout au long de la réalisation de notre travail, ainsi que pour l'aide et le temps consacrés pour la concrétisation de cet œuvre.*

*Nous remercions aussi **Lmarhoum MOKHTARI ABDEL HAFID**, Notre Co-encadreur qui nous a formé et accompagné tout au long de cette expérience professionnelle avec beaucoup de patience et de pédagogie au sein de SONATRACH de Hassi R'mel ;Ainsi l'ensemble des cadres de service de maintenance pour les conseils prodigués au cours de notre stage, et tous les employés sans oublier les agents du Service de sécurité « module 3 (MPP3) ».*

*Nous tenons encore à remercier les membres honorables du jury (**Mr. BENRAMDANE Mohamed, Mr. SEBBANE Omar et Mr.ALIANE Abdennour**) qui ont bien voulu expertisé notre travail.*

Nous adressons nos plus sincères remerciements à nos parents pour leur contribution, leur soutien et leur patience et aux proches, qui nous ont toujours soutenu et encouragé au cours de la réalisation de ce mémoire.

A nos chers amis pour leurs fidélités, à tous nos camarades dont nous avons partagé des moments de joies et de bonheur l'expression de notre reconnaissance.

Dédicace

Merci mon Dieu de m'avoir donné la capacité d'écrire et de réfléchir, la force d'y croire, la patience d'aller jusqu'au bout de mes rêves.

*Je dédie ce travail, à tous ceux qui me sont chers, A mes chers parents qui jusqu'à présent m'ont toujours soutenu sans conditions, je ne saurai exprimer toute la reconnaissance que j'ai envers vous. Vous représentez pour moi l'exemple par excellence. Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime et le respect que j'ai toujours eu pour vous. **"QUE DIEU VOUS GARDE** et fasse qu'ils soient toujours fiers de moi"*

À mes frères chacun avec son nom,

À toute ma grande famille, (mes tantes, mes oncles et leurs fils et filles),

À mon grand frère et binôme « Ahmed » avec qui j'ai partagé une belle année d'études,

À Madame BENSEDDIK LILA, Lmarhoum Mr. MOKHTARI ABDEL HAFID,

À mes chères camarades de la 2^{ème} année master Energétique et tous les cadres du département de génie mécanique,

À mes chers amis avec les quels j'ai partagé des moments inoubliables,

À tous ceux qui me sont chères.

S.Boumadienne

Je remercie Dieu de m'avoir donné la sagesse et le courage et surtout la patience pour finir ce modeste travail,

Je voudrais dédier ce travail à toute ma famille et surtout à mes très chers parents qui ont veillé pour que je sois ce que je suis devenu maintenant, aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime et le respect que j'ai toujours eu pour vous.

À celle qui m'a donné la vie et partagé mes peines comme mes joies, à celle qui m'a transmis l'amour, à toi très chère mère,

À mes frères chacun avec son nom,

À toute ma grande famille, (mes tantes, mes oncles et leurs fils et filles),

À mon grand frère et binôme « Diden » avec qui j'ai partagé une belle année d'études,

À Madame BENSEDDIK LILA, Lmarhoum Mr. MOKHTARI ABDEL HAFID,

À mes chères camarades de la 2^{ème} année master Energétique et tous les cadres du département de génie mécanique,

À mes chers amis avec les quels j'ai partagé des moments inoubliables,

À tous ceux qui me sont chères.

S.Ahmed

Tables des matières

Remerciement	
Dédicace	
Table des matières	
Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Résumé	
Introduction générale	
Chapitre I : Présentation de la région de Hassi R'mel	
I.1 Introduction.....	1
i. 2 Situation géographique de Hassi R'mel	1
I.3 Historique du champ de Hassi R'mel	2
I.4 Développement du champ de Hassi R'mel	2
I.5 La capacité de production actuelle	2
I.6 Les installations gazières à Hassi R'Mel	3
I.6.2 Centre de traitement de gaz Djebel-Bissa	4
I.6.3 Centre de traitement de gaz HR-Sud.....	4
I.6.4. Station récupérations des gaz associés (SRGA).....	5
I.6.5. Stations de Compression.....	5
I.6.6 Centre de stockage et de transfert par facilité (CSTF)	5
I.7. Module 3 (MPP3)	5
I.7.1. Présentation du Module 03.....	5
I.7.2. Organisation du MPP3	6
I.7.3. Unités du MPP3	6
I.7.4. Traitement du gaz brut au MPP3	7
I.7.5. Système anti-incendie du module 03	8
I.8. Conclusion	10
Chapitre II : Généralités sur les pompes centrifuges	
II.1 Introduction :	11
II.2. Description d'une pompe centrifuge	12
II.2.1. Machine d'entraînement	13
II.2.2. Accouplement	13
II.2.3 Environnement d'une pompe centrifuge	14
II.3 Types des pompes centrifuges	15
II.3.1 Nombre de roues.....	15
II.3.2. Différentes formes des aubes de la roue	19
II.3.3. Pompes à axe horizontal ou vertical	20
II.3.4. Autres types des pompes centrifuges	22
II.4. Différentes courbes caractéristiques des pompes centrifuges	24
II.4.1. Courbes caractéristiques pour différents diamètres de roues	24
II.4.2. Courbes rassemblées par le constructeur	25
II.5. Types des pertes	25
II.6. Rendement	26
II.7. Utilisation des pompes centrifuges.....	26
II.7.1. Avantages des pompes centrifuges	27

II.7.2.Inconvénients des pompes centrifuges.....	27
II.8.Théorie des pompes centrifuges	27
II.8.1. Critères généraux de définition des pompes	27
II.8.2.Définition de la roue	27
II.8.3.Pression de refoulement (ΔP) de la pompe	29
II.8.4.Rendement(η) et puissance absorbée(P) au niveau de l'arbre d'une pompe centrifuge	30
II.8.5. Caractéristiques de l'installation	37
II.8.6.Point de fonctionnement	38
Chapitre III : Fonctionnement et dysfonctionnement d'une pompe centrifuge	
III.1.Fonctionnement d'une oompe centrifuge	38
III.1.1.Mise en place d'une pompe centrifuge	38
III.1.2.Association de pompes centrifuges	39
III.1.3.Fonctionnement de la pompe et précautions à prendre	40
III.1.4.Circulation du liquide dans la pompe centrifuge.....	41
III.1.5.Evolution de la pression et de la vitesse dans une pompe	42
III.1.6. Variation des caractéristiques	43
III.1.6.1.Réduction du diamètre des roues (rognage)	43
III.1.7.hauteur d'élévation créée par une pompe centrifuge.....	45
III.2.Dysfonctionnement d'une pompe centrifuge	46
III.2.1. Description de phénomène de cavitation et Le NPSH dans les pompes	47
III.3.1.le NPSH (Net Positive Suction Head).....	51
III.3.2.Conditions de cavitation	53
III.3.3.Remèdes contre la cavitation	53
III.3.4.Comment peut-on éliminer la cavitation	53
III.3.5.Comment peut-on éviter la cavitation ou la réduire au minimum ?	54
III.4. Fonction des garnitures et principaux types	54
III.4.1.Rôle d'une garniture d'étanchéité	55
III.4.2. Critères de choix de type des garnitures d'étanchéité :	56
Chapitre IV : Etude de la pompe anti-incendi P441A	
IV.1.Introduction.....	68
IV.2 Description du système anti-incendie	68
IV.2.1 Réseau d'incendie	68
IV.2.1.1.Pompe d'incendie.....	68
IV.3 Calcul théorique	77
Définition de la roue	77
Vitesse d'aspiration :	77
Vitesse de refoulement :	77
IV.3.2. Calcul hydraulique :	77
IV.3.3.NPSH _{DISPO} en charge :	83
IV.3.4. Rendement :	84
IV.4.Test de performance des pompes anti incendie	86
IV.4.1 Référence normatives	86
IV.4.2 Présentation de système pompe anti-incendie.....	86
IV.4.3 Objective de test.....	86
IV.4.4 Déroulement de test.....	87
IV.4.5 Exigences.....	87
IV.4.6 Check-listes de test de performance	87

Test N°1 sur P411A.....	87
Test N°2 sur P411A.....	88
IV.5.Conclusion	93
Conclusion générale	
Références bibliographiques	

Nomenclature

g : Accélération de pesanteur	m/s^2
ρ : Masse volumique	kg/m^3
d : Densité de fluide	
K : Rugosité	mm
T : Températures d'eau	$^{\circ}C$
Re : Nombre Reynolds	
L : Longueur de canalisation	m
η : Rendement	
T_v : Tension de vapeur	bar
N : Nombre de tour	tr/min
ε : Coefficient de perte de charge	
P : Puissance absorbé	kW
P_h : Puissance hydraulique	kW
P_a : Puissance de l'entraîneur	kW
C_{dy} : Composante dynamique	m
C_{sta} : Composante statique	m
Q : Débit de la pompe	m^3/h
Q_a : Débit d'aspiration	m^3/h
Q_r : Débit de refoulement	m^3/h
S_a : Section de la bride d'aspiration	m^2
S_r : Section de la bride de refoulement	m^2
P_a : Pression d'aspiration	bar
P_r : Pression de refoulement	bar
P_e : Pression du bac	bar
P_A : Pression dans le bac (A)	bar
P_D : Pression dans le bac (D)	bar
P_v : Pression de vapeur	bar
$P_{a,s}$: Pression d'aspiration sans les pertes	bar
H : Hauteur manométrique	m
$H_{géo}$: Hauteur entre le niveau d'eau dans le réservoir et le point d'aspiration	m
S : Hauteur entre le centre de la roue et le centre de la bride d'aspiration	m
H_a : Hauteur d'aspiration	m

$H_{a,s}$: Hauteur entre la bride d'aspiration et la bride de refoulement	m
d_a : Diamètre intérieur de la bride d'aspiration	mm
D_a : Diamètre extérieur de la bride d'aspiration	mm
d_r : Diamètre intérieur de la bride de refoulement	mm
D_r : Diamètre extérieur de la bride de refoulement	mm
D : Diamètre de la roue	mm
H_v : La somme des pertes	m
H_{v_l} : Pertes linéaires	m
H_{v_s} : Pertes singulières	m
ν_{dyn} : Viscosité dynamique	Kg/m.s
ν_{cin} : Viscosité cinématique	m ² /s
NPSH : Hauteur de charge nette à l'aspiration (Net Positive Suction Head)	m
$NPSH_{requis}$: Hauteur de charge nette à l'aspiration de la pompe	m
$NPSH_{disp}$: Hauteur de charge nette à l'aspiration de l'installation	m
V_a : Vitesse d'aspiration	m/s
V_r : Vitesse de refoulement	m/s
V_A : Vitesse dans le bac (A)	m/s
V_D : Vitesse dans le bac (D)	m/s
V_p : Vitesse périphérique de la roue	m/s
V_e : Vitesse de bac	m/s
\vec{u} : La vitesse d'entraînement	m/s
\vec{w} : La vitesse relative	m/s
\vec{v} : La vitesse absolue	m/s

Liste des figures

Figure I. 1 Situation géographique du site de Hassi R'mel	1
Figure I. 2 Répartition des différentes installations sur le champ de Hassi R'Mel	2
Figure I. 3 Module 3 de la société Sonatrach (champ de Hassi R'Mel).....	3
figure I. 4 Schéma descriptif du module 3.	5
figure I. 5 Système anti-incendie.....	10
Figure II. 1 Classification depompes.....	16
Figure II. 2 pompe centrifuge monocellulaire (en porte à faux.....	16
Figure II. 3 Différents modèles d'accouplement d'une pompe centrifuge.....	17
Figure II. 4 Environnement extérieure des pompes centrifuges.....	17
Figure II. 5 pompe centrifuge à un étage et une aspiration a une ouïe (roue en porte-à faux)	18
Figure II. 6 pompe à une roue ouïe (deuxième palier d'aspiration).	19
Figure II. 7 pompe centrifuge à deux roues accolées, deux ouïes, joint horizontal.....	19
Figure II. 8 pompe centrifuge multicellulaire (coupe longitudinale).	20
Figure II. 9 pompe centrifuge à double aspiration à eux étages de refoulement (deux roues à simples symétriques et une roue double).....	20
Figure II. 10 différentes formes des aubes de la roue.....	21
Figure II. 11 Pompe centrifuge horizontale de type "TOP TOP"	22
Figure II. 12 Pompe centrifuge horizontale de type « Porte à Faux ».	23
Figure II. 13 groupe de pompage de surface multicellulaire à axe vertical.....	24
Figure II. 14 Pompe centrifuge à Axe de rotation vertical dite pompes « In Line »	25
Figure II. 15 Pompe centrifuge verticale de type à barrel	26
Figure II. 16 Pompe « in line » haute-vitesse.....	27
Figure II. 17 Courbes caractéristiques pour différents diamètres de roues	28
Figure II. 18 Rendement en fonction du débit d'une pompe.....	29
Figure II. 19 Schéma représentatif des directions des vitesses.....	30
Figure II. 20 : Triangles des vitesses.....	31
Figure II. 21 Courbes caractéristiques débit /hauteur	32
Figure II. 22 Coefficient de frottement dans les tuyauteries λ en fonction du nombre de REYNOLDS (Re) et de la rugosité relative d/k.	33
Figure II. 23 Pertes de charge HV pour des tuyaux en acier ($k = 0,05$ mm).	34
Figure II. 24 Représentation schématique des types de robinetterie d'après le (Tableau II.1).35	35
Figure II. 25 Courbe caractéristique de réseau (H) avec composante statique et composante dynamique.	36
Figure II. 26 Point de fonctionnement.....	37
Figure III. 1 Mise en place d'une pompe centrifuge	
Figure III. 2 Caractéristique du circuit.	39
Figure III. 3 Pompes identiques en parallèles.....	40
Figure III. 4 Pompes différentes en parallèles.....	48
Figure III. 5 Caractéristiques de deux pompes fonctionnant en série.....	49
Figure III. 6 Circulation du liquide et les pièces hydrauliques d'une pompe centrifuge simple	49.
Figure III. 7 Schéma montre l'évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe.....	50
Figure III. 8 Courbe caractéristique de la hauteur par rapport au diamètre.....	51
Figure III. 9 Courbe caractéristique hauteur d'élévation-débit de la pompe.....	51
Figure III. 10 Courbe caractéristique de résistance du circuit.	52

Figure III. 11	courbe caractéristique hauteur d'élévation fonction du débit volume.	53
Figure III. 12	Types des courbes plus courantes dans les pompes procédés.....	53
Figure III. 13	Photo illustrant la cavitation sur un impulseur.....	54
Figure III. 14	Visualisation de différents types de cavitation.....	55
Figure III. 15	Erosion d'un impulseur exposée à la cavitation.....	56
Figure III. 16	Usure par cavitation d'un impulseur de pompe centrifuge.....	56
Figure III. 17	Evolution de la hauteur énergétique et du rendement en fonction du débit pour des pompes en régimes cavitant et non cavitant.....	56
Figure III. 18	Schémas représentant le NPSH disponible.	56
Figure III. 19	Courbe représentante le NPSH requis.....	54
Figure III. 20	Schéma représentant la chute de pression au premier contact du fluide avec l'impulseur.....	54
Figure III. 21	Tableau générale des étanchéités.....	55
Figure III. 22	La figure montre la position d'une garniture d'étanchéité dans une pompe à roue en porte à faux.....	55
Figure III. 23	Exemple de tresse de presse étoupe et de la tresse place dans l'étanchéité d'une tige de vannes.....	56
Figure III. 24	Exemples de garnitures mécaniques pour la tige d'un compresseur alternatif et d'une garniture double de pompe.....	57
Figure III. 25	Coupe de principe d'une garniture à tresse (ou "presse-étoupe").....	58
Figure III. 26	Compression des anneaux.....	58
Figure III. 27	Répartition des fuites le long de l'arbre.....	59
Figure III. 28	Les fuites possibles le long de l'arbre.....	59
Figure III. 29	Schéma représente une Garniture à tresse d'une pompe centrifuge.....	60
Figure III. 30	Schéma représente une Garnitures Mécaniques d'une pompe centrifuge.....	63
Figure III. 31	: Exemple d'une garniture mécanique d'une pompe centrifuge.....	64
Figure III. 32	Garniture à ressort et joint pseudo statique.....	65
Figure III. 33	Garniture à soufflet rotatif.....	66
Figure III. 34	Schéma représente le QUENCH.....	66
Figure III. 35	Garnitures doubles dos à dos.....	67
Figure III. 36	Fonctionnement d'une garniture.....	67
Figure IV. 1	bac de stockage de l'eau d'incendie T401.....	68
Figure IV. 2	Pompe anti-incendie P411A entraînées par moteur électrique.....	67
Figure IV. 3	Pompe anti-incendie P411C entraînées par moteur diesel.....	68
Figure IV. 4	Pompe anti-incendie P412A dite aussi pompe « Jockey ».....	70
Figure IV. 5	L'opérateur du poste incendie.....	72
Figure IV. 6	Pressure Switch.....	75
Figure IV. 7	Système de pompes anti-incendie.....	79
Figure IV. 8	Courbe caractéristique de puissance du constructeur de la pompe P411 A et B.....	80
Figure IV. 9	Installation du système anti-incendie.....	82
Figure IV. 10	Pertes de charge, $[H_v]_1$ pour des tuyaux en acier ($k = 0,05 \text{ mm}$).....	84
Figure IV. 11	Coefficient de frottement dans les tuyauteries (λ) en fonction du nombre de REYNOLDS (Re) et de la rugosité relative (d/k).....	87
Figure IV. 12	Représentation schématique des types de robinetterie D'après le (Tableau IV.4)89	
Figure IV. 13	la hauteur en fonction de débit.....	91
Figure IV. 14	courbe de rendement en fonction de débit.....	92

Figure IV. 15 Courbe de puissance hydraulique en fonction de débit.....	92
Figure IV. 16 Courbe caractéristique de la puissance hydraulique en fonction de débit	93
Figure IV. 17 courbe de hauteur en fonction de débit	93
Figure IV. 18 courbe de rendement en fonction de débit	93

Liste des tableaux

Tableau II. 1 Coefficients de perte de charge ϵ dans les robinetteries (en fonction de la vitesse d'écoulement dans la section de raccordement DN).....	43
Tableau II. 2 Coefficients de perte de charge ϵ dans les coudes.....	44
Tableau III. 1 Hypothèse de pannes : bruits excessifs dans l'ensemble d'un circuit...	65
Tableau IV. 1 Configuration de système anti-incendie.....	65
Tableau IV. 2 Indicateur de fonctionnement des pompes d'incendie	70
Tableau IV. 3 Paramètres de la pompe P411 du constructeur	70
Tableau IV. 4 Coefficients de perte de charge ϵ dans les robinetteries (en fonction de la vitesse d'écoulement dans la section de raccordement DN)	76
Tableau IV. 5 Coefficients de perte de charge ϵ dans les coudes	77
Tableau IV. 6 Tension de vapeur PD, masse volumique, et viscosité cinématique, de l'eau saturée en fonction de la température (t).....	79
Tableau IV. 7 Comparaison entre les paramètres de constructeur et les paramètres de calcul avec les pertes.....	80

ملخص

لإكمال تأهيلنا وتعزيز التي اكتسبناها في الجامعة مع الواقع الصناعي من وحدات الإنتاج قمنا بتربص بوحدة سونا طراك وحررنا مذكرة لتطوير واكتساب فكر و روح صناعية.

يشمل هذا العمل دراسة هيدروليكية واعتمادية على مضخة الطرد المركزي المضادة للحريق التي تم تصميمها لمراقبة والحفاظ على مستوى عالي من سلامة الموظفين.المذكرة تحتوي على سلسلة من العمليات الحسابية والمقارنة بين المعلومات التي تم جمعها في الوحدة وتلك المقدمة من طرف الصانع.

Résumé

Afin de compléter notre formation et améliorer nos connaissances acquises au niveau de l'université avec la réalité industrielle des unités de production, un stage et un mémoire de fin d'étude ont été réalisés pour affirmer encore plus notre savoir et acquérir un état d'esprit industriel.

Ce travail comprend une étude hydraulique et de fiabilité sur une pompe centrifuge anti-incendie, qui a pour but le contrôle et le maintien du haut niveau de sécurité du personnel. Il contient une série de calculs et de comparaison entre les paramètres prélevés sur le site et les données du constructeur.

Abstract

To be graduate, and to strengthen our knowledge known at the university with the industrial reality of the production units, an internship and a dissertation has been made to assert further our knowledge and acquire an industrial spirit.

This work includes a hydraulic study, and reliability the centrifugal pump fireproof, which aims control and maintaining the high level of personnel security. This dissertation contains a series of calculations and comparison between the parameters collected on site and those of the supplier.

Introduction générale

Depuis des décennies, l'homme a essayé d'atteindre un outil pour l'accès à ses besoins, le pompage de l'eau lui a concrétisé un développement énorme dont il a obtenu de grandes réalisations dans le domaine d'hydraulique.

Du point de vue physique la pompe transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique, elle permet un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable.

Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide. L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements.

Les pompes centrifuges occupent une place très importante au sein de l'entreprise SONATRACH sont caractérisées par la continuité de leurs fonctionnements, elles ont un rôle indispensable dans l'industrie pétrolière et gazière car elles sont utilisées dans les différents traitements des hydrocarbures ainsi que les systèmes anti-incendie pour assurer la protection des installations.

Notre travail consiste à étudier l'étude des performances et la fiabilité du système anti-incendie en générale et spécifiquement les différentes caractéristiques des pompes centrifuges P411 de ce système.

Ce mémoire s'étale sur quatre chapitres :

Dans le premier chapitre nous avons décrit le champ de la division production SONATRACH de HASSI R'MEL en général et l'unité Module 3 (MPP3) en particulier.

Ensuite, le dans deuxième chapitre nous donnons des généralités sur les des pompes Centrifuges, les différents types et la classification des pompes centrifuges ainsi que les différents théories et paramètres qui les caractérisent.

Dans Le troisième chapitre nous avons traité le fonctionnement et les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges ainsi que les différentes pannes des organes les plus critiques afin d'établir des solutions et les remèdes pour éviter un déséquilibre ou une défaillance du système.

Le dernier chapitre est consacré à l'étude de la pompe anti-incendie P411, cette étude nous a permis de calculer les différents paramètres avec une comparaison avec celle du constructeur, nous avons déterminé le coefficient de performance de la pompe P441A avec la réalisation d'un test de performance sur site afin de comparer nos résultats avec celle du constructeur.

***Chapitre I : Présentation de la région -
HASSI-RMEL-***

I.1 Introduction :

Le gaz naturel est une énergie primaire non renouvelable bien Répartie dans le monde, propre et de plus en plus utilisée grâce à la Gradue de quantité d'énergie qu'il peut provoquer sa simple Combustion. Il dispose de nombreuses qualités : abondance relative, souplesse d'utilisation, qualités écologiques, prix compétitifs. La mise en œuvre de cette énergie repose sur la maîtrise technique de l'ensemble de la chaîne gazière, qui va de l'extraction aux utilisateurs, en passant par le stockage, le transport et la distribution. Le gaz naturel depuis sa découverte aux USA en 1921, est utilisé comme fuel gaz à l'usage domestique et son utilité ne cesse de croître dans le domaine industriel comme étant l'énergie principale utilisée pour le transport et la production d'électricité. L'Algérie possède des réserves immenses en gaz naturel à savoir le champ de Hassi R'mel, qui est le plus grand à l'échelle mondiale et celui de Ain- Salah qui sera exploité en l'an 2002. L'Algérie est placée au quatrième rang, en possédant 10% environ des réserves mondiales. L'exploitation de gaz naturel en provenance de l'Algérie atteindra 80 milliards m³ de production. Autrement dit l'Algérie deviendra le premier exportateur dans ce secteur.

I. 2 - Situation géographique de HASSI R'MEL :^[1]

Le gisement de Hassi R'mel est situé à 600 km au sud de Tlemcen, entre les wilayas de Ghardaïa et Laghouat, dans cette région relativement plate du Sahara l'altitude moyenne est d'environ de 750 m au-dessus du niveau de la mer. Le climat est caractérisé par une pluviométrie faible (140 mm/an) et une humidité moyenne de 19% en été et 34% en hiver.

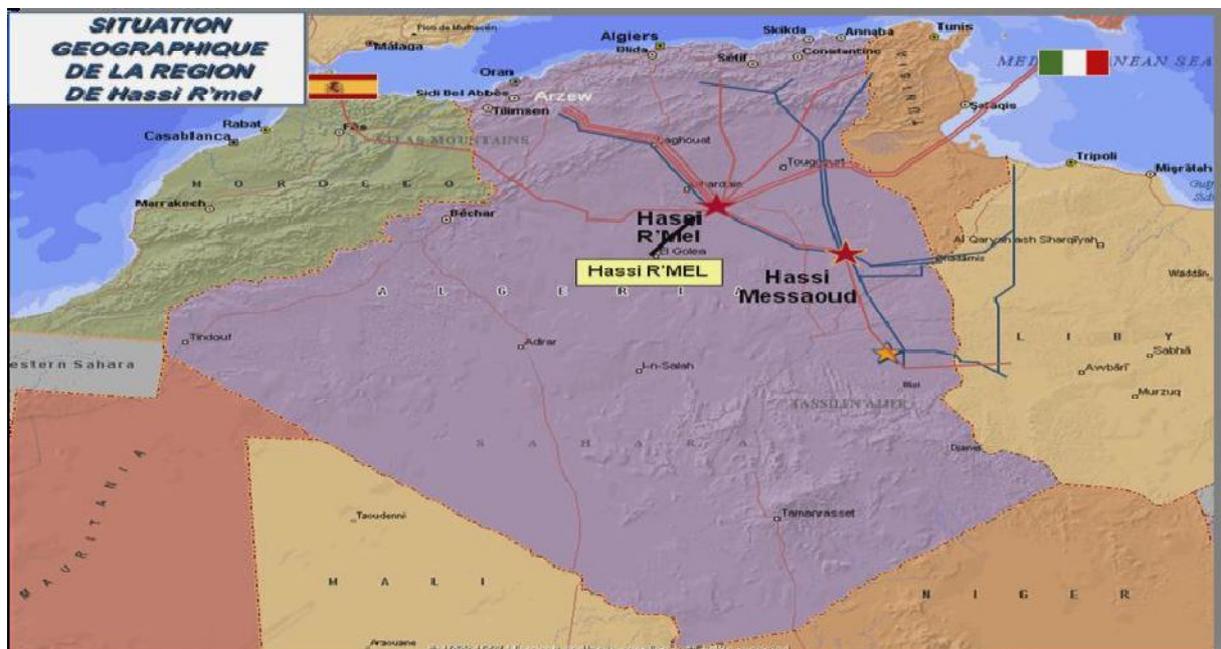


Figure I.1 : Situation géographique du site de Hassi R'mel. ^[1]

Le gisement de Hassi R'mel est l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale. Il a une forme d'ellipse s'étale sur plus de 3500 km², 70 km du nord au sud et 50 km d'est en ouest, il se situe à une profondeur de 2200 m, la capacité du gisement est de l'ordre de 3000 milliards mètre cubes récupérables.

I.3 Historique du champ de HASSI R'MEL : [2]

En s'intéressa à la région depuis 1951, le forage du premier puits d'exploitation a eu lieu en 1952 à quelques kilomètres de Berriane. Dans le champ de Hassi R'mel, le premier puits HR1 a été foré en 1956 sous le sommet de l'anticlinal que constitue le gisement de Hassi R'mel, ce puits a mis en évidence la présence du gaz riche en condensât dans le trias gréseux à une pression de 310 atmosphères et 90°C. La profondeur atteinte est de 2332 m, qui révéla la présence d'un réservoir de gaz humide. De 1957 à 1960 furent forés 8 puits (HR2, HR3, HR4, HR5, HR6, HR7, HR8 et HR9) qui ont mis à jour l'existence de trois réservoirs. Le champ de Hassi R'mel est une vaste étendue plus de 3500 km² (70 km de long sur 50 km de large), les réserves trouvées en place sont évaluées à plus de 2800 milliards m³.

I.4 Développement du champ de HASSI R'MEL : [1]

Le développement de Hassi-R'mel s'est trouvé étroitement lié au développement de l'industrie du gaz dans le monde et les importantes réserves recelées par ce gisement, plus de 2000 milliards de m³ ont constitué un atout important pour lancer une politique d'industrie gazière de grande envergure pour le pays. Trois étapes importantes ont marqué le développement du champ de Hassi-R'mel :

-Première étape :

1961 : Réalisation d'une petite unité de traitement de gaz de 1,3 milliards de m³ par an, cette réalisation a coïncidé avec la construction de la première usine de liquéfaction de gaz en 1964.

1969 : Cette capacité est portée à 4 milliards de m³ par an.

-Deuxième étape :

La capacité de traitement du champ de Hassi-R'mel atteint, après la nationalisation des hydrocarbures en 1971, 14 milliards de m³ par an.

-Troisième étape :

Cette période a permis de concrétiser un plan de développement qui concerne l'ensemble du champ en mesure de répandre aux besoins énergétiques du pays ainsi qu'aux besoins de nos partenaires. Ce plan a permis également de doter Hassi R'mel d'un modèle d'exploitation en mesure d'optimiser la récupération de différents produits.

I.5 La capacité de production actuelle :

- Quatre modules -usinent de traitement de gaz- dont la capacité nominale unitaire est de 20 milliards m³/an de gaz sec (modules 1, 2, 3 et 4).
- Deux stations de réinjections de gaz dont la capacité nominale unitaire est de 30 milliards m³/an de gaz sec (station nord et sud).
- Un centre de stockage et de transfert de condensât et de GPL. (CSTF).
- Pour augmenter la capacité de traitement de 14 à 94 milliards m³/ an et maximiser la récupération des hydrocarbures liquides tels que le condensât et le GPL par recyclage partiel du gaz sec.
- Octobre 1981 : construction des centres de traitement d'huile (CTH) à cause de la découverte de l'anneau d'huile -pétrole brut- qui entoure le gisement de gaz en 1980.
- 1985 : Mise en marche de la phase B, qui est la suite la phase A du module 0 et du module 1 pour une meilleure récupération des fractions liquides, de GPL et de gaz sec moyen pression torchés auparavant.
- Juin 1987 : Démarrage du centre de traitement de gaz CTG/Djebel-Bissa d'une capacité de 1,4 milliards m³/an.

I.6 Les installations gazières à Hassi R'Mel :

Le plan d'ensemble des installations gazières implantées sur le champ de Hassi R'Mel est élaboré de façon à avoir une exploitation rationnelle du gisement et pouvoir récupérer le maximum de liquide. Les cinq modules de traitement de gaz (0, 1, 2, 3, et 4) sont disposés d'une manière alternée par rapport aux deux stations de compression (station nord et sud), pour la raison d'un meilleur balayage du gisement.

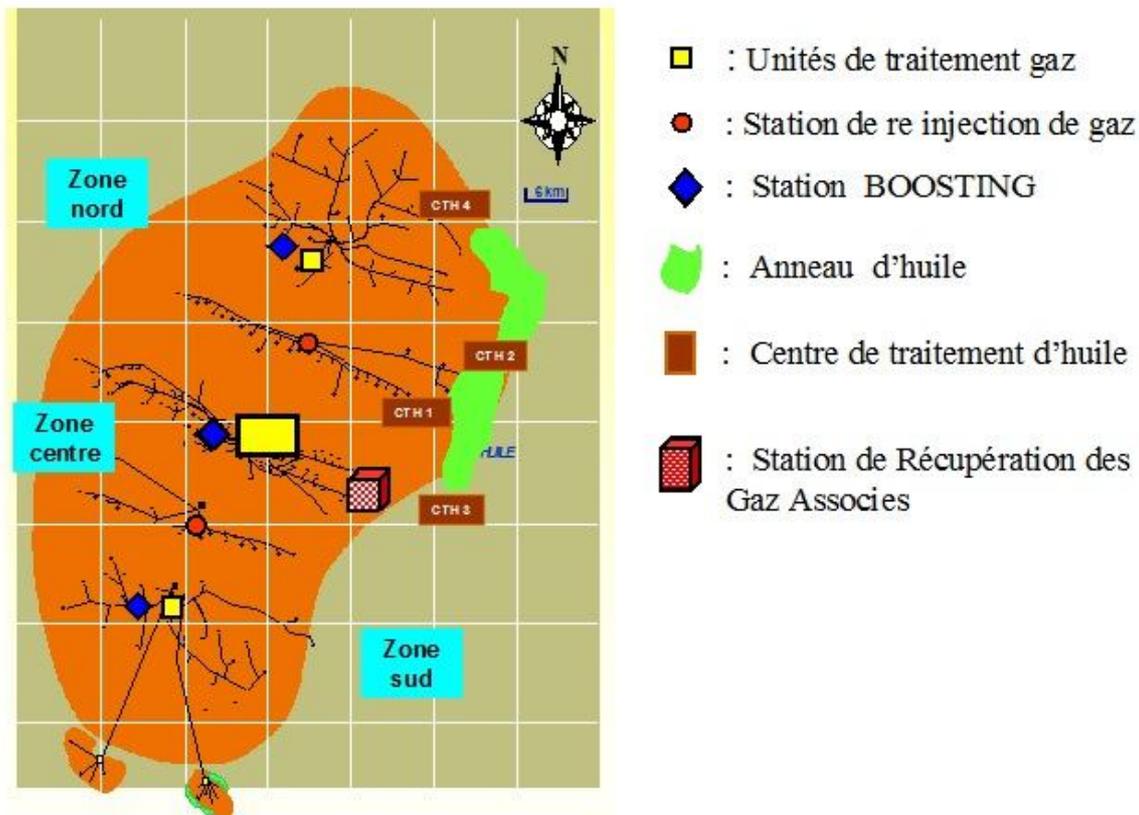


Figure I.2: Répartition des différentes installations sur le champ de Hassi R'Mel.

Les installations mise en œuvre sont comme suit :

1. Secteur Centre :

- Module 0 ;
- Module 1 ;
- Module 4 ;
- Centre de stockage et de transfert par faciliter (CSTF) ;
- SRGA ;
- Centres de traitement d'huile CTH1/CTH3.

2. Secteur Nord :

- Module 3 ;
- Station de compression nord (SCN) ;
- CTH2/CTH4.

3. Secteur Sud :

- Module 2 ;
 - Station de compression sud (SCS) ;
 - Centre de traitement de gaz CTG/Djebel-Bissa ;
 - Centre de traitement de gaz CTG/HR-Sud ;
 - CTH-Sud.
- Avril 1999 : Démarrage de la Station de récupération des gaz associés (SRGA) d'une capacité de 1,4 milliards m³/ an.
 - Janvier 2000 : Démarrage du centre de traitement de gaz CTG/HR-Sud d'une capacité de 2,4 milliards m³/ an.
 - 2003 : Réalisation du projet Boosting qui est sensé d'augmenter la pression d'entrée des modules dans le but est de maximiser la récupération des liquides.
 - Actuellement la capacité totale de traitement est de 98 milliards m³/an.

I.6.1 Les modules de traitement de gaz :

Un module de traitement de gaz est le diminutif de « module processing plant » ou MPP, c'est une usine de traitement de gaz brut en produits finis :

- Gaz de vente (C₁, C₂) ;
- GPL (C₃, C₄);
- Le condensât (C₅, C₆, C₇, ...).

Cinq modules sont implantés sur le champ de Hassi R'Mel, quatre ont une capacité unitaire de 60 millions de Sm³ de gaz sec par jour, ils sont constituées de trois trains parallèles : A, B et C dont chaque train assure la même capacité de production en produits finis de 20 millions de Sm³, le cinquième module est le module "0" qui comporte de deux trains parallèles identiques a une capacité de production globale de 30 millions de Sm³ de gaz sec par jour, de 1300 tonnes par jour de GPL et de 6100 tonnes par jour de condensât.

Les modules "0" et "1" déposent d'une unité complémentaire commune, désigne "la phase B", son rôle est de maintenir ces modules en exploitation grâce à un circuit de réfrigération au propane pour une meilleure récupération du GPL et du condensât, et de déshydrater le gaz naturel moyenne pression et le comprimer pour être réinjecté dans les pipes d'expédition.

Les modules de traitement de gaz sont reliés pour récupérer et séparer les hydrocarbures lourds en GPL et condensât qui seront envoyer vers le CSTF, ces installations permettent aussi de produire du gaz sec comme étant le gaz de vente ou de réinjection a deux stations de compression nord et sud.

Le parc de Hassi R'Mel comporte 5500 machines tournantes.2000 équipements statiques, 1600 appareils d'instrumentation.

I.6.2. Centre de traitement de gaz Djebel-Bissa :

C'est un sixième module dessert le petit gisement de Djebel Bissa en rapport avec sa capacité modeste de 6 millions de m³ par jour, il est désigné par l'appellation "centre de traitement de gaz".

I.6.3. Centre de traitement de gaz HR-Sud :

Ce projet comporte une unité de traitement de gaz naturel, destinée à traiter le gaz brut pour obtenir du gaz sec et la récupération des hydrocarbures liquides estimés à 2830 millions de

tonnes/mois (à 2000 millions standard de m³ par jour), sa capacité est de 10 millions standard de m³/jour de gaz sec.

HR-Sud comporte trois unités de traitement de gaz, une de 6 millions de m³/jour et deux de 2 millions de m³/jour pour chacune.

I.6.4. Station récupérations des gaz associés (SRGA) :

C'est une unité qui a démarré le 13 avril 1999 avec une capacité de 4000 m³/jour design. Elle comporte quatre turbocompresseurs avec une capacité unitaire de 1 million de m³/jour.

I.6.5. Les Stations de Compression :

Les deux stations de compression sud et Nord compriment le gaz sec (traités et non commercialisés) qui arrivent des unités au modules jusqu'à une pression de 350 bars et le réinjectent au niveau du gisement, à l'aide de 18 compresseurs centrifuge entraînés par des turbines à gaz pour chaque station, afin de :

- Maintenir la pression du gisement.
- Balayer le gaz humide pour bien extraire les hydrocarbures liquides.
- Optimiser la production en GPL et Condensât.

I.6.6. Centre de stockage et de transfert par facilité (CSTF) :

Le condensât et le GPL, produits par tous les modules sont acheminés vers le centre de stockage et de transfert (CSTF) qui se trouve dans la zone centrale de Hassi R'Mel, ils sont débarrassés des éventuelles quantités d'eau résiduelle et comptabilisée avant d'être expédié vers SP4 puis vers Arzew.

Le CSTF comprend trois bacs de 35000m³ et quatre bacs de 45000m³ chacune pour le stockage du condensât, douze sphères de 7000m³ chacune pour le stockage du GPL. Les vapeurs formées dans les sphères, sous l'effet de la température ambiante sont comprimées par des turbocompresseurs, condensées puis remises dans le stockage pour éviter le boil-off et l'envoi du GPL vers torche.

I.7. Module 3 (MPP3) : ^[3]

I.7.1. Présentation du Module 03:

Le module 3 a été construit par contrat signé entre la société nationale Sonatrach et la société Japonaise "JGC Corporation"; cette dernière assura l'étude et la réalisation de cette usine (MPP3) dont le démarrage eut lieu le 26/10/1980, date de début de l'exploitation officielle par JGC.

Ce module est situé dans le secteur Nord et alimente en gaz naturel brut, provenant des puits situés au Nord de Hassi R'Mel (55 puits) réunis par l'intermédiaire de 10 collecteurs gaz (N1 à N8). Etant donné la chute de pression observée au niveau du gisement Nord, les exploitants ont eu recours à l'alimentation de celui-ci au moyen de deux (02) collecteurs W8 et E6 provenant du secteur Centre.



Figure I.3: *Module 3 de la société SONATRACH (champ de Hassi R'Mel).*

I.7.2.Organisation du MPP3 :

I.7.2.1.Service Exploitation :

Ce module se situe dans le secteur Nord et il est alimenté en gaz naturel par dix (10) collecteurs. Sa capacité de production de gaz sec est de 60 millions Sm³/jour.

Il est constitué de 3 trains (A, B et C) et possède une sphère pour le stockage de GPL et deux bacs pour le condensat.

Une unité de production de butane et de propane permet au MPP3 d'approvisionner l'entreprise Naftal en butane.

Comme pour les autres modules, le gaz sec produit au niveau du MPP3 est expédié vers la station de réinjection.

Les liquides (condensat et GPL) ON-SPEC (c'est-à-dire conformes aux spécifications) sont envoyés au CSTF, mais les liquides OFF-SPEC (hors normes) sont stockés pendant une période suffisante pour leur décantation et leur dégazage, suivie d'une opération de drainage avant d'être retournés aux trains pour subir un retraitement. Lorsque le CSTF ne peut pas recevoir la production du module en GPL et condensat, ces produits sont alors stockés dans les unités de stockage du module, pour une durée qui ne doit pas dépasser néanmoins 24h. C'est le service principal qui assure le bon fonctionnement des opérations 24h/ 24h.

I.7.2.2.Service Maintenance :

Il comprend les sections suivantes :

- * Section Electricité ;
- * Section Instrumentation ;
- * Section Mécanique.

I.7.2.3. Service Sécurité :

C'est le service qui assure la sécurité du personnel et des équipements du module (prévention et intervention).

I.7.3. Les Unités du MPP3 :

Le module 3 comprend les unités suivantes :

- * SBN (Station Boosting Nord) : elle sert à comprimer le gaz brut provenant des 10 collecteurs devant alimenter le module 3.
- * Unité 30 : dont la fonction est la recompression du gaz moyenne pression, le dégazage, le stockage et l'expédition du GPL et du condensat.
- * Unités 31, 32 et 33 : il s'agit de 3 trains identiques qui assurent le traitement du gaz et dont la capacité unitaire de traitement est de $20.10^6 \text{ m}^3/\text{jour}$.
- * Unité 34 : chargée de la préparation, du stockage et de l'injection de la solution de glycol "MEG" (mono éthylène glycol).
- * Unités 35 et 36 : ces deux sections identiques réalisent la régénération du "MEG".
- * Unité 37: elle sert à produire l'air comprimé (air instrument et air service), l'eau potable, l'eau de service, l'eau de refroidissement, l'eau anti-incendie ainsi que l'électricité au moyen d'un turbogénérateur (K403) et du gaz inerte (N_2). Notons que deux (02) lignes d'électricité fournies par Sonelgaz, arrivent au niveau de la section 30.
- * Unité 38 : conçue pour le traitement du GPL afin de produire du butane et du propane commerciaux avec une capacité nominale de 400 T/ jour de GPL traité.

I.7.4. Traitement du gaz brut au MPP3 :

Le module 3 est une usine de traitement de gaz constituée de trois trains (A, B et C) fonctionnant en parallèle et suivant le même procédé. Chacun des trains assure la production des produits suivants : le condensat, le GPL et le gaz sec.

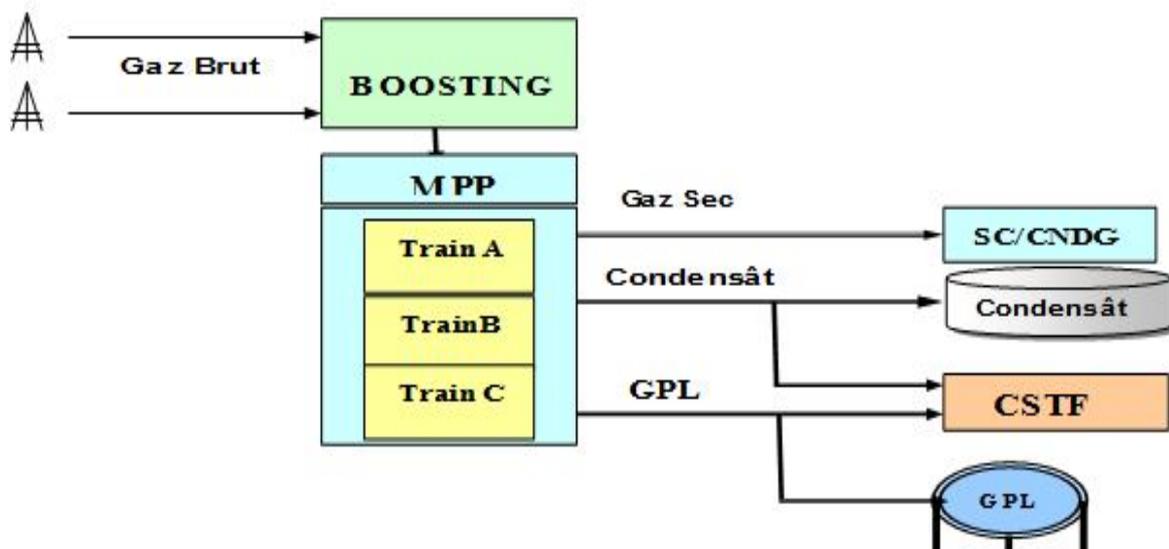


Figure I.4: Schéma descriptif du module 3.

I.7.4.1. Description détaillée du procédé de traitement du gaz du module 03 :

Le gaz brut venant de la section boosting arrive au diffuseur D001 à une pression d'environ de 118 bars et une température de 60 °C, puis il est réparti sur trois trains identiques ayant la même capacité unitaire, soit 20 millions de Sm³/ jour.

Après le diffuseur, le gaz brut est refroidi dans l'aéroréfrigérant E101 jusqu'à 40 °C. Le gaz refroidi passe dans le séparateur d'admission D101 où le gaz se sépare de son eau et des hydrocarbures liquides associés, l'eau étant ensuite dirigée vers les bassins d'évaporation.

Le gaz en provenance du D101 passe à travers les échangeurs de chaleur gaz /gaz E102 et E103 où il est refroidi jusqu'à -6 °C. Le gaz passe ensuite par la vanne VJT où il subit une première détente isentropique jusqu'à 100 bars à une température de -15 °C avant d'arriver au séparateur haute pression D102.

Pour éviter la formation d'hydrates qui risquent de boucher les échangeurs, on injecte la solution de MEG au niveau des échangeurs E102 et E103.

Dans le ballon D102, on sépare à nouveau le gaz, la solution MEG et le condensat liquide. Ayant absorbé l'eau, la solution de MEG est envoyée sous pression vers la section de régénération du glycol.

Le gaz venant du D102 subit ensuite une détente isentropique dans le turbo-expander K101 qui a pour fonction de récupérer l'énergie produite lorsqu'un gaz à haute pression passe à travers la turbine pour réduire sa pression jusqu'à 65 kg/ cm² et une température de -35 °C avant de passer par le séparateur à froid D103.

Le gaz refroidi du D103 passe par l'échangeur gaz/gaz E102 du côté calandre pour refroidir le gaz brut, et se réchauffer lui même par la même occasion jusqu'à une température de 43 °C ; il est ensuite comprimé à 74 bars au niveau du compresseur K101 puis dirigé vers le gazoduc de commercialisation.

Le liquide provenant du séparateur d'admission D101 est détendu au niveau du D105 à 32 bars et 32 °C. Après préchauffage dans l'échangeur d'alimentation du déséthaniseur E104, le liquide alimente la partie inférieure du déséthaniseur C101 comme alimentation chaude ; les liquides provenant du D102 et D103 sont réunis dans le séparateur à basse pression D104 dont l'effluent passe par un échangeur de reflux du déséthaniseur E106 avant d'alimenter le déséthaniseur au niveau du 3^{ème} plateau (alimentation froide).

Les gaz de tête de la C101 sont partiellement condensés dans le E106 ; la partie condensée est renvoyée en tête de la C101 comme reflux. Le chauffage du liquide se trouvant dans la partie inférieure de la C101 est réalisé au niveau du rebouilleur H101. La colonne C101 alimente le débutaniseur C102 par une charge constituée de GPL et de condensat. Une partie du GPL récupéré est utilisée comme reflux et l'autre partie est envoyée vers le CSTF.

Le condensat passe par l'échangeur E104 avant d'être envoyé vers le système de dégazage à travers le refroidisseur du condensat E107 puis expédié vers le CSTF.

I.7.5. Système anti-incendie du module 3 : ^[4]

Dans le domaine des hydrocarbures, la sécurité des installations et du personnel est un facteur déterminant, étroitement lié à la production.

L'importance des investissements engagés sur les équipements et procédés de traitement ainsi que les risques d'incendie et d'explosion liés à la nature des produits utilisés (inflammables), nécessitent une protection minutieuse et bienveillante de ce patrimoine.

Les systèmes analogiques de lutte contre les incendies, ont contribué à la protection de l'installation, cependant leur efficacité reste limitée par rapport à ce que le traitement numérique des signaux peut procurer comme possibilité en matière d'interfaçage et de transfert.

Les systèmes numériques (détection et commande extinction) utilisent les avantages offerts par l'informatique :

- Câblage en bus : installation économique et simple ;
- Adressage : Localisation rapide et précise des lieux des incidents ;
- Intégration en réseau : transfert des signaux d'alarme vers différents lieux de contrôle ;
- Historique : Stockage et archivage des événements survenus ;
- Simple et adaptée à toutes les situations (modification par configuration sur logiciel. Protégée par mot de passe) ;
- Supervision : se fait à partir de panneaux locaux ou déportés ;
- Auto -Diagnostics : les anomalies sont localisées et signalées automatiquement sur les panneaux de supervision.



Figure I.5: *Système anti-incendie.*

I.7.5.1. Les composants du Système anti-incendie :

Le collecteur principal d'eau incendie est alimenté à partir du réservoir de stockage à eau brut (T401, 13000m³). Ce collecteur comporte 4 pompes (P411 :500m³/h. 12,7bars), les deux premières sont entraînées par moteur électrique, et les autres par moteur diesel.

Ce groupe de pompage est complété par deux pompes «jockey » (P412 :50m³/h, 10bars). Sur le collecteur d'incendie on installe 60 poteaux munis de demi raccords symétrique (100 mm), de nombreuses lances à mousses /eau sont réparties dans la zone «process ». De plus, les réservoirs à dôme et à toit sphérique sont équipés de pulvérisateurs en tête d'arrosage sur les robes.

I.7.5.2.Le but de Système anti-incendie :

Ce système est dont l'objectif primordial, le contrôle et le maintien du haut niveau de sécurité et du personnel. Le développement de ce système est une tâche principale et indispensable pour le bon fonctionnement du module 3.

I.8.Conclusion :

Ce chapitre a pour but de vous permettre de voir de près les différentes structures de l'entreprise et de connaître les procédés et les installations de traitement de gaz et de prendre une vision globale sur le système anti-incendie qui contient l'objet de notre travail la pompe centrifuge P411A.

***Chapitre II: Généralités sur les pompes
centrifuges***

II.1.Introduction :

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide. L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements (Les propriétés du fluide, Les caractéristiques de l'installation, Les caractéristiques de l'écoulement) ^[5]. Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique ^[6]. Les pompes autant que machines, sont les pièces maîtresses qui donnent la vie aux unités de pétrole et au gaz. Leurs choix et leurs installations doivent faire l'objet de soins tout particulier de la part des services d'études, de même leur entretien requiert une des spécialistes très qualifiées, afin qu'elles puissent assurer dans les meilleures conditions un service continu pendant une longue durée. Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes comme la figure ci-dessus montre. ^[5]

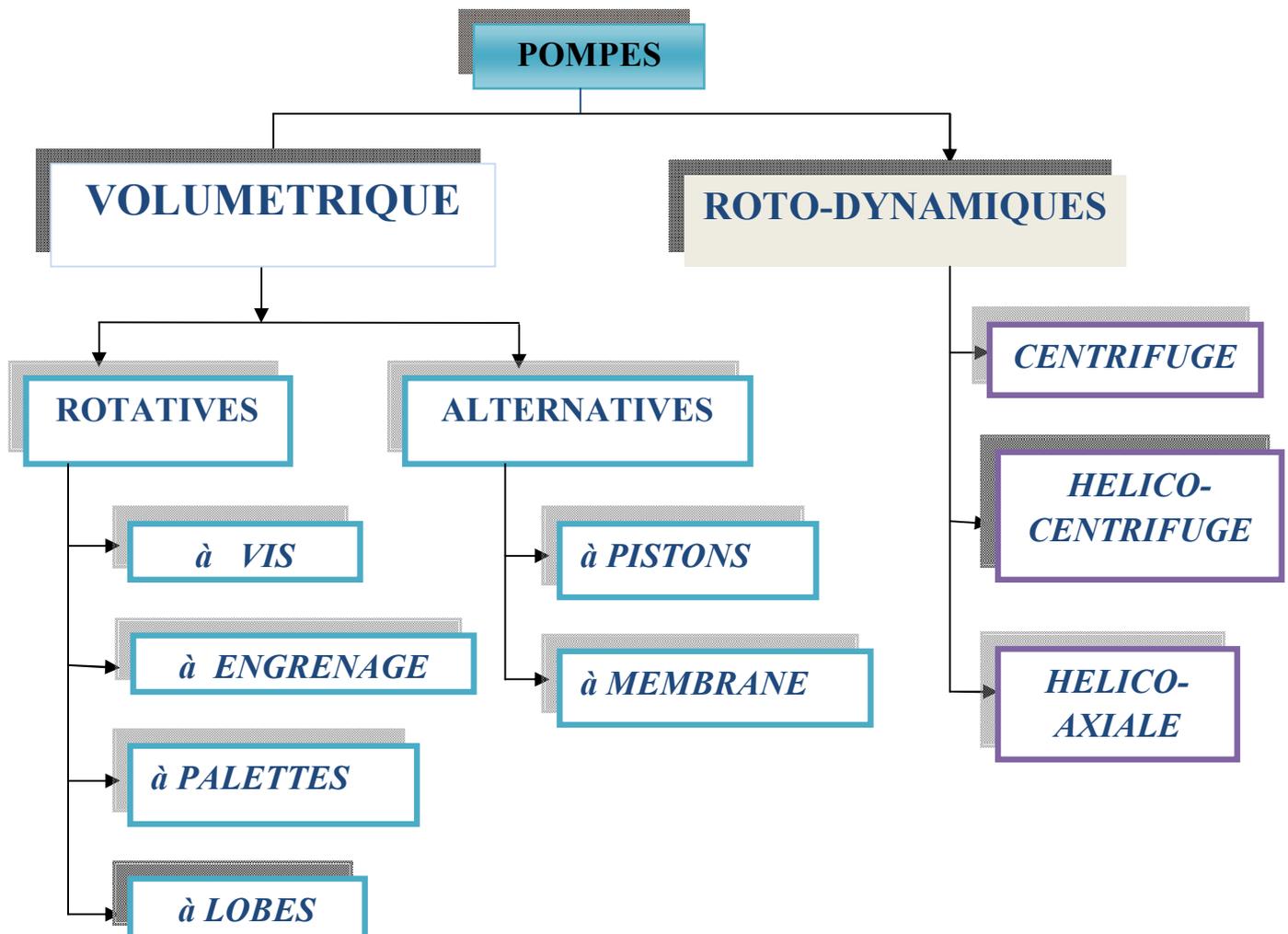


Figure II.1 : Classification des pompes.

II.2. Description d'une pompe centrifuge : ^[4]

Les pompes centrifuges sont destinées à véhiculer les liquides à un débit de refoulement important avec une faible pression comparativement aux pompes volumétriques. Les principales composantes des pompes centrifuges sont les suivant :

- 1) Distributeur : c'est un organe fixe ayant pour rôle la conduite du liquide depuis la section d'entrée de la pompe jusqu'à l'entrée de l'impulser, il se réduit à une simple tuyauterie pour les pompes monocellulaire.
- 2) L'impulseurs (rotor) : c'est l'âme de la pompe centrifuge, il comporte des aubes ou ailettes, qui grâce à leur interaction avec le liquide véhiculé transforme l'énergie mécanique en énergie de pression dans le récupérateur. L'impulser se compose de le moyeu, bagues d'étanchéité (d'usure), et les flasques.
- 3) Le récupérateur (l'enveloppe) : c'est un organe fixe qui collecte le liquide à la sortie du rotor et la canalisé vers la section de sortie de la pompe avec la vitesse désirée. Le récupérateur se compose en général de deux (2) parties :
 - Le diffuseur : a pour rôle de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression, et ainsi limiter la vitesse du liquide pour éviter les pertes de charges exagérées.
 - La volute : c'est le collecteur du liquide venant du diffuseur, elle assure la transformation d'énergie cinétique en pression et canalisé le liquide vers la section de sortie de la pompe.

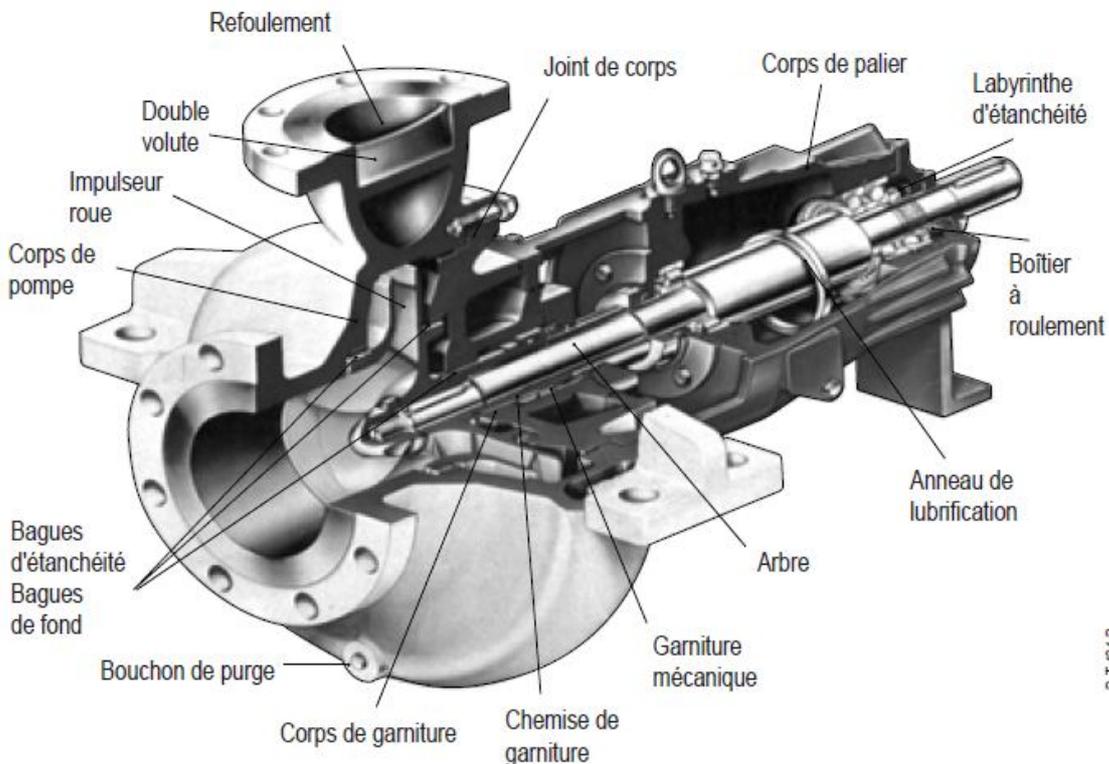


Figure II.2 : Pompe centrifuge monocellulaire (en porte à faux) ^[3]

II.2.1. Machine d'entraînement : ^[4]

Une pompe centrifuge transforme la puissance mécanique du moteur (soit électrique ou diesel) en une puissance hydraulique qui est fournie au fluide.

II.2.1.1. Moteur électrique :

On distingue

-Les moteurs à courant alternatif qui comprennent les moteurs asynchrones triphasé à cage, les moteurs asynchrones triphasé à rotor bobiné à bagues, les moteurs monophasés et les moteurs synchrones ;

-Les moteurs à courant continu (moteur à excitation séparée, shunt, série, compound).

Le moteur à excitation séparée est le plus utilisé pour l'entraînement à vitesse variable de pompe où la variation de vitesse couvre une plage de quelque tours/minute à la pleine vitesse.

II.2.1.2. Moteur diesel :

Les moteurs thermiques utilisés pour entrainer un groupe électrogène de secours et quelquefois les pompes directement. Les moteurs diesel utilisant le fuel domestique comme carburant.

Ce sont des moteurs à combustion interne, à quatre temps. La combustion est progressive, le combustible étant injecté directement dans le cylindre pendant toute la durée de la combustion. Le combustible injecté en brouillard très fin prend feu spontanément par auto-allumage dans l'aire comburant fortement réchauffé par compression adiabatique.

Contrairement au moteur à explosion, le moteur diesel supporte des taux de compression élevé de l'ordre de 14 à 16 qui assurent des rendements élevés (15 à 38 %). Le réglage de la couple moteur est obtenu par la seule variation de la quantité de combustible injectée, la pression d'aire comburant comprimé reste constante et le rendement varie peu avec la charge du moteur.

En générale ces moteurs sont suralimentés : l'énergie des gaz des échappements est utilisée pour l'entraînement de la turbo compresseur.

Il en résulte l'augmentation de la puissance moteur, ainsi le rendement.

II.2.2. L'accouplement : ^[3]

Un accouplement ou joint de transmission est un dispositif de liaison entre deux arbres en rotation, permettant la transmission du couple, Il transmet le mouvement de rotation de l'arbre du moteur (ou turbine) à l'arbre de la pompe.

L'accouplement doit être suffisamment flexible pour tolérer :

- Une légère dilatation axiale de la pompe ;
 - Un faible désalignement de la pompe par rapport à la machine motrice ;
- L'espacement ou la pièce intermédiaire permis aisément le démontage du rotor et palier sans déplacer de la machine d'entraînement comme la figure 1.2 montre.

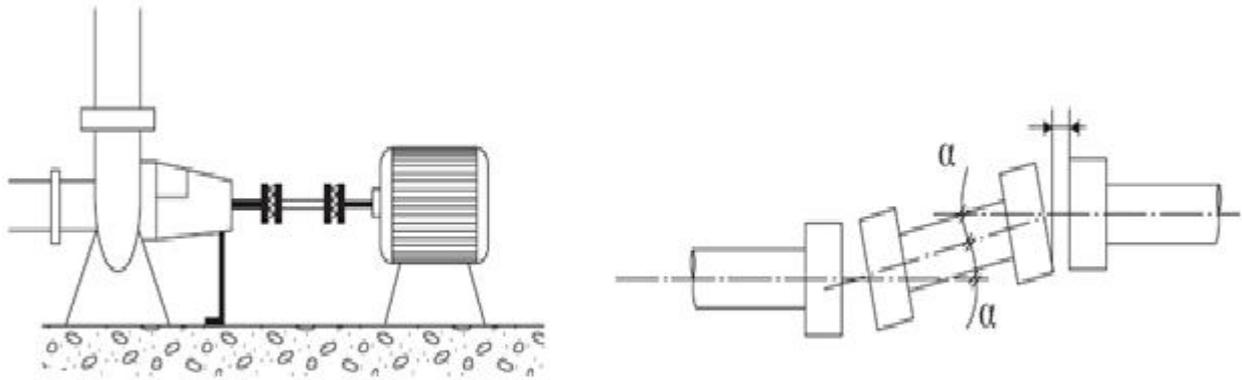


Figure II.3: Différents modèles d'accouplement d'une pompe centrifuge

II.2.3 Environnement d'une pompe centrifuge :

La figure II.4 schématiser l'environnement d'une pompe centrifuge monocellulaire entérinée par un moteur électrique, ce type des pompes à une aspiration axiale est souvent installées dans les unités de traitement du gaz à l'entreprise SONTRACH-Hassi R'mel.

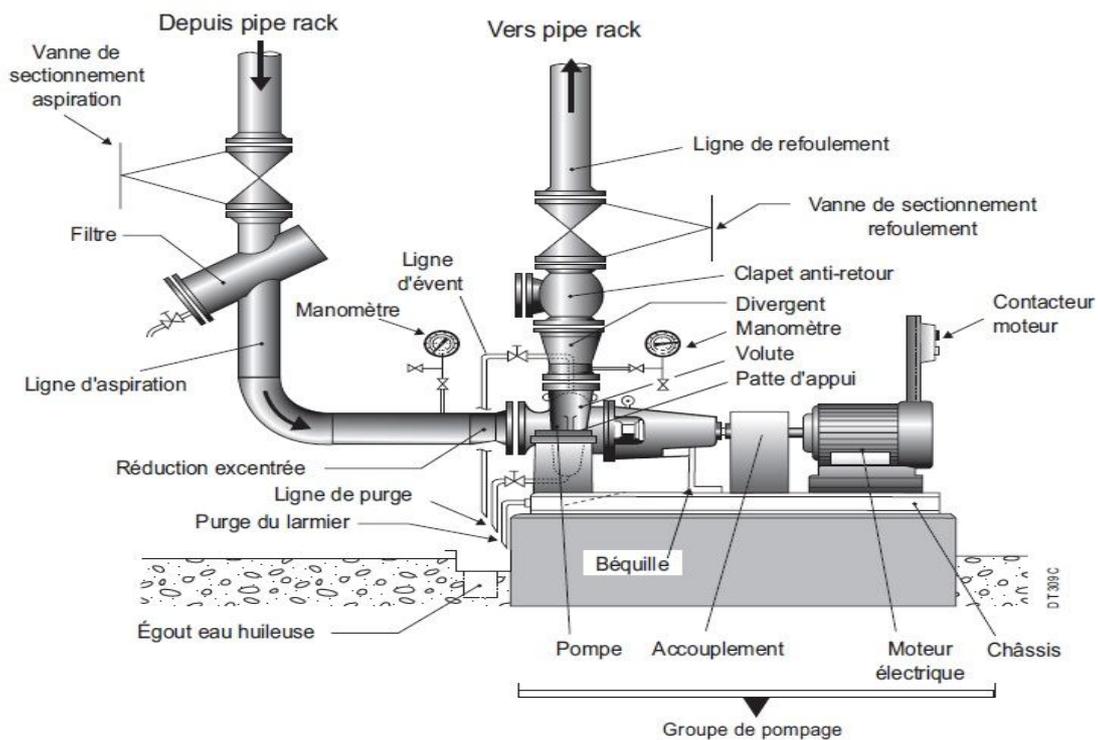


Figure II.4: Environnement extérieure des pompes centrifuges.

II.3 Types des pompes centrifuges : ^[4]

Il existe un très grand nombre de types de pompes centrifuges. On peut les classer de plusieurs manières, en tenant compte, notamment :

- du nombre de roues ;
- de la forme des aubes de la roue ;
- de la direction de l'axe (horizontale ou verticale) ;
- de la position de la pompe par rapport au niveau à l'aspiration ;

Bien entendu, on peut associer ces différentes classifications, une pompe déterminée pouvant, par exemple, être monocellulaire, du type hélicocentrifuge, à axe horizontal et non immergée ou bien multicellulaire, du type centrifuge pur, à axe vertical et immergée.

II.3.1 Nombre de roues : Pompes mono et multicellulaires :

II.3.1.1.Pompes monocellulaire – couplage des roues en parallèle

On peut avoir plusieurs dispositions :

1. une seule roue, une seule aspiration (ouïe) dans l'axe de la roue qui est montée en porte-à-faux (figure II.5) les conditions hydrauliques de fonctionnement sont excellentes en raison de la bonne répartition des filets liquides sur l'ouïe de la roue mais, au point de vue mécanique, cette disposition fatigue les paliers et, pratiquement, elle n'est adoptée que pour les petites pompes ;

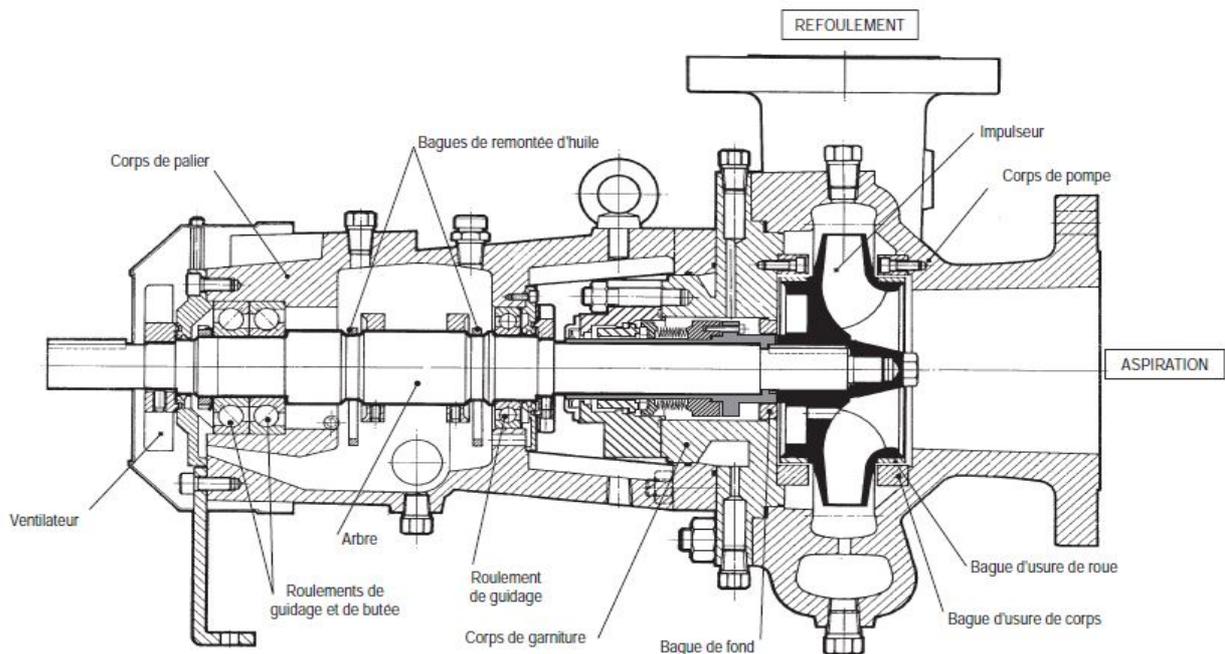


Figure II.5 : Pompe centrifuge à un étage et une aspiration à une ouïe (roue en porte-à-faux)

2. une seule roue, une seule aspiration (ouïe) dans l'axe de la roue qui comporte un deuxième palier du côté de l'aspiration (figure II.6) ; on améliore les conditions mécaniques de fonctionnement, l'arbre étant mieux équilibré et travaillant dans de meilleures conditions, mais la bonne répartition des filets liquides sur l'ouïe de la roue est plus délicate à réaliser, en raison de l'obstacle à l'écoulement que constitue le tronçon de l'arbre placé devant l'ouïe de

la roue. Par ailleurs, le presse-étoupe côté aspiration est en dépression et doit être lubrifié par une amenée d'eau sous pression prélevée sur la volute de la pompe ;

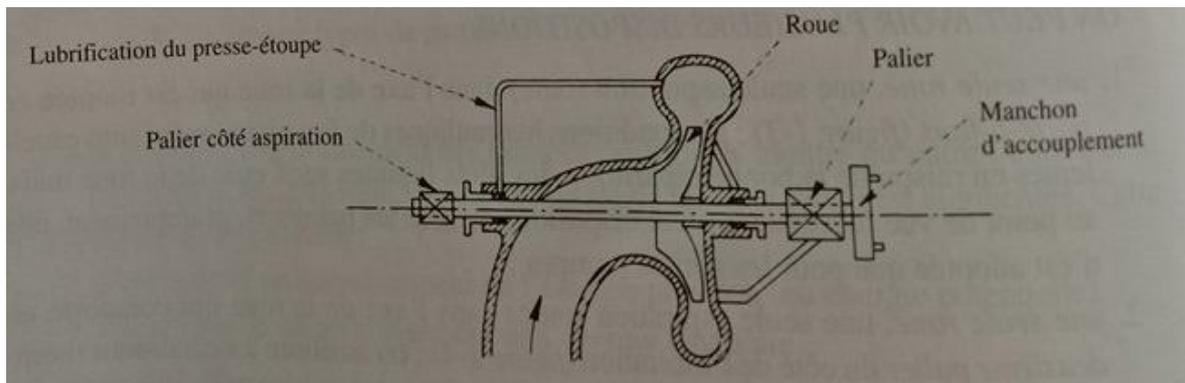


Figure II.6 : Pompe à une roue ouïe (deuxième palier d'aspiration).

- deux roues accolées component deux ouïes d'entrée (figure II.7) ; la canalisation d'aspiration se termine par une culotte permettant l'arrivée de l'eau sur chaque ouïe. Cette disposition est assez fréquente pour les grosses pompes à gros débit et hauteur de refoulement relativement faible (100 mètres de colonne d'eau). Elle présente l'avantage de permettre un bon équilibrage de la roue qui est supportée par deux paliers extérieurs ; par ailleurs, l'équilibrage hydraulique est également satisfaisant, les poussées axiales sur chaque roue étant égales et opposées. La faible vitesse du liquide aux cures de la pompe permet de grandes hauteurs d'aspiration de l'ordre de 9 m sans cavitation. Pour faciliter le démontage et la visite du mobile, le bâti est démontable en deux parties séparées par un joint horizontal. Quelquefois (cas de gros débits), pour diminuer les pertes de charge résultant des trajectoires assez compliquées des files liquides à l'aspiration, on maintient les deux aspirations distinctes sur toute leur longueur.
- on peut étendre ce mode de couplage des roues en parallèle et adopter, par exemple, deux groupes de deux roues accolées, ce qui équivaldrait à quatre pompes monocellulaires couplées en parallèle; toutefois la forme des trajectoires des files liquides devient assez vite compliquée, ce qui augmente les pertes par frottements et diminue le rendement. On est allé, dans ce sens, jusqu'à trois roues à deux ouïes dans le même corps de pompe.

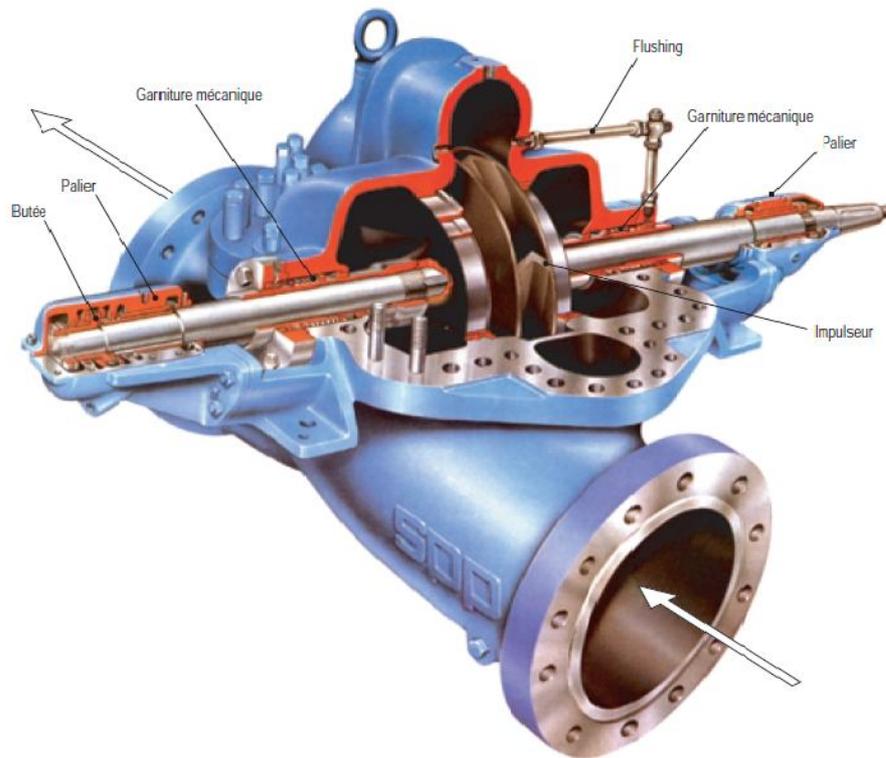


Figure II.7 : Pompe centrifuge à deux roues accolées, deux ouïes, joint horizontal.

II.3.1.2. Couplage des roues en série -pommes multicellulaires :

Pour obtenir une grande hauteur de refoulement avec une seule roue, il faut réaliser de grandes vitesses de sortie, ce qui conduit également à augmenter le débit.

Si on désire réaliser des débits relativement faibles, on est conduit à réduire les sections de passage des filets liquides mais on augmente alors les pertes par frottements qui deviennent inadmissibles.

En somme, il n'y a théoriquement pas de critère absolu permettant de limiter les débits et hauteurs que peut donner une seule roue, c'est pratiquement le rendement qui limite l'utilisation d'une roue unique pour des débits faibles ou moyens à de grandes hauteurs.

Dans ces conditions, il est beaucoup plus simple de grouper plusieurs roues en série, le refoulement de la première communiquant avec l'aspiration de la suivante et ainsi de suite.

La pression obtenue en sortie pompe sera alors égale au produit de la pression obtenue par une roue multipliée par le nombre de roues (supposées identiques ce qui est généralement le cas) en tenant compte toutefois des pertes de charge (d'ailleurs très faibles) entre deux roues successives le débit de la pompe est évidemment le même que celui qui traverse chaque roue.

Pratiquement, deux solutions sont possibles :

- Pompes en série ou compounds : la conduite de refoulement de la première pompe communique avec l'ouïe de la suivante par une canalisation à courbure aussi faible que possible et à section relativement grande (pour réduire les pertes de charge).

C'est un montage assez peu rencontré, on préférera la pompe multicellulaire lorsque la machine est exlstante (ce n'est pas toujours le cas, en assainissement notamment).

- Pompes multicellulaires : le principe est le même que celui des pompes en série mais l'ensemble des roues et des conduites intermédiaires est contenu dans un seul corps sous un volume plus réduit. L'eau qui sort du diffuseur de la première roue est ramenée par un canal de retour à l'œillard de la roue suivante (figure II.8), son mouvement de rotation étant supprimé.

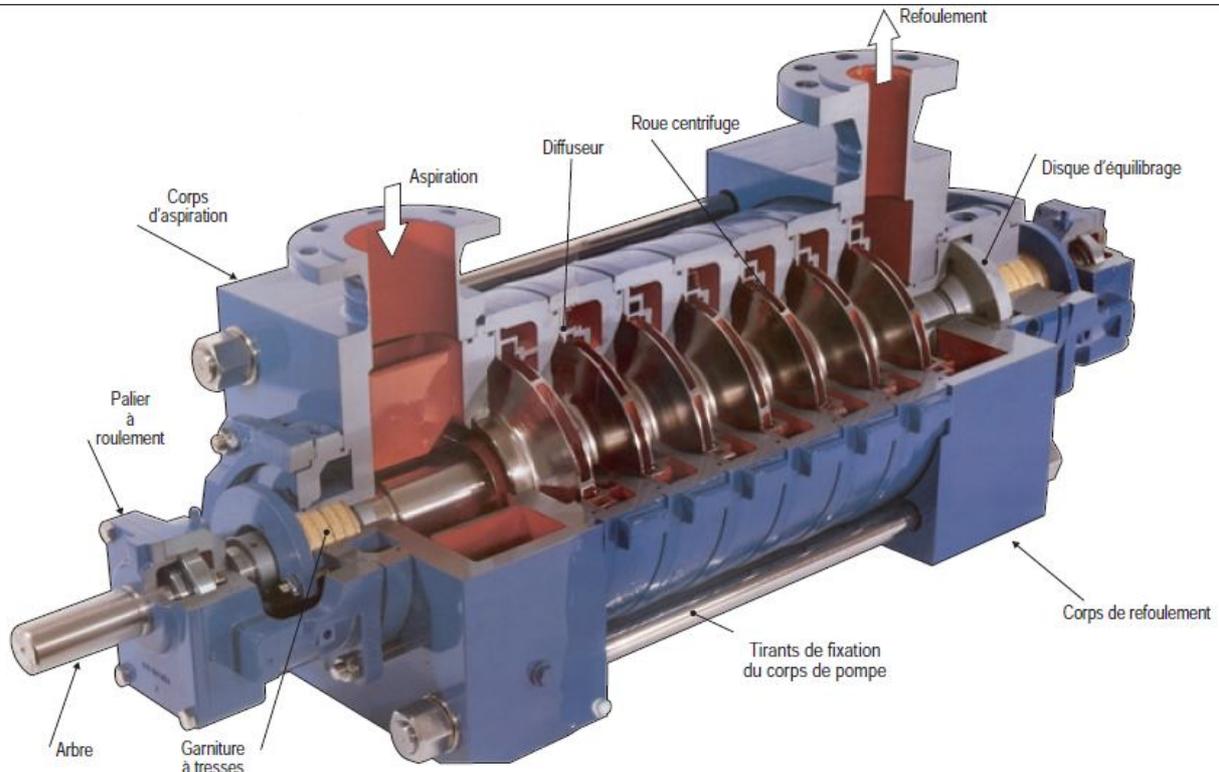


Figure II.8 : Pompe centrifuge multicellulaire (coupe longitudinale).

II.3.1.3. Couplage des roues en série et en parallèle :

On peut jumeler les deux modes de couplage des roues et concevoir ainsi des pompes comportant plusieurs roues clavetées sur le même arbre et fonctionnant en série et en parallèle ce qui permet de réaliser de gros débits (roues en parallèle) à de grandes hauteurs (roues en série). La figure II.9 donne un exemple d'une telle pompe ; on notera la disposition des roues qui permet d'annuler la poussée axiale et d'obtenir un bon équilibrage de la partie mobile.

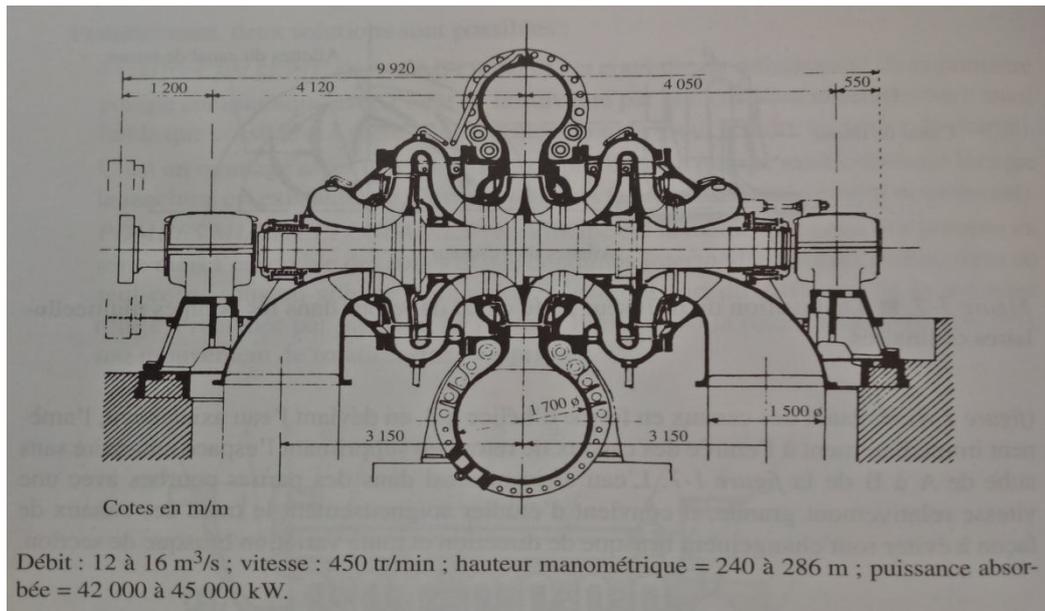


Figure II.9 : Pompe centrifuge à double aspiration à eux étages de refoulement (deux roues à simples symétriques et une roue double).

II.3.2. Différentes formes des aubes de la roue :

Suivant la forme des aubes de la roue, on peut distinguer (figure II.10) : les pompes du type centrifuge pur dans lesquelles à la sortie des aubes mobiles, la vitesse de l'eau est dans un plan perpendiculaire à l'axe.

- les pompes hélico-centrifuges dans lesquelles, à la sortie des aubes mobiles, la vitesse de l'eau est inclinée sur l'axe ;

-les pompes hélices ou hélicoïdes dans lesquelles, à la sortie des aubes mobiles, la vitesse de l'eau devient parallèle à l'axe, la trajectoire des filets liquides étant une hélice. Ces pompes présentent des caractéristiques assez particulières sur lesquelles il convient d'insister.

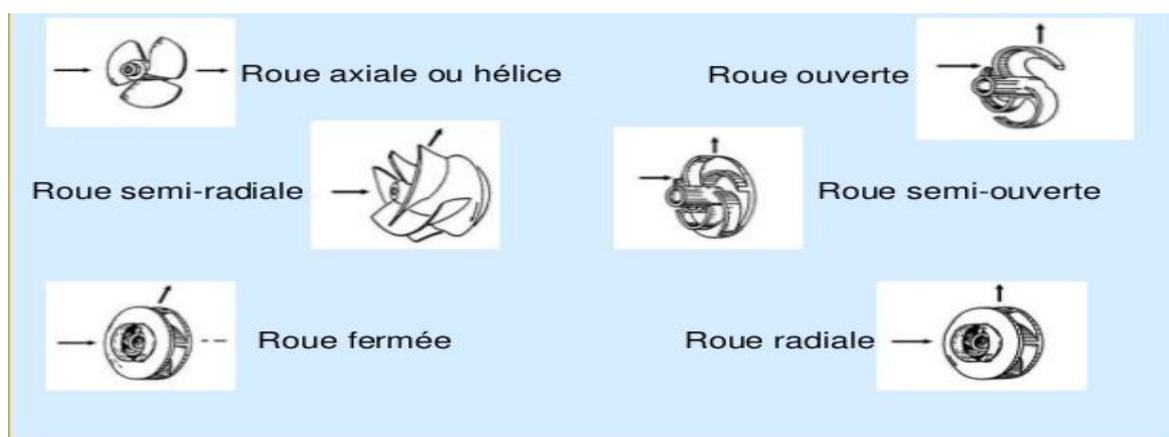


Figure II.10 : Différentes formes des aubes de la roue.

II.3.3. Pompes à axe horizontal ou vertical :

-position de la pompe par rapport au plan d'eau d'aspiration :
Les pompes peuvent être à axe horizontal ou à axe vertical. Elles peuvent être dites de surface, elles sont alors émergées ; elles peuvent être également immergées.

II.3.3.1.Pompes de surface :

II.3.3.1.1.Pompes de surface à axe horizontal :

Cette disposition est la plus classique, elle est adoptée généralement pour les pompes de surface. La pompe et le moteur sont raccordés par un accouplement, parfois un spacer permettant le démontage et l'enlèvement de la pompe sans démontage du moteur.

L'entretien du groupe de pompage est simplifié .Il faut évidemment tenir compte des sujétions relatives à la hauteur d'aspiration et à l'amorçage .Pour éviter ces sujétions, chaque fois qu'on le peut, on placera la pompe en charge sur l'aspiration sans toutefois être conduit à des dispositions trop compliquées ou trop coûteuses. Notamment, si la hauteur d'aspiration est un peu importante, il vaut mieux recourir aux pompes spéciales pour puits profonds, plutôt que de chercher à diminuer la hauteur d'aspiration en plaçant la pompe dans une niche ou sur une plate-forme dispose dans le puits, ce qui complique la visite et l'entretien de la pompe qui est placée dans une atmosphère humide peu favorable à son bon entretien.

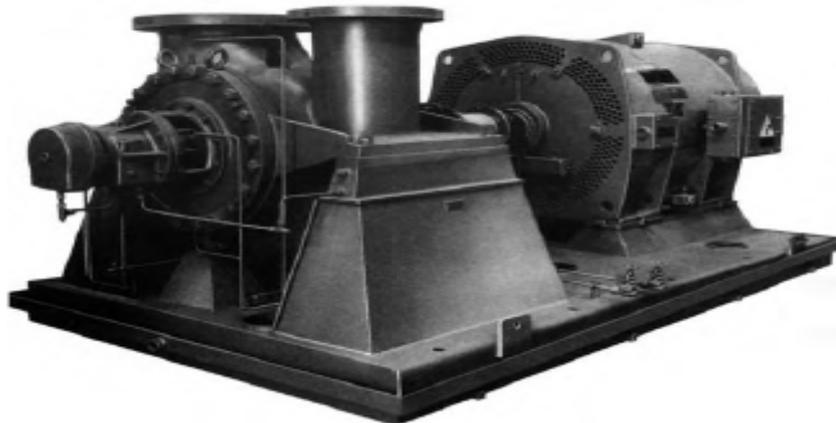


Figure II.11: Pompe centrifuge horizontale de type "TOP TOP"

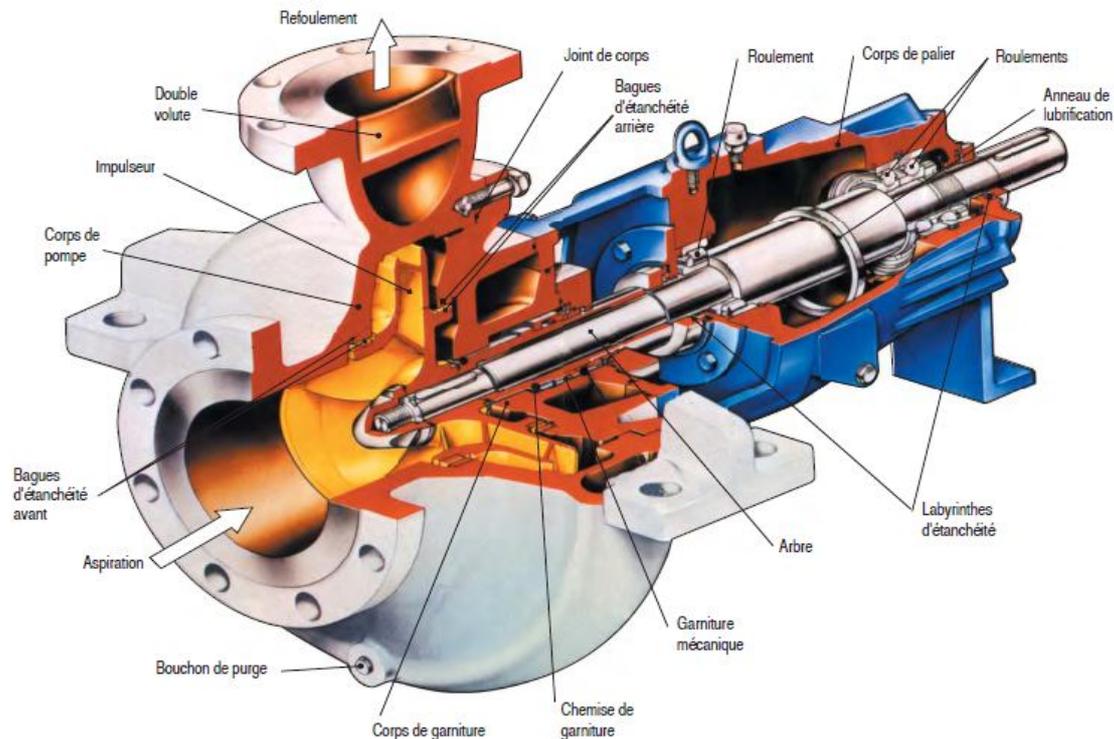


Figure II.12: *Pompe centrifuge horizontale de type « Porte à Faux ».*

II.3.3.1.2 Pompes de surface à axe vertical :

Disposition adoptée lorsqu'un gain d'encombrement au sol est recherché, les performances obtenues pour les pompes sont sensiblement les mêmes que pour une disposition horizontale. Ces pompes peuvent également être reliées au moteur par une tringlerie d'entraînement directe ou à cardans permettant de placer le moteur hors d'eau lorsque la pompe doit être placée en zone inondable.

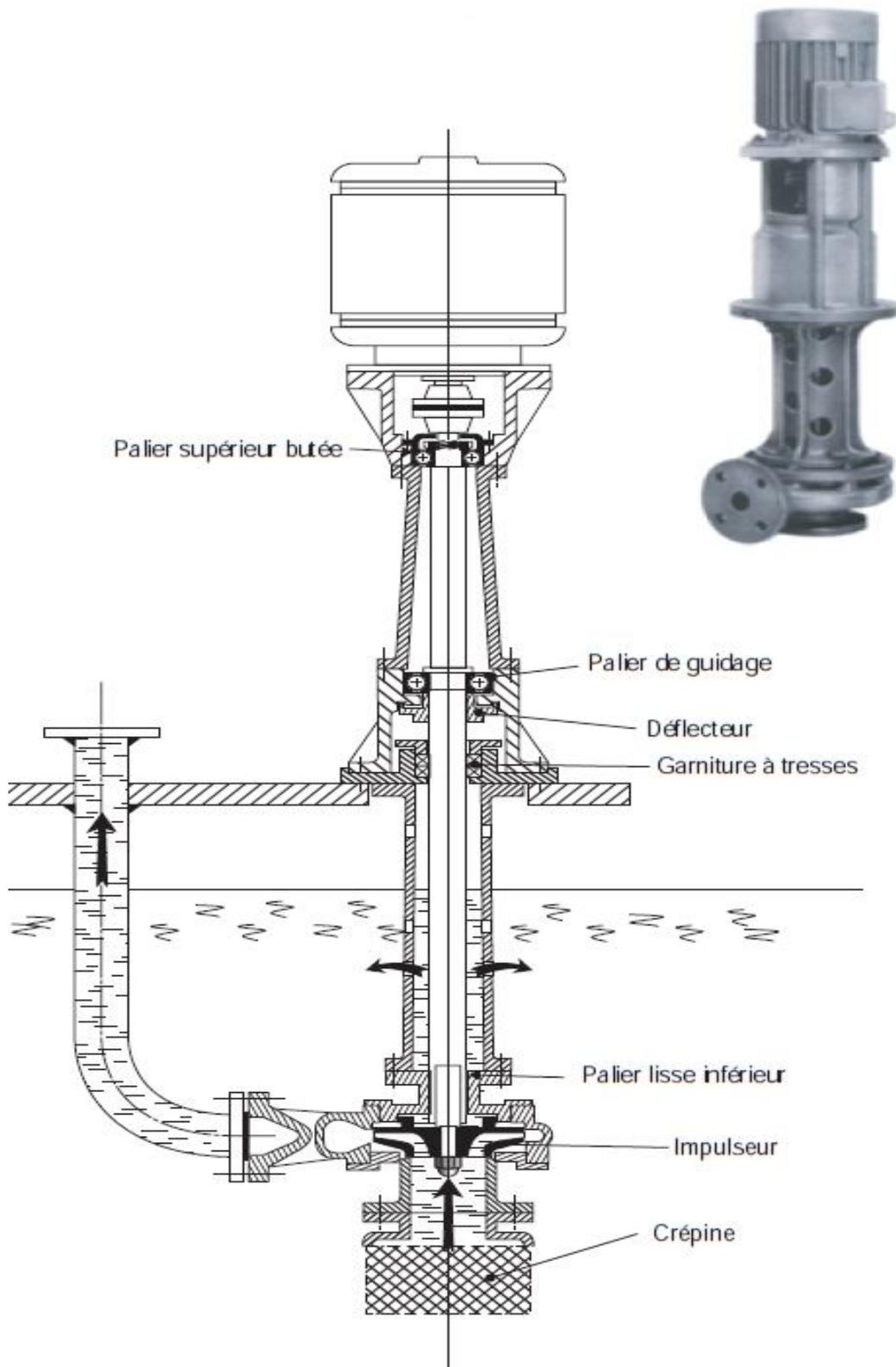


Figure II.13 : Groupe de pompage de surface monocellulaire à axe vertical.

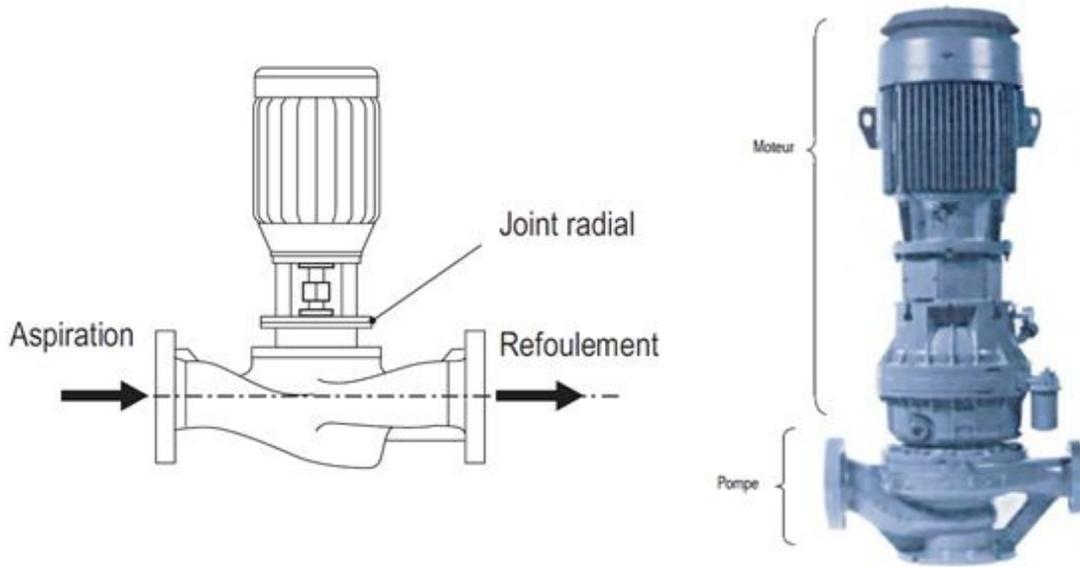


Figure II.14: *Pompe centrifuge à Axe de rotation vertical dite pompes « In Line »*

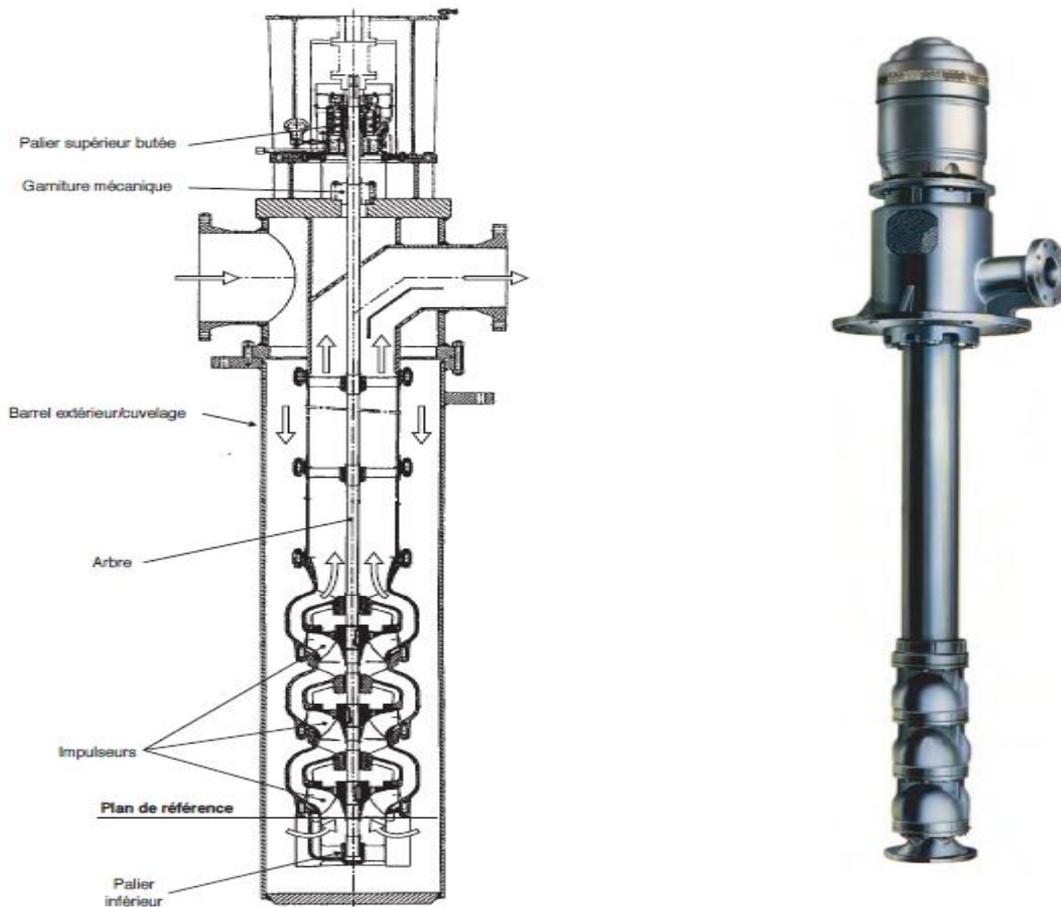


Figure II.15: *Pompe centrifuge verticale de type à barrel.*

II.4. Différentes courbes caractéristiques des pompes centrifuges :

II.4.1. Courbes caractéristiques pour différents diamètres de roues :

La quantité de liquide pompé et la puissance absorbée sont à peu près proportionnelles. L'évacuation d'une pompe centrifuge à vitesse constante peut varier d'un débit nul (fermeture complète ou vanne fermée), jusqu'à un maximum qui dépend de la conception et des conditions de travail. Par exemple, si l'on double la quantité de fluide pompé, la vitesse redouble et les autres conditions restent inchangées, tandis que la hauteur d'élévation est multipliée par 4 et la puissance consommée par 8 par rapport aux conditions de départ. La puissance absorbée par la pompe peut être identifiée au point où la courbe de la puissance croise la courbe de la pompe au point de travail. Ceci n'indique toutefois pas encore la taille de moteur exigée.

Il existe différentes façons de déterminer la puissance des moteurs d'alimentation de la pompe:

On peut sélectionner le moteur adapté à la vitesse d'actionnement ou à la plage opérationnelle (méthode la meilleure et la moins coûteuse lorsque les conditions de travail de la pompe changent peu).

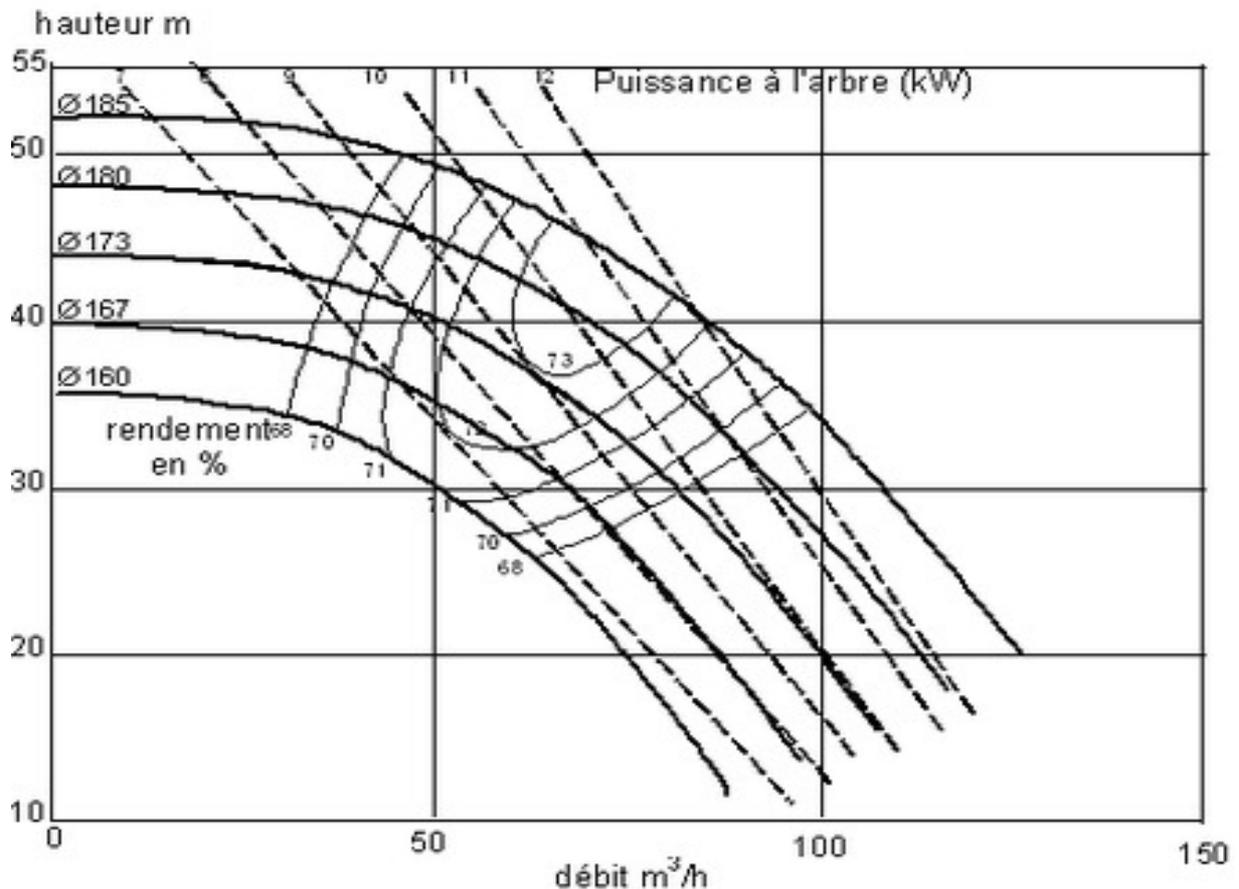


Figure II.17 : Courbes caractéristiques pour différents diamètres de roues

II.4.2. Les courbes rassemblées par le constructeur :

Les constructeurs vendent leurs pompes avec un catalogue, dans lequel on trouve les courbes caractéristiques de la pompe; dans le même graphe on trouve les courbes suivant :

$\eta_g = F(Q_v)$ (Voir figure II.28)

$[H = F(Q_v) \quad P = F(Q_v) \quad \text{NPSH requis} = F(Q_v)]$ (Voir figure II.27)

H : hauteur manométrique d'une pompe.

η_g : rendement globale de la pompe.

P : puissance absorbée de la pompe.

Q_v : débit volumique de la pompe.

NPSH requis : charge nette absolue à l'aspiration.

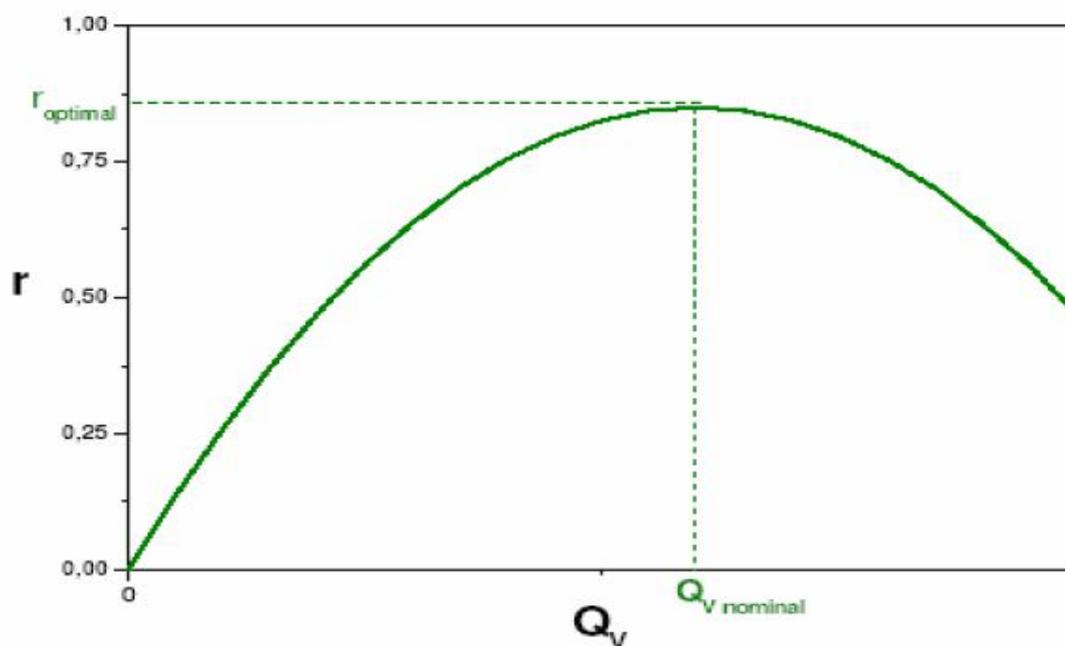


Figure II.18 : Rendement en fonction du débit d'une pompe. [3]

II.5. Types des pertes :

Dans la pompe centrifuge [4] :

- a. Pertes mécaniques :
 - Perte dans paliers radiaux.
 - Perte dans paliers axiaux.
 - Pertes d'accouplement.
 - Pertes dans la garniture mécanique.
 - Pertes par frottement des surfaces immergées en rotation :
 - Pertes par frottement de disque.
 - Pertes par frottement sur un cylindre.

b. pertes par fuites :

- fuite d'une garniture d'ouïe mono étage.
- fuite dans une garniture d'ouïe bi étage.
- fuite sur barrage arrière d'une roue équilibrée.
- fuite au piston d'équilibrage.
- fuite à l'extrémité des aubes.
- fuite externes.

c. pertes hydrauliques :

- Les pertes hydrauliques sont constituées par :
- Les pertes dans le conduit d'amenée.
- Les pertes dans les roues.
- Les pertes dans les diffuseurs lisses.
- Les pertes dans les canaux de retour.
- Les pertes dans la volute ; le diffuseur droit et le coude pour les pompes hélices.
- Les pertes des organes situés sur les conduits (pipe) entre les pompes et les puits injecteurs.

II.6.Rendement :

Le rendement de la pompe c'est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le liquide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Ce rendement varie en fonction du débit. Il est représenté par une courbe fournie par le constructeur de la pompe puissance sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique.

Le meilleur rendement de la pompe détermine le débit nominal pour lequel correspondent la hauteur nominale et la puissance nominale.

Les rendements maximaux sont de l'ordre de :

- 70 % pour les pompes procédant à 3000 tr/min
- 80 % pour les pompes procédant à 1500 tr/min
- 80 % pour les pompes de forte puissance
- 50 à 60 % pour les petites pompes.

II.7. Utilisation des pompes centrifuges :

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût.

Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas, comme:

- ✓ Utilisation de liquides visqueux, la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- ✓ Utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tel que le lait).
- ✓ Utilisation comme pompe doseuse ; la nécessité de réaliser des dosages précis instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales.

Ces types d'application nécessitent l'utilisation de pompes volumétriques. Par contre à la plupart des pompes volumétriques, les pompes centrifuges admettent les suspensions chargées de solides.

II.7.1. Avantages des pompes centrifuges : ^[6]

- Construction simple, peu de composants mobiles, longue durée de service.
- Débit de refoulement facile à ajuster par une soupape à la sortie de la pompe ou par la vitesse de rotation.
- Vitesse de rotation élevée, entraînement direct possible par moteur électrique ou turbine.
- Limiteur de pression intégré, pas de soupape de sécurité requise.
- Fonctionnement très silencieux grâce à un bon équilibrage des masses et à l'absence de masses oscillantes.
- Refoulement continu sans pulsations.
- Acheminement possible de matières solides.
- Conviennent à des puissances élevées.
- Concentration élevée de la puissance et petit espace de construction.

II.7.2. Inconvénients des pompes centrifuges : ^[6]

- Pas auto-amorçantes (des types spéciaux tels que la pompe à canal latéral peuvent être auto-amorçantes).
- Risque de cavitation avec de l'eau chaude ou des pressions d'aspiration faibles.
- Le débit volumétrique dépend de la pression de refoulement.
- Plusieurs étages requis pour les pressions de refoulement élevées.

II.8. Théorie des pompes centrifuges :

II.8.1. Critères généraux de définition des pompes : ^[3]

Les critères les plus importants sont :

II.8.1.1. Vitesse de rotation n :

C'est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unité de temps.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n / 60 \quad \text{II.1}$$

II.8.1.2. Débit refoulé Q de la pompe :

Le débit refoulé Q est le volume utile débité au refoulement de la pompe par unité de temps, en m^3/s (unités également utilisées : l/s et m^3/h). Il est proportionnel à la vitesse de rotation de la pompe. Le débit de fuite ainsi que les écoulements dans les jeux ne sont pas compris dans le débit refoulé.

II.8.2. Définition de la roue :

La hauteur d'élévation d'une pompe est fonction de la vitesse périphérique de la roue (V_p), donc de sa vitesse de rotation (N) et de son diamètre (D).

$$V_p = \frac{\pi \cdot N \cdot D}{60} \quad \text{II.2}$$

On peut estimer que pour une pompe centrifuge courante (écoulement radial), l'ordre de grandeur de la hauteur d'élévation pour un débit inférieur au débit nominal est :

$$H_e \approx 0,05 \vartheta p^2 \quad \text{II.3}$$

La vitesse périphérique est limitée pour des raisons de résistance mécanique de la roue aux valeurs ci-dessous :

Roue en fonte ≈ 40 m/s.

Roue en acier ≈ 60 m/s.

La vitesse des moteurs électriques étant fixée par la fréquence du courant et le nombre de pôles (au glissement près) à 3000, 1500 ou 1000 tr/min, la hauteur d'élevation maximum d'une pompe centrifuge est donc facile à estimer.

Pour obtenir des hauteurs supérieures à 100 m sur des pompes tournant à 3000 tr/min il est indispensable d'utiliser des pompes multicellulaires. C'est également le cas pour des hauteurs supérieures à 30 m avec des pompes à 1500 tr/min.

II.8.2.1. Evolution du fluide à l'intérieur de la roue

Le liquide arrive à la roue de la pompe parallèlement à son axe de rotation et se dirige vers les canaux formés par les aubes. Après avoir parcouru ces canaux, le liquide sort de la roue. A l'intérieur de la roue le liquide est soumis à des mouvements :

- Mouvement d'entraînement (mouvement de rotation avec le rotor de la pompe).
- Mouvement relatif (déplacement de liquide par rapport à la surface intérieure de la roue).

Le mouvement de la particule est caractérisé par :

a_1 : la vitesse d'entraînement \vec{U} .

b_1 : la vitesse relative \vec{W} .

La vitesse absolue \vec{V} qui est la somme de ces deux vitesses.

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad \text{II.4}$$

Avec : $U = \omega \cdot r$ ou $\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$

- avec r le rayon du point considéré en (m).

Grâce à ces trois vitesses on peut construire les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue mobile tout en supposant que la vitesse relative est tangente à la surface d'aubes, tandis que la vitesse d'entraînement est tangente à la circonférence de la roue. On désigne par l'indice (1) toutes les grandeurs qui se rapportent à l'entrée de la roue, et par l'indice (2) les grandeurs qui se rapportent à la sortie de la roue.

Soit r_1 , r_2 les rayons de la roue, donc nous aurons : $u_1 = \omega \cdot r_1$, $u_2 = \omega \cdot r_2$,
Avec : $u_2 > u_1$

V_{m1} et V_{m2} : sont respectivement les composantes radiales absolues à l'entrée et à la sortie des particules dans la roue.

α_1 et α_2 : angles des vitesses absolues à l'entrée et à la sortie de la roue.

β_1 et β_2 : angles des vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue ou angle d'inclinaison des aubes.

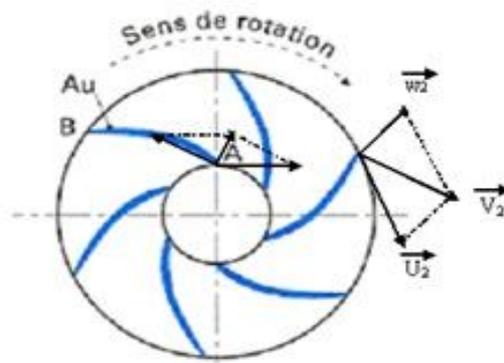


Figure II.19: Schéma représentatif des directions des vitesses.

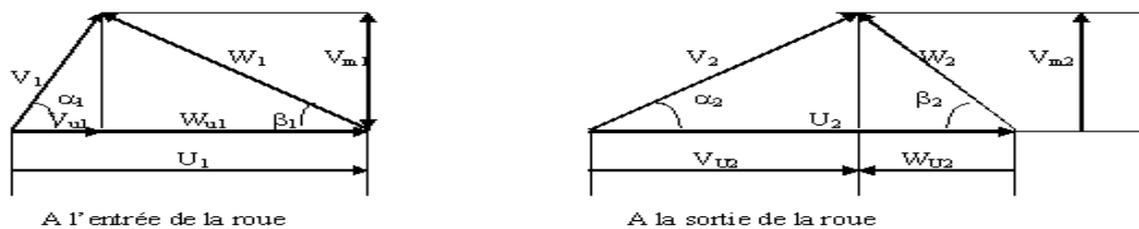


Figure II.20: Triangles des vitesses.

II.8.3.Pression de refoulement (ΔP) de la pompe :

La hauteur manométrique totale (H) d'une pompe est le travail mécanique utile en Nm, fourni au fluide refoulé par unité de poids en N du fluide refoulé. Elle est exprimée en m (et est également appelée colonne de fluide, m).

La hauteur manométrique totale est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation de la roue et indépendante de la masse volumique ρ du fluide refoulé, c.-à-d. une pompe centrifuge donnée élève à la même hauteur manométrique différents fluides (de même viscosité cinématique ν_{cin}), indépendamment de leur masse volumique (ρ). Cette caractéristique s'applique à toutes les pompes centrifuges.

La hauteur manométrique totale (H) d'une pompe se compose, selon le théorème de Bernoulli, la différence des hauteurs dynamiques $(V_r^2 - V_a^2) / 2g$, entre les brides de refoulement et d'aspiration de la pompe.

L'augmentation de pression dans la pompe ΔP est essentiellement fonction de la hauteur manométrique (H) associée à la masse volumique ρ du fluide refoulé.

- Démonstration :

On établit l'équation de Bernoulli entre le point d'aspiration et le point de refoulement :

$$H_{a,r} + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} = -H + \frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g}$$

$$H_{a,r} = \frac{P_r - P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} + H$$

$$-\frac{P_r - P_a}{\rho g} = \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} - H + H_{a,r}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = H - H_{a,r} - \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \Rightarrow \Delta P = \rho \cdot g \left(H - H_{a,r} - \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \right)$$

Dans le cas de la hauteur entre le point de refoulement et l'aspiration $H_{a,r} = 0$

$$\text{Donc : } \Delta P = \rho \cdot g \left(H - \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \right)$$

$$\text{Et on a : } \Delta P = P_r - P_a = \rho \cdot g \cdot H - \rho \cdot g \cdot H_{a,r}$$

Avec : $\rho \times g \times H_{a,r} = 0$ car $H_{a,r} = 0$ (même hauteur)

$$\Delta P = \rho \times g \times H$$

$$P_r = \rho \cdot g \cdot H$$

$$\text{Donc : } \Delta P = P_r = \rho \cdot g \left(H - \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \right)$$

$$\Delta P = \rho \cdot g \left[H - \frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2g} \right] \quad \text{II.5}$$

II.8.4. Rendement (η) et puissance absorbée (P) au niveau de l'arbre d'une pompe centrifuge :

La puissance absorbée (P) d'une pompe est la puissance mécanique absorbée en kW ou en W, au niveau de l'arbre ou de l'accouplement de la pompe. Elle est proportionnelle au cube de la vitesse de rotation et est déterminée à l'aide de la formule suivante :

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \quad \text{en W} \quad \text{II.6}$$

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta} \quad \text{en kW} \quad \text{II.7}$$

Avec: Q en m^3/s

Si on a Q en (m^3/h) l'équation (1) devient :

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \frac{1}{3600}$$

On a: $g = 10 \text{ m/s}^2$

$$\text{Donc: } P = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{\eta} \frac{10}{3600} \rightarrow P = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{\eta} 0.0027$$

$$\text{On a: } \frac{1}{360} = 0.0027$$

Donc : $P = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{\eta} \cdot \frac{1}{360}$

Alors : $P = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot 360}$ en kW et Q en (m³/s) II.8

II.8.5.Caractéristiques de l'installation :

II.8.5.1.Courbe caractéristique de la hauteur manométrique totale de la pompe:

La courbe caractéristique de la hauteur manométrique totale de la pompe est aussi appelée la courbe débit-hauteur.

En principe, la courbe débit-hauteur est plate ou sa pente est négative. La variation du débit Q a une relation inversement proportionnelle avec la pente de la courbe débit-hauteur (figure II.20). Ceci peut être un avantage pour la régulation du débit, et également avec la hauteur manométrique

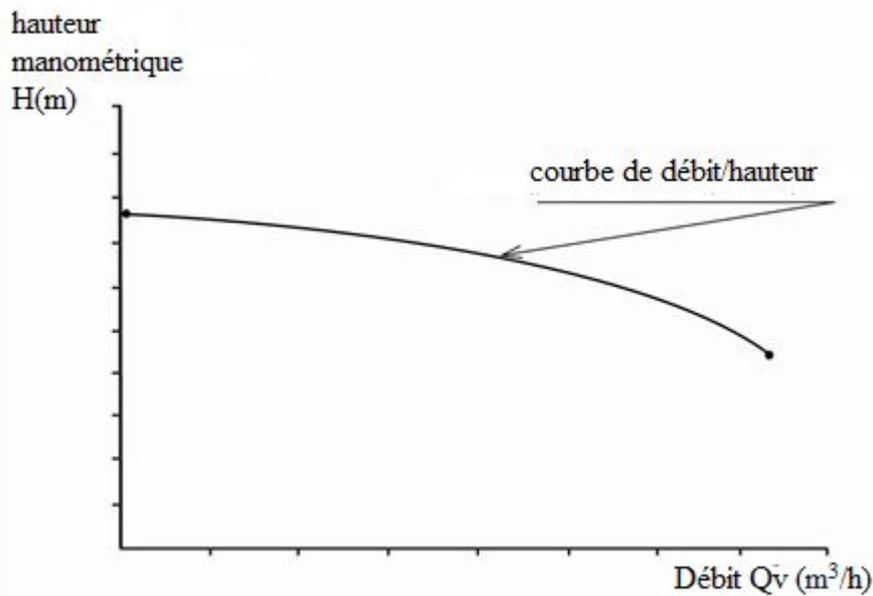


Figure II.21: Courbes caractéristiques débit /hauteur.

II.8.5.2.Hauteur totale H de l'installation :

II.8.5.2.1.Equation de Bernoulli :

L'équation de Bernoulli postule l'équivalence des formes d'énergie avec les formes apparentes géométriques statiques et dynamiques. La hauteur totale H_A de l'installation se compose ainsi pour un écoulement supposé sans frottement des trois composantes suivantes :

- $H_{a,r}$: différence de cote entre la bride d'aspiration et celle de refoulement
- $(P_r - P_a) / (\rho \cdot g)$: différence de hauteur manométrique au-dessus des niveaux du fluide côté aspiration et côté refoulement.
- $(V_r^2 - V_a^2) / 2g$: différence entre les hauteurs dynamiques dans les réservoirs. Dans le cas d'un écoulement réel, il faut ajouter à ces composantes les pertes par frottement (= pertes de charge) :
- ΣH_v : est la somme de toutes les pertes de charge (= résistance à l'écoulement dans les tuyauteries, robinetteries, raccords de tuyauteries, etc. des conduites d'aspiration et de refoulement, ainsi que pertes à l'entrée et à la sortie), qui sont appelées dans les pratiques pertes de charge de l'installation.

La hauteur totale H_A , de l'installation est calculée à partir de ces quatre composantes.

- Démonstrations :

Etablir l'équation de Bernoulli entre A et B et on suppose que l'écoulement est parfait (cas parfait sans les pertes) :

$$H_A + \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} = -H_{a,r} + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g}$$

$H_A = 0 \rightarrow$ niveau zéro

$V_A = 0$ car $V_A \ll V_a$

Donc : $\frac{P_A}{\rho g} = -H_{a,r} + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} \dots \dots (1)$

On a : $P_A = P_D$ car la même pression dans les réservoirs.

Etablir l'équation de Bernoulli entre C et D :

$$H_c + \frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} = H + \frac{P_D}{\rho g} + \frac{V_D^2}{2g}$$

$H_c = 0 \Rightarrow$ Le niveau zéro de refoulement et $V_D = 0$ car $V_D \ll V_C$

$$\frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} = H + \frac{P_A}{\rho g}$$

Donc : $\frac{P_A}{\rho g} = \frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} - H \dots \dots (2)$

(1) = (2) $\frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} - H = -H_{a,r} + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g}$

$$\frac{P_r}{\rho g} - \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} - \frac{V_a^2}{2g} = -H_{a,r} + H$$

$$H - H_{a,r} = \frac{P_r - P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g}$$

$$H = H_{a,r} + \frac{P_r - P_a}{\rho \cdot g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \quad \text{II.9}$$

Si la hauteur est nulle entre la bride d'aspiration et la bride de refoulement (même niveau)

$H_{a,r} = 0$

Donc : $H = \frac{P_r - P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \quad \text{II.10}$

Remarque :

Dans le cas d'écoulement réel il faut ajouter à l'équation les pertes de charges donc elle devient :

$$H = H_{a,r} + \frac{(P_r - P_a)}{\rho \cdot g} + \frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2g} + H_v \quad \text{II.11}$$

Si la hauteur est nulle entre la bride d'aspiration et la bride de refoulement (même niveau)

$H_{a,r} = 0$

$$H = \frac{P_r - P_a}{\rho \cdot g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} + H_v \quad \text{II.12}$$

Dans le cas parfait on a la hauteur manométrique en (m) et les pressions en (pascal)

$$P = \rho \cdot g \cdot H \text{ (en Pascal)} \rightarrow H = \frac{P}{\rho g}$$

$$H = \frac{P_r - P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \quad \text{II.13}$$

Si on veut calculer la hauteur manométrique en (m) et les pressions en (bar) on a

$$P = \frac{H \cdot d}{10,2} \text{ en bar}$$

$$\Rightarrow H = \frac{P \cdot 10,2}{d}$$

\Rightarrow donc la formule de H devient

$$\Rightarrow H = \frac{\Delta P \cdot 10,2}{d} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \quad \text{II.14}$$

II.8.5.2.2. Pertes de charge :

II.8.5.2.2. 1. Pertes de charge H_v dans les tuyauteries droites (linéaire) :

Les pertes de charge d'un écoulement dans des tuyauteries droites, d'une section circulaire, vérifient en général l'équation suivante :

$$H_{v_l} = \lambda \left(\frac{L}{d} \right) \cdot \frac{V^2}{2g} \quad \text{II.15}$$

Le coefficient de frottement des tuyauteries λ dépend uniquement de l'écoulement du fluide véhiculé et de la rugosité relative d/k de la tuyauterie traversée. L'écoulement est caractérisé par le nombre de REYNOLDS (Re) selon la loi des modèles. Pour des tuyaux de section circulaire :

$$Re = V \cdot d / \nu \quad \text{II.16}$$

Pour des tuyaux hydrauliquement lisses (par exemple. tuyaux en métal étiré à chaud ou tuyaux en matière synthétique tels que PE ou PVC) ou dans le cas d'écoulement laminaire, λ peut être également déterminé par le calcul :

Dans la plage de l'écoulement laminaire, avec $Re < 2320$, λ est indépendant de la rugosité.

$$\lambda = 64/Re \quad \text{II.17}$$

Dans le cas d'un écoulement turbulent, avec $Re > 2320$, les relations dans les tuyaux hydrauliquement lisses sont données par l'équation:

$$\lambda = \frac{0,309}{\left(\lg \frac{Re}{7} \right)^2} \quad \text{II.18}$$

Le coefficient de frottement des tuyauteries λ dépend également d'un autre paramètre sans dimension de la rugosité relative de la paroi intérieure du tuyau d/k ; k étant la rugosité absolue moyenne de la paroi intérieure du tuyau, A noter que d et k doivent être de même dimension (par exemple en mm).

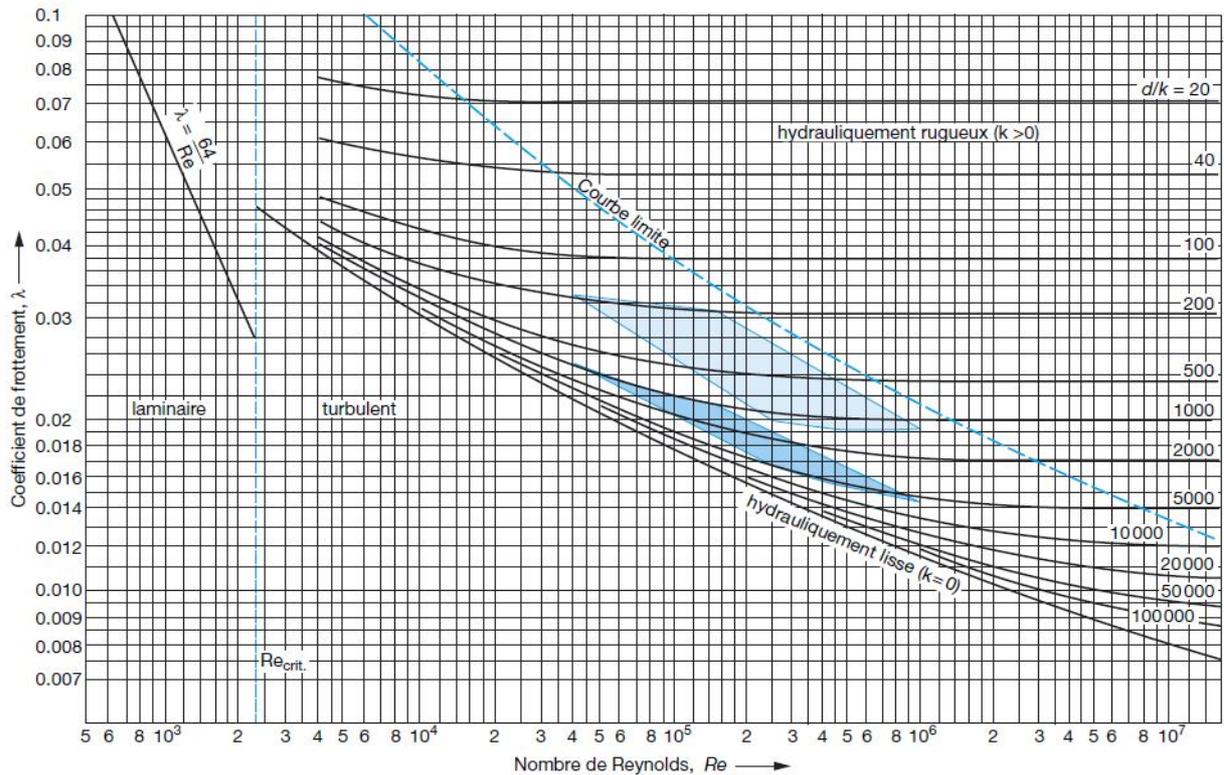


Figure II.22 : Coefficient de frottement dans les tuyauteries λ en fonction du nombre de REYNOLDS (Re) et de la rugosité relative d/k .

La figure II.23 montre, pour une utilisation pratique, les pertes de charge (H_v) par 100 m de tuyau métallique droit en fonction du débit (Q) et du diamètre intérieur (d). Les valeurs ne s'appliquent qu'à l'eau froide pure ou à des fluides de même viscosité cinématique, pour des tuyauteries totalement remplies et pour des rugosités absolues de la paroi intérieure de ($k = 0,05$ mm) .

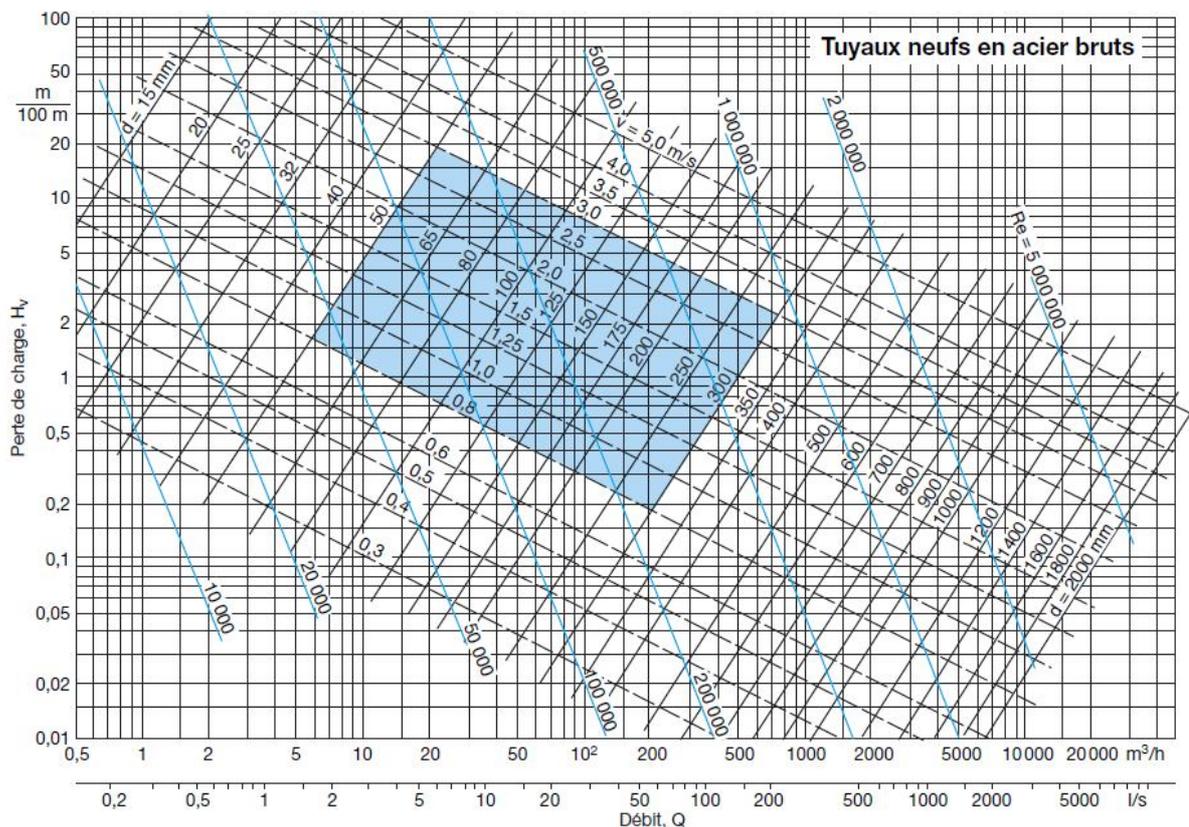


Figure II.23 : Pertes de charge H_v pour des tuyaux en acier ($k = 0,05$ mm).

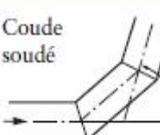
II.8.5.2.2.2. Pertes de charge H_v dans les robinetteries et les raccords de tuyauterie (singulière) :

Les pertes de charge H_v dans la robinetterie et les raccords de tuyauterie sont de la forme

$$Hv_s = \sum \varepsilon \frac{v^2}{2g} \quad \text{II.19}$$

Les valeurs minimales et maximales indiquées dans le (Tableau II.1) comprennent les valeurs caractéristiques des principaux ouvrages techniques et s'appliquent aux robinetteries totalement ouvertes et traversées par un flux régulier. Les pertes générées en aval d'une robinetterie sur une longueur de $12 \times DN$ sont dues à la régularisation de l'écoulement perturbée. Elles sont comprises dans les valeurs ε . Les valeurs peuvent être parfois très dispersées en fonction des conditions à l'entrée et à la sortie des variantes de construction et des objectifs de développement (robinetterie soit d'un faible prix soit avec économie d'énergie).

Tableau II.2: Coefficients de perte de charge ϵ dans les coudes.

Coude	α	15°		30°		45°		60°		90°	
		Surface lisse	rugueuse								
	ζ pour $R = 0$	0,07	0,10	0,14	0,20	0,25	0,35	0,50	0,70	1,15	1,30
	ζ pour $R = d$	0,03	-	0,07	-	0,14	0,34	0,19	0,46	0,21	0,51
	ζ pour $R = 2 d$	0,03	-	0,06	-	0,09	0,19	0,12	0,26	0,14	0,30
	ζ pour $R \geq 5 d$	0,03	-	0,06	-	0,08	0,16	0,10	0,20	0,10	0,20
	Nombre de cordons de soudure	-	-	-	-	2	-	3	-	3	-
	ζ	-	-	-	-	0,15	-	0,20	-	0,25	-

II.8.5.3. Courbes caractéristiques de réseau :

La courbe caractéristique de réseau est la représentation graphique de la hauteur manométrique totale de l'installation (H) nécessaire à l'installation en fonction du débit (Q). Elle se compose d'une composante statique et d'une composante dynamique (Figure II.28).

La composante statique est composée de deux parties indépendantes du débit à savoir la hauteur géométrique ($H_{\text{géo}}$) et la différence de hauteur manométrique $(P_r - P_a) / (\rho \cdot g)$ entre les réservoirs d'entrée et de sortie de l'installation. La différence de hauteur manométrique est nulle lorsque les deux réservoirs sont ouverts.

La composante dynamique est composée de la perte de charge (H_v) qui augmente de manière proportionnelle (au carré) du débit (Q) et de la différence des hauteurs dynamiques

$(V_r^2 - V_a^2) / 2g$ dans les sections d'entrée et de sortie de l'installation. Il suffit d'un point à $Q = 0$ et d'un point à $Q > 0$ pour calculer cette parabole.

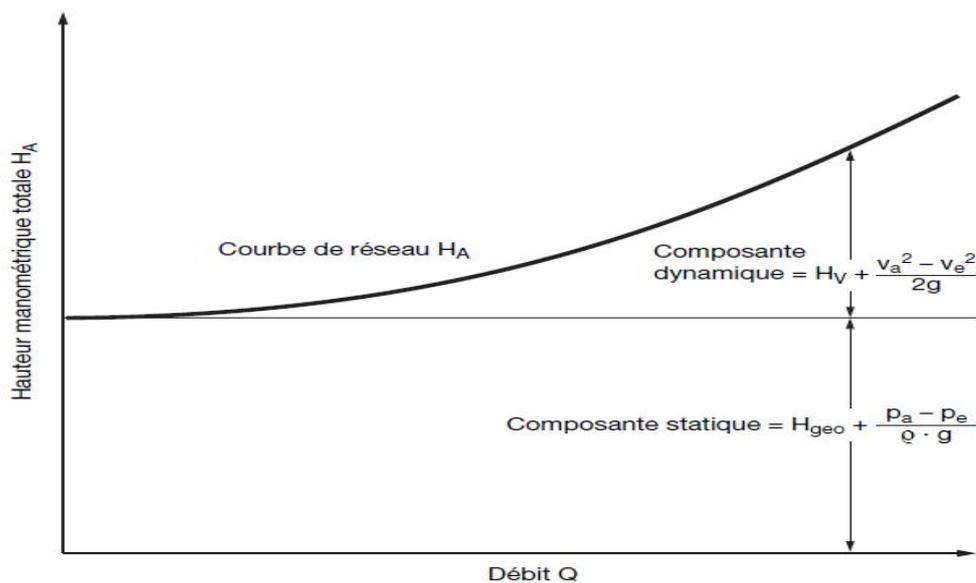


Figure II.25: Courbe caractéristique de réseau (H) avec composante statique et composante dynamique.

II.8.6. Point de fonctionnement : [7]

Le point de fonctionnement d'une pompe centrifuge est le point d'intersection de la courbe débit-hauteur de la pompe et de la courbe caractéristique de réseau par lequel le débit (Q) et la hauteur manométrique de la pompe (H) sont déterminés. Le point de fonctionnement ne peut être modifié que par la modification de la courbe caractéristique de réseau ou par celle de la courbe débit-hauteur de la pompe.

Une courbe caractéristique de réseau ne peut être modifiée dans le cas du refoulement de l'eau que par :

- la modification des résistances à l'écoulement (par exemple. par le réglage d'un organe d'étranglement, le montage d'un diaphragme ou d'un by pass, mais aussi par des transformations ou des incrustations des tuyauteries) ;
- la modification de la composante statique de la hauteur manométrique (par exemple. par la modification du niveau d'eau ou de la pression du réservoir).

Une courbe débit-hauteur peut être modifiée par :

- la variation de la vitesse de rotation ;
- la mise en route ou l'arrêt d'une pompe fonctionnant en parallèle ou en série ;
- dans le cas des pompes à roues radiales, par la modification du diamètre extérieur ;
- dans le cas des pompes à roues semi-axiales, par le montage en amont ou le réglage d'un régulateur de pré-rotation ;
- dans le cas des pompes à hélice, par le réglage de l'angle de réglage des pales d'hélice ;

Remarque : Les effets de ces mesures sur la modification de la courbe caractéristique ne peuvent être prévus que pour un fonctionnement sans cavitation.

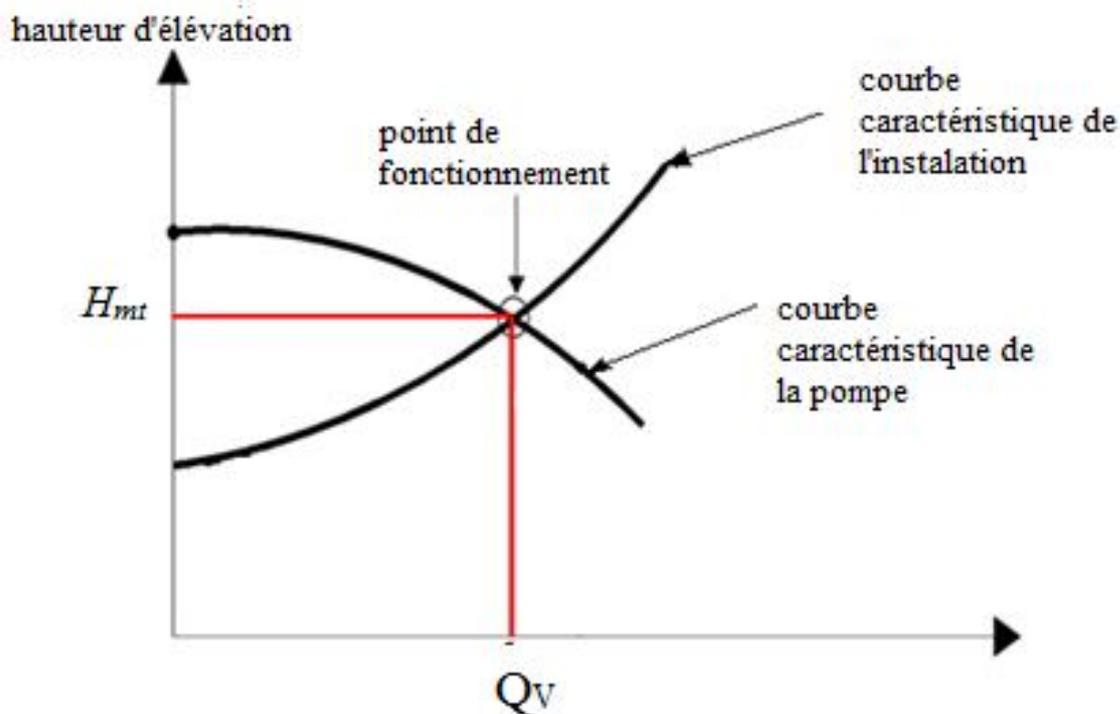


Figure II.26: Point de fonctionnement.

***Chapitre III: Fonctionnement et
dysfonctionnement d'une pompe
centrifuge***

III.1.Fonctionnement D'une Pompe Centrifuge :

Les pompes ont pour fonction d'augmenter la pression du fluide et de générer un débit. Nous pouvons classer le processus en trois étapes :

1. Aspiration : la pompe étant amorcée (c'est à dire pleine de liquide), la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente, et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue, engendrant ainsi une aspiration et le maintien de l'amorçage.

2. Accélération: la rotation augmente la vitesse du fluide, tandis que la force centrifuge qui le comprime sur la périphérie augmente sa pression. Les aubes sont le plus souvent incurvées et inclinées vers l'arrière par rapport au sens de rotation, mais ce n'est pas une obligation.

Dans un même corps de pompe on peut monter des roues différentes en fonction des caractéristiques du fluide.

3. Refoulement: dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression: l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression.

III.1.1.Mise en place d'une pompe centrifuge ^[4]

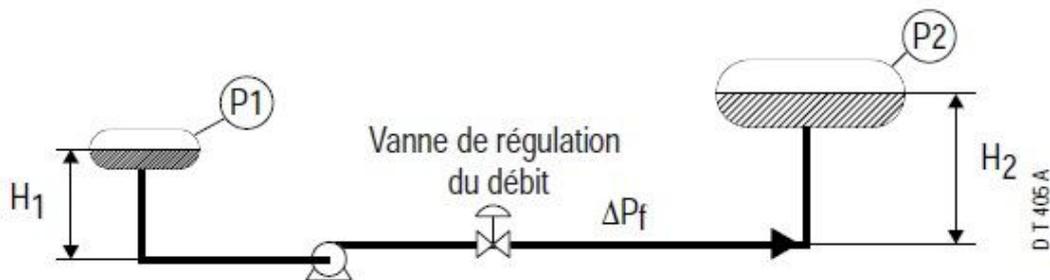


Figure III.1 : Mise en place d'une pompe centrifuge.

La pompe doit fournir au fluide une énergie suffisante pour vaincre

- La variation d' hauteur : $H_2 - H_1 = \Delta H$
- La variation de pression : $P_2 - P_1 = \Delta P$
- Les pertes de charge dans la ligne ΔP_f

Les 2 premiers facteurs sont généralement constants, car liés aux procédés et à l'installation.

Les pertes de charge sont proportionnelles au carré du débit et dépendent de la vanne de réglage.

On peut présenter l'énergie demandée par le circuit, aussi appelée résistance de circuit, par une courbe ayant l'allure suivante :

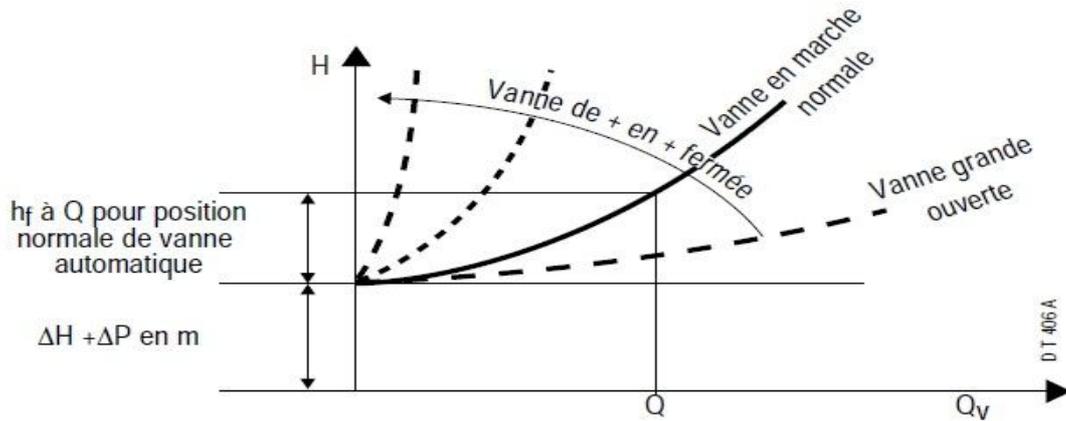


Figure III.2 : Caractéristique du circuit.

III.1.2. Association de pompes centrifuges :

- Pompes en parallèle :

Lorsque l'on met deux pompes en parallèle, les débits s'ajoutent. Ainsi, on peut reconstruire la caractéristique de l'ensemble des deux pompes en sommant le débit pour une hauteur manométrique donnée. En Figure III.3, trois pompes identiques sont mises en parallèles. Les caractéristiques pour une pompe, puis deux et trois pompes en parallèle sont tracées. Il est à noter que le rendement ne change pas.

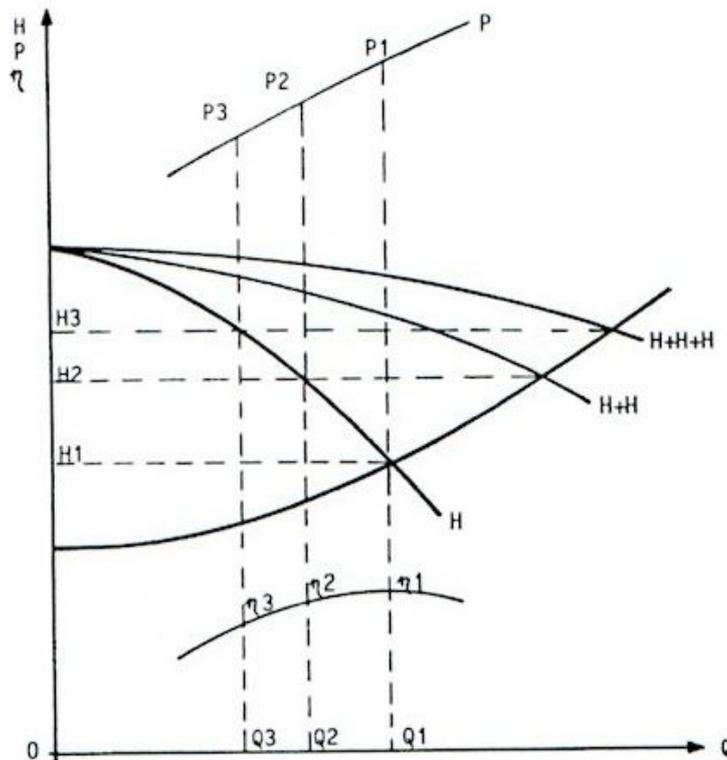


Figure III.3 : Pompes identiques en parallèles

Lorsque les pompes sont différentes, Figure III.4, il faut veiller à ce que les pompes délivrent des hauteurs manométriques proches.

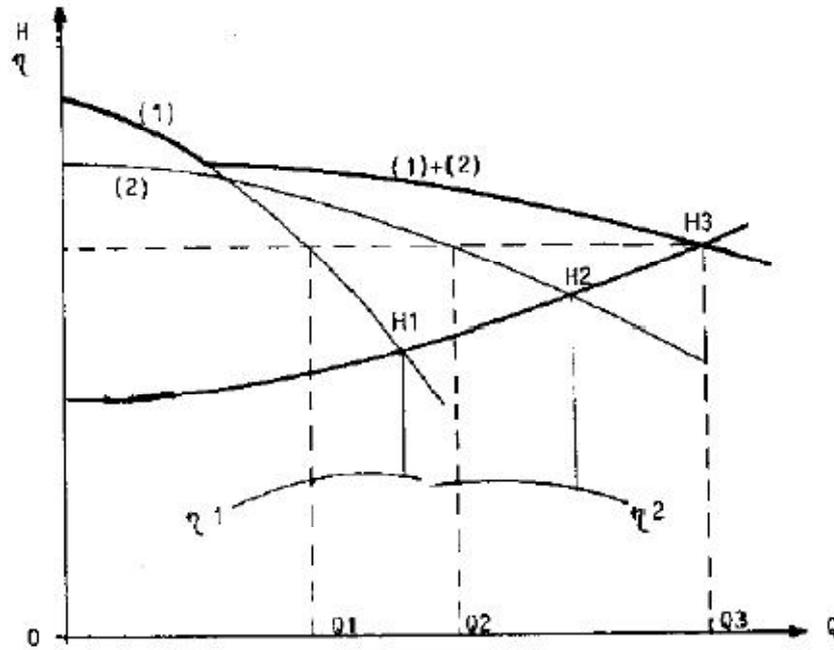


Figure III.4 : Pompes différentes en parallèles

- Pompes en série :

Lorsque les pompes sont en série, il faut ajouter la hauteur manométrique. On retrouve ce cas dans les pompes multicellulaires.

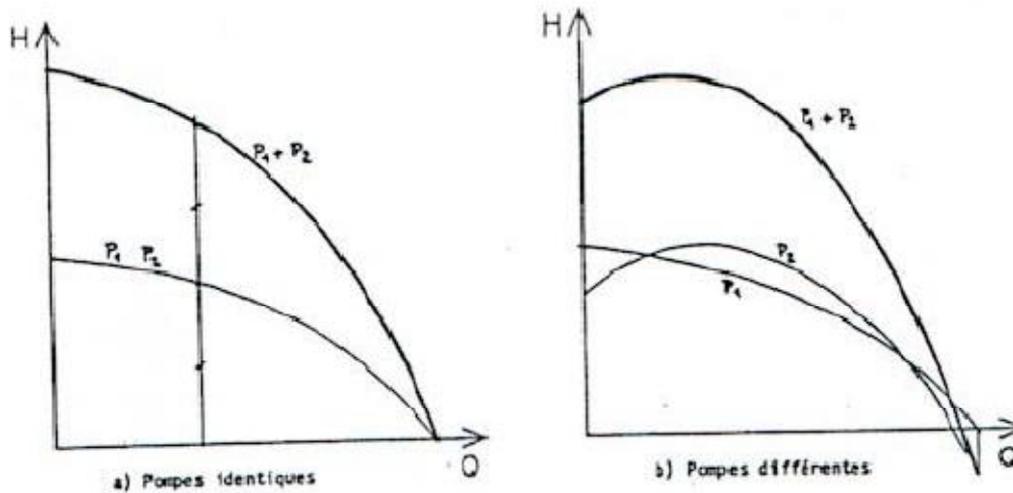


Figure III.5 : Caractéristiques de deux pompes fonctionnant en série

III.1.3. Fonctionnement de la pompe et précautions à prendre ^[8] :

1- Opérations à effectuer avant démarrage :

- 1). Vérifier si la quantité correcte de graisse et lubrifiant est fournie dans le palier. À l'égard de la jauge d'huile, le niveau d'huile doit se trouver autour de la ligne rouge.
- 2). Ouvrir complètement les soupapes prévues sur la tuyauterie d'aspiration .nettoyer la fosse d'aspiration.
- 3). Faire tourner la pompe à la main et s'assurer qu'elle tourne sagement

2- Procédés de démarrage :

- 1). Donner une impulsion de marche en fermant et en ouvrant instantanément l'interrupteur de pompe et constater que le sens de rotation est conforme à la direction indiquée par flèche. (Si les connexions des fils ne sont pas changées, ce contrôle est seulement nécessaire lors de l'installation).
- 2). Amorcer la pompe avec suffisamment. Etant donné que cette pompe est de type à amorçage forcé, ouvrir le robinet d'aspiration qui se trouve sur la haut du corps pour vérifier si le corps est rempli d'eau.
- 3). Si la soupape d'aspiration est montée, ne pas manquer de la maintenir complètement ouverte.
- 4). Mettre en marche le générateur de force motrice. Vérifier que le manomètre indique la pression spécifiée.

3- Procédés durant le fonctionnement :

- 1). pression quantité de pompage et courant électrique examiner si la capacité de la pompe à pression et le courant électrique montrent une fluctuation remarquable. la fluctuation remarquable est souvent causée par l'aspiration d'air ou l'engagement de corps étrangers solides dans le rotor.
- 2). Visite pour bruit : si de l'air ou des corps étranglés solides entrent dans le tuyau d'aspiration, un bruit anormal est souvent causé. Il y a des cas où il est accompagné de vibration.
- 3). Visite pour vibration : Vérifier le moteur d'amorçage et la pompe pour vibration anormale.
- 4). Visite de presse-étoupe : l'eau d'étanchéité envoyée au presse-étoupe doit être propre. Vérifier si la pression d'eau d'étanchéité n'est pas trop haute, ou si la garniture n'est serrée ni excessivement ni unilatéralement, ou si, par suite, un sur-chauffage n'est pas causé par un égouttement défectueux. Régler la soupape de sorte qu'une faible quantité d'eau s'égoutte en tout temps du presse-étoupe. Si la fuite d'eau importante à la garniture d'étanchéité, la serrer solidement ou la remplacer s'il y a lieu.
- 5). Visite de palier : Vérifier également si la température du palier est normale. Tout va bien si la température du palier est au-dessous de la température ambiante (+40°C).

4- Procédés d'arrêt :

Arrêter la marche de la pompe selon les procédés suivants :

- 1). fermer le robinet du manomètre et de l'indicateur de pression compound.
- 2). arrêter le moteur électrique ou le moteur diesel, suivant lequel est utilisé.

III.1.4. Circulation du liquide dans la pompe centrifuge ^[3] :

Le fluide pompé entre dans la pompe par la tubulure d'aspiration, et arrive à l'ouïe de la roue. Il entre ensuite dans la roue ou impulseur, qui lui apporte de l'énergie de vitesse et de pression. Puis il est guidé à l'intérieur de la roue par les flasques entre lesquelles sont disposées des aubes. À la sortie de l'impulseur, le liquide est collecté dans la volute intégrée au corps de pompe qui le dirige vers la tubulure de refoulement. La volute de section croissante transforme une part de la vitesse acquise dans la roue en pression.

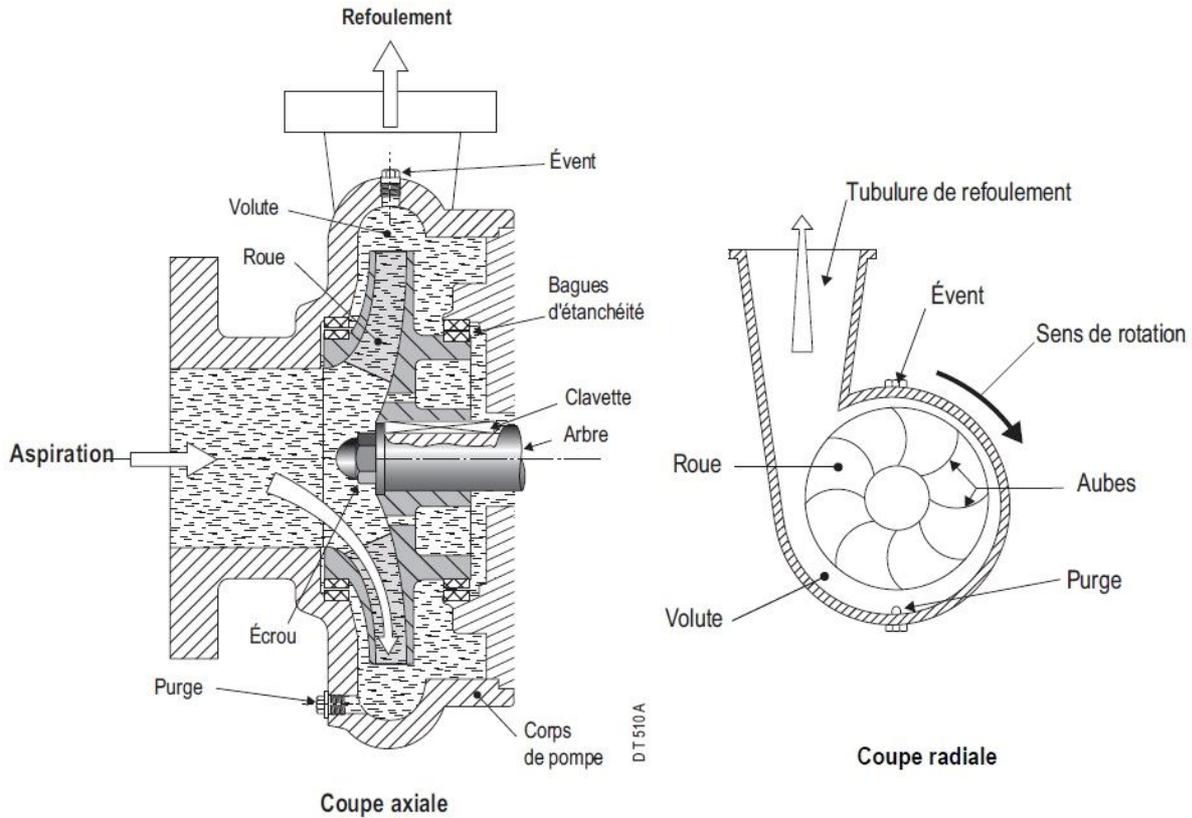


Figure III.6: Circulation du liquide et les pièces hydrauliques d'une pompe centrifuge simple^[3]

III.1.5. Evolution de la pression et de la vitesse dans une pompe.^[3]

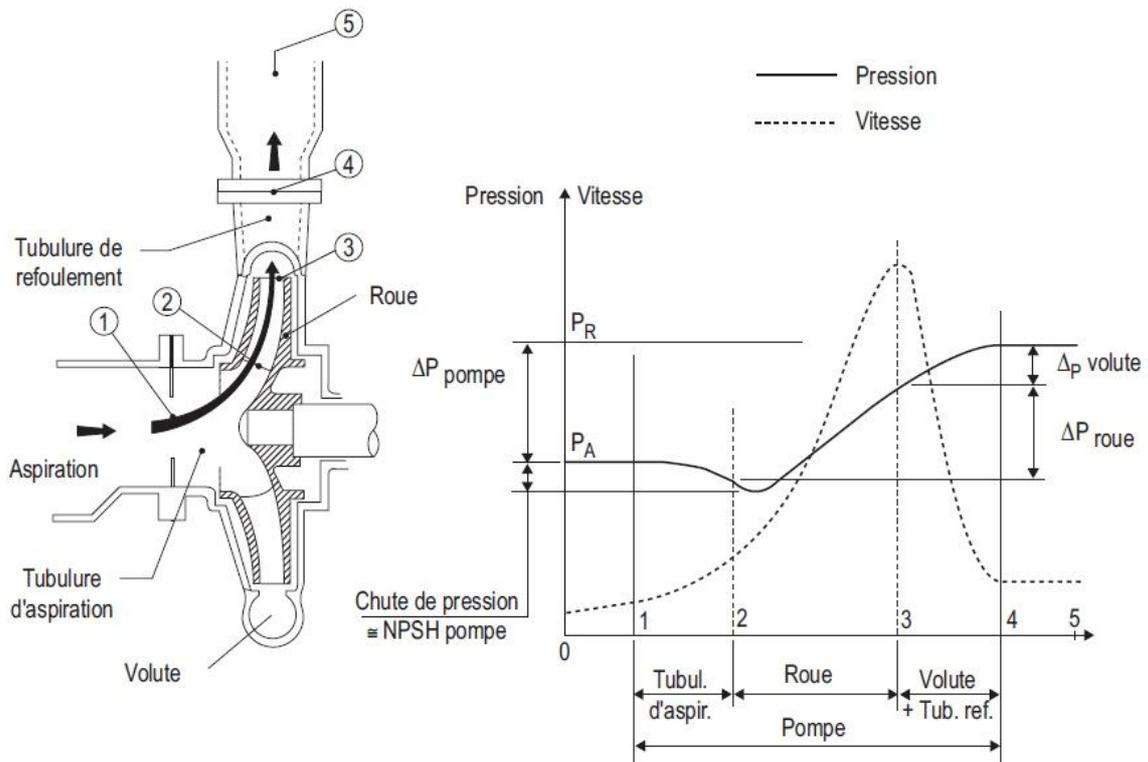


Figure III.7: Schéma montrant l'évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe.

On peut noter que :

- la vitesse à l'entrée de la pompe est de l'ordre de 1 m/s à 2 m/s, la vitesse à la sortie autour de 3 à 7 m/s.
- la vitesse en sortie de roue est de l'ordre de grandeur de la vitesse périphérique c'est-à-dire entre 20 et 50 m/s.
- la pression d'aspiration dépend de l'installation
- la volute, comportant une section de passage croissante, permet un ralentissement du liquide et la transformation de l'énergie de vitesse en énergie de pression (ce gain de pression constitue une part importante de la pression totale fournie par la pompe).
- la mise en vitesse, les pertes de charge dans la tubulure d'aspiration et les chocs du liquide contre les aubages occasionnent une chute de pression à l'entrée de la roue. Cette chute de pression, exprimée en mètre de liquide, est appelée le NPSH de la pompe ou NPSH requis.

III.1.6. Variation des caractéristiques ^[3]

Les pompes centrifuges doivent s'adapter aux conditions d'exploitation de l'installation. On utilise pour cela généralement une vanne sur le circuit de refoulement. Cette solution par vanne peut s'avérer onéreuse ou peu fiable. Il faut donc parfois adapter les pompes centrifuges à une nouvelle fonction de pompage soit en modifiant le diamètre de leur roue, soit en modifiant la vitesse de rotation. Les caractéristiques sont également liées à la viscosité du produit pompé.

III.1.6.1. Réduction du diamètre des roues (rognage) ^[3]

Modifier le diamètre de roue revient à modifier la hauteur et le débit de la pompe. Un rognage (réduction du diamètre), entraîne une réduction notable de la puissance. Cette solution est cependant irréversible et demande donc une certaine prudence sur la valeur à rogner.

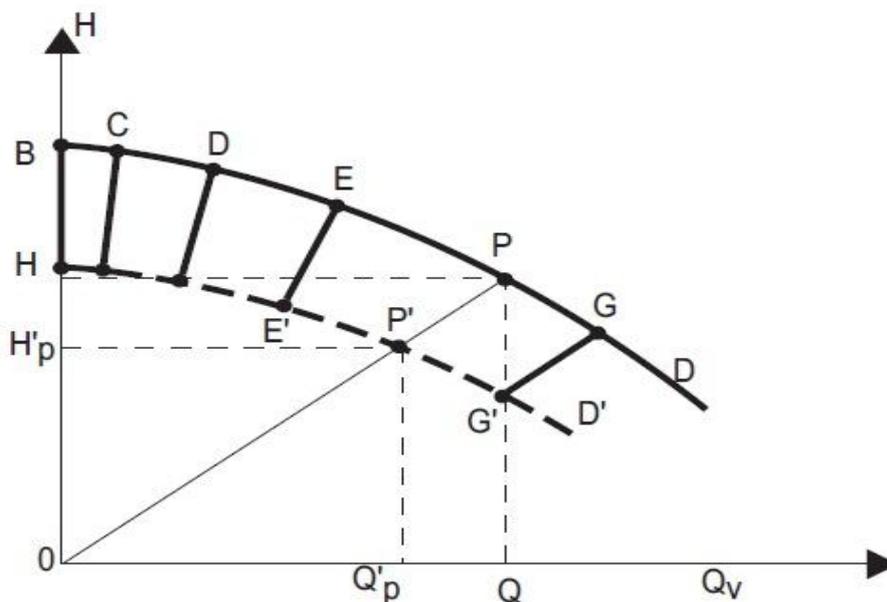


Figure III.8: Courbe caractéristique de la hauteur par rapport au diamètre.

En première approximation la caractéristique de hauteur pour un diamètre D' déduite point par point de la caractéristique pour le diamètre D par les formules suivantes :

$$\frac{Q'}{Q} \approx \left[\frac{D'}{D} \right]^2 \quad \frac{H'}{H} \approx \left[\frac{D'}{D} \right]^2$$

En fait, la démarche habituelle est de déterminer le rognage à effectuer à partir d'un point de fonctionnement désiré P', défini par une hauteur d'élévation H'P et un débit Q'P. La droite OP' coupe la courbe de hauteur de la roue, fournie par le constructeur, en P.

Dans ce cas, le rapport des diamètres est en première approximation égal à :

$$\frac{D'}{D} \approx \sqrt{\frac{OP'}{OP}}$$

III.1.6.2. Modification de la vitesse de rotation ^[3]

Un changement de la vitesse de rotation conduit à modifier la courbe caractéristique hauteur d'élévation-débit de la pompe suivant les règles suivantes :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Et} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

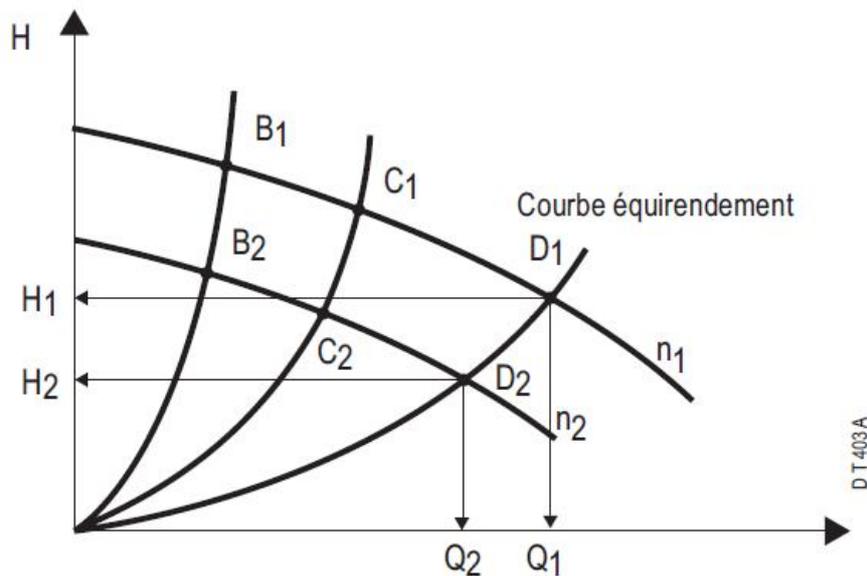


Figure III.9: Courbe caractéristique hauteur d'élévation-débit de la pompe.

La variation de la vitesse permet de faire varier le débit sur une très large plage. L'investissement et l'exploitation d'un système de variation de vitesse ne se justifie cependant pas souvent sur un plan économique.

On peut représenter l'énergie demandée par le circuit par une courbe ayant l'allure suivante :

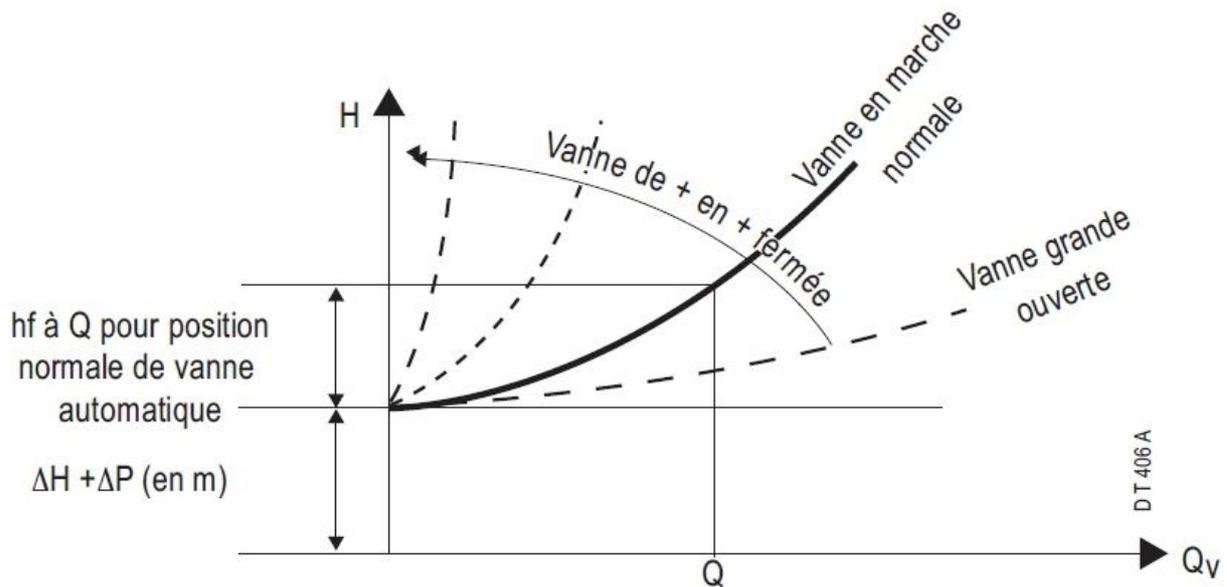


Figure III.10: Courbe caractéristique de résistance du circuit.

III.1.7. Hauteur d'élévation créée par une pompe centrifuge :

L'énergie que fournit la pompe au liquide se présente au liquide sous deux formes :

- L'énergie de pression, correspondant à l'augmentation de pression dans la pompe.
- L'énergie cinétique, correspondant à l'augmentation de vitesse du liquide entre l'aspiration et le refoulement. V_{Ref}

L'énergie de la pompe fournit au fluide est appelée hauteur d'élévation et s'exprime, en mètre de liquide, de façon suivante :

$$H_{\text{élévation}} = \frac{\Delta P \times 10.2}{d} + \frac{V_{Ref}^2 - V_{Asp}^2}{20}$$

Energie
fournie par la
pompe au
liquide en
mètres

Energie due à
l'accroissement de
pression dans la pompe

Différence d'énergie cinétique
entre le refoulement et
l'aspiration

Avec :

- V : vitesse en m/s
- ΔP : pression en bar
- d : densité du liquide

Dans nombreux cas la différence d'énergie cinétique est négligeable au regard de l'augmentation de pression.

La mesure des pressions doit se faire dans un même plan de référence. Si les manomètres ne sont pas au même niveau il faut corriger la hauteur d'élévation de la différence de niveau.

La variation de la hauteur d'élévation en fonction du débit caractéristique de la pompe : la courbe représentant la variation e hauteur en fonction de débit s'appelle " la caractéristique « hauteur d'élévation $H(Q)$ de la pompe » ". Pour chaque pompe, une courbe est fournie par le constructeur. Elle a été établie par un essai de la pompe sur un banc.

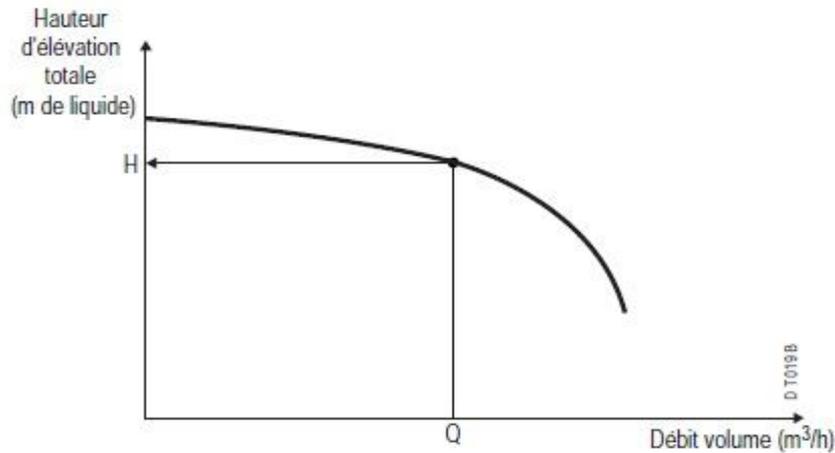


Figure III.11 : Courbe caractéristique hauteur d'élévation fonction du débit volume.

Selon le type de la pompe, la courbe caractéristique peut prendre diverses allures. Les formes de la roue, le nombre et l'inclinaison des aubages, la volute permettent au constructeur d'adapter la caractéristique aux exigences de l'utilisateur.

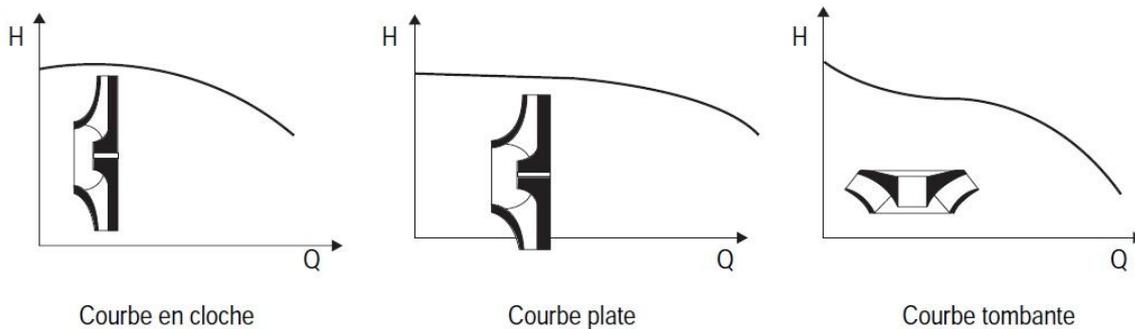


Figure III.12 : Types des courbes plus courantes dans les pompes procédés

- Les courbes les plus courantes dans les pompes procédés sont de type "plate" ou "en cloche".

III.2. Dysfonctionnement d'une pompe centrifuge : ^[1]

La rupture du fonctionnement d'une pompe peut être causée par plusieurs facteurs ; à savoir :

- 🔧 **Surcharge** : Une pompe est choisie d'après certaines conditions spécifiques telles que débits, pression, vitesse... qu'elle peut fonctionner de temps à autre en surcharge. Mais si on oublie que ce service devrait être rendu occasionnellement, et qu'on la fait tourner 24 heures par jour sous ce régime, on obtient une rupture de l'arbre ou des paliers grillés.
- 🔧 **Mauvais graissage** : Si on fait tourner une pompe avec des paliers sans graisse, on finit par un arrêt brutal ; dans ce cas, on s'aperçoit souvent de l'absence de graisseur sur la

pompe ou sur la pompe concernée n'est pas inscrite dans le plan de graissage. Le fiabiliste doit veiller à la présence des graisseurs le cas échéant ou les retirer dans le cas des roulements graissés à vie.

- ✚ Fluide inadapté : Si on modifie le critère de pompage en changeant la nature du fluide à véhiculer ou en augmentant la température, les matériaux peuvent ne pas être adaptés ; la pompe risque d'être détruite.
- ✚ Fonctionnement à vide : En cas d'absence de contrôle de démarrage, la vanne de refoulement étant fermée, ainsi que la vanne de by-pass, la pompe peut fonctionner à vide ; le débit est nul, toute la puissance fournie se transforme en chaleur. Et puisque le liquide ne circule pas, la chaleur produite ne peut être évacuée. Dans ce cas la roue et la garniture seront endommagées.
- ✚ Mauvais alignement : La pompe et le moteur ne sont pas exactement en face par le défaut de l'accouplement, défaut de fixation ou de fondation. Les paliers et l'arbre seront soumis à des vibrations et finiront par se casser.
- ✚ Fuite : Le liquide fuit. Si le liquide est acide, les pièces métalliques extérieures qui sont différentes de la partie hydraulique seront attaquées et rongées. Une fuite abondante provient de l'usure de la garniture ou d'un défaut de tresse.
- ✚ Corps étranger : Des particules solides peuvent s'introduire dans le liquide s'il n'y a pas de crépine d'aspiration ou de protection à l'entrée. Elles peuvent détruire les pièces hydrauliques.
- ✚ Contraintes des tuyauteries : Si les brides des tuyauteries d'aspiration et de refoulement ne sont pas en face de celles de la pompe et si le montage se fait en forçant sur les tuyauteries, une traction anormale s'exerce sur la pompe. Cette traction peut causer des déformations externe et interne de la pompe et un frottement de la roue sur le corps de la pompe. Cela entraînera le blocage de la pompe, l'usinage du corps de la pompe ou la brisure des tubulures d'aspiration et de refoulement.
- ✚ Cavitation : Lorsque l'on aspire un liquide dans un conduit on crée une dépression, si cette baisse de pression fait descendre la pression du liquide au-dessous de sa pression de vapeur saturante, le liquide se met en ébullition. (Production de vapeur), on appelle ce phénomène la cavitation. Ce phénomène s'accompagne souvent par de bruits violents et de vibrations importantes. Les effets de la cavitation sont nombreux selon le produit (température, tension de vapeur, densité) et le type de pompe (caractéristiques de fonctionnement et matériaux constitutifs).

III.2.1. Description de phénomène de cavitation et Le NPSH dans les pompes :

III.2.1.1. Cavitation : ^[5]

Mécaniquement, on peut définir la cavitation par la rupture du milieu continu de liquide sous l'effet de contraintes excessives. Physiquement, La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Ce phénomène se manifeste par la formation au sein de l'écoulement, de bulles, de poches, de tourbillons ou de torches de vapeur. Dans les pompes, ces structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de roue, et sont transportées dans les zones à plus haute pression. Sous l'action du gradient de pression, Elles implosent dès que la pression locale dans l'écoulement redevient supérieure à la pression de vapeur. Ces implosions produisent des micro-jets et des surpressions (onde de choc). ^[5]



Figure III.13: *Photo illustrant la cavitation sur un impulseur.*

III.2.1.2. Types de cavitation : ^[9]

- a) Des poches de cavitation fixes, attachées aux pales. Ce type de poches est stable et quasi-stationnaire. L'interface entre le liquide et la vapeur peut être lisse et transparente, comme elle peut ressembler à la surface libre d'une eau en ébullition ;
- b) La cavitation due au vortex localisé à la périphérie de pales tournante ;
- c) Des bulles de vapeur formant un nuage et entourées par une enveloppe extérieure. Elles sont produites par une vorticité au sein de l'écoulement. Elles causent de fortes vibrations, une importante érosion et un bruit intense ;
- d) Des bulles ou des poches de cavitation en déplacement instationnaire dans le liquide en mouvement.

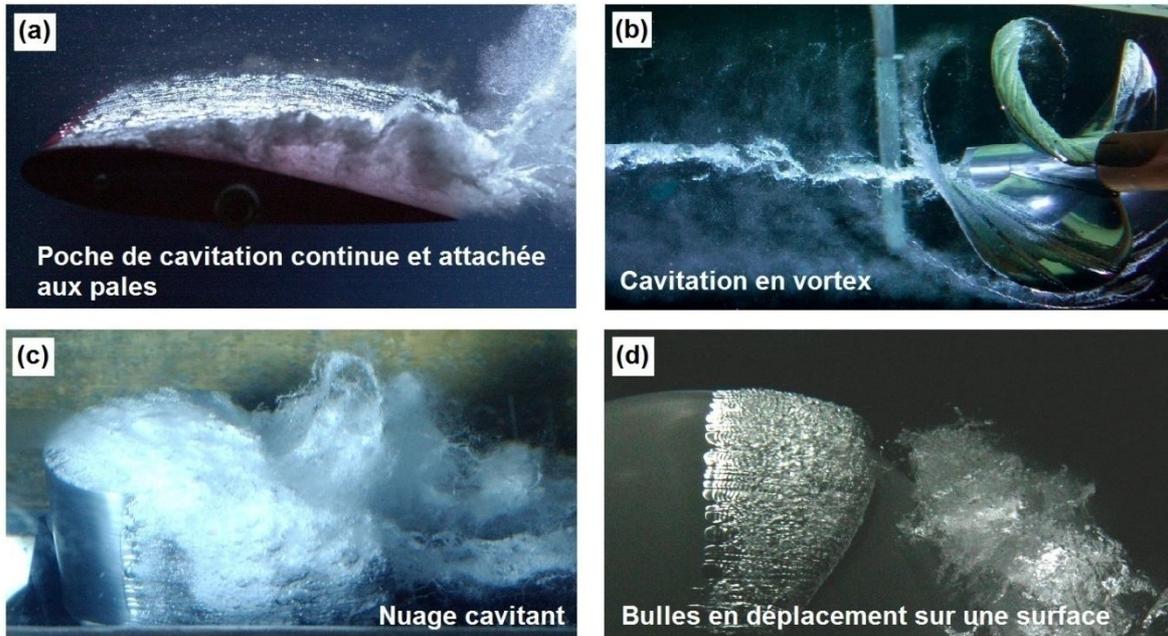


Figure III.14: *Visualisation de différents types de cavitation.*

III.2.1.3. Effets de la cavitation : ^[9]

La cavitation peut avoir à la fois des aspects désirés et non désirés. Elle peut être utile via la génération de microbulles par exemple pour le nettoyage d'objets, en tant que catalyseur de certaines réactions chimiques, ou pour réduire la force de traînée. On peut dans ce contexte-là évoquer la cavitation acoustique qui est caractérisée par l'apparition d'une population de bulles de gaz, sous l'influence d'une onde acoustique et dont les conséquences physico-chimiques sont recherchées dans certains milieux réactionnels. Dans les pompes, elle engendre une baisse des performances et l'apparition de forces in stationnaires qui peuvent avoir plusieurs effets néfastes sur leurs composantes : l'érosion, le bruit et les vibrations.

- L'érosion des surfaces : l'implosion des bulles est un phénomène violent qui induit une érosion des surfaces à proximité et une génération de bruit très caractéristique. Sous certaines conditions, les bulles de vapeur implosent, engendrant des températures et des pressions localement très élevées ainsi que des chocs et des jets liquides violents au voisinage des parois solides. Des ondes de pression accompagnées d'émission d'électrons, viennent frapper les surfaces et provoquent des fusions locales et des microfissures de fatigue. Ces conditions extrêmes sont responsables d'un grand nombre d'effets physico-chimiques : réactions chimiques accélérées ou inusuelles dans certains milieux réactifs, émulsification cristallisation/précipitation, désagglomération, risque d'oxydation du fluide et descellement des cristaux de métal. Ce dernier phénomène est aggravé par une nature corrosive du fluide, par échauffement excessif du fluide, par vibrations mécaniques ou par présence de particules solides dans l'écoulement.

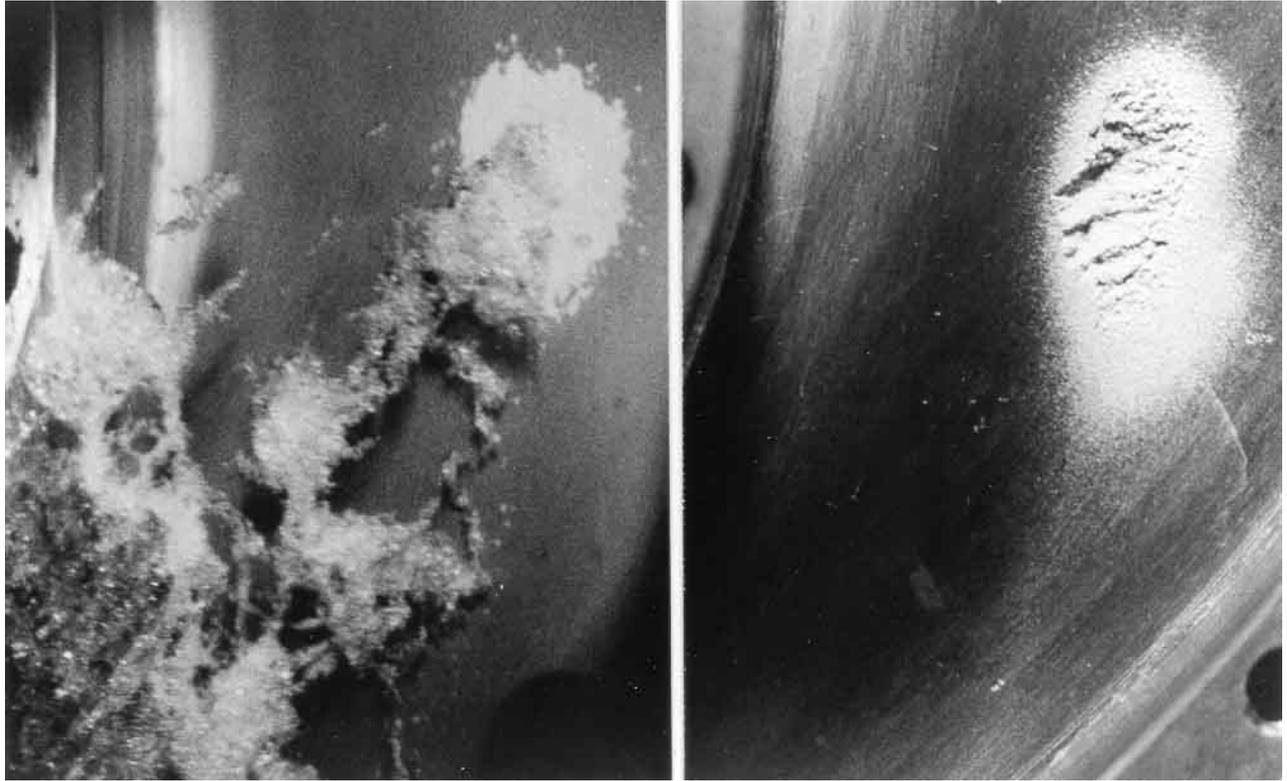


Figure III.15: *Erosion d'un impulseur exposée à la cavitation.*



Figure III.16: *Usure par cavitation d'un impulseur de pompe centrifuge.*

- Le bruit de cavitation : Dans les roues, les sources de bruit sont de natures diverses. Elles sont d'origine hydraulique ou mécanique. Ces dernières peuvent être occasionnées par des balourds, des dissymétries des coussinets, les roulements... Quant au bruit hydraulique, il peut être dû au défilement des pales, à la présence d'un diffuseur, aux imperfections de réalisation de la roue, à une non-uniformité du champ de vitesse à l'entrée (à cause de la forme du canal d'amenée ou d'une présence de croisillon par exemple), aux tourbillons de Karman causés par la présence d'obstacles

dans l'écoulement, au fonctionnement en régime désadapté (surtout en sous-débit) et enfin à la cavitation.

- La chute des performances : à cause de l'effet de blocage spatial qu'une importante cavitation génère dans l'écoulement, les performances d'une pompe (hauteur énergétique et rendement) peuvent chuter brutalement. En effet, la cavitation se manifeste par un blocage du débit qui modifie l'angle de déflexion du liquide. La pompe opère alors hors conditions opératoires nominales.

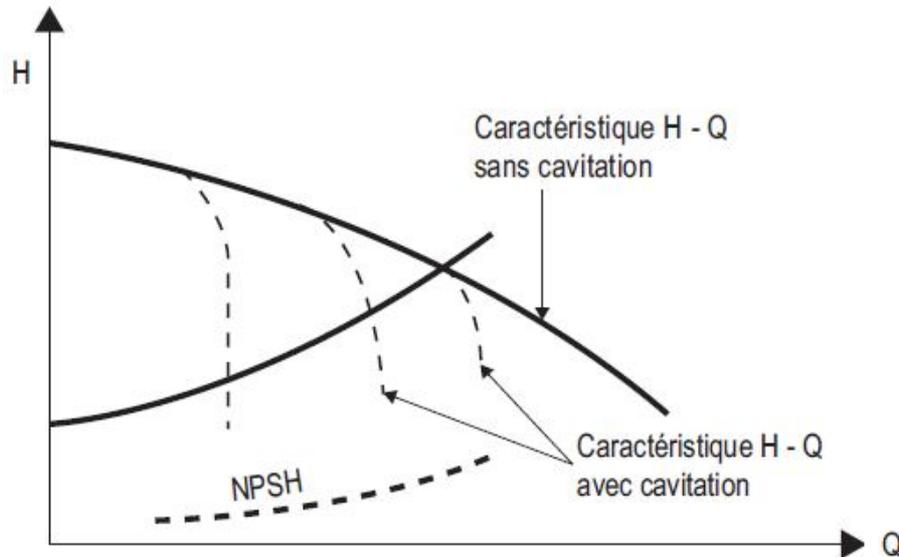


Figure III.17: Evolution de la hauteur énergétique et du rendement en fonction du débit pour des pompes en régimes cavitant et non cavitant.

III.2.1.4. La cavitation dans une pompe centrifuge :

Quand un liquide coule dans un tuyau d'aspiration et qu'il pénètre dans l'ouïe de l'impulseur, sa vitesse augmente ; ce qui amène une réduction de pression. Si cette pression descend en dessous de la tension de vapeur (T_v) correspondant à la température du liquide, celui-ci va se vaporiser et le courant qui s'écoule consistera à la fois de liquides et de poches de vapeur. Continuant son mouvement dans l'impulseur, le liquide arrive à une zone de pression plus élevée et les cavités de vapeur disparaissent. C'est cette disparition de poches de vapeur qui cause le bruit relié à la cavitation. La cavitation peut varier de très légère à très forte :

- Dans le premier cas, le seul effet est une baisse d'efficacité.
- Dans le deuxième cas, une forte cavitation est très bruyante et peut briser l'impulseur de la pompe ou d'autres parties.

III.3.1. NPSH (Net Positive Suction Head) : ^[10]

NPSH exprime la capacité d'aspiration de la pompe associée à la pression de vapeur. On l'utilise pour calculer la pression d'aspiration nécessaire à une pompe pour éviter la cavitation.

Le coût d'une station de pompage est directement lié à la hauteur de charge nette à l'aspiration (Net Positive Suction Head) connue sous le nom de NPSH :

- de la pompe NPSH requis,
- de l'installation NPSH disponible.

Le $NPSH_{disp}$ dépend uniquement de l'installation, pour sa partie située en amont de la pompe et des conditions opératoires ; c'est le $NPSH$ disponible qui peut se déterminer par le calcul dans le cas de conception d'installation.

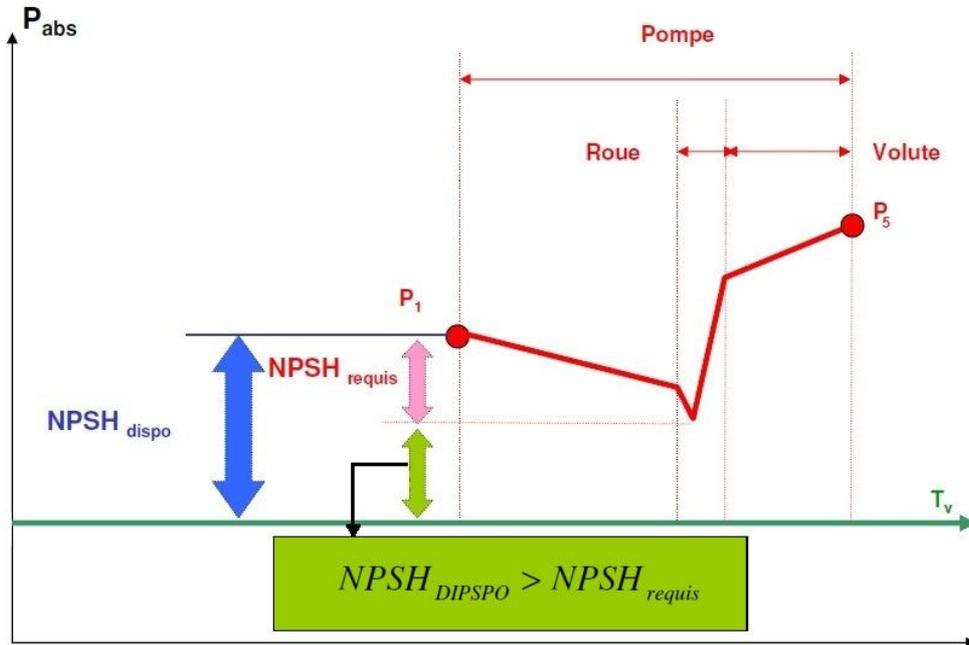


Figure III.18: Schémas représentant le $NPSH$ disponible.

Le $NPSH_{requis}$ est exprimé en mètre, il dépend du débit de la pompe, car la chute de pression est notamment liée aux chocs et aux turbulences à l'entrée de la roue.

La courbe caractéristique du $NPSH_{requis}$, qui est fournie par le constructeur, est représentée par la figure suivante :

La caractéristique du $NPSH$ requis, qui est fournie par le constructeur, a une forme en général parabolique :

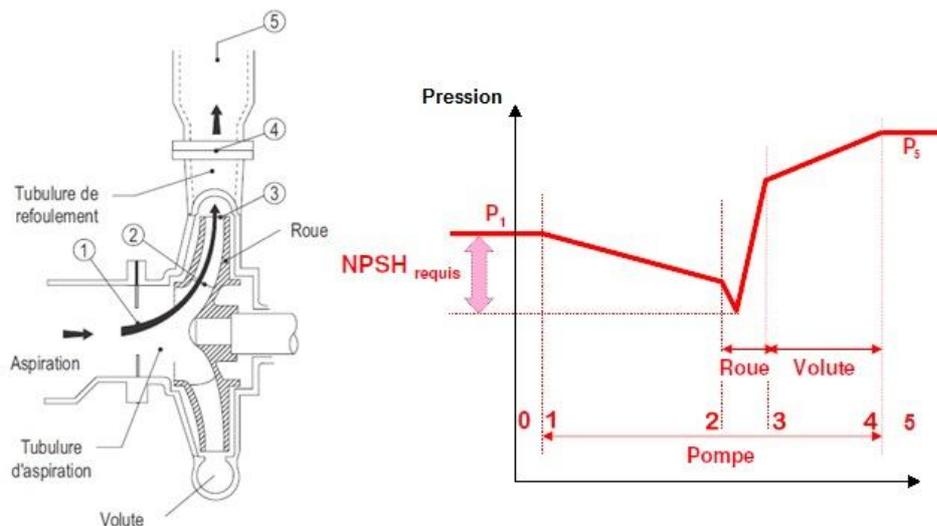


Figure III.19: Courbe représentante le $NPSH$ requis.

III.3.2. Conditions de cavitation :

La vaporisation se produit si la pression dans le liquide est inférieure à sa tension de vapeur. L'entrée de l'impulseur est l'endroit où la pression est la plus faible donc où le risque de vaporisation est le plus grand. Pour éviter la vaporisation du liquide il faut que :

$$P_{\text{aspiration}} - \text{NPSH} > T_V$$

(Valeurs exprimées en mètre ou en bar absolu).

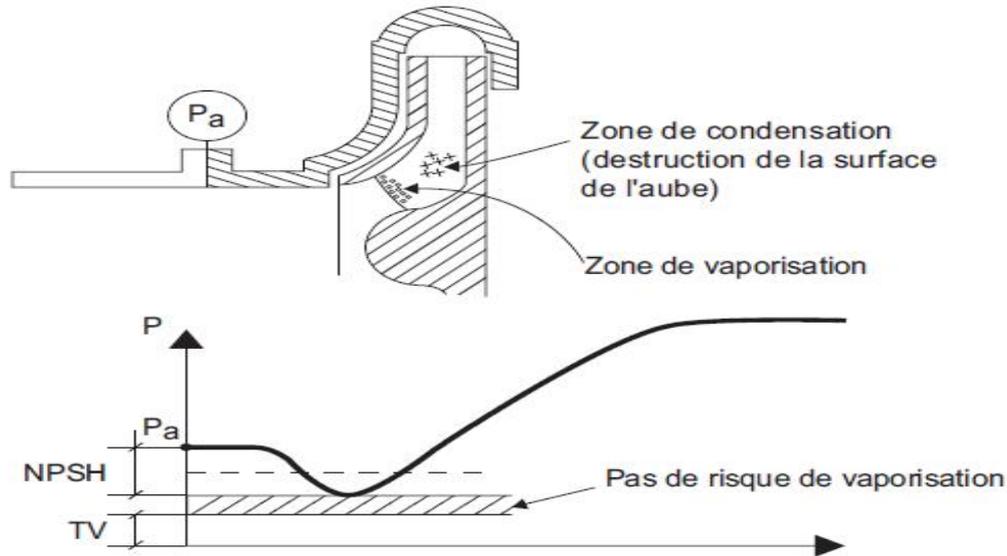


Figure III.20: Schéma représentant la chute de pression au premier contact du fluide avec l'impulseur.

Tout ce qui tend à diminuer la pression d'aspiration ou à augmenter la température rapproche le liquide de ses conditions de vaporisation. C'est le cas d'une baisse de niveau dans le ballon d'aspiration ou de l'augmentation de pertes de charge dans la ligne d'aspiration (vanne partiellement fermée, filtre encrassé). C'est aussi le cas d'un réchauffement (par le soleil généralement) de la ligne d'aspiration.

L'augmentation du NPSH rapproche également la pompe de la cavitation ce qui arrive en augmentant le débit de la pompe ou en augmentant le jeu aux bagues d'usure.

III.3.3. Remèdes contre la cavitation :

Pour éviter la cavitation il faut que la pression à l'aspiration soit la plus élevée possible, que les pertes soient les plus faibles à l'aspiration (d'où le diamètre plus important de cette ligne) et que la roue est par conception le plus petit NPSH possible.

Ce dernier aspect conduit à concevoir des roues spécifiques par :

- Leur forme appropriée ;
- La présence d'une vis de gavage en extrémité de roue ;
- Une conception de roue à double ouïe ;
- Une vitesse faible (ce qui impose souvent d'avoir plusieurs roues afin d'obtenir des performances identiques).

III.3.4. Comment peut-on éliminer la cavitation :

On peut éliminer la cavitation par :

- Augmenter le diamètre de la conduite d'aspiration ;
- Abaisser le niveau de la pompe ;
- Rehausser le niveau du réservoir d'aspiration ;

- Réduire le frottement dans la conduite d'aspiration ;
- Réduire le nombre de singularités sur la conduite d'aspiration ;
- Réduire la vitesse de rotation ;
- Réduire le diamètre de la roue de pompe ;
- Diminuer le débit pompé ;
- Utiliser des pompes plus petites en parallèle ;
- Utiliser des pompes verticales ou submersibles.

III.3.5. Comment peut-on éviter la cavitation ou la réduire au minimum ?

Comme nous l'avons évoqué précédemment, le machiniste peut être alerté par le bruit de la pompe. Ce bruit s'entend comme si la pompe transportait du sable et du gravier, le tableau ci-dessus montre les remèdes à prendre dans ces cas :

Tableau III.1 : Hypothèse de pannes : bruits excessifs dans l'ensemble d'un circuit.

Défauts constatés	Causes possibles vérifiées	Remèdes
Pompes cavitation :	a. Crépine défectueuse.	▪ Nettoyer ou changer
	b. Pas de pression atmosphérique dans le réservoir.	▪ Nettoyer le filtre à air
	c. Huile trop froide ou trop visqueuse.	▪ Vérifier la température extérieure
	d. Pompe tournant trop vite.	▪ Vérifier la fréquence de rotation de moteur électrique
Bruit mécaniques :	a. Pompe usée, endommagée	▪ Voir le nombre d'heure de service
	b. Bruit de clapet.	▪ Démontez et changez
	c. Bruit de roulement	▪ Manque de lubrification
	d. Particule abrasive dans l'huile	▪ Vidange d'huile

III.4. Fonction des garnitures et principaux types :

Le rôle d'une étanchéité c'est d'empêcher une fuite de fluide de l'intérieur vers l'extérieur ou d'empêcher un contaminant extérieur d'entrer à l'intérieur d'un équipement. Dans l'intérieur d'une pompe on a un liquide sous pression qui peut fuir vers l'atmosphère le long de l'arbre. Une fuite pareille du gaz liquéfié, d'un produit chaud ou toxiques dans le domaine des hydrocarbures est très dangereuse et elle peut poser de sérieux problèmes environnementaux.

La garniture d'étanchéité soit mécanique ou à tresse est une solution efficace pour la réduction ou l'élimination d'une fuite comme celle-ci.

Tous les types des pompes soit centrifuges ou volumétriques sont installés avec des garnitures d'étanchéités que les pompes volumétriques rotatives.

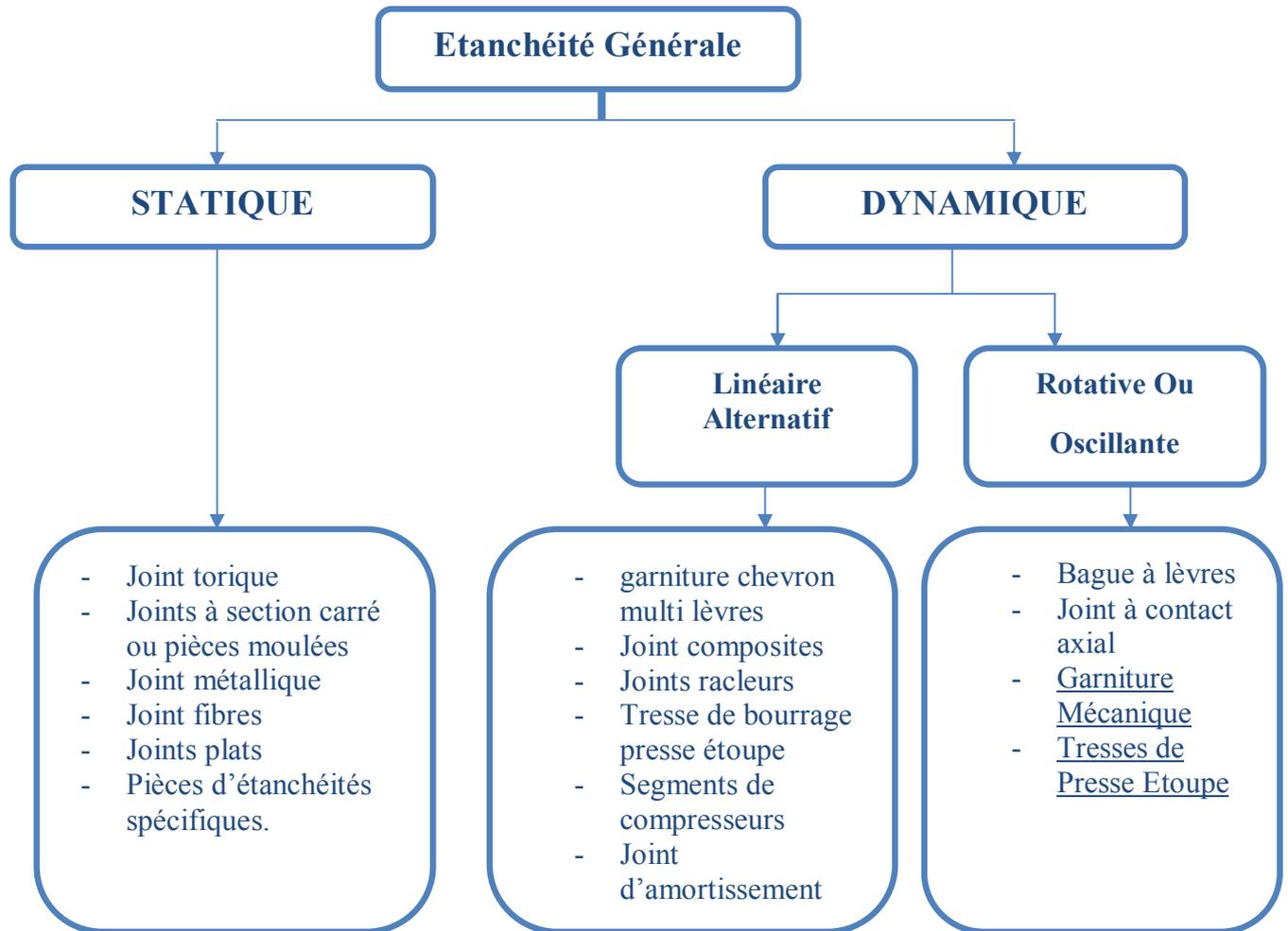


Figure III.21 : Tableau général des étanchéités

III.4.1. Rôle d'une garniture d'étanchéité : ^[4]

Le fonctionnement d'une pompe centrifuge implique que l'on fasse tourner une roue à une certaine vitesse dans le corps de pompe où circule le liquide véhiculé. La mise en rotation de la roue se fait par un arbre qui traverse le corps de pompe et qui est lié mécaniquement à la machine d'entraînement.

Dans le cas général, le liquide pompé se trouve dans le corps de pompe à une pression supérieure à la pression atmosphérique et risque donc de fuir le long de l'arbre vers l'atmosphère ou les corps de palier. Il est nécessaire de réduire cette fuite à une valeur nulle ou quasi nulle pour des raisons évidentes de sécurité et d'environnement.

En outre, même dans le cas de pompage des produits froids, de faible valeur marchande, et non dangereux (eau par exemple), une fuite correspond à une perte de rendement, la pompe ayant cédé initialement de l'énergie au liquide de fuite.

Dans le cas d'aspiration sous vide, le problème peut être inverse : il faut empêcher toute entrée d'air dans le corps de pompe et le procédé. L'entrée d'air diminue l'efficacité de la pompe et peut aller jusqu'à entraîner son désamorçage. De plus, une entrée d'air dans les conduites ou capacités peut constituer un risque majeur (apport de comburant sur produits combustibles chauds).

L'organe qui assure l'étanchéité autour de l'arbre est appelé « garniture d'étanchéité ». Si la pompe a 1 ou 2 roues en porte à faux, elle sera équipée d'une seule garniture d'étanchéité. Si la pompe est équipée de 2 paliers extérieurs placés de part et d'autre du corps de pompe, il faudra deux garnitures d'étanchéité.

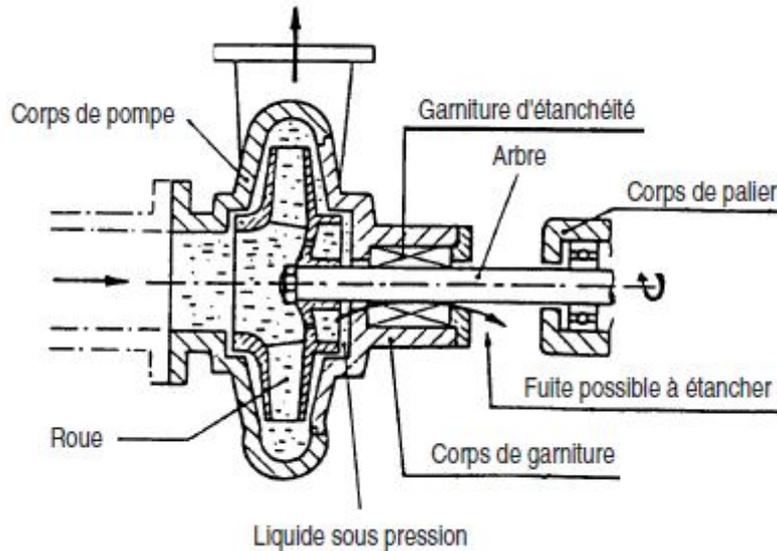


Figure III.22: La figure montre la position d'une garniture d'étanchéité dans une pompe à roue en porte à faux. ^[3]

III.4.2. critères de choix de type des garnitures d'étanchéité :

Généralement dans le cas des pompes utilisées dans le domaine des hydrocarbures.

On peut distinguer deux types des garnitures d'étanchéités sont :

- Les garnitures à tresses (ou garniture presse-étoupe): est un système d'étanchéité très largement utilisé dans l'industrie. Son principe de fonctionnement est d'assurer l'étanchéité par la compression d'une tresse (garniture ou des anneaux d'étanchéités) autour de l'arbre en rotation pour réduire la fuite (Celle-ci ne doit jamais être nulle). ^[11]

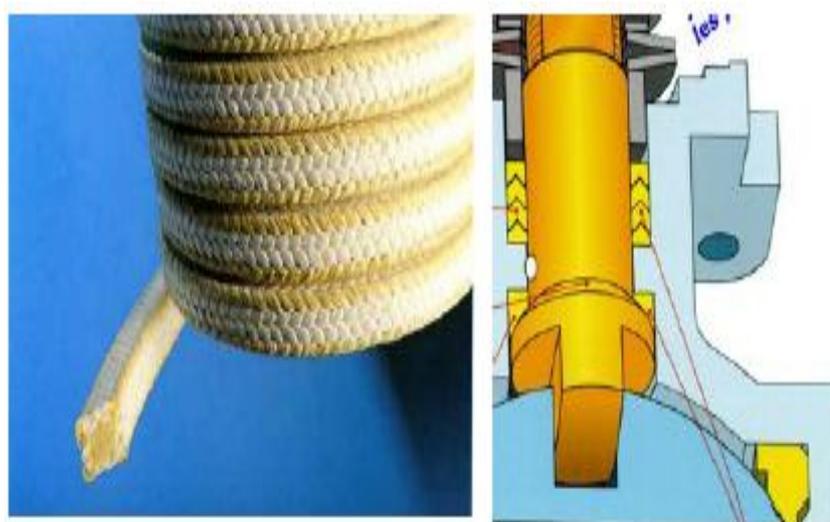


Figure III. 23: Exemple de tresse de presse étoupe et de la tresse place dans l'étanchéité d'une tige de vannes ^[11]

- Les garnitures mécaniques : est un dispositif assurant l'étanchéité entre un arbre rotatif et une enceinte stationnaire. De tels dispositifs sont généralement rencontrés avec des axes de pompe. Une garniture mécanique se place entre l'arbre de pompe et le corps de pompe. Le contact entre deux pièces l'une fixe et l'autre mobile solidaire de l'arbre assure l'étanchéité de la pompe ^[11]. Le contact entre les deux faces des deux pièces doit avoir un excellent état de surface pour avoir une fuite très faible. Plus de 90% des étanchéités de pompes est représentent par ces garnitures.

Grace à l'apparition des nouveaux matériaux (carbures de silicium particulièrement) on avoir des améliorations technologiques importantes. Qui donne une meilleure compréhension de leur fonctionnement, et aujourd'hui pour trouver une garniture mécanique adaptée il faut gérer les paramètres de pompage (pression, température, nature de fluide pompé). ^[3]

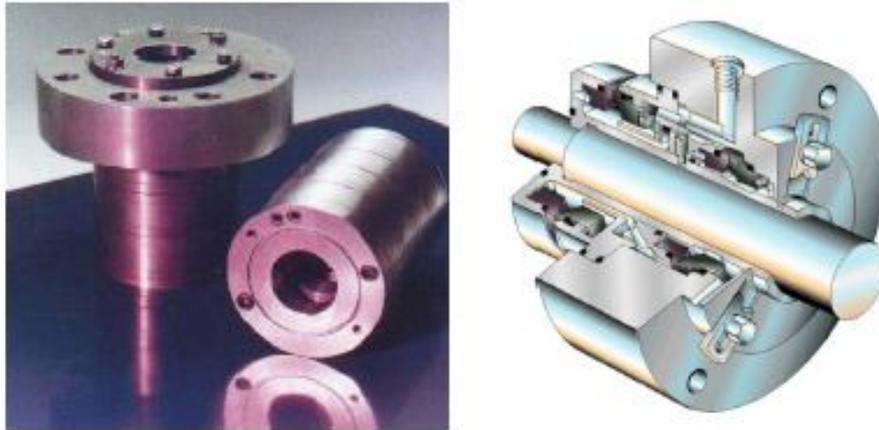


Figure III.24: Exemples de garnitures mécaniques pour la tige d'un compresseur alternatif et d'une garniture double de pompe ^[11]

III.4.2.1. Les garnitures à Tresses :

III.4.2.1.1. Description d'une garniture type : ^[3]

La Figure III.22 représente une coupe de principe d'une garniture à tresses (ou 'presse-étoupe').

On distingue sur la figure III.22 les pièces essentielles de la garniture, c'est-à-dire:

- les pièces fixes qui sont :
 - Les anneaux d'étanchéité, ou tresses, réalisés en matériaux déformables ;
 - Le fouloir ou chapeau qui comprime les tresses ;
 - La lanterne d'arrosage qui permet la distribution du liquide de refroidissement et de lubrification de la garniture ;
 - Le corps de garniture, ou boîte à garniture, ou boîte à étoupe.
- Les pièces mobiles en rotation :
 - L'arbre ;
 - La chemise d'arbre, solidaire de l'arbre, et sur laquelle viennent frotter les tresses.

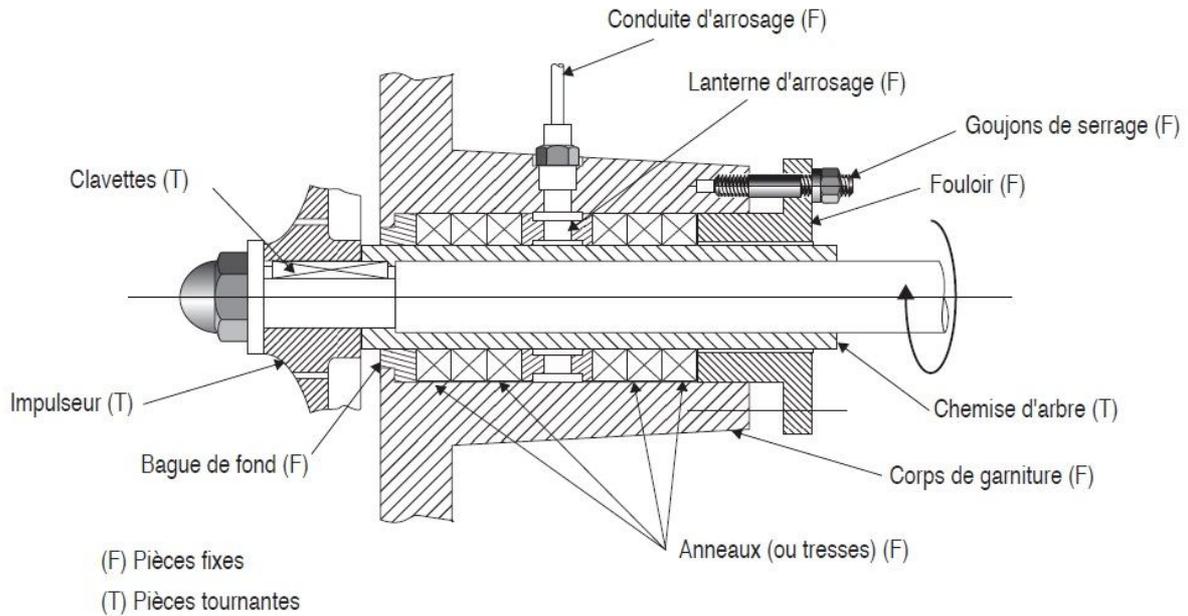


Figure III.25: Coupe de principe d'une garniture à tresse (ou "presse-étoupe").^[3]

III.4.2.1.2.Principe de fonctionnement : ^[3]

Le fouloir exerce sur les anneaux, ou tresses, une force de compression. Les anneaux, bloqués en translation par la forme du corps de garniture, subissent une expansion radiale et sont donc appliqués à la fois sur l'arbre (ou sa chemise) et sur le corps de garniture.

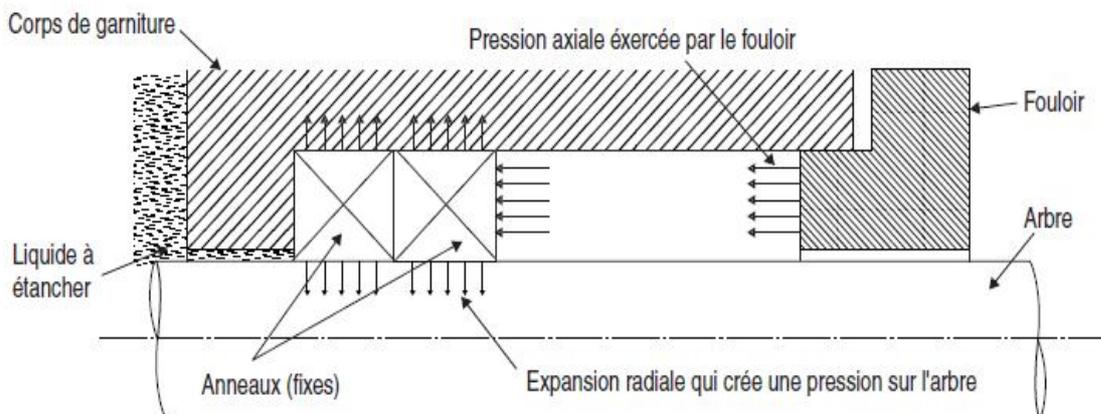


Figure III.26: Compression des anneaux.^[3]

Le liquide introduit dans la lanterne fuit dans deux directions :

- ✓ de la lanterne vers l'intérieur de la pompe ;
- ✓ de la lanterne vers l'extérieur. Cette fuite, que l'on doit réduire, ne doit pas être nulle ce qui conduirait à une destruction rapide des anneaux extérieurs.

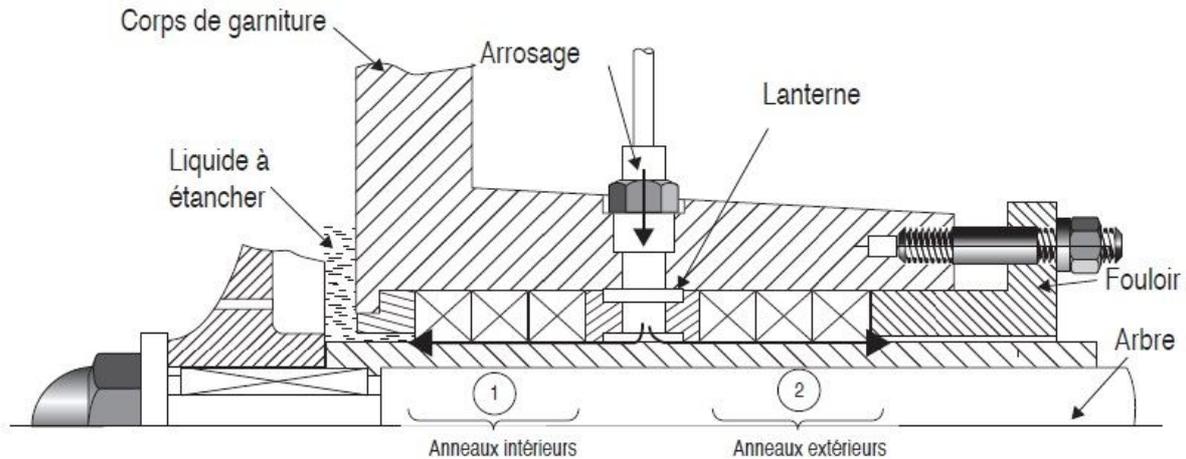


Figure III.27: Répartition des fuites le long de l'arbre. ^[3]

Les anneaux ainsi écrasés s'opposent à la fuite de fluide qui peut se produire entre l'arbre et les anneaux, ou bien entre les anneaux et le corps de garniture.

Le frottement de l'arbre sur les anneaux dégage une quantité de chaleur importante qui doit être évacuée pour la bonne tenue de la garniture. Il est donc nécessaire de maintenir une certaine circulation de liquide entre l'arbre et les anneaux.

Sur des pompes de petites dimensions de type "non-industriel" on laisse simplement fuir un peu de produit en évitant de trop serrer le presse-étoupe. La pression à étancher étant voisine de la pression d'aspiration, ce système ne peut pas fonctionner dans la plupart des cas, la pression d'aspiration étant trop proche de la pression atmosphérique.

Généralement, la réfrigération est assurée par la circulation d'un liquide d'arrosage (flushing) qui est distribué à l'intérieur de la garniture par une lanterne. Le liquide d'arrosage est le plus souvent le produit pompé lui-même qui, selon le cas, peut être :

- filtrés s'il risque de contenir des particules solides amenant une destruction de la garniture par abrasion.
- Refroidi si le produit pompé est à une température incompatible avec la bonne tenue des tresses.

Pour certaines utilisations on peut être amené à réaliser l'arrosage de la garniture par un liquide auxiliaire appelé selon les usines : "flushing, arrosage" ou "seal-oil". C'est le cas, par exemple, lorsqu'on a étanchéité des produits lourds et visqueux, il peut s'avérer nécessaire d'assurer l'arrosage de la garniture par un produit plus fluide.

Le liquide introduit dans la lanterne fuit dans deux directions :

- De la lanterne vers l'intérieur de la pompe.
- De la lanterne vers l'extérieur. Cette fuite, que l'on doit réduire, ne doit pas être nulle ce qui conduirait à une destruction rapides des anneaux extérieurs. ceci d'autant plus que l'on constate que les anneaux extérieurs sont plus fortement comprimés sur l'arbre que les anneaux intérieurs.

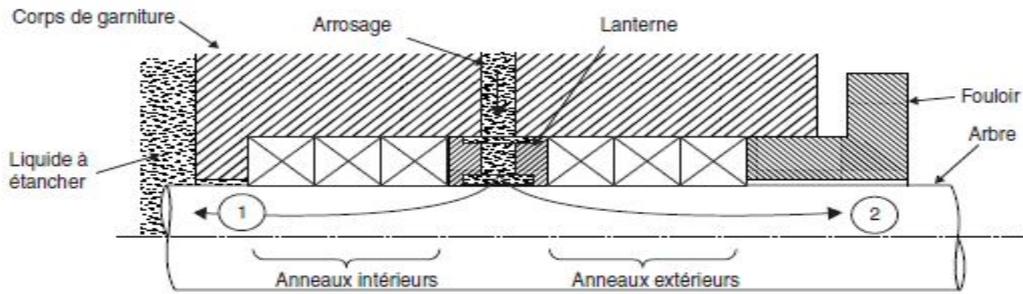


Figure III.28 : Les fuites possibles le long de l'arbre ^[3]

La figure III.24 montre les deux fuites possibles :

- 1- Fuite vers l'intérieur de la pompe : refroidit "Lubrifie "les anneaux intérieurs
- 2- Fuite vers l'extérieur la pompe : refroidit et "lubrifie les anneaux extérieurs. Cette fuite doit être faible mais non nulle : goutte à goutte, mince filet.

Pour les produits inflammables on adopte un foulon spécial dans lequel on peut injecter un liquide de dilution et de refroidissement, généralement de l'eau. C'est le « Quensh ». lorsqu'on veut contrôler la bonne marche du Presse-étoupe, il faut arrêter le Quensh un court instant afin de s'assurer que la fuite de produit n'est pas trop importante mais qu'il y a une goutte à goutte.

III.4.2.1.3. Avantages et inconvénients d'une garniture à tresses : ^[3]

Les Avantages :

- ✓ coût faible de réparation et d'achat ;
- ✓ facilité de remplacement des anneaux ;
- ✓ détérioration lente de la garniture.

Les Inconvénients :

- ✓ étanchéité incomplète car une fuite légère est indispensable d'où consommation de produit et d'énergie ;
- ✓ entretien assez fréquent ;
- ✓ montage et confection des anneaux délicats ;
- ✓ puissance importante dissipée par frottement (1 à 10 kW suivant la taille).

Malgré ces inconvénients, les presse-étoupes sont encore utilisés pour des produits peu coûteux et non polluants comme l'eau froide, ou temporairement pour des usages où la mise au point d'une garniture mécanique est difficile ou encore pour des services bien spéciaux comme les pompes d'eau incendie (pas de risque de panne brutale).

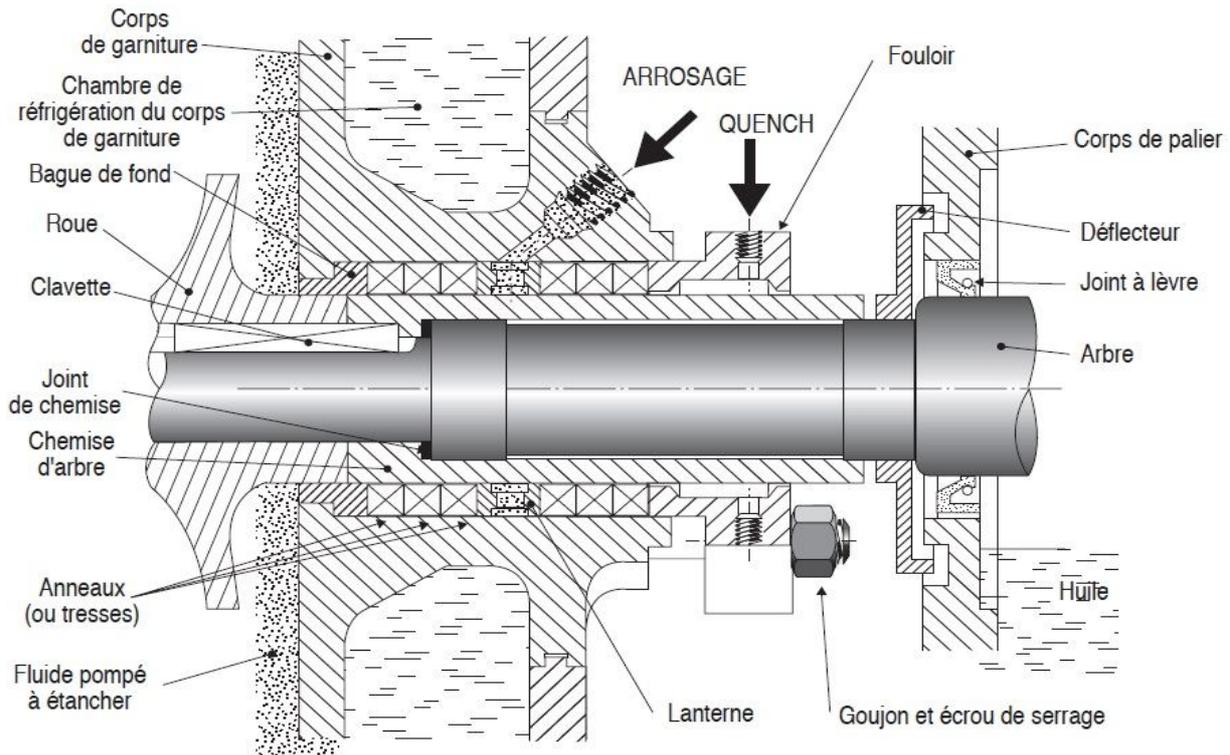


Figure III.29: Schéma représente une Garniture à tresse d'une pompe centrifuge. [3]

III.4.2.2. Les Garnitures Mécaniques :

III.4.2.2.1. Principe de fonctionnement : 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. Les garnitures simples sont munies d'un ressort permettant d'absorber le déplacement axial de l'arbre et de garder ainsi toujours une étanchéité entre la partie fixe et mobile [11]. Le liquide sous-pression de la pompe est arrêtée par la surface de contact entre les deux pièces essentielles constituant une garniture :

- La première est fixe c'est le gain qui est en appui contre le chapeau de la garniture par intermédiaire d'un joint statique d'étanchéité (joint de gain). ce gain, le plus souvent en carbone, est immobilisé en rotation par un ergot
- Le second est tournant avec l'arbre, c'est la coupelle qui est entraînée en rotation par un ressort solidaire de l'arbre. La force exercée par le ressort permet de maintenir une pression sur la surface de contact entre grain et coupelle. Le joint de coupelle a pour but d'éviter toute fuite le long de l'arbre.

Le montage de deux pièces principales sur des joints toriques leur confère la souplesse suffisante pour s'auto-aligner en fonctionnement.

Le contact entre grain et coupelle doit être lubrifié par un film de liquide. ce film est renouvelé très lentement, ce qui correspond à un débit de fuite très faible de l'ordre de quelques cm^3/jour par exemple. Parallèlement le système mis en place doit prévoir l'évacuation de la quantité de chaleur dégagée par le frottement pour éviter, en particulier, la vaporisation du film qui conduirait à la destruction immédiate de la garniture. En pratique, la réfrigération de la garniture mécanique d'étanchéité s'effectue essentiellement par une circulation de liquide. celui-ci peut être :

- soit le liquide pompé lui-même prélevé au refoulement de la pompe (auto-flushing)
- soit un liquide extérieur (flushing extérieur ou externe) compatible avec le produit pompé

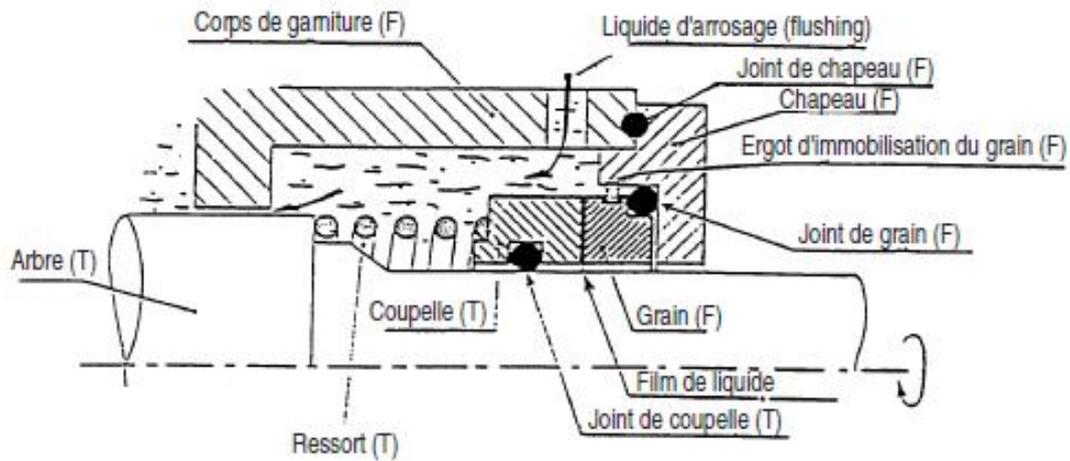


Figure III.30: Schéma représente une Garnitures Mécaniques d'une pompe centrifuge

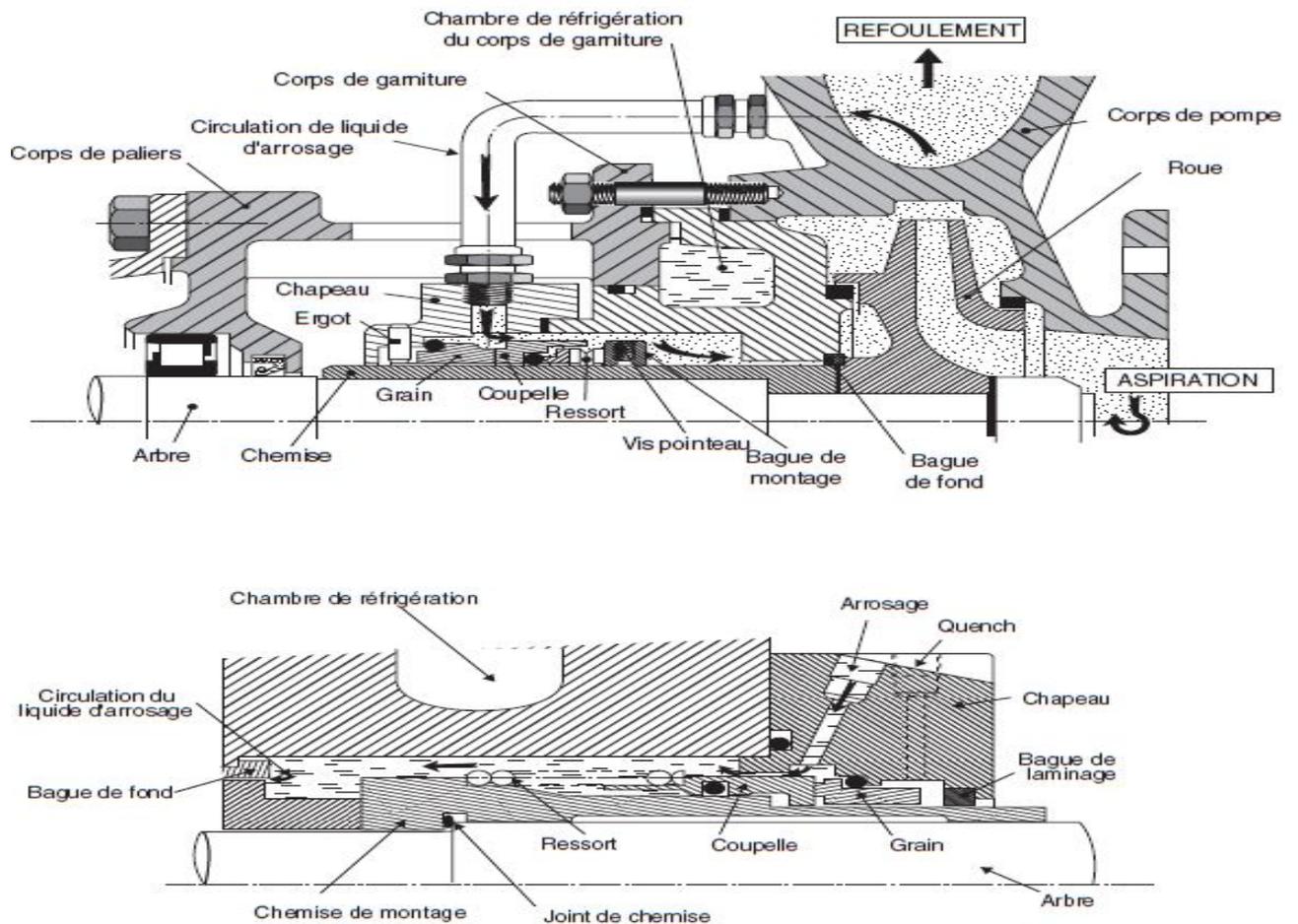


Figure III.31 : Exemple d'une garniture mécanique d'une pompe centrifuge

III.4.2.2.2. Différents types de garnitures mécaniques :

- Ressort et joint pseudo statique :

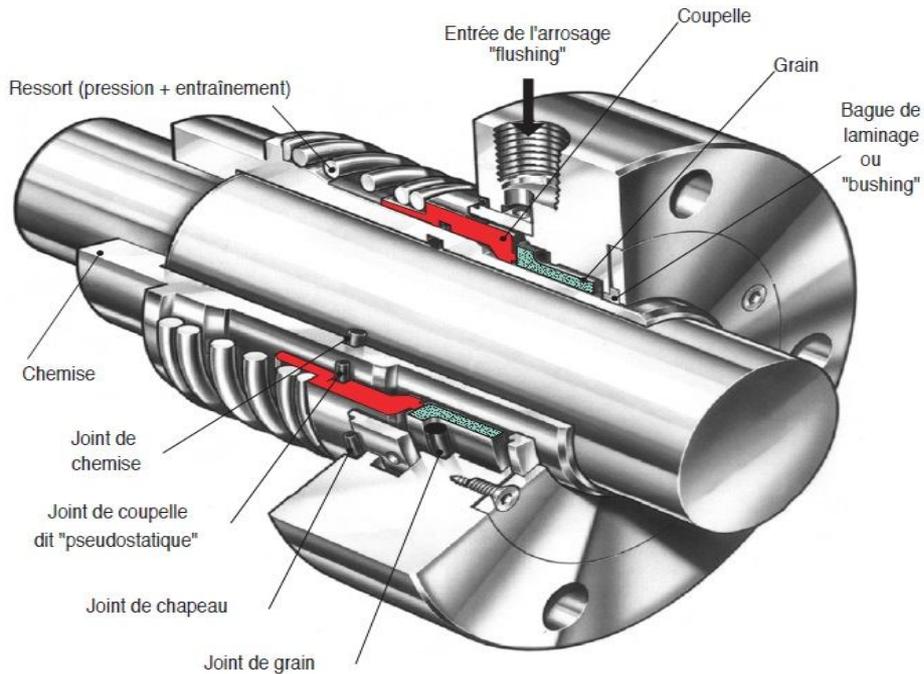


Figure III.32: *Garniture à ressort et joint pseudo statique*

- Soufflet : Le joint de coupelle étant l'une des principales causes de fuites, le ou les ressorts peuvent être remplacés par un soufflet.

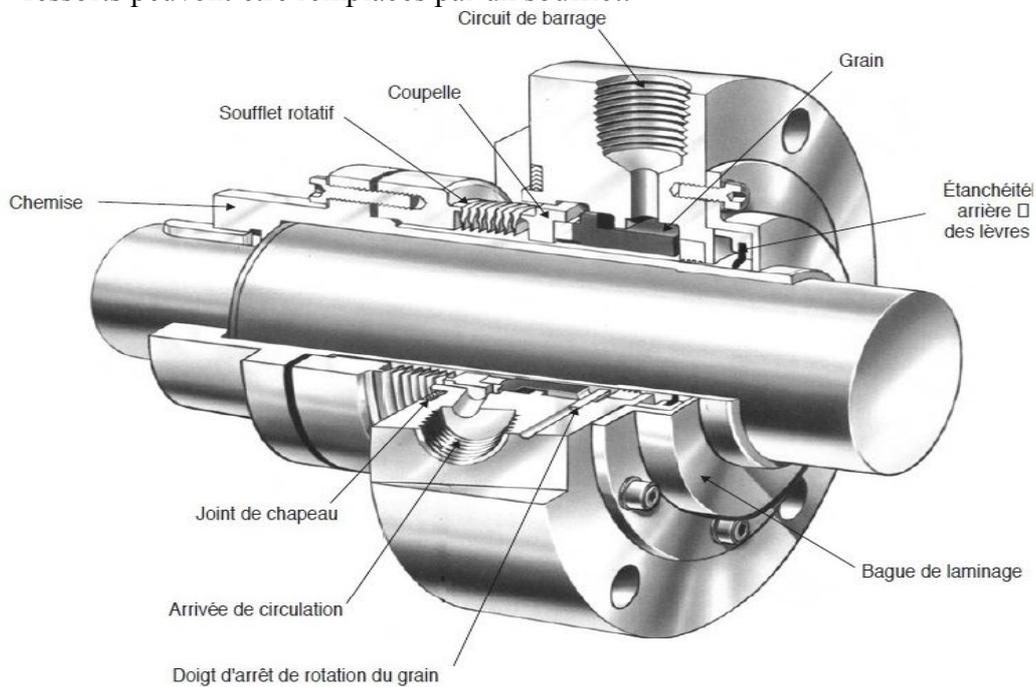


Figure III.33: *Garniture à soufflet rotatif*

III.4.2.2.3. Les circuits auxiliaires ^[3] :

III.4.2.2.3.1. Circulation (ou flushing) ^[3] :

Si le liquide pompé sous trouve dans les conditions de température-pression très éloignées de la vaporisation, il n'est pas nécessaire d'évacuer les calories et beaucoup des circulations qui sont installées sont inutiles dans les garnitures modernes (faces étroites, couple de friction carbure de silicium-carbone) qui ne peuvent élever la température que de quelques degrés.

Lorsque l'échauffement doit être limité et/ou s'il faut augmenter la pression, on établit une circulation :

- Soit du refoulement vers la boîte à garniture
- Soit de la boîte à garniture vers l'aspiration lorsque les niveaux de pression le permettent, on évite ainsi d'envoyer les particules en suspension entre les faces.
- Soit au moyen d'un liquide externe propre et froid, solution courant pour les produits très chargés de solides en suspension.

III.4.2.2.3.2. QUENCH ^[3] :

Une garniture fuit de quelques centimètres cubes à l'heure cette petite fuite va provoquer, suivant la nature du produit et sa température, dépôt e particules, coke, polymères, gommages, cristaux, givrage de l'humidité atmosphérique au contact de l'air.

Le Quench sert à isoler de l'atmosphère et de plus apporte un refroidissement et un nettoyage de la fuite. On utilise de l'eau déminéralisée à très faible débit. Pour les produits pétroliers lourds qui occasionnent des dépôts de coke, on utilise de la vapeur détendue à 0.2 - 0.5 Bar relatif. Pour isoler simplement de l'atmosphère (cas des GPL) on peut mettre de l'azote.

La limitation de la pression du Quench à 05 Bar, outre qu'elle limite le débit, évite le décollement du gain fixe qui détruirait la garniture.

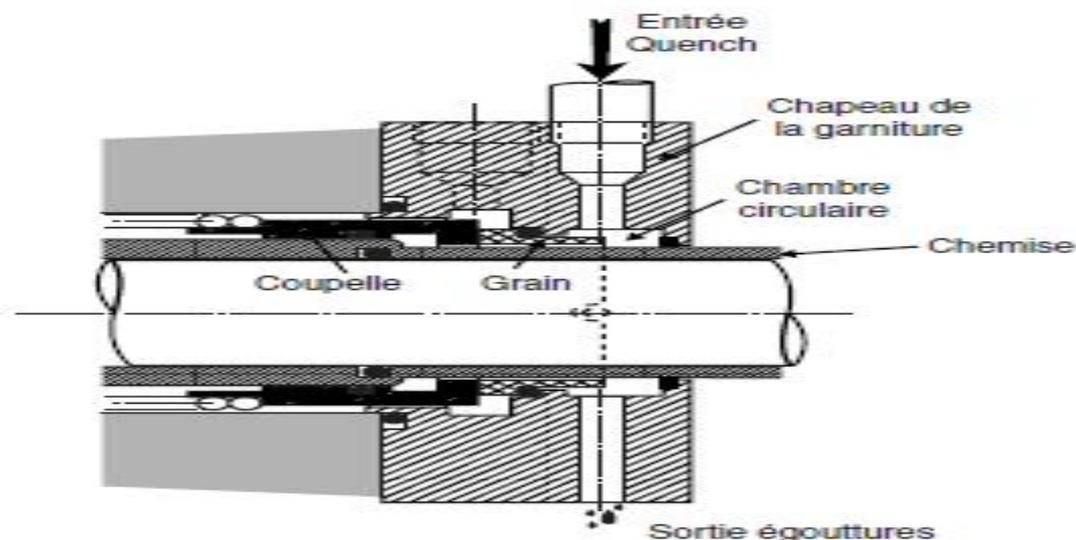


Figure III.34 : Schéma représente le QUENCH ^[3]

III.4.2.2.3.3. Liquide Tampon^[3] :

Pour les garnitures doubles en tandem, la fuite auxiliaire est contenu dans un réservoir sans pression placé environ 2.5m au dessus de la pompe et muni d'un évent .la circulation se fait le plus souvent par thermosiphon mais on ajoute parfois un dispositif de pompage.

Les garnitures doubles dos a dos nécessitent une fuite à une pression supérieure à de 2 à 5 Bars à celle du liquide pompé .le réservoir, toujours placé en hauteur peut être pressurisé par l'azote ou par le refoulement de la pompe à travers une bouteille à membrane .On peut aussi disposer pour de grosses installations d'un circuit de liquide auxiliaire avec pompes

Le liquide Tampon utilisé peut être de l'eau glycolée (ou eau +antigel), du fluide pour transmission, une huile quelconque .Dans le cas du froid on utilise du Méthanol ou de l'Iso-Octane

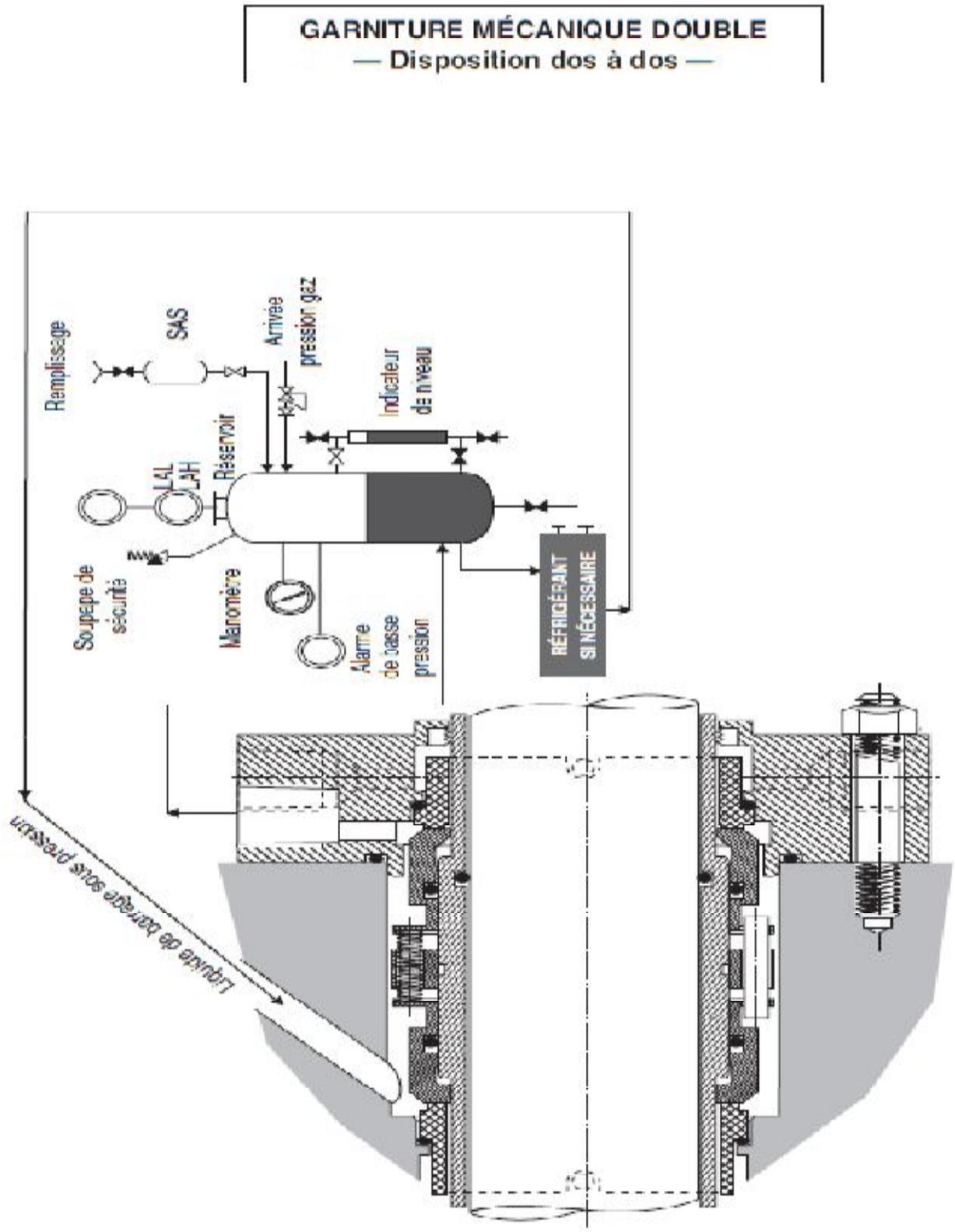


Figure III.35 : Garnitures doubles dos à dos

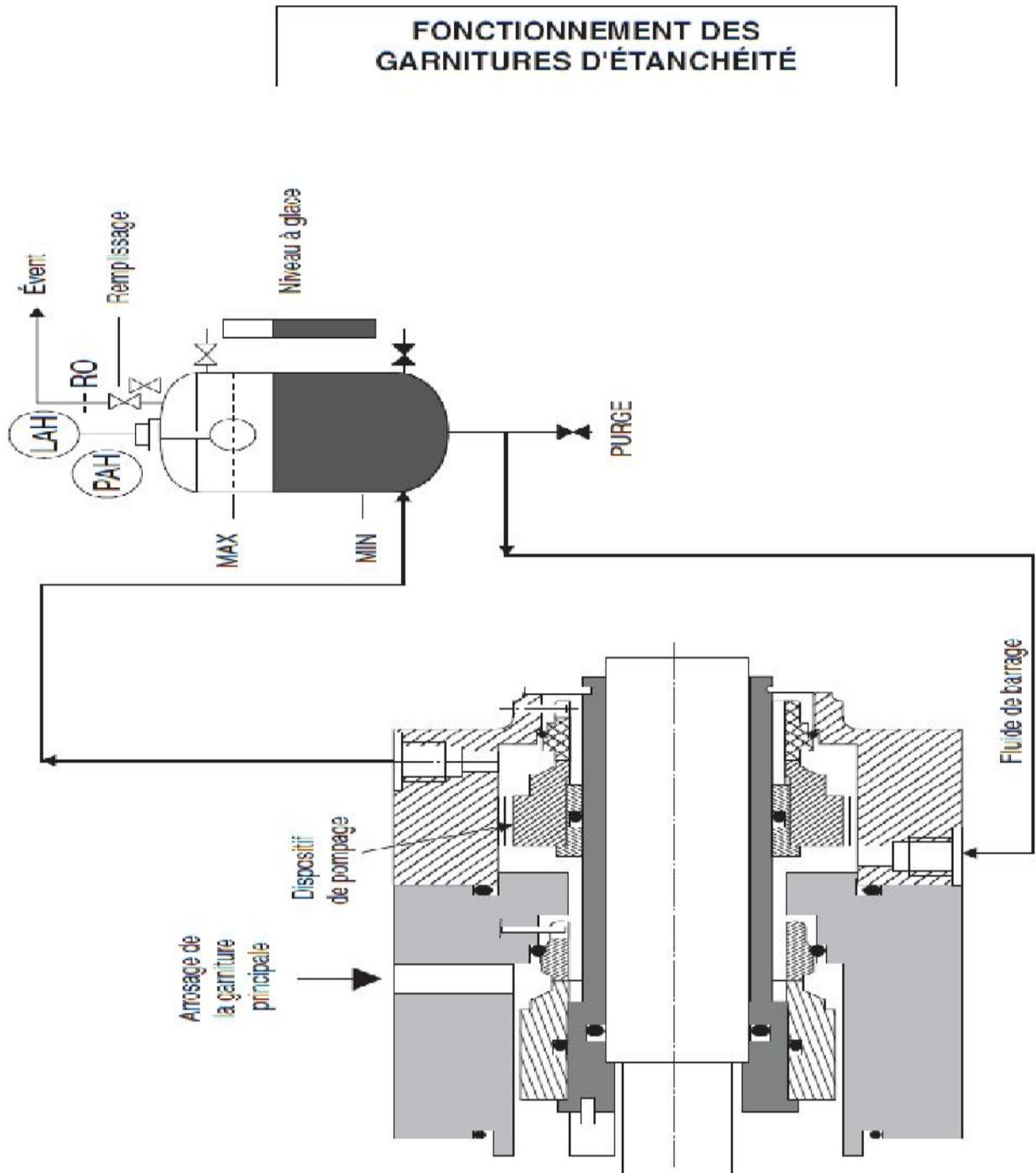


Figure III.36 : Fonctionnement d'une garniture

***Chapitre VI :Etude de la pompe anti-
incendie-P411A***

IV.1 Introduction :

L'incendie est un sujet très important surtout dans la chaîne industrielle, car les risques sur le personnel, les équipements et la production. Aussi dans la production des hydrocarbures elle prend la plus haute priorité.

Dans ce chapitre, nous présentons le système de pompes anti-incendie dans MPP03. Dans la partie calcul nous avons fait des calculs sur la pompe P411 et nous avons comparé nos résultats avec les paramètres de constructeur, en suite nous avons fait un test pratique sur la pompe P411A.

Pour que le système d'anti-incendie dans MPP03 soit fiable, il faut vérifier le débit et la puissance hydraulique dont l'installation de protection anti-incendie de ce module en a besoin.

IV.2. Description du système anti-incendie :

Le but principal de système anti-incendie de MPP03 Hassi R'mel, est de permettre une intervention rapide et efficace au cas où un incendie surviendrait dans les locaux à protéger.

IV.2.1. Réseau d'incendie :

IV.2.1.1. Pompe d'incendie :

Dans bâtiment sont installées six pompes avec le même tuyau d'aspiration qui raccordée au réservoir de stockage d'eau brute (T401, capacité : 13000 m³ approximé)



Figure IV.1 : Bac de stockage de l'eau d'incendie T401

Quatre pompes P411 (A, B, C, D) dont le régime de refoulement est respectivement de 500 m³/h et la hauteur totale de 127 m.

Deux pompes P411 (A, B) sont entraînées par moteur électrique et les deux autres (P411C et D) par moteur diesel.

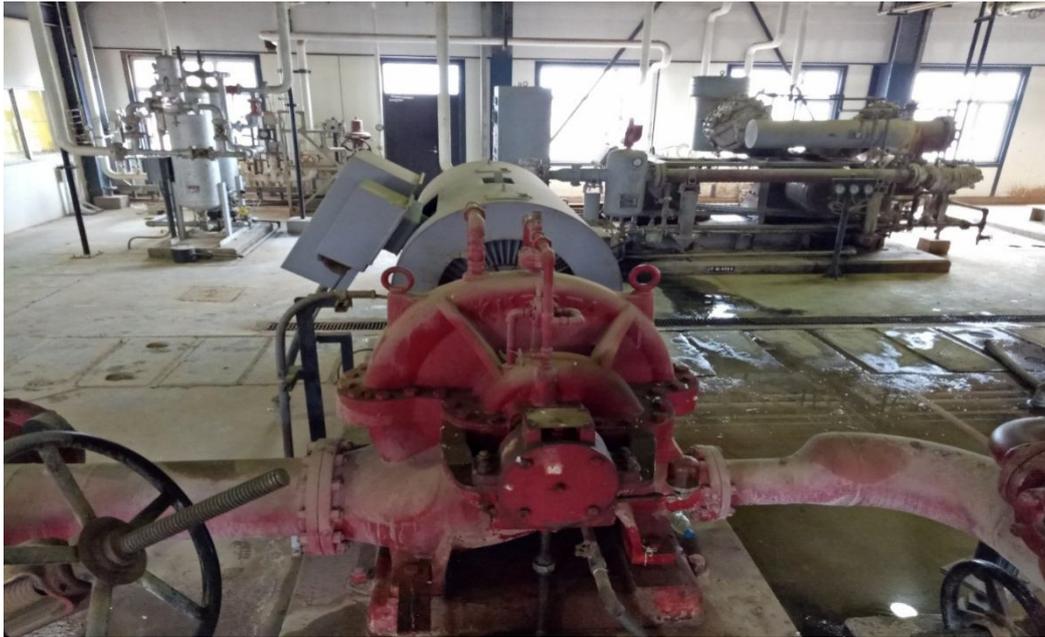


Figure IV.2 : Pompe anti-incendie P411A entrainées par moteur électrique



Figure IV.3 : Pompe anti-incendie P411C entrainées par moteur diesel

Pour assurer la pression dans le réseau d'incendie à l'environ de 10 bar il a deux pompes Jockey entrainées par moteur électrique. Chaque pompe jockey ayant un régime de refoulement de $50 \text{ m}^3/\text{h}$ et une hauteur totale de 70 m.



Figure IV.4 : *Pompe anti-incendie P412A dite aussi pompe « Jockey »*

Lorsque le régime de refoulement est faible, une partie de débit renvoyer automatiquement vers le bac de stockage pour protéger la pompe.

Les pompes incendie se mettent en service au cas où se produirait un abaissement de pression d'eau du réseau d'incendie et/ou l'alarme serait donnée à partir d'un avertisseur manuel extérieure.

Les deux pompes entrainées par moteur diesel sont utilisées comme secours en cas de panne d'alimentation électrique ou de panne des pompes entrainées par moteur électrique (P411A/B). Dans ce cas, les pompes Diesel (P411C/D) se mettent en marche dès que la pression du réseau d'incendie s'abaisse au- dessous de 7,5 bar .

La capacité totale fournie par les pompes entrainées par moteur électrique est de 1.000 m³/h à une pression de service de 12,7 bar.

Si la quantité d'eau nécessaire dépasse la capacité de pompage de ces pompes entrainées par moteur électrique et si la pression de service qui est normalement maintenue à 12,7 bar s'abaisse au-dessous de 10,5 bar, une des pompes entrainées par moteur diesel (P411C/D) se met en service dans 20 secondes par un temporisateur. Lorsque la capacité ainsi fournie satisfait à la demande d'eau incendie, le temporisateur se met hors service et retourne automatiquement en position initiale.

Par contre, lorsque cette capacité s'avère inadéquate, le même processus de l'amorçage de l'autre pompe diesel se réalise (Voir le tableau ci-dessous)

L'arrêt se fait manuellement.

Tableau IV.1 : Configuration de système anti-incendie

N° de pompe	Entrainement	Capacité (m³/h)	Capacité totale (m³/h)	Démarrage			Arrêt
				Pression	Séquence de démarrage	Temps (sec.)	
P411A	Moteur électrique	500	1000	7,5 (bar)	1	-	Manuel
P411B		500					
P411C	Moteur Diesel	500	1500	10,5 (ou 7,5)	2	20	Manuel
P411D	Moteur Diesel	500	2000	10,5 (ou 7,5)	3	60	Manuel

IV.2.1.2 Fonctionnement et commande du système de lutte contre l'incendie :

L'état des voyants « pompe incendie » logés sur le panneau principal d'alarme incendie est le suivant :

- Voyant « Secteur 220 V » : Allumé ;
- Voyants « Auto » pour P411A/B/C/D : Allumés ;
- Voyants « Marche » Pour P411A/B/C/D : Eteints ;
- Voyant « Arrêt » pour P412A (ou P412B) : Allumé.

La pompe « Jockey » (P412A) fonctionne en permanence afin de maintenir à 10 kg/cm²G la pression du réseau d'incendie.

Les pompes incendie ne démarrent que lorsque :

- Le signal d'alarme est émis par un avertisseur manuel extérieur vers le panneau principal d'alarme incendie ;
- La pression du réseau d'incendie s'abaisse au-dessous de 7,5 bar (sous l'effet de l'ouverture des robinets dont les poteaux d'incendie ou installations d'extinction fixes sont équipés).

L'opérateur du poste incendie alerté doit donc s'assurer que le déclenchement de l'alarme est consécutif au sinistre et non à une fausse manœuvre accidentelle. Dès que l'incendie s'avère évident, l'opérateur ne doit pas tarder à appuyer sur le bouton, déclenchant la sirène (à moteur) pour alerter le personnel de toute l'usine.

Normalement, lors du sinistre, les pompes à moteur électrique (P411A et B) se mettent en service. Cependant, si les moteurs électriques tombent en panne ou si la pression de service qui est normalement maintenue à 12,7 bar s'abaisse au-dessous de 10,5 bar du fait que la quantité d'eau nécessaire dépasse la capacité de pompage des pompes électriques, l'une des pompes diesel (P411C/D) se met en service automatiquement



Figure IV.5 : L'opérateur du poste incendie

Le panneau principal d'alarme incendie indique la mise en service ou la mise hors service de toutes les pompes incendie. Les opérateurs doivent observer attentivement ces indications pendant le fonctionnement des pompes incendie.

L'ordre des opérations permettant de faire démarrer les pompes incendie, lorsque l'alarme se déclenche (en réponse au signal émis par un avertisseur manuel extérieur ou par suite de la chute de pression dans le réseau d'incendie).

Arrêt :

1. Lorsque la pression du réseau d'incendie atteint 11 bar environ après le démarrage des pompes incendie, la pompe « jockey » (P412A ou B) s'arrête automatiquement.
2. Lorsque les opérations d'intervention ont été terminées :
 - Vérifier l'allumage du voyant « manuel » des pompes P411A/B (ou C/D) en appuyant sur le bouton correspondant du panneau principal d'alarme incendie ;
 - Pousser le bouton d'arrêt pour les pompes utilisées.

Remise en état :

1. S'assurer que sont fermés les robinets (et vannes) des poteaux d'incendie et des installations fixes d'extinction mis en œuvre pour l'intervention.
2. Faire marcher la pompe « jockey » (P412A) en appuyant sur le bouton « Marche » du panneau principal d'alarme incendie.
3. Lorsque la pompe « jockey » a démarré, s'assurer que la pression du réseau d'incendie est de 10 bar environ.

4. Remettre en position initiale le bouton poussoir du panneau principal d'alarme incendie, de manière que chaque circuit électrique soit remis en position normale. De plus, vérifier que les voyants et les interrupteurs sont également mis en position du fonctionnement normal.
5. Sur les pompes à moteur diesel, ne pas manquer de remplir le réservoir à combustible, la chemise d'eau de refroidissement et le carter inférieur.
6. Charger également la batterie d'accumulateurs.



Figure IV.6 : Pressure Switch

Tableau IV.2: Indicateur de fonctionnement des pompes d'incendie

	Moteur Electrique P411A/B	Moteur Diesel P411C/D	P412 A/B
Démarrage Automatique	- PSL 801 - PSL 802 -Boîtes extérieures d'alarme incendie " MARCHÉ "	- PSL 803 - PSL 804 - Chute de tension - Surintensité du P411A ou B	/
Arrêt Automatique	-Surintensité du P411 A ou B	-Basse pression du lubrifiant -Haute température de l'eau -Survitesse -Mauvais démarrage	-PSH 801 -PSH 802
Facteur d'alarme	-Vibrations	-Vibrations -Niveau bas du carburant -Décharge de batterie	

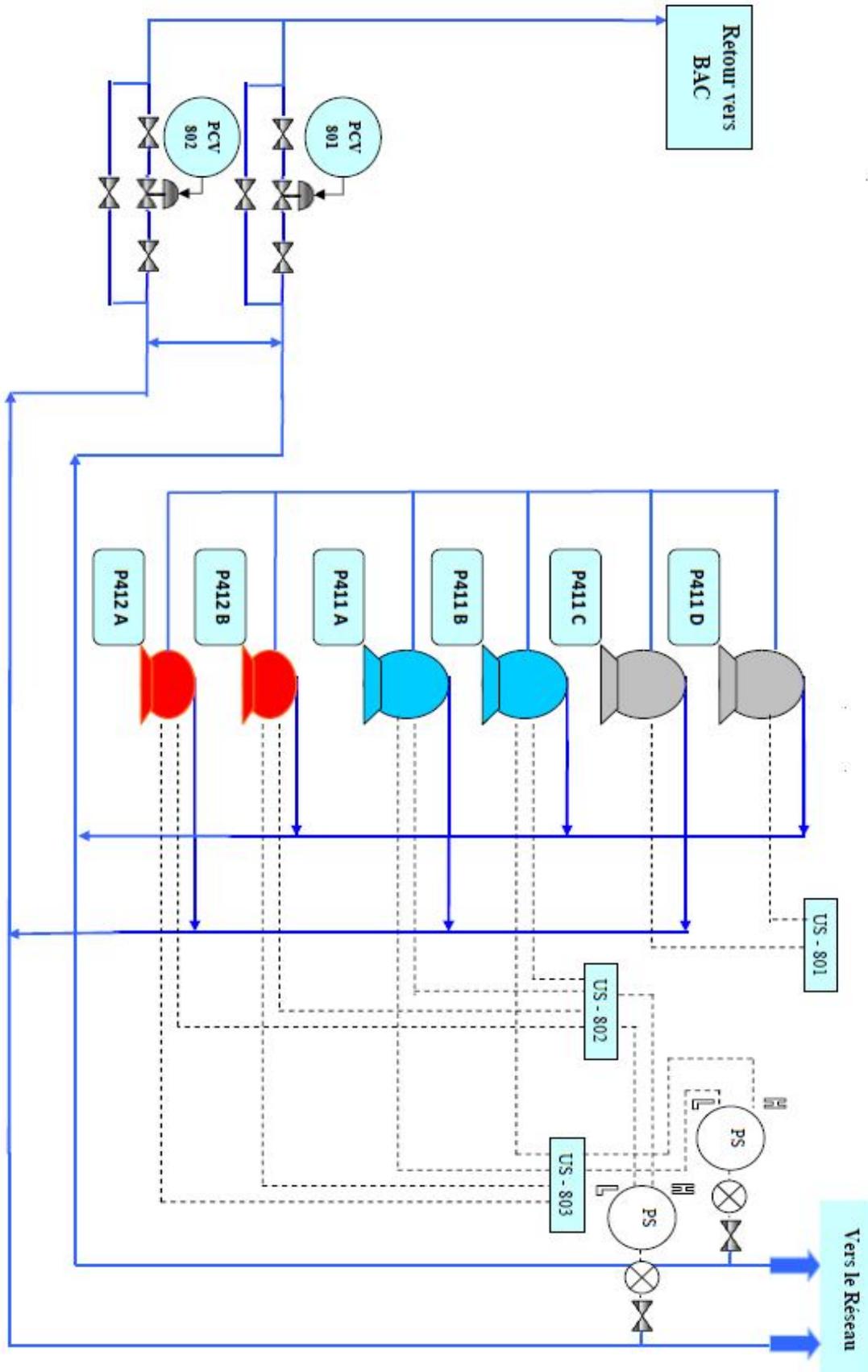


Figure IV.7: Système de pompes anti-incendie

IV.3 calcul théorique :

Le but de ce calcul de comparer entre les résultats quand la pompe fonctionne dans le banc d'essai et les résultats quand on a calculé sur l'installation et voir est que la pompe fonctionne bien ou il y'a un problème à l'intérieur de la pompe anti - incendie (P411A).

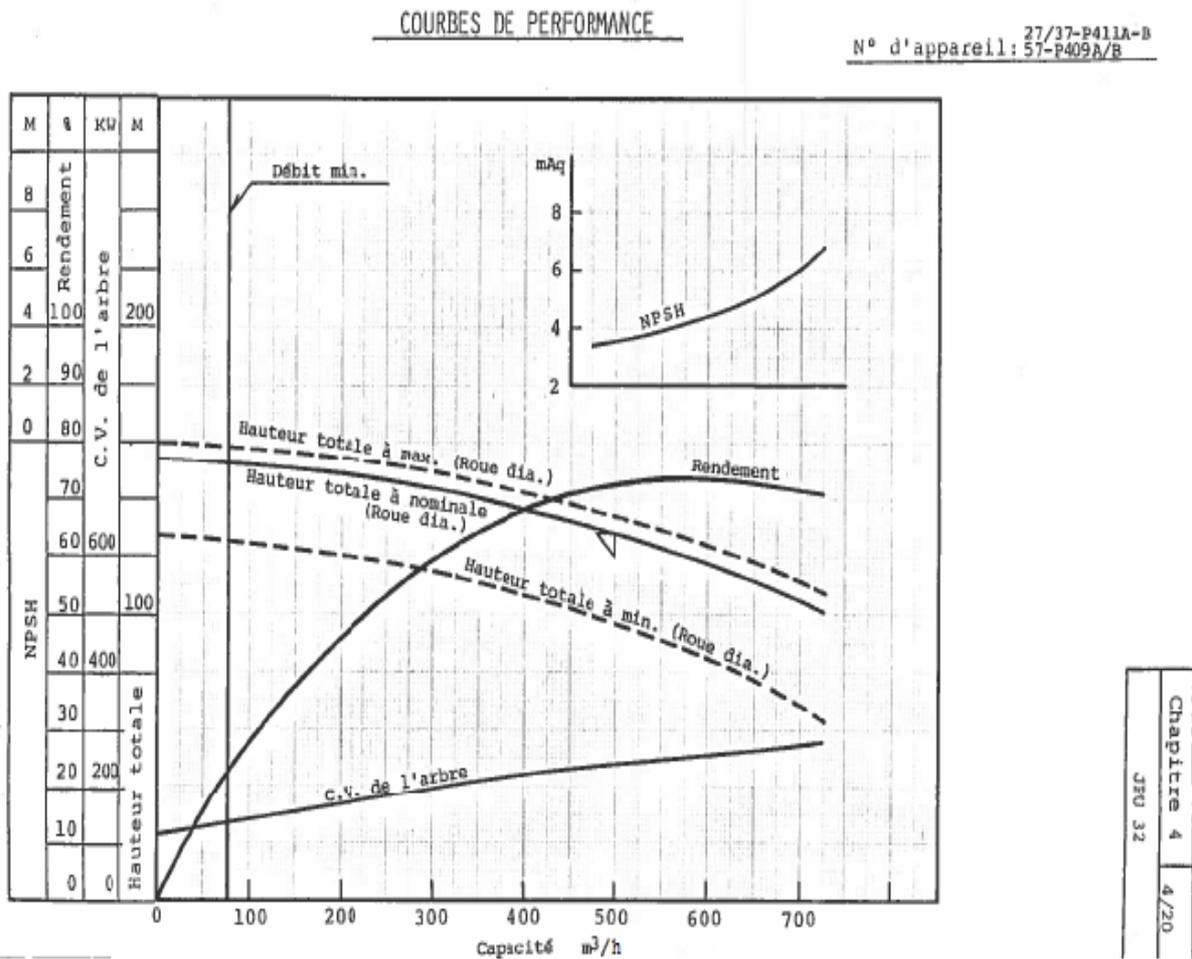


Figure IV.8 : Courbe caractéristique de puissance du constructeur de la pompe P411 A et B

FEUILLE DE DONNEES

N°S 9345.10-GI-002 - P411A-0

PAGE 2 FEUILLE 20

DATE

POMPE CENTRIFUGE

1.	Client	SONATRACH ALGERIE		Projet	PROJET DE TRAITEMENT DU SAZMATU REL DE HAZELBETH			n° d'ap- pareil	27/37 - P411A-0
2.	Unité	MODULE PROCESSING PLANT		Service	POMPE D'EAU D'INCENDIE				
3.	N°bre des pompes	Principale	4	Entraînée par	MOTEUR	Fabricant	(KUBOTA)	Modèle de fabricant	(DVL)
4.		Réserve	4	Entraînée par					
5.	CONDITIONS DE SERVICE								
6.	Liquide	EAU		Type de pompe	HORIZONTALE				
7.	Temp. de pompage (T _P)	°C	38	Division du corps	HORIZONTALE				
8.	Densité à T.P.		0.99	Nbre des cellules	MONO				
9.	Pression de vapeur à T.P.	kg/cm ² A	5.2	Type de roue	FERME				
10.	Viscosité à T.P. cSt cp		0.65	Type de diffuseur	DOUBLE				
11.	Corrosion/érosion due à		-	Type de support du corps	PEDESTAL				
12.	Capacité normale	m ³ /h	gpm	Type de support de l'arbre	Tous les deux bout				
13.	Capacité nominale	m ³ /h	gpm	Tubulures	Dimension	Strie	Face	Emplacement	
14.	hauteur différentielle	m	ft	Aspiration	(10")	ANSI #125	FL	COTE	
15.	Pression de refoulement	kg/cm ² G	psig	Refoulement	(6")	ANSI #125	CF	COTE	
16.	Pression d'aspiration	kg/cm ² G	psig	Event	(3/4")	150R	RF		
17.	Pression différentielle	kg/cm ² G	psig	Vidange	(1")				
18.	HP de l'eau	HP	17.2	Admission					
19.	Pression max d'aspiration	kg/cm ² G	psig	Sortie de l'eau de refroidissement					
20.	NP&H (disponible)	m	ft	Injection					
21.	PERFORMANCE								
22.	NP&H requis	m	ft						
23.	Rendement	%	(73)	Roue dia.	Min 575	Max 655	Max 687		
24.	SHP à capacité nominale	kW	HP	Epaisseur du corps	18				
25.	Puissance de l'entraîneur	kW	HP	Tolérance de corrosion	3"/H				
26.	Débit min (Service continu)	m ³ /h	gpm	Peller transversal/de butée	BILLE / EXT				
27.	Hauteur max (nominale) due à la roue	m	ft	Ornièrage	BAIN D'HUILE				
28.	SHP max (nominale) due à la roue	kW	HP	Accrochage/protection	FORME FLEX ET CAUCHOUX FLEX OUI				
29.	Pression max de service	kg/cm ² G	psig	Garniture fabricant	N° de dimension	CHAPEAU			
30.	Pression hydraulique	kg/cm ² G	psig	Garniture mécanique	Cocle A P I	NON			
31.	Temp de calcul	°C	°F	Fabri- Dimen- Modèle	sant sion n°				
32.	Temp de calcul (vu côté moteur)			Plan API injeç- Joint	tion / auxi				
33.	Vitesse de rotation	tr/min		Sortie	COMMON				
34.	Vitesse spécifique	m ³ /h-m	recus	MATIERES (SPECIFICATIONS API)					
35.	ESSAI EN ATTELIER		atteste	Corps	G.I	Douille de l'arbre			
36.	Performance	OUI		Eléments	G.I	Arbre		ACIER	
37.	NP&H	OUI		Roue	S.S	Garniture de corps			
38.	Hydraulique	OUI		Chemise d'arbre	BC	Garnitures de chemise			
39.	Moteur:	Fourn. par	J G C	Boîtes d'usure corps	BC	Boulons			
40.		Monté par	FOURNISSEUR	Boîtes d'usure zone	BC				
41.		HP kW	tr/min	Eau de refroidissement	Plan des caractéristiques au de section				
42.		Phase	3	Tension	500 V	Type	Parte-peller	1/2	
43.		Cycle	50	Type	TEFC		Parte-roue	1/2	
44.		Courant (à pleine charge)					Soie	1/2	
45.		Fourni par	JGC				Arrefroidisseur d'Injection	1/2	
46.	MOTEUR	Monté par	FABRICANT DIESEL				Total	1/2	
47.	1/2	HP					Peller	1/2	
48.	LES FEUILLES	Caractéristiques de la roue	tr/min				Arrefroidissement	1/2	
49.	ATTACHEES!	Type:					Accrochage	1/2	
50.		Cocle N°					Puissance	136 D/1360 KW/15	
51.		Cocle N°					Puissance et	3850/11760 KW/15	
52.		Courbe caractéristique N°					N° de série (p. 10)	5016	
53.	Remarques:	Spécifications constructives, l'annexe API sur les pompes.							
54.		ALARME DE VIBRATION SERA FOURNIE.							
55.		() INDIQUE LES INF. DU FOURNISSEUR							
56.									
57.									
58.									
59.									

Tableau IV.3 : Paramètres de la pompe P411 du constructeur

Détermination des paramètres principaux :

$$Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$$

a. Définition de la roue :

- Type de la roue : Fermé.
- Type de diffuseur : Double aspiration.
- Le diamètre de la roue : $D = 628\text{mm} = 0,628\text{m}$.
- La matière de la roue :

$$Vp = \frac{\pi \times N \times D}{60} \Rightarrow Vp = \frac{3,14 \times 1470 \times 0,628}{60} \Rightarrow Vp = 48,31 \text{ m/s}$$

La roue en acier (CSC)

b. Vitesse d'aspiration :

On a: $Q_a = S_a \times V_a \Rightarrow Q_a = Q_r = Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$

$D_r = 10'' = 0,254$

$$V_a = \frac{Q}{S_a}$$

$$V_a = \frac{Q_a \cdot 4}{\pi D_r^2}$$

Donc : $V_a = \frac{Q}{S_a} = \frac{500,4}{\pi \cdot 0,254^2 \cdot 3600} \Rightarrow V_a = 2,74 \text{ m/s}$

c. Vitesse de refoulement :

$Q_r = S_r \times V_r \Rightarrow Q_a = Q_r = Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$

$D_r = 6'' = 0,1524$

$$V_a = \frac{Q}{S_r}$$

$$V_a = \frac{Q_r \cdot 4}{\pi D_r^2}$$

Donc : $V_a = \frac{Q}{S_r} = \frac{500,4}{\pi \cdot 0,1524^2 \cdot 3600} \Rightarrow V_r = 7,61 \text{ m/s}$

IV.3.2. Calcul hydraulique :

a. Calcul des pressions et la hauteur (sans les pertes) :

Pour calculer la hauteur on prend les paramètres de constructeur ;

Donc :

La pression d'aspiration :

On prend la pression d'aspiration moyenne la pression maximal $P_{\max} = 1,8 \text{ bar}$.

Donc : $P_a = 1,3 \text{ bar}$

La pression de roucoulement :

Le constructeur nous a donné un $P_r = 12,7 \text{ bars}$ donc on peut calculer la hauteur manométrique

D'après l'équation

$$H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2 \cdot g}$$

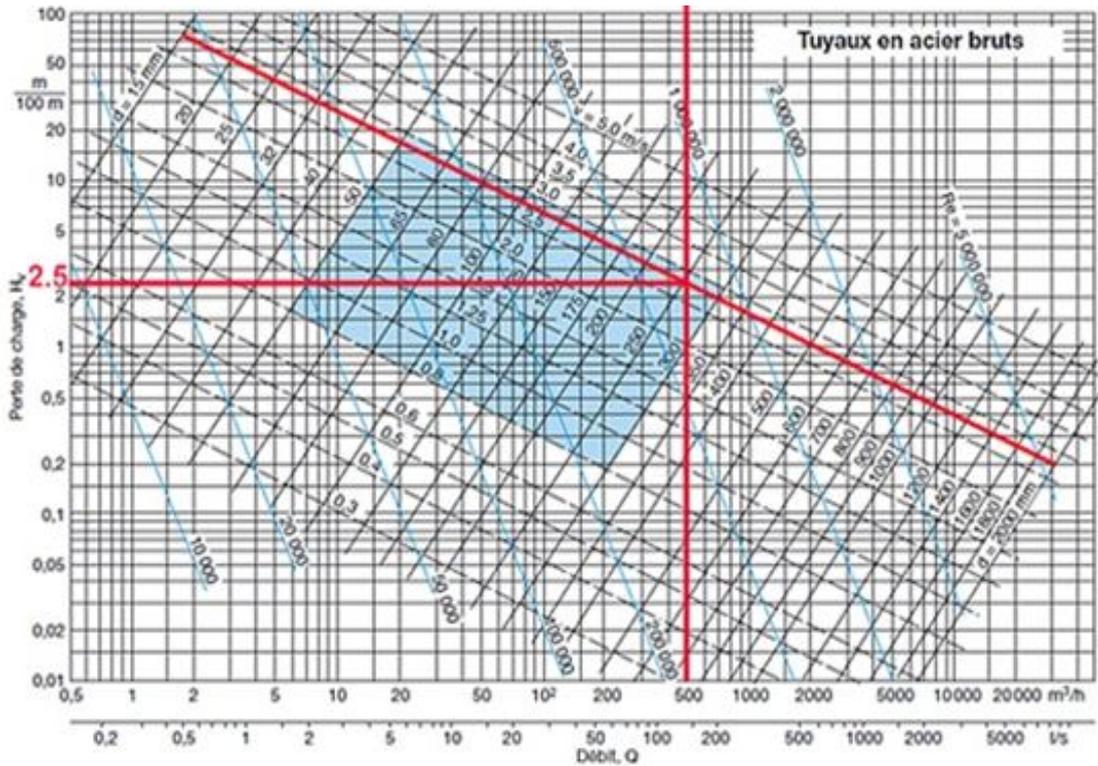


Figure IV.10: Pertes de charge, H_{v1} pour des tuyaux en acier ($k = 0,05 \text{ mm}$)

$$H_v = \frac{2,5 \cdot 25}{100} = 0,62 \text{ m}$$

Plus compliqué mais inévitable pour d'autres rugosités serait le calcul (Figure IV.9)

La rugosité relative $\frac{d}{K} = \frac{254}{0,050} = 5080$

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu_{cin}}$$

$$\text{à } T=30^\circ\text{c} \Rightarrow \nu_{dyn} = 0,000798 \text{ kg/ms}$$

$$\Rightarrow \nu_{cin} = 8 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Alors on a } \nu_{cin} = 8 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$V_a = 2,77 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{2,83 \cdot 0,267}{8 \cdot 10^{-7}} = 8,98 \times 10^5$$

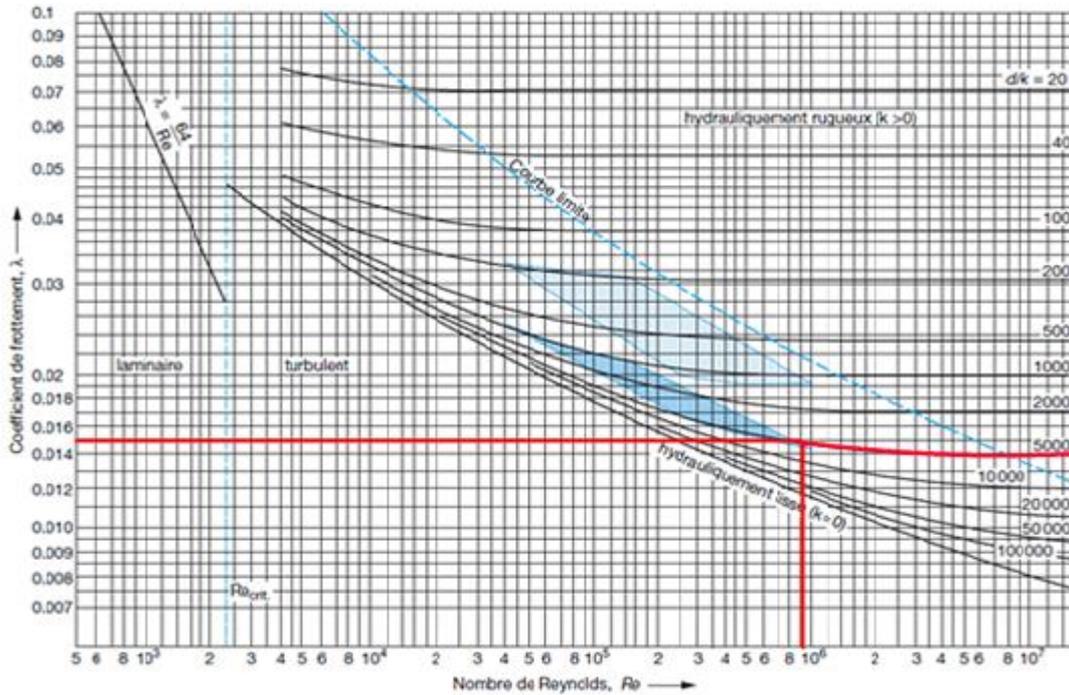


Figure IV.11: Coefficient de frottement dans les tuyauteries (λ) en fonction du nombre de REYNOLDS (Re) et de la rugosité relative (d/k)

On déduit de la (Figure IV.11) qu'avec $\frac{d}{K} = 5080 \Rightarrow \lambda = 0,015$

Par calcul d'après l'équation

$$\lambda = \frac{0,309}{\left(\log \frac{Re}{7}\right)^2} = \frac{0,309}{\left(\log \frac{8,98 \cdot 10^5}{7}\right)^2} \Rightarrow \lambda = 0,015$$

$$Hv_l = \lambda \left(\frac{L}{d}\right) \frac{V^2}{2g}$$

$$Hv_l = 0,015 \left(\frac{25}{0,254}\right) \frac{(2,77)^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$Hv_l = 0,6m \Rightarrow \text{La vérification est confirmée}$$

Les pertes de charge singulière (les robinets, les coudes et les vannes) :

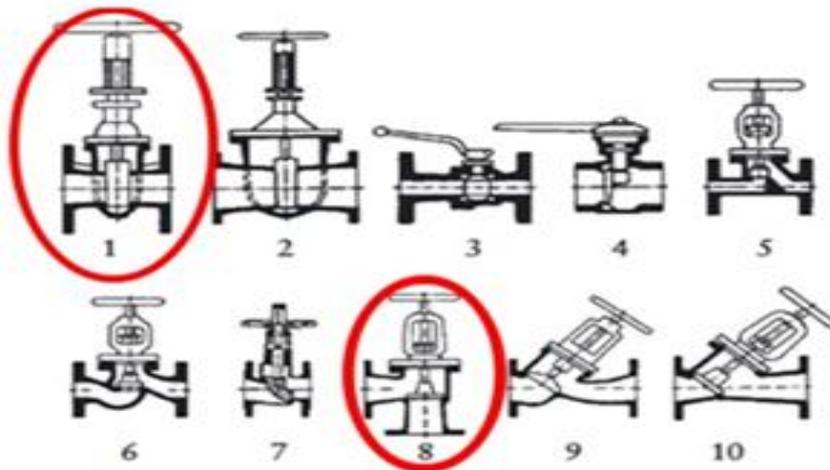


Figure IV.12: Représentation schématique des types de robinetterie D'après le (Tableau IV.4)

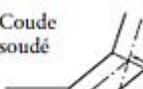
Tableau IV.4: Coefficients de perte de charge ϵ dans les robinetteries (en fonction de la vitesse d'écoulement dans la section de raccordement DN)

Type de robinetterie	Type de com.	Coefficient de perte de charge, ζ , pour DN =															Remarques					
		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	400		500	600	800	1000	
Robinettes d'arrêt	Robinettes à opercule plat ($d_1 = DN$)	min	0,1																0,1	pour $d_1 < DN$ (voir 1))		
	max	0,65	0,6	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3											0,3	
	Robinettes à opercule rond ($d_1 = DN$)	min						0,25	0,24	0,23	0,22	0,21	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,11	
	max						0,32	0,31	0,30	0,28	0,26	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,18	0,16	0,15	0,14		
	Robinettes à boiseau sphérique ($d_1 = DN$)	min	0,10	0,10	0,09	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03	0,03	0,02					
	max	0,15																0,15				
	Robinettes à PN 2,5 + 10	min					0,90	0,89	0,38	0,26	0,20	0,14	0,12	0,09	0,06							0,06
	max						1,20	1,00	0,80	0,70	0,62	0,56	0,50	0,42	0,40	0,37	0,33	0,33	0,33	0,30	0,28	
	Robinettes à papillon PN 16 + 25	min					2,04	1,80	1,55	1,30	1,08	0,84	0,75	0,56	0,48	0,40						0,40
	max						2,50*	2,30*	2,10*	1,90*	1,70*	1,50*	1,30	1,10	0,90	0,83	0,76	0,71	0,67*	0,63*		
	Robinettes à soupape, min				6,0	6,0																
	foijé	max			6,8	6,8																
	Robinettes à soupape, min	3,0																3,0	en cas d'optimisation $\zeta = 2$ à 3 peut être atteint			
	moulé	max	6,0																	6,0		
	Robinettes à soupape min	0,3	0,4	0,6	0,6	1,0	1,1											1,1				
	compactes	max	0,3	0,9	1,9	1,9	2,2	2,2	2,3	2,5						2,5						
	Robinettes à passage min	2,0																2,0				
	d'équerre	max	3,1	3,1	3,4	3,8	4,1	4,4	4,7	5,0	5,3	5,7	6,0	6,3				6,6				
	Robinettes à soupape à min	1,5																1,5				
tête inclinée	max	2,6																2,6				
Robinettes à soupape à min	0,6																0,6					
passage intégral	max	1,6																1,6				
Robinettes à soupape à min	0,8																0,8					
membrane	max	2,7																2,7				
Clapets de non-retour	Clapets de non-retour, min	3,0																3,0				
	à tête droite	max	6,0																6,0			
	Clapets de non-retour, min	3,2																3,2	élargissement axial à partir de DN 125			
	axial	max	3,4	3,5	3,6	3,8	4,2	5,0	6,4	8,2	4,6						4,6					
	Clapets de non-retour, min	2,5	2,4	2,2	2,1	2,0	1,9	1,7	1,6	1,5						1,5						
	à tête inclinée	max	3,0																3,0			
	Clapets de pieds min					1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4	(7,0)	(6,1)	(5,5)	(4,5)	(4,0)			
	max					3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0				
	Clapets de non-retour min	0,3																0,3	clapet sans levier ni contrepoids 1))			
	max	3,0																3,0				
Hydrostop v = 4 m/s						0,9			3,0	3,0	2,5	2,5	1,2	2,2								
v = 3 m/s						1,8			4,0	4,5	4,0	4,0	1,8	3,4								
v = 2 m/s						5,0			6,0	8,0	7,5	6,5	6,0	7,0								
Filtres					2,8																2,8	
Crépinés					1,0																1,0	

Dans l'installation on 'a (3 coude angle d'ouverture $\alpha = 90^\circ$) et robinet à opercule plat et un filtre plus un robinet d'équerre

- 1) Robinet a opercule plat $d_a = 254$.
 $\epsilon_1 = 0,2$.
- 2) Robinet à passage d'équerre
 $\epsilon_3 = 4$.
- 3) Filtre
 $\epsilon_4 = 2,8$.

Tableau IV.5: Coefficients de perte de charge ϵ dans les coudes

Coude	α	15°		30°		45°		60°		90°	
		Surface lisse	Surface rugueuse								
	ζ pour R = 0	0,07	0,10	0,14	0,20	0,25	0,35	0,50	0,70	1,15	1,30
	ζ pour R = d	0,03	-	0,07	-	0,14	0,34	0,19	0,46	0,21	0,51
	ζ pour R = 2 d	0,03	-	0,06	-	0,09	0,19	0,12	0,26	0,14	0,30
	ζ pour R ≥ 5 d	0,03	-	0,06	-	0,08	0,16	0,10	0,20	0,10	0,20
	Nombre de cordons de soudure	-	-	-	-	2	-	3	-	3	-
	ζ	-	-	-	-	0,15	-	0,20	-	0,25	-

- 4) Coude angle d'ouverture $\alpha = 90^\circ$
 $\epsilon_2 = 0,21$.
 $\epsilon_5 = 0,21$.
 $\epsilon_6 = 0,21$.

$$\begin{aligned}\Sigma \varepsilon &= \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4 + \varepsilon_5 + \varepsilon_6 \\ &= 0,2 + 4 + 2,8 + 0,21 + 0,21 + 0,21 \\ \Sigma \varepsilon &= 7,63.\end{aligned}$$

$$Hv_S = \Sigma \varepsilon \cdot \frac{V^2}{2g} = 7,63 \frac{(2,74)^2}{2,9,81}$$

$Hv_S = 3,71 \Rightarrow$ La somme des pertes.

$$Hv = Hv_l + Hv_S = 3,11 + 0,6 = 3,71m.$$

c. Pression d'aspiration :

$$P_{a,s} = \rho \cdot g \cdot H_{géo}$$

$$T=30^\circ C \Rightarrow \rho = 995,71 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{a,s} = 995,7 \cdot 9,81 \cdot 14,5$$

$$\Rightarrow P_{a,s} = 141633,34 \text{ Pa} = 1,41 \text{ Bar.}$$

$$\Rightarrow \text{Avec : } H_v = 3,71m = 0,371 \text{ Bar}$$

On a les pertes de charge alors $P_a = P_{a,s} - H_v = 1,41 - 0,371$

$$P_a = 1,03 \text{ Bar.}$$

d. Pression de refoulement :

On calcule la pression de refoulement avec une hauteur de 127m pour calcule la hauteur manométrique (H)

$$N = 1470 \text{ tr/min}$$

$$Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$T=30^\circ C \Rightarrow \rho = 995,7 \text{ Kg/m}^3$$

$$D_A = 267 \text{ mm} ; D_R = 165 \text{ mm}$$

$$d_s = 254 \text{ mm} ; d_R = 152 \text{ mm}$$

$H_{a,r} = 0$ car le niveau d'aspiration et le niveau de refoulement sont égaux

$$\text{On a : } V_r = 7,61 \text{ m/s}$$

$$V_a = 2,74 \text{ m/s}$$

$$Pr = \rho \left[H \cdot g - \frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2} \right] + P_a$$

On a une hauteur de 119,28m.

Donc :

$$Pr = 995,7 \left[119,28 \cdot 9,81 - \frac{(7,61^2 - 2,74^2)}{2} \right] + 1,03 \cdot 10^5$$

$$Pr = 12,43 \text{ bar} = 1243011,33 \text{ Pa}$$

e. Calcule de la hauteur avec les pertes :

Dans le cas de différence de cote entre la bride d'aspiration et celle de refoulement

$H_{a,r=0}$ donc :

$$H_{avec\ pertes} = \frac{P_r - P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} + Hv$$

Alors :

$$H = \frac{(12,43 - 1,03)10^5}{995,7 \cdot 9,81} + \frac{(7,63^2 - 2,74^2)}{2,9,81} - 3,71 = 112,82 \text{ m}$$

$$\Rightarrow H = 112,82 \text{ m}$$

$$\Delta H = H - H_{avec\ perte} = 127 - 112,82 = 14,18 \text{ m}$$

$$\text{Alors : } \left. \begin{array}{l} 127 \Rightarrow 100\% \\ 14,18 \Rightarrow X = ?? \end{array} \right\} \Rightarrow X = \frac{14,18 \cdot 100}{127} = 11,16\%$$

La hauteur manométrique de la pompe diminue de 15m alors la hauteur diminue de 11,16% ; Et aussi La pression de refoulement avec l'influence des pertes de charge diminue de $P_r = 12,7\text{bar}$ jusqu'à 12,43bar.

IV.3.3.NPSH_{DISPO} en charge :

$$Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Sigma H_v = 3,71 \text{ m}$$

$$H_{\text{géo}} = 14,5 \text{ m}$$

V_e : La vitesse du bac

$$V_e = 0 \text{ parce que } V_e \ll V_a$$

$$T = 30^\circ\text{C} \Rightarrow T_v = 4242 \text{ Pa (Tension de vapeur)}$$

$$\Rightarrow T_v = 0,004242 \text{ Bar}$$

Tableau IV.6: Tension de vapeur P_D , masse volumique, et viscosité cinématique, de l'eau saturée en fonction de la température (t).

Température	Pression référence	Pression de vapeur saturante	Masse volumique (Density)	Chaleur sensible (Enthalpie spécifique)		Chaleur spécifique (ou massique)		Chaleur volumique	Viscosité dynamique de l'eau
				kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg		
0.00	101325	611	999.82	0.06	0.01	4.217	1.007	4216.10	0.001792
10.00	101325	1227	999.77	42.09	10.05	4.192	1.001	4191.42	0.001308
20.00	101325	2337	998.29	83.95	20.05	4.182	0.999	4174.70	0.001003
30.00	101325	4242	995.71	125.75	30.04	4.178	0.998	4160.53	0.000798
40.00	101325	7375	992.25	167.54	40.02	4.179	0.998	4146.28	0.000653
50.00	101325	12335	988.02	209.33	50.00	4.181	0.999	4130.87	0.000547

Le calcul entre le bac et le point d'aspiration

$$P_e = \rho \times g \times H_{\text{géo}}$$

$$= 995,71 \times 9,81 \times 14,5 \Rightarrow P_r = 141836,75 \text{ Pa} = 1,41 \text{ Bar}$$

$$\Rightarrow P_a = 1,03 \text{ Bar} = 101300 \text{ Pa}$$

$$\text{Alors: } NPSH_{\text{dispo}} = \frac{(P_e - P_a - P_v)}{\rho \times g} + \frac{V_e^2}{2g} - H_v - H_{\text{géo}} + S$$

$$\frac{(P_e - P_a - P_v)}{\rho \times g} = \frac{141836,75 - 101300 - 4242}{995,7 \cdot 9,81} = 24,45 \text{ m}$$

$$\frac{V_e^2}{2g} = 0$$

$$H_v = 3,71 \text{ m}$$

$S = 0,38$ étant que le centre de l'entrée de la roue et le centre de bride d'aspiration

$$H_{\text{géo}} = 14,5 \text{ m}$$

Donc :

$$NPSH_{\text{dispo}} = 24,45 - 0 - 3,71 - 14,5 + 0,38$$

$$NPSH_{\text{dispo}} = 6,62 \text{ m}$$

Pour un $NPSH_{requis} = 3,5$ m

$$NPSH_{dispo} > NPSH_{requis}$$

$$6,62 > 3,5$$

Le NPSH est suffisant

$$P_a - NPSH > P_v$$

$$101300 - 66200 > 4242$$

$$35100 > 4242 \Rightarrow \text{la formule est vérifiée.}$$

Remarque : la pompe fonctionne sans cavitation.

IV.3.4. Le rendement :

$$P = \frac{P_h}{\eta} \Rightarrow \eta = \frac{P_h}{P}$$

P_h : Puissance hydraulique.

P: Puissance absorbé.

$$P_h = Q \cdot \rho \cdot g \cdot h_{géo}$$

$$= \frac{500}{3600} \times 995,7 \times 9,81 \times 112,82$$

$$P_h = 153057,803 \text{ W}$$

$P = 285 \text{ KW} \Rightarrow$ La puissance de l'entraîneur

$$\text{Donc le rendement : } \eta = \frac{153057,803}{285000} = 0,54$$

$$\eta = 0,54 = 54\%$$

Tableau IV.8: Comparaison entre les paramètres de constructeur et les paramètres de calcul avec les pertes.

	Paramètres du constructeur	Paramètres calculés
P_a (bar)	1,8 max	1,03
P_r (bar)	12,7	12,43
H (m)	127	112,82
$NPSH_{dispo}$ (m)	6,5	6,23
η (%)	73	54

🚦 Etude comparative entre les paramètres donnés par constructeur et les paramètres calculés avec les pertes de charges.

D'après notre calcul théorique la pression de refoulement et $NPSH_{dispo}$ est identique avec celle du constructeur.

Par contre nous observons que la hauteur manométrique, la pression d'aspiration et le rendement diffèrent de celle donnés par le constructeur.

On conclue que la hauteur manométrique diminue jusqu'à 112.82m c'est-à-dire de 11.16% de la hauteur manométrique de celle de constructeur ; la pression de refoulement avec l'influence des pertes de charges linéaires et singulières sera 11.282bar.

La diminution de la hauteur et de la pression de refoulement est logique car les paramètres du constructeur sont basés sur un calcul expérimental d'un banc d'essai avec une tubulure réduite par rapport au cas réel de notre installation qui contient des pertes de charges considérables.

IV.4. Test de performance des pompes anti incendie :



ACTIVITE AMONT
DIVISIONS PRODUCTION
DIRECTION REGIONALE
HASSI R'MEL
DIVISION SECURITE

DATE: 20/03/2018.
NATURE : Test annuel de performance.
EQUIPEMENT : Pompe anti-incendie, 37-P411 A.
LIEU : MPP3.

➤ IV.4.1. REFERENCES NORMATIVES :

NFPA 20 : Norme pour l'installation des pompes fixes anti incendie.

NFPA 25 : Norme relative à l'inspection, test et à la maintenance des systèmes de protection incendie à base d'eau.

NB : NFPA : National Fire Protection Association.

➤ IV.4.2. PRESENTATION DU SYSTEME - POMPES ANTI INCENDIE :

Le système de pompes anti incendie de l'unité MPP3, est composé de :

- (02) types de pompes : de pressurisation (jockey), principales (électriques) et secours (diesels) ;
- (02) vannes de régulation PCV 801/802, assurent le maintien de pression du réseau ;
- Un circuit de retour vers bac ;
- (01) bac d'eau incendie (T401 :13000 m³).

➤ IV.4.3. OBJET DE LA PROCEDURE :

La présente procédure définit les étapes à suivre lors des tests de performance des pompes anti incendie des unités industrielles de la Direction Régionale de Hassi R'Mel. (MPP3)

Résultats des tests avec calcul:

Test 1. Sur P411A : durée de test 15 min

	Débit (m ³ /h)	P _r (bar)	H(m)	P _h (W)	P _a (W)	η
1	2.08	15	142,2515	802,8225	140000	0,00573445
2	316	13,5	127,9223	109681,4	200000	0,5484068
3	359	13	123,1021	119911,1	220000	0,54505048
4	364	12,6	119,0443	117573,5	225000	0,52254872
5	380	12,5	118,143	121812,2	240000	0,507551
6	382	12,2	115,0874	119286,3	241000	0,49496379
7	384	13	123,2932	128460,6	242000	0,53082878

Les courbes caractéristiques :

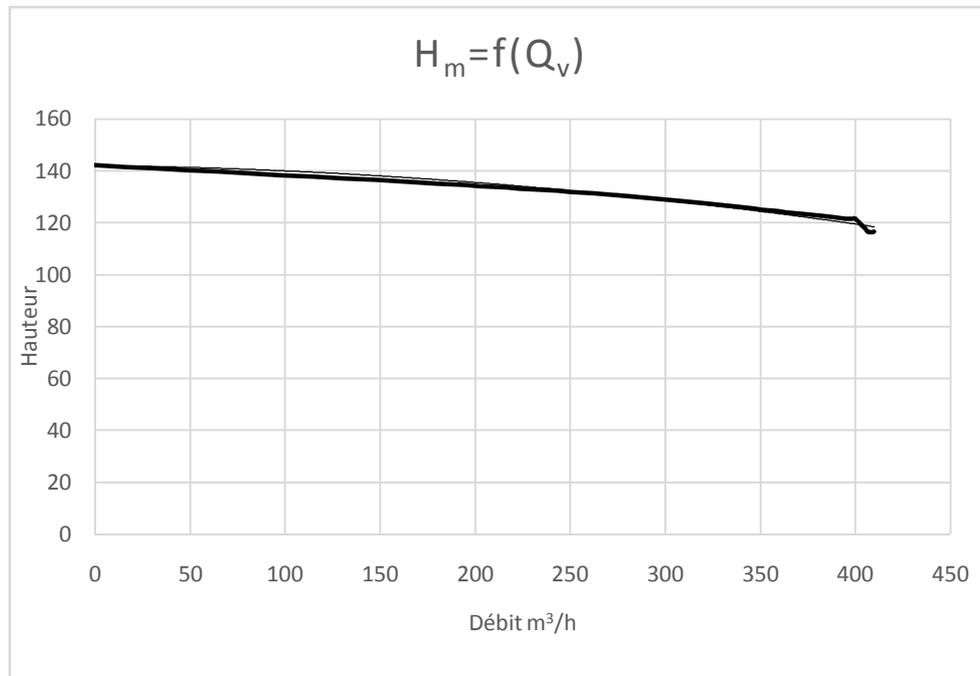


Figure IV.6 : courbe de la hauteur en fonction de débit

La figure IV.6 représente la variation de la hauteur manométrique en fonction du débit, nous remarquons que pour un débit nul la hauteur est maximale (142m), elle se décroît avec l'augmentation du débit jusqu'à la valeur de 117m pour un débit au voisinage de 410m³/h.

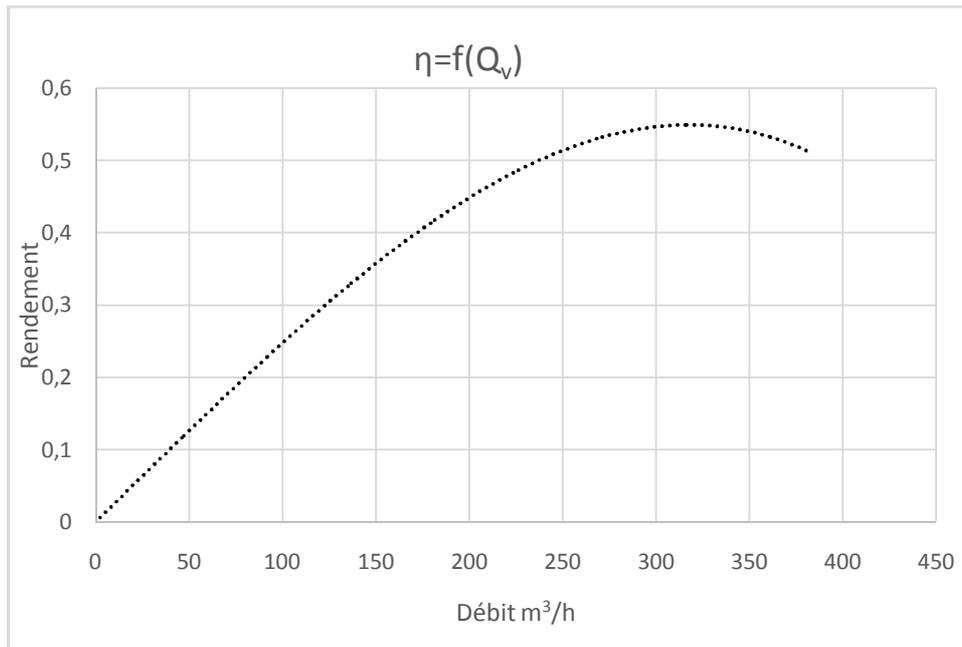


Figure IV.7 : courbe de rendement en fonction de débit

La figure IV.7 montre la dépendance du rendement en fonction de débit, nous avons observé pour un débit zéro le rendement est nul, nous avons une amélioration du rendement avec le débit jusqu'à une valeur maximale de rendement 54% correspondant à la valeur débit de 330m³/h

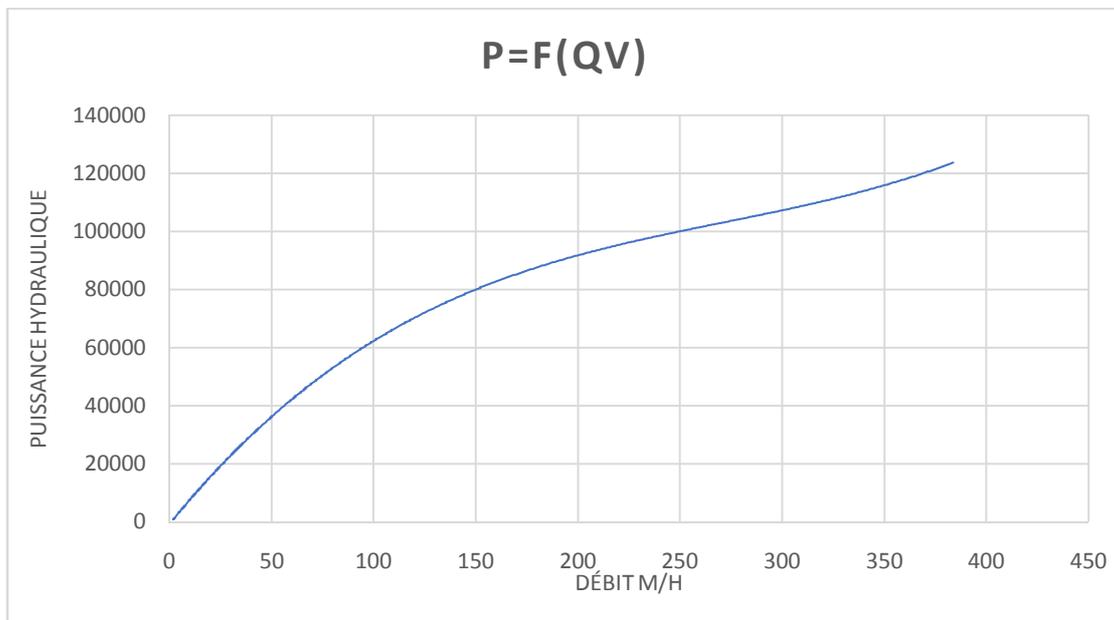


Figure IV.8 : Courbe de puissance hydraulique en fonction de débit

La figure IV.8 représente la variation de la puissance hydraulique en fonction du débit, l'augmentation de la puissance hydraulique est proportionnelle au débit.

Test 2. Sur P411A : durée de test 15 min

	Débit (m ³ /h)	P _r (bar)	H(m)	P _h (W)	P _a (W)	η
1	0,2	15	142,2514	77,19444	130000	0,0005938
2	250	14	132,6568	89984,76	190000	0,47360402
3	395	13	123,3814	132234,9	210000	0,62969002
4	400	13	123,4223	133953,1	220000	0,60887794
5	407	12,5	118,3616	130708,7	235000	0,55620735
6	410	12,5	118,3868	131700,2	250000	0,52680093

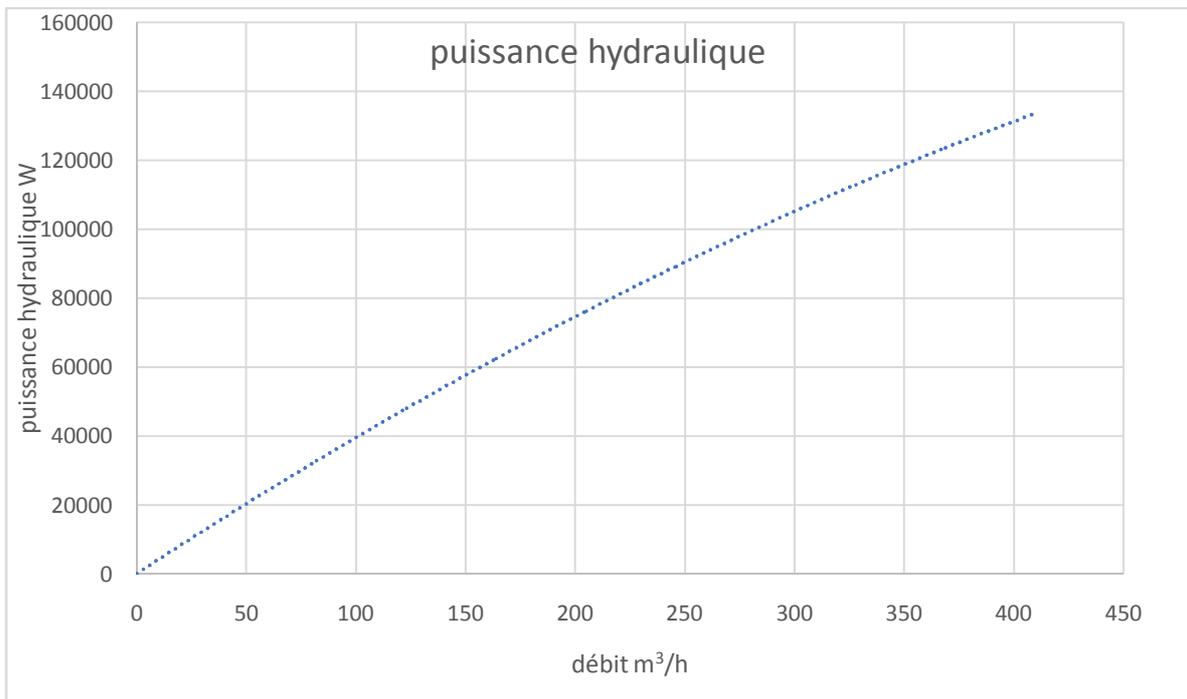


Figure IV.9 : Courbe caractéristique de la puissance hydraulique en fonction de débit

La figure IV.9 représente la variation de la puissance hydraulique en fonction du débit, l'augmentation de la puissance hydraulique accompagnant avec la croissance de débit.

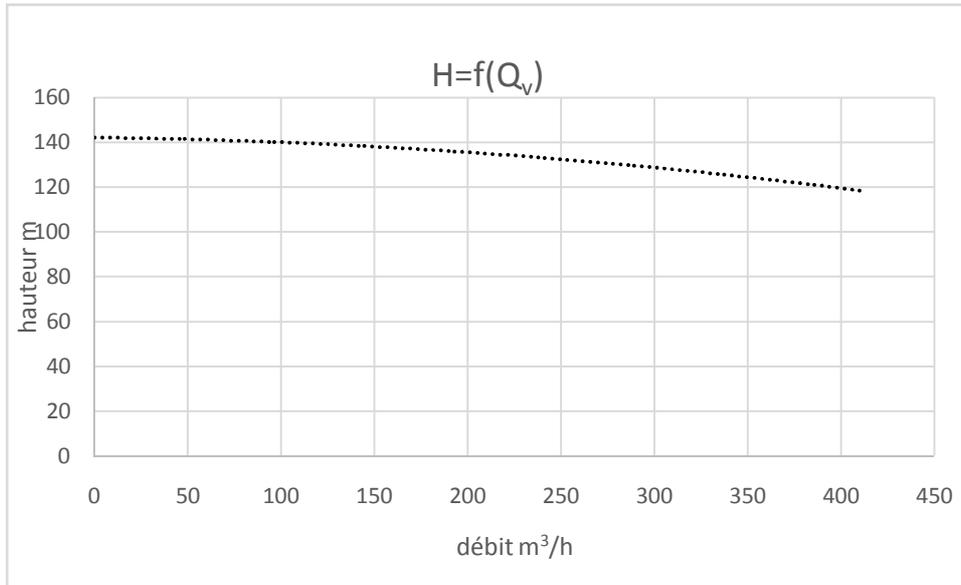


Figure IV.10 : courbe de hauteur en fonction de débit

La figure IV.10 représente la variation de la hauteur manométrique en fonction du débit, nous remarquons que pour un débit nul, la hauteur est maximale est de 142m elle diminue avec l'augmentation du débit jusqu'à la valeur de 119m pour un débit de 410m³/h.

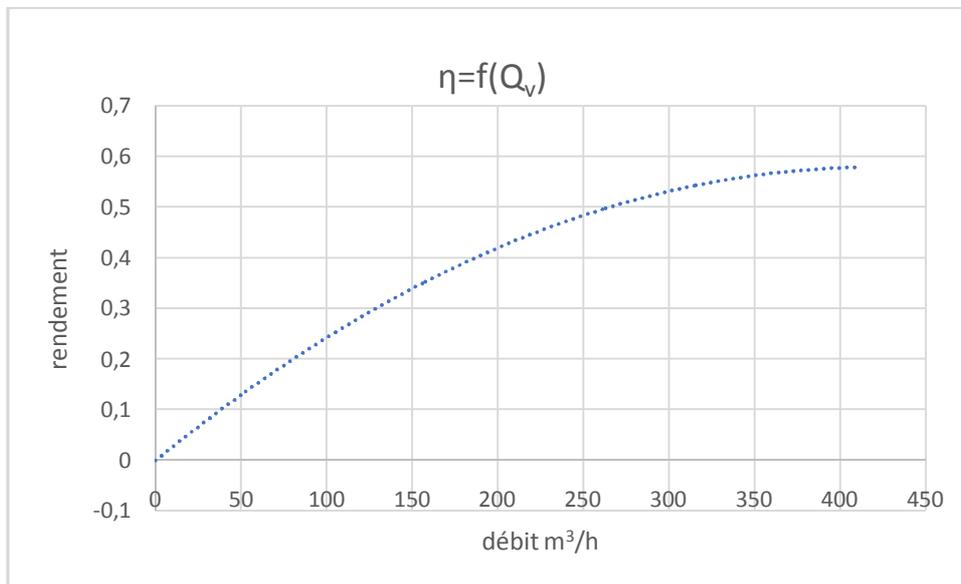


Figure IV.10 : courbe de rendement en fonction de débit

La figure IV.10 montre l'évolution du rendement en fonction du débit, nous avons observé pour un débit zéro le rendement est nul, nous avons une augmentation du rendement avec le débit jusqu'à la valeur maximale de rendement 58% correspondant à la valeur débit de 410m³/h.

En se référant aux normes NFPA 20/25, les résultats obtenus (courbes de tests) ont été comparés avec celles du constructeur (courbes caractéristiques).

La pompe anti-incendie P411A est dans les normes de NFPA 20/25

- La courbe de point de fonctionnement :

Calcul des paramètres de la courbe de réseau

La courbe de réseau se compose de deux composantes : cinématique et dynamique.

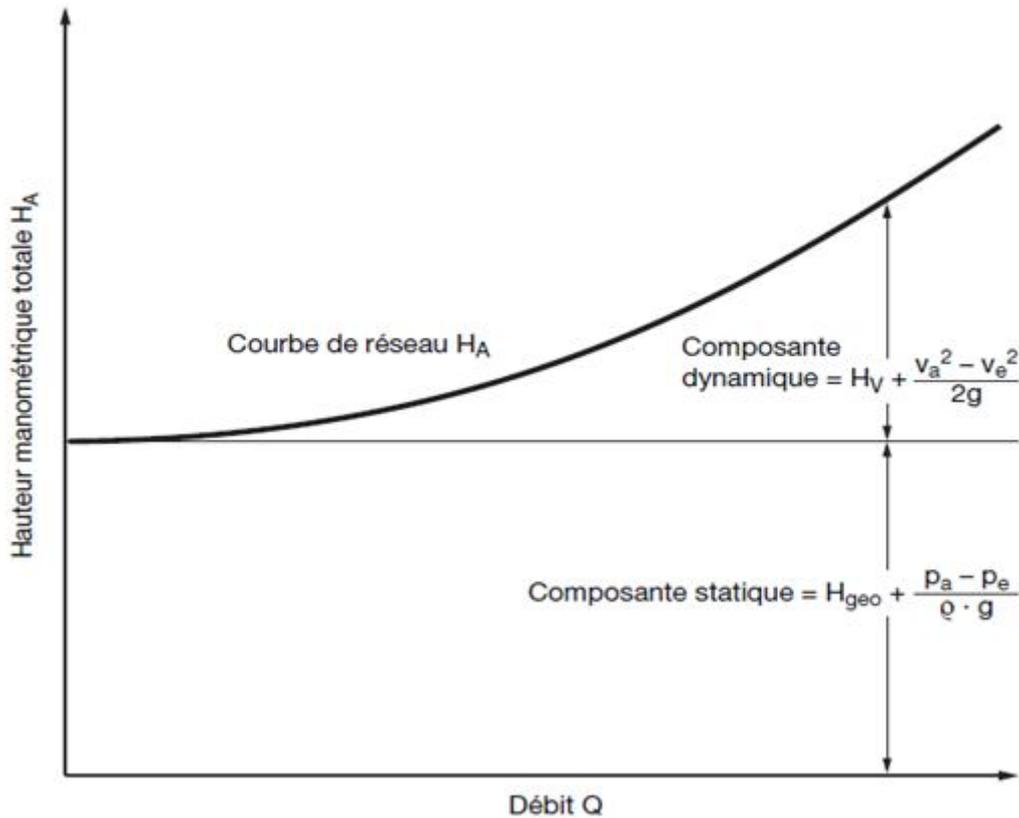


Figure IV.11: Courbe caractéristique de réseau (H) avec composante statique et composante dynamique

Composant dynamique : $H_V + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} = C_{dy}$

Composant cinématique : $H_V + \frac{P_r - P_a}{\rho g} = C_{cin}$

Calcul de la hauteur nette :

Débit (m ³ /h)	0.2	250	395	400	407	410	500	600	700
Hauteur net (m)	120.4	120.496	120.640	120.646	120.655	120.659	126.598	127.745	129.102

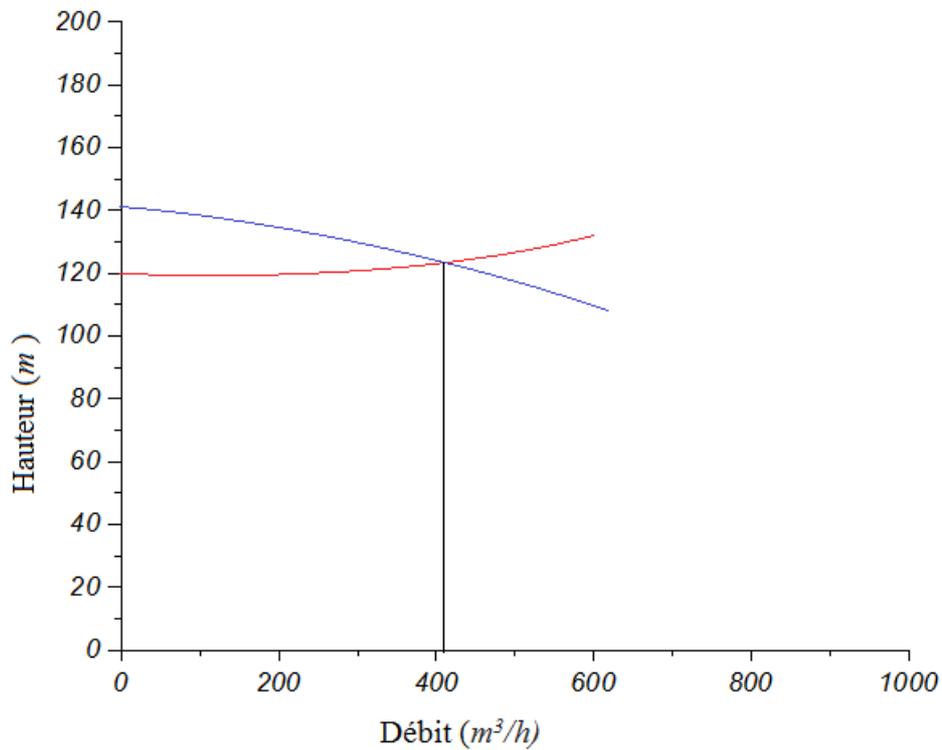


Figure IV.12 : *point de fonctionnement de la pompe P411*

- Interprétation :

D'après le calcul hydraulique, l'étude comparative entre les paramètres du constructeur et les tests de performance sur site nous avons trouvé que le point de fonctionnement de la pompe P411A se recule à la valeur de 410m³/h, à la raison des pertes de charges énormes du réseau anti-incendie.

IV.6.Conclusion :

Les résultats obtenue par le test de performance de la pompes anti incendie P411A est un facteur très important pour rendre les équipements stratégiques plus efficace et plus fiable en cas d'intervention, signalant ainsi un bon programme d'entretien préventif et une bonne prise en charge des anomalies signalées sont des leviers déterminants pour la fiabilité du système .

Conclusion générale

Les pompes sont parmi les machines hydrauliques les plus utilisées dans l'industrie. Dans ce mémoire, on réalise une étude théorique et pratique sur une pompe centrifuge P441A du système anti-incendie au sein de l'entreprise SONATRACH Hassi R'mel.

Pour la partie d'étude théorique, on a fait un calcul hydraulique baser sur l'équation de Bernoulli à partir des paramètres de fonctionnement prélevés sur le site et celles du constructeur. Pour déterminer les caractéristiques de performance de la pompe ainsi que les différentes pertes charges influes sur la performance de la pompe.

Dans la partie pratique, nous avons eu la chance d'assister à quelques opérations pour tester cette pompe. Ces opérations sont effectuées dans la station du système anti-incendie de sécurité de l'unité par l'équipe interne. Elles concernent la détection des pannes, et les éléments qui déclenchent un dysfonctionnement du système.

Ensuite dans la partie pratique, on a traité une opération de diagnostic de la pompe en service par la comparaison de ses performances aux différents régimes avec les données du constructeur.

Aussi, dans la partie expérimentale, on s'est basé sur les relevés des valeurs à savoir, la hauteur manométrique, les pressions et le débit. Ces valeurs ont été injectées dans les équations thermodynamiques et celles de la mécanique des fluides pour aboutir au rendement final (nominal).

on a procédé au dysfonctionnement de la pompe centrifuge en indiquant les différentes pannes et les éléments qui causent un mauvais fonctionnement de cette dernière.

Finalement, Les valeurs trouvées dans le chapitre IV calculés et expérimentés par les tests de performance de ces pompes ont été comparées graphiquement avec celles du constructeur. Cette comparaison nous a menée une satisfaction sur les résultats obtenus qui avoisine avec la fiche de calcul fourni par le constructeur, tout sa se traduit par une bonne gestion de ces pompes vis-à-vis leurs maintenance (curative ou préventive).

Références Bibliographiques

- [1] : IFP.Trainaig, gaz naturel, production, traitement et transport. Publication d.Edition Technique2003 P :[23...47]
- [2] : Revue trimestrielle de la SONATRACH. revue n°15.décembre 2002.
- [3] : Technologie et fonctionnement des pompes centrifuge D_{5-2/A}-ENSPM-formation industrie
- [4] : Les stations de pompage d'eau.-6^{ème} edition-travaux de la commission distribution de l'eau de l'astee-Michel Rapinat.
- [5] Cours de Richard MATHIEU- G.I. D4.13/chapitre 1c – pompes (<http://genie.industriel.iaa.free.fr>)(visité le 14/03/2018)
- [6] : Ahmed Misbah Youssef, PUMP TECHNOLOGY
- [7] : Fichier pdf : machines hydrauliques.Classification et Définitions;(<http://www.almoandiss.com/>) (visité le 28/03/2018)
- [8] : Cours de turbomachine-Alien Abdennour.
- [9]: Manuel operatories (operation manuel) 27/37-P411 A, B, C, D Kubota, LTD.
- [10] : Annexe : pompes centrifuges .notes de cours .mécanique des fluides.
- [11]: Fichier pdf: CH14_solar_pompe centrifuge NPSH.pdf.
- [12] : Les équipements garniture et presse-étoupes-manuel de formation (TOTAL) cours exp-pr-eq230.révision0.1.