

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougara-Boumerdes
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de

Master

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Hydrocarbures

Option : Génie mécanique : Mécanique des unités petrochimiques

Présenté par : Herzallah yahia.

Hamdaoui Nor el Islame.

THEME

Etude des caractéristiques d'une pompe centrifuge.

Soutenu publiquement le ... / ... /

Devant le jury :

	Nom et Prénom	Grade	Université/Affiliation
Président de jury
Examineurs
Examineurs
Encadreur:	... YAHY Fatma	MCB	FHC/UMBB

Boumerdès:2021

REMERCIEMENTS

Nous remercions ALLAH le tout puissant de nous avoir beaucoup aidés pour élaborer ce travail.
Toutes nos infinies gratitudees à notre promoteur, M^{elle} yahi Fatma pour son encadrement et ses aides précieuses.

Nous tenons aussi à remercier M^{elle} Talamali Anissa , Mr sahnoun Khaled qui n'ont préservés aucun effort afin de nous transmettre leur savoir et leurs expériences et tous les enseignants de la faculté des hydrocarbure et de la chimie.

Nous remercions messieurs le président el les membres de jurys pour leur présence pour évaluer et participer à la conclusion de notre travail.

Nous tenons à remercier nos familles et nos amis qui nous ont toujours soutenus et qui sans eux ce mémoire n'aura pas eu lieu.

DÉDICACE

je dédie ce travail

Aux êtres les plus chers, mes parents Mohamed Taher et Zerrouki Fatima qui étaient toujours à mes côtés et m'ont toujours soutenu tout au long de ces longues années d'études. l'expression de ma profonde gratitude pour tout ce qu'ils ont consenti d'effort set de moyens pour me voir réussir dans mes études.

À mon cher frère Hocine, A mes chères sœurs Zineb,Zoubayda et Soumia.

À mes oncles paternels et mes oncles maternel.

À mes tantes et mes tante maternelles.

À toute ma grande famille.

Aussi A tous mes amis qui sont toujours avec moi :Hamdaoui Nor el Islame, Bezziou mohamed, Bdirina Abdelatif, Bendjoudi Belal, Charif abderaouf, Ben Belkair Riadh, Herzallah mohamed Fadhel ,Morgad Adlane, Boutti Lakhdar, badri noureedine , Ahmed Herzallah et tout mes collègues.

Yahia

DÉDICACE

je dédie ce travail

Aux êtres les plus chers, mes parents Mohamed et Hamdaoui Mabrouka qui étaient toujours à mes côtés et m'ont toujours soutenu tout au long de ces longues années d'études. L'expression de ma profonde gratitude pour tout ce qu'ils ont consenti d'effort et de moyens pour me voir réussir dans mes études.

À mon cher frère : Mouaad, A mes chères sœurs: Karima, Mouna.

À mes grand mères Adjala et Meziana.

À mes tantes maternelles Zohra, Fatima, Malika .

À mes oncles maternels Ammar , Taher , abdelmajid .

À oncles paternels Nabil, Saleh, Saoudi .

À mes tantes paternels et tout ma grand famille.

Aussi A tout mes amis qui sont toujours avec moi : Herzallah yahia, Bezzou Mohamed, Boutobba Messaoud , Bdirina Abdelatif, Charif abderaouf, Youcef , Oussama, Chihab, Aymen, Rafik, Mahfoudh et tout mes collègues.

Nor El Islame

RÉSUMÉ

Dans le cadre de notre stage d'induction, nous avons été affectées à l'unité de récupération de gaz de pétrole liquéfié appelée GP1Z –SONATRACH Arzew - Oran.

L'objectif principal de notre projet est d'étudier les caractéristiques de la pompe de circulation d'huile chaude (**Torada Tc**) DVH P-1501 en mettant l'accent sur l'effet de variation de débit sur la pression et la vitesse au refoulement. En effectuant un calcul hydraulique visant l dimensionnement de cette pompe. Par la suite une étude numérique utilisant le code de calcul Ansys-CFX a été effectuée pour mettre en lumière l'évolution de la pression et la vitesse en fonction du débit.

ملخص

في إطار تدريبنا التطبيقي الذي اجريناه في وحدة استرجاع الغاز البترولي GPL بمركب GP1Z سوناطراك ارزيو وهران ، قمنا بدراسة خصائص المضخة DVH P-1501 التي تضخ الزيت الساخن (Torada Tc) كناقل حراري وفي عملنا هذا أجرينا حسابا هيدروليكيًا لتحديد ابعاد المضخة بهدف إجراء محاكاة رقمية بواسطة برنامج Ansys-CFX لمعرفة تغير الضغط والسرعة بتغير التدفق بين قيمتين حديتين و مقارنة النتائج المتحصل عليها مع معطيات المنتج.

ABSTRACT

As part of our practical training, which we conducted in the GPL unit of the GP1Z complex Sonatrach- Arzew- Oran, we studied the characteristics of the DVH P-1501 pump that pumps hot oil (Torada Tc) as a heat carrier. By using Ansys-CFX we analyze the change in pressure and velocity by changing the flow between two limit values and comparing the results obtained with the product data.



Sommaire

SOMMAIRE

CHAPITRE I DESCRIPTION DE LIEU DE STAGE

Introduction générale.....	1
I.1. Sonatrach.....	2
I.2. Présentation du complexe GP1.Z.....	2
I.2.1. Introduction.....	2
I.2.2. Fiche technique du complexe GP1.Z	2
I.2.3. Organisation du complexe.....	3
I.2.4. Les installations principales du complexe GP1/Z.....	4
I.2.5. Zones d'exploitations	4
I.2.5.1. Zone de stockage d'alimentation	4
I.2.5.2. Zone de production	5
I.2.5.3. Section déshydratation.....	5
I.2.5.4. Section séparation	5
I.2.5.5. Section de réfrigération.....	5
I.2.5.6. Section d'huile chaude	5
I.3. Description du circuit d'huile chaude.....	6

CHAPITRE II GENERALITE SUR LES POMPES

II.1. Généralités sur les pompes.....	8
II.1.1. Définition de la pompe.....	8
II.1.2. Différents types des pompes.....	8
II.1.2.1. Roto-dynamique.....	8
II.1.2.2. Pompes volumétriques.....	8
II.1.3. Les pompes centrifuges.....	8
II.1.3.1. Principe de fonctionnement.....	8

II.1.3.2. Utilisation.....	10
II.1.3.3. Amorçage.....	11
II.1.4. Types des pompes centrifuges.....	11
II.1.4.1. Pompes centrifuges verticales.....	11
II.1.4.2. Pompes centrifuges horizontales.....	12
II.2. Description de la pompe d'huile chaude.....	12
II.2.1. Description de la section d'huile chaude	12
II.2.2. Rôle de la pompe dans le procédé	14
II.2.3. Caractéristiques techniques de la pompe	14
II.2.4. Les différentes composantes de la pompe.....	15
II.2.4.1. Le corps	15
II.2.4.2. La roue	15
II.2.4.3. Arbre de la pompe.....	16
II.2.4.4. Les paliers.....	16
II.2.4.4.1. Graissage des paliers	17
II.2.4.5. Les garnitures mécaniques	17
II.2.4.5.1. Le principe de fonctionnement	18
II.2.4.5. Accouplement.....	20
II.2.5. Système de refroidissement de l'huile des paliers et les garnitures.....	20
II.3. Théorie des pompes centrifuges.....	20
II.3.1. Triangle des vitesses	20
II.3.2. Caractéristiques et performances.....	22
II.3.2.1. Hauteur théorique.....	22
II.3.2.2. Hauteur réelle : Hmt – Débit.....	24
II.3.2.3. Caractéristique : Rendement, Puissance – Débit	24

II.3.2.4. Caractéristique : NPSH – Débit.....	25
II.3.3. Cavitation	26
II.3.4. Point de fonctionnement	27
II.4. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges.....	27

CAPITRE III CALCULE HYDRAULIQUE

III.1. Détermination des paramètres principaux.....	28
III.1.1. Vitesse spécifique.....	28
III.1.2. Diamètre de l'arrêté d'entrée ramené D_{r1}	29
III.1.3. Rendement hydraulique	30
III.1.4. Rendement volumétrique	30
III.1.5. Rendement mécanique.....	31
III.1.6. Rendement global	31
III.1.7. Puissance consommée par la pompe.....	31
III.1.8. Puissance du moteur d'entraînement	32
III.2. Calcul des diamètres de l'arbre et du moyeu.....	32
III.2.1. Diamètre de l'arbre.....	32
III.2.2. Diamètre de moyeu de la roue	33
III.3. Détermination des paramètres du rotor a l'entrée.....	33
III.3.1. Débit de circulation dans la pompe.....	33
III.3.2. Diamètre maximale de l'arrête d'entrée	33
III.3.3. Diamètre moyen de l'arbre d'entre D_0	34
III.3.4. Calcul de largeur de la fente à l'entrée de la roue b.....	34
III.3.5. angle de l'arbre à l'entrée de la roue β_1	34
III.4. Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue	35
III.4.1. Charge théorique en tenant compte de nombre d'aubes.....	35
III.4.2. Vitesse circumférentielle à la sortie du rotor	35

III.4.3. Diamètre de la roue à la sortie D_2	36
III.4.4. Angle de l'aube à la sortie de la roue β_2	36
III.4.5. Nombre d'aubes	36
III.4.6. Précision des valeurs calculées	36
III.4.7. Largeur de la fente à la sortie de la roue.....	37
III.4.8. Vérification des coefficients de rétrécissement du courant K_1 et K_2	37
III.4.9. Calcule des vitesses relatives à la sortie et à l'entrée de la roue	37

CHAPITRE IV SIMULATION PAR LOGICIEL

Introduction.....	38
IV.1. Présentation de code de calcul ANSYS CFX	38
IV.2. Géométrie	39
IV.3. Le maillage.....	40
IV.4. Méthode de résolution	42
IV.5. Conditions aux limites de fluide.....	43
IV.6. Prise en main du logiciel.....	44
IV.7. Résultat pour débit $Q_v=1376\text{m}^3/\text{h}$	45
IV.8. Résultat pour débit $Q_v=1650\text{m}^3/\text{h}$	46
IV.9. Résultat pour débit $Q_v=1900\text{m}^3/\text{h}$	47
IV.10. Discussion.....	48
IV.11. Calcul de taux de variation	50

Conclusion générale.

Bibliographie .

LISTE DES FIGURES :

Figure I.1 : Organigramme du complexe GP1/Z	4
Figure I.2 : Schéma de la boucle d'huile chaud.....	9
Figure. II. 1 : différentes composantes d'une pompe centrifuge	9
Figure. II.2. Différent types d'impulseurs	10
Figure. II.3. Pompe centrifuge vertical.....	11
Figure. II.4. Pompe centrifuge horizontale.....	12
Figure. II.5. Schéma simplifier de la section d'huile chaude.....	13
Figure. II.6. Position de la pompe d'huile chaude dans le train de production.....	14
Figure. II.7. Corps de la pompe d'huile chaude.....	15
Figure. II.8. Roue de la pompe d'huile chaude.....	16
Figure. II.9. Arbre de la pompe d'huile chaude.....	16
Figure. II. 10. Roulement de palier buté.....	17
Figure. II. 11. Roulement de palier radial.....	17
Figure. II. 12. Garniture mécanique.....	19
Figure. II. 13. Ecoulement du liquide à l'intérieur d'une roue à aubes.....	21
Figure. II. 14. Triangle des vitesses à l'entrée (a) et la sortie (b) de la roue	22
Figure. II. 15. Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de Q_2	23
Figure. II. 16. Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.....	24
Figure. II. 17. Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.....	24
Figure. II. 18. Courbes caractéristiques : Hauteur, rendement et puissance absorbée en fonction de débit.....	25
Figure. II. 19. Courbes caractéristiques de NPSH requis & dispo en fonction de débit.....	26
Figure. II.20. Dégâts de Cavitation sur les éléments d'une pompe centrifuge.....	26
Figure. II. 21. Le point de fonctionnement d'une pompe.....	27

Figure III.1 : Roue d'une pompe centrifuge.....	29
Figure III.2 : Triangle de vitesse à l'entrée de la roue.	35
Figure. IV.1. Présentation de l'interface Ansys workbench 17.1.....	39
Figure. IV.2. Présentation de l'interface Bladegen.....	39
Figure. IV.3. Présentation de la géométrie.....	40
Figure. IV.4. Les différents types de mailles utilisées en volumes finis par CFX.....	40
Figure. IV.5. Export de géométrie.....	41
Figure. IV.6. Maillage 3D de l'impulseur.....	42
Figure. IV.7: Volume de contrôle.....	42
Figure. IV.8. Export de maillage vers CFX.....	44
Figure. IV.9. Configuration dans CFX.....	45
Figure. IV.10. Contour de vitesse (cas de $Q_v=1376\text{m}^3/\text{s}$).....	45
Figure. IV.11. Contour de pression (cas de $Q_v=1376\text{m}^3/\text{s}$).....	46
Figure. IV.12. Contour de vitesse (cas de $Q_v=1650\text{m}^3/\text{s}$).....	46
Figure. IV.13. Contour de pression (cas de $Q_v=1650\text{m}^3/\text{s}$).....	47
Figure. IV.14. Contour de vitesse (cas de $Q_v=1900\text{m}^3/\text{s}$).....	47
Figure. IV.15. Contour de pression (cas de $Q_v=1900\text{m}^3/\text{s}$).....	48
Figure. IV.16. Distribution de vitesse (inlet to outlet).....	49
Figure. IV.17. Distribution de pression (inlet to outlet).....	50

LISTE DES TABLEAUX :

Tableau I.1 : Symboles des départements.....	3
Tableau I.2 : Débit d'huile consommée par les utilisateurs.....	6
Tableau I.3 : Désignation TORADA T.C.....	7
TableauII.1 : Caractéristiques techniques de la pompe	14
Tableau III.1. Caractéristiques techniques de la pompe.....	28
Tableau III.2. Type de pompe en fonction de la vitesse spécifique.....	28
Tableau III.3 : Tableau récapitulatif.....	38
Tableau. IV.1. Taux de variation.....	51

NOMENCLATURE

n_s :	vitesse spécifique (tr/min)
D_{r1} :	diamètre d arrêté d'entrée ramené(m)
η_h :	rendement hydraulique(%)
η_v :	rendement volumétrique (%)
η_m :	rendement mécanique (%)
η_g :	rendement global (%)
P_{ab} :	puissance absorbé(watt)
P_m :	puissance mécanique(watt)
ω :	vitesse angulaire(rad/s)
C_t :	couple de torsion (N.m)
d_a :	diameter de larbre (m)
d_m :	diameter de moyeu (m)
Q_c :	débit de circulation dans la pompe (m ³ /h)
D_1 :	Diamètre maximale de l'arrête d'entrée (m)
V_0 :	vitesse absolue à l'entrée(m/s)
D_0 :	Diamètre moyen de l'arbre d'entre D_0 (m)
b_1 :	largeur de la fente à l'entrée de la roue(m)
V_{1m} :	vitesse absolue de liquide à l'entrée de la roue
U_1 :	vitesse tangentielle à l'entrée de la roue
β_1 :	angle de l'arbre à l'entrée de la roue
H_{th} :	Charge théorique(m)
U_2 :	Vitesse circonférentielle à la sortie du rotor
D_2 :	Diamètre de la roue à la sortie(m)
β_2 :	Angle de l'aube à la sortie de la roue
Z :	nombre des abuses
b_2 :	Largeur de la fente à la sortie de la roue(m)
K_1 :	coefficients de retrécissement
K_2 :	coefficients de retrécissement
W_1 :	vitesse relative à l'entrée de la roue (m/s)
W_2 :	vitesse relative à la sortie de la roue (m/s)
T_v :	taux de variation



Introduction

INTRODUCTION GÉNÉRALE

L'ancien homme vive une très simple vie avec des moyennes traditionnelles, il commence de transporter l'eau avec les outres, cette méthode est progressivement développée jusqu'à l'invention de la pompe.

Les pompes sont des machines réceptrices sert à véhiculer les liquides entre deux endroits avec une variation de pression.

Les pompes avec ces divers types possèdent une large utilisation dans la vie quotidienne et dans les différentes industries tel que, l'industrie pétrolière dans ces différentes installations.

Ce travail a comme but d'étude les caractéristiques d'une pompe centrifuge véhiculant de l'huile chaude au sein de la station GP1Z -SONATRACH –Arzew- Oran.

Ce projet de mémoire contient quatre chapitres qui sont structurés comme suit :

Le chapitre I est consacré à la description du lieu de notre stage.

Dans le chapitre II, on a donné des généralités sur les pompes ainsi que la description de la pompe centrifuge prise comme objet de notre étude dont on a présenté ces composantes ainsi leur fonction.

Par la suite, un calcul hydraulique est effectué dans le chapitre III qui est un calcul de vérification des dimensions principale de l'impulseur.

Les résultats obtenus dans le chapitre précédent vont nous servir de procéder à une simulation numérique à l'aide du logiciel de calcul Ansys –CFX dans le chapitre IV. Les résultats obtenus seront comparés avec les données du constructeur.

Enfin, on termine par une conclusion générale synthétisant les principaux résultats obtenus.



CHAPITRE I

Description de lieu de stage

I.1. SONATRACH

SONATRACH (acronyme de « Société nationale pour la recherche, la production, le transport, la transformation, et la commercialisation des hydrocarbures ») est une entreprise pétrolière et gazière algérienne. Créée le 31 décembre 1963. C'est un acteur majeur de l'industrie pétrolière surnommé la *major africaine*. SONATRACH est classée la première entreprise d'Afrique.

I.2. Présentation du complexe GP1.Z

I.2.1. Introduction

Le gaz de pétrole liquéfié connu sous le terme de GPL, dont l'Algérie est l'un des leaders producteurs exportateurs dans le monde, constitue l'une des priorités des plans de développement et de la politique énergétique de la SONATRACH. Vu la demande du GPL sur le marché national et international qui ne cesse de s'accroître et vu la charge importante arrivant des champs pétroliers, chaque pays développe ses propres moyens pour la mise en place d'un plan de développement afin de prévoir des augmentations substantielles de production. Dans ce cadre, SONATRACH dispose déjà d'importantes installations de production, de transport et de séparation des GPL permettant leur valorisation et leur commercialisation aussi bien sur le marché local qu'international. Parmi ces installations de traitement du GPL, on parle du complexe GP1. Z.

I.2.2. Fiche technique du complexe GP1.Z

Le complexe GP1/Z étant connu et ayant fait l'objet de beaucoup d'études, nous limiterons à donner une fiche technique le concernant.

- **Localisation** : Le complexe GP1/Z est situé à Mers El-Hadjadj à 40 Km à l'Est d'Oran.
- **Superficie** : Le complexe GP1/Z s'étend sur une superficie de 120 hectares.
- **Objet** : Séparation du GPL en propane et butane.
- **Procédé utilisé** : Distillation sous pression.
- **Nombre de trains (9 trains)** : Phase I: 4 trains, Phase II: 2 trains et Phase III: 3trains.
- **Constructeur** : Consortium japonais IHI-ITOCHU.
- **Date de mise en production** : La mise en production du 1er train (phase I) : 12 Décembre 1983. La mise en production du 1er train (phase II) : 24 Février 1998. La mise en production du 1er train (phase III) : Février 2010.
- **Capacité de production** : 10 Millions de tonnes par an.
- **Destination de la production** : Exportation et marché national.
- **Source d'approvisionnement** : GPL en provenance des champs gaziers et pétroliers de HassiR'Mel et Hassi Messaoud.

I.2.3. Organisation du complexe

L'organisation du complexe GP1/Z est étudiée de façon à avoir une coordination complète entre les différentes structures de l'usine afin de permettre une exploitation optimale des ressources disponibles. C'est une unité à feu continu, ce qui implique l'existence d'un suivi permanent assuré par quatre équipes, ainsi que par le personnel de maintien travaillant en journées normales.

SYMBOLES	DEPARTEMENT	SYMBOLES	DEPARTEMENT
D	La Direction	ORG	Organisation
I	Département Sécurité	T	Département Technique
F	Département Finance	W	Département Travaux Neufs
SPM	section de passation des marchés		
D*E	Sous-Direction Exploitation	D*S	Sous-Direction du Personnel
P	Département Production	RT	Relation de Travail
G	Département Maintenance	R	Département Ressources Humaines
A	Département Approvisionnement	S	Administration et sociale
M	Département Moyens Généraux	ASI	Assistance Sûreté Interne

Tableau I.1 : Symboles des départements

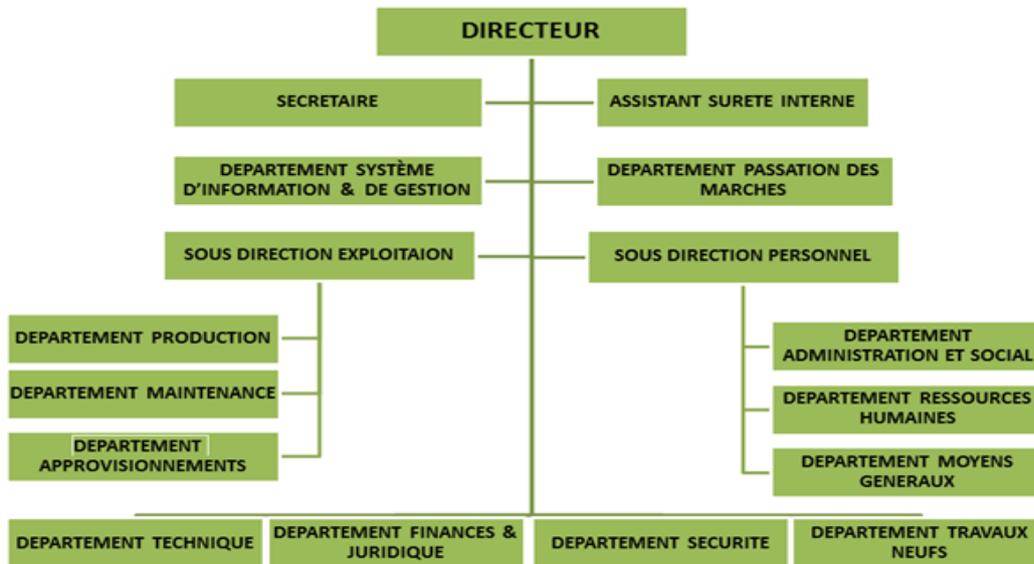


Figure I.1 : Organigramme du complexe GP1/Z

I.2.4. Les installations principales du complexe GP1/Z

- 22 sphères de stockages de la charge d'alimentation GPL
- 9 trains de traitements du GPL dont trois nouvellement installés
- 2 unités de liquéfaction des retours vapeurs « B.O.G » (Boil Off Gas)
- 4 sphères de stockage de produits finis à température ambiante (Propane et Butane)
- 4 bacs de stockage de propane basse température
- 4 bacs de stockage de butane basse température
- 1 sphère de stockage de la gazoline
- 6 salles de contrôle
- 2 stations électriques alimentées par SONELGAZ
- 7 salles de commutation
- 6 générateurs assurant l'énergie de secours du complexe
- 14 transformateurs permettant le réglage de la tension
- 2 Quais de chargements (D1 et M6) pouvant recevoir des navires
- 1 rampe de chargement de camions
- 1 station de pomperie d'eau de mer pour le réseau incendie
- 1 système de télésurveillance
- 2 unités SIDEM de dessalement d'eau de mer
- 1 unité de déshuilage
- 1 unité de neutralisation des eaux de rejet chimiques

I.2.5. Zones d'exploitations

I.2.5.1. Zone de stockage d'alimentation

Le GPL venant de RTO est stocké temporairement au niveau des 22 sphères dont leur capacité globale atteint les 26840 m³ (soit de 1220 m³ par sphère).

Le GPL est acheminé directement vers les trains au moyen de sept pompes, une fois introduit dans les trains, le GPL doit transiter à travers les quatre sections.

Seize de ces sphères sont répartis en quatre groupes, comportant chacun quatre sphères et deux pompes d'alimentation. Trois de ces groupes sont destinés pour alimenter les trains de la phase I et le dernier pour ceux de la phase II. Tandis que les six sphères restantes sont destinées pour les trois trains de la phase III.

I.2.5.2. Zone de production

Cette zone est constituée de 09 trains de fabrication de :

- Propane et butane réfrigéré : destiné à l'exploitation externe (le marché international).
- Propane et butane ambiant : destiné à l'exploitation interne (le marché national).

Chaque train est constitué des sections suivantes :

I.2.5.3. Section déshydratation

Elle est constituée de :

- Trois colonnes d'adsorption à tamis moléculaire qui sert à réduire la teneur de l'eau dissoute de 100 ppm à 5 ppm pour éviter le givrage dans les équipements.
- Une colonne de garde : destinée à réduire la teneur en eau dissoute dans le propane produit de 5 ppm à 1 ppm.

I.2.5.4. Section séparation

Cette section assure la séparation du GPL en produits finis propane et butane commerciaux.

I.2.5.5. Section de réfrigération

Cette section est conçue pour réfrigérer le propane et le butane commercial produit dans la section séparation, les refroidis jusqu'à leur température de stockage. Les produits propane et butane sont réfrigérés à travers six échangeurs suivant un cycle fermé utilisant une boucle de réfrigération à propane pur.

I.2.5.6. Section d'huile chaude

Au vue de l'intérêt de ce chapitre dans notre travail, nous allons revenir avec plus de détails sur la section d'huile chaude. Cette section a pour but de réchauffer l'huile TORADA T.C (Fluide Caloporteur) à une température de **180°C** pour alimenter les utilisateurs en huile chaude par des pompes centrifuges fonctionnant (une en service et l'autre en attente en position Auto). Chaque utilisateur reçoit l'apport calorifique nécessaire qui lui faut, suivant la demande du procédé de séparation de manière à maintenir la température nécessaire qui est assurée par chaque contrôleur en fonction du plateau sensible de chaque colonne. Afin d'éviter toute perturbation des paramètres de températures des colonnes qui peut être causée par les variations saisonnières de la température ambiante et pour obtenir un bon fonctionnement du système, il faut que le contrôleur de débit de circulation d'huile chaude le au refoulement des pompes de

circulation d'huile soit majoré de **(10 à 15%)** par rapport au débit total des utilisateurs (rebouilleurs et préchauffeurs.

Utilisateurs	Débit consommé (m ³ /s)
Fractionnateur (E-1003 A/B)	550
Préchauffeur du fractionnateur (E-1013)	10
Dééthaniseur (E-1007)	90
Dépéthaniseur(E-1009)	185

Tableau I.2 : Débit d'huile consommée par les utilisateurs.

I.3.Description du circuit d'huile chaude

Chaque train dispose de son propre circuit d'huile chaude circulant en boucle fermé.

L'huile **TORADATC.32** est pompée à partir du collecteur d'aspiration d'Huile chaude par les Pompes centrifuges à une température d'un peu plus de 120 °C, une Pression d'aspiration minimale de **(1.6 Kg/cm²)** et une pression de refoulement de **(7Kg/cm²)**.

L'Huile est ensuite introduite dans la zone de (convection)du four à travers 8 passes puis se dispatchés en deux ensembles de 4 lignes chacune formant ainsi un serpentin pour atteindre la zone de (radiation)des deux chambres de combustion en bas du four pour réchauffer l'huile à la température requise de (180°C).

Ensuite l'huile ressorte d'en haut du four pour alimenter les rebouilleurs (Fractionnateur, Dééthaniseur, Dépéthaniseur et le Préchauffeur final N°3)

A la sortie du four, le fluide caloporteur thermique entre dans le collecteur d'alimentation qui alimente les différents utilisateurs.

La température du fluide à la sortie du four est maintenue à 180 °C par un régulateur de température qui contrôle la pression du fuel gaz aux brûleurs.

Le collecteur d'aspiration des pompes de circulation est connecté au niveau de la sortie du ballon d'expansion avec la pipe de retour d'huile chaude en provenance des utilisateurs.

Le débit du dééthaniseur contrôlé par asservissement à la température de fond du dééthaniseur Le débit du fluide caloporteur vers le deuxième utilisateur ou le préchauffeur n°3 E-1013 de la charge se fait en parallèle et sous contrôle de la température du GPL préchauffé à la sortie de ce préchauffeur. Le débit vers le troisième utilisateur, le rebouilleur du fractionnateur E-1003 (A et B) se fait également en parallèle directement depuis le collecteur d'alimentation sous contrôle débit. Ce débit du fluide caloporteur est asservi à la température de fond du fractionnateur.

Le design prévoit un débit de recyclage seulement de 10% du débit fourni aux utilisateurs. Le premier utilisateur est le rebouilleur du dééthaniseur E-1007.

Le quatrième utilisateur du fluide caloporteur est le rebouilleur du dépéthaniseur E-1009, le débit vers Le dépéthaniseur est contrôlé en cascade par la température de fond dépéthaniseur qui pilote le contrôleur de débit du fluide caloporteur.

Cependant, le débit de fluide thermique vers E-1009 peut être pris et retourné sur l'un quelconque des 4 trains en fonctionnement.

Le rebouilleur est mis en ligne avec la section du fluide caloporteur dutrain qui alimente la colonne du dépéthaniseur.

Le fluide caloporteur sort des 4 utilisateurs et entre dans le collecteur de retour qui le ramène au ballon d'expansion. Une quantité d'huile chaude passe à travers L'aéro-réfrigérant E-1501 pour le refroidir au-dessous de 90°C, avant de le réintroduire dans la ligne de retour.

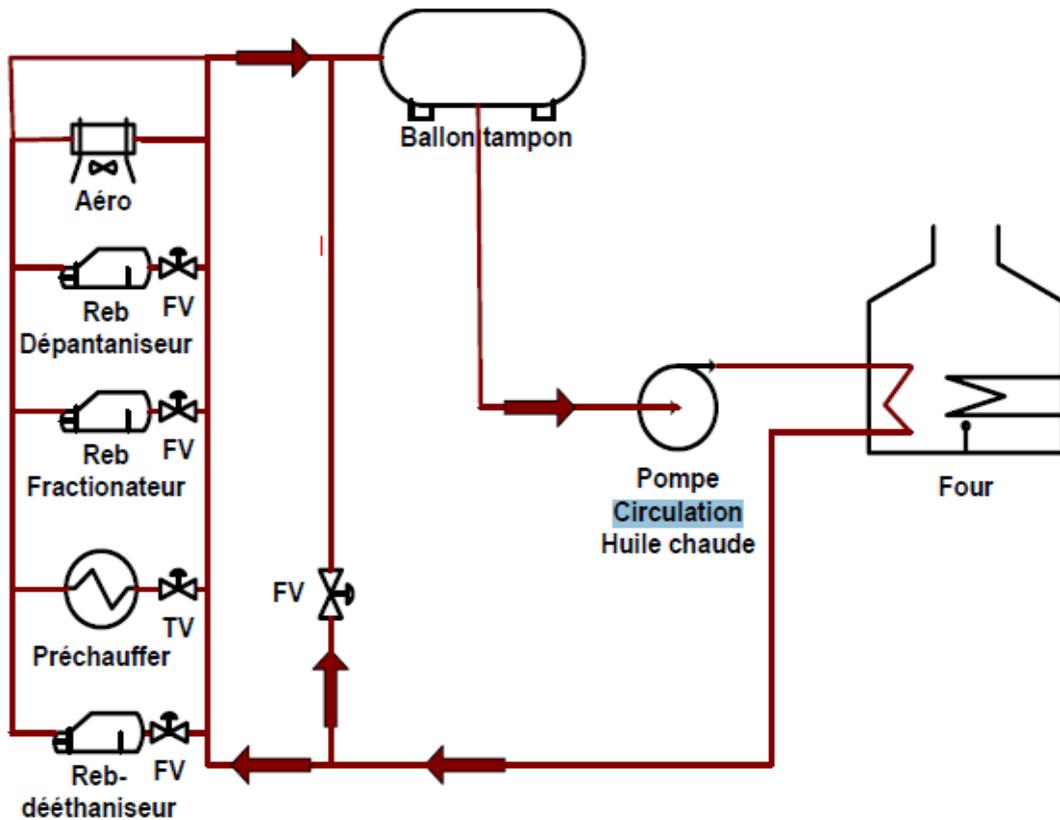


Figure I.2 : schéma de la boucle d'huile chaud

Designation TORADA T.C	
Densité	(0,8 à t=124° C)
Masse volumique	779 kg/m ³
Cp	0,578 kcal/Kg.C
Viscosité	2,8 centpoise

Tableau I.3 : Désignation TORADA T.C



CHAPITRE II

Généralités sur les pompes

II.1. Généralités sur les pompes

II.1.1. Définition de la pompe

Nous appelons pompes les machines servant à élever les liquides ou les mélanges d'un liquide au niveau inférieur à un niveau supérieur, ou à refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression ; le fonctionnement d'une pompe consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration (d'entrée du liquide) et la région de refoulement (de sortie du liquide) de l'organe actif (piston. Roue) de la pompe.

La différence essentielle entre les pompes et les autres élévateurs (véhicules) de liquides (par exemple les appareils à jet) est que les pompes sont pourvues d'un organe actif qui sépare la région d'aspiration de la région de refoulement.

Les pompes transmettent aux liquides qu'elles véhiculent l'énergie mécanique provenant d'une source d'énergie extérieure quelconque ; à l'intérieur de la pompe se produit donc un accroissement d'énergie du liquide.

II.1.2. Différents types de pompes

On peut résumer la classification de toutes les pompes de la façon suivante :

II.1.2.1. Roto-dynamique :

- ❖ Centrifuge : simple étage, multi étage
- ❖ Hélico-centrifuge (mixte).
- ❖ Hélice

II.1.2.2. Pompes volumétriques :

- ❖ Rotatives : à engrenage, à vis, à palettes....
- ❖ Alternatives : à piston, à membrane.

II.1.3. Les pompes centrifuges

Le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie qui lui est communiqué par la force centrifuge.

II.1.3.1. Principe de fonctionnement :

Une pompe centrifuge est constituée par :

- ❖ Une roue à aubes tournant autour d'un axe.
- ❖ Un distributeur dans l'axe de la roue.
- ❖ Un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute.

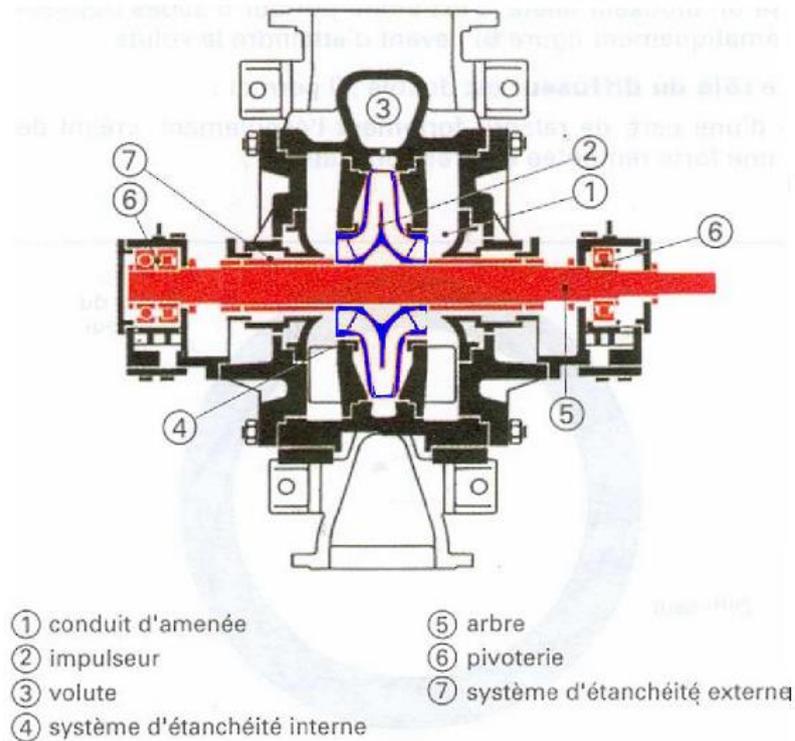
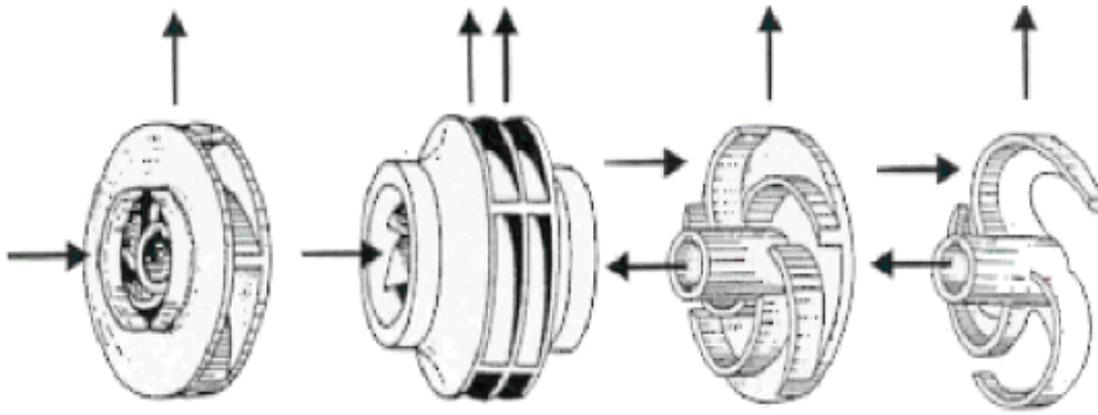


Figure. II. 1 : différentes composantes d'une pompe centrifuge

Le liquide arrive dans l'axe de l'appareil par le distributeur et la force centrifuge le projette vers l'extérieur de la pompe. Il acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans le collecteur où la section est croissante.

L'utilisation d'un diffuseur (roue à aubes fixe) à la périphérie de la roue mobile permet une diminution de la perte d'énergie.

Les roues des pompes centrifuges sont très souvent fermées, constituées de deux flasques entre toisées par les aubes ; elles peuvent être semi-ouvertes avec un seul flasque arrière ou encore ouvertes, sans flasque, les aubes étant reliées seulement au moyeu. Toutes ces roues centrifuges sont alimentées axialement par le liquide qui, après circulation dans les canaux, sort radialement par rapport à l'axe de rotation.



Simple entrée fermé Double entrée Semi ouverte Roue ouverte

Figure.II.2 : Différent types d'impulseurs

Les hauteurs manométriques totales fournies ne peuvent dépasser quelques dizaines de mètres. Pour dépasser ces valeurs on utilise des pompes centrifuges multicellulaires où plusieurs roues sont montées en série sur le même arbre. Le refoulement d'une des pompes communique avec l'aspiration de la pompe. Il est également possible de coupler en série plusieurs de ces pompes.

Le rendement est de l'ordre de 60 à 70 % : il est inférieur à celui des pompes volumétriques.

II.1.3.2. Utilisation

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

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 tels que, le lait...etc.).

Les pompes centrifuges admettent les suspensions chargées de solides.

Pour une pompe centrifuge fonctionnant avec un moteur électrique, on comprend qu'il est préférable de démarrer la pompe centrifuge avec la vanne de refoulement fermée. En effet pour un débit nul la puissance consommée est alors la plus faible ce qui constitue un avantage pour un moteur électrique car l'intensité électrique le traversant est alors la plus faible. Les contraintes mécaniques sont également les plus faibles dans ce cas. Bien entendu il faut assez rapidement ouvrir cette vanne sous peine d'entraîner un échauffement de la pompe.

II.1.3.3. Amorçage

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

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

II.1.4. Types des pompes centrifuges

II.1.4.1. Pompes centrifuges verticales

Une pompe centrifuge verticale est constituée d'un impulseur qui tourne autour d'un axe vertical. Le liquide est introduit dans l'axe de la pompe et la force centrifuge le projette vers l'extérieur de la turbine en lui donnant une grande énergie cinétique.

Le liquide est ainsi expulsé par le port de refoulement. Elles sont spécialement utilisées quand la hauteur d'aspiration est relativement basse.

Leurs principaux domaines d'utilisation sont : les industries chimiques, le procédé, la galvanoplastie, la fabrication des circuits imprimés, le traitement de l'eau et des eaux usées.



Figure. II.3. Pompes centrifuges verticales

II.1.4.2. Pompes centrifuges horizontales

Est une pompe avec un axe de rotation horizontal, en peut la trouver avec plusieurs étages.

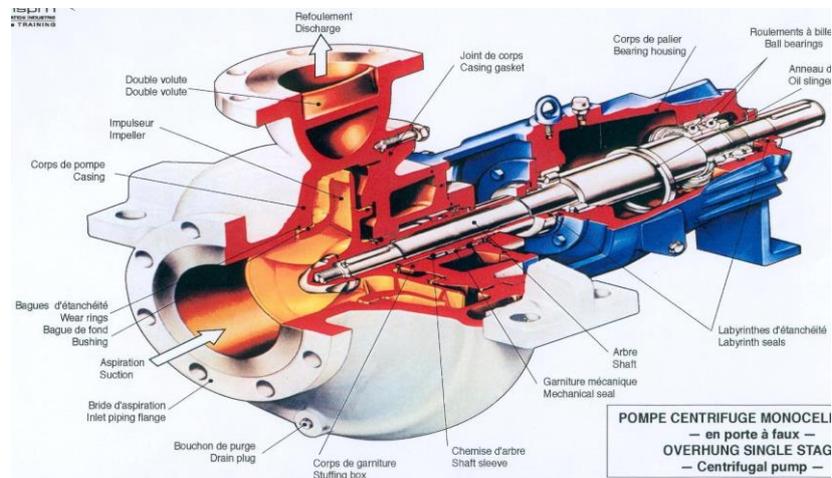


Figure. II.4 : Pompe centrifuge horizontale

II.2. Description de la pompe d'huile chaude

II.2.1. Description de la section d'huile chaude

Le système d'huile chaude a été conçu pour assurer le transfert des quantités de chaleur nécessaires aux rebouilleurs des colonnes de la section de séparation et éventuellement un préchauffage de la charge d'alimentation GPL dans le préchauffeur E-1013. Chaque train possède son propre circuit d'huile chaude où le fluide est chauffé dans un four et ensuite circule dans une boucle fermée comprenant :

- a. Un four H-1501
- b. Un ballon d'expansion V-1501.
- c. Une pompe de circulation P-1501.
- d. Un préchauffeur E-1013
- e. Un rebouilleur du fractionnateur E-1003 A/B.
- f. Un rebouilleur du dééthaniseur E-1007.
- g. Un rebouilleur du dépentaniseur E-1009.

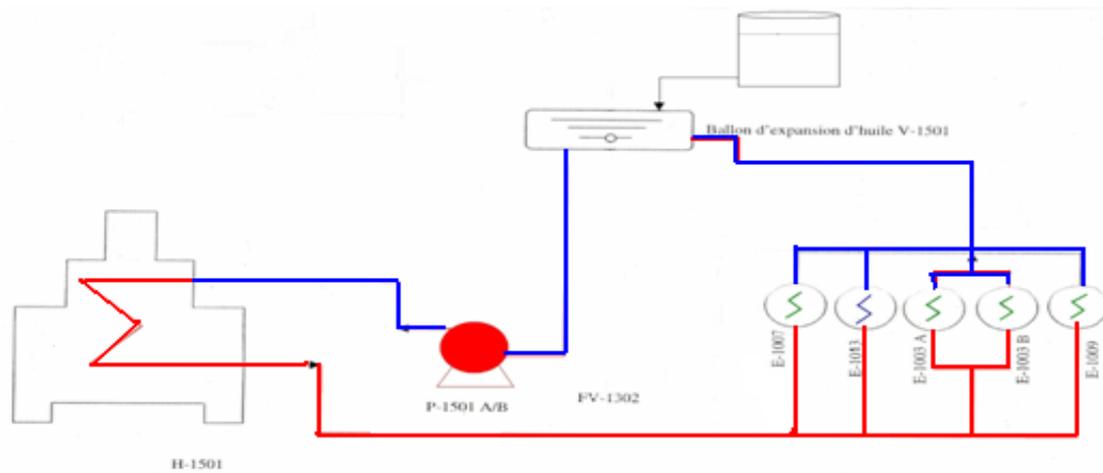


Figure. II.5 : Schéma simplifié de la section d'huile chaude

Le fluide caloporteur est repris du ballon d'expansion V-1501 par la pompe P-1501 puis distribué dans les huit passes parallèles du four H-1501 pour être chauffé jusqu'à 180°C. Cette température est maintenue constante par un régulateur de température qui contrôle la pression du gaz combustible aux brûleurs.

A la sortie du four, le fluide caloporteur entre dans le collecteur d'alimentation qui alimente les différents utilisateurs qui sont :

- Préchauffeur E-1013
- Rebouilleur du fractionnateur E-1003 A/B.
- Rebouilleur du dééthaniseur E-1007.
- Rebouilleur du dépentaniseur E-1009.

Le fluide caloporteur sort des 4 utilisateurs à la même température de 130°C et entre dans le collecteur de retour qui le ramène au ballon d'expansion ou il est dégazé puis repris par la pompe de circulation.

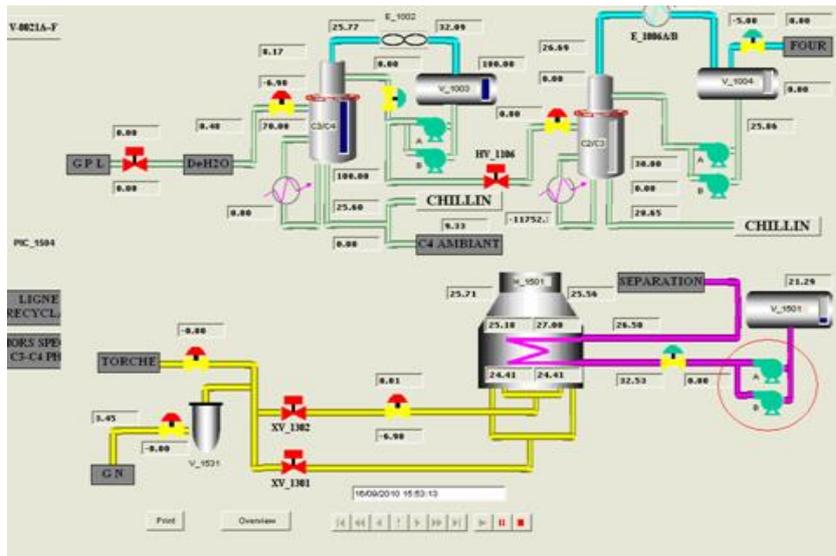


Figure. II.6 : Position de la pompe d'huile chaude dans le train de production

II.2.2. Rôle de la pompe dans le procédé

C'est une pompe centrifuge monocellulaire à double d'aspiration qui véhicule l'huile chaude du ballon d'expansion jusqu'au four ensuite vers les colonnes de la section de séparation, cette pompe fonctionne dans un circuit fermé.

II.2.3. Caractéristiques techniques de la pompe

Constructeur	Marushichi
Type	Centrifuge
Modèle	DVH450X400
Liquide	Huile chaude
Hauteur totale	67, 2 m
Débit	1376/1900 m ³ /hr
Vitesse de rotation	1480 tr/min
Puissance	329Kw
Température nor/max	124 °C/180 °C
Viscosité d'huile	2,7 CP
NPSH disponible/requis	22 m /6 m
Pression d'aspiration nor/max	1,6/3,9Kg/cm ²
Pression de refoulement	7 Kgf/ cm ²
Diamètre de l'impulseur	490 mm

TabII.1. Caractéristiques techniques de la pompe

II.2.4. Les différentes composantes de la pompe

II.2.4.1. Le corps

Le corps de pompe constitue l'élément fixe de la pompe (figure III.3), il est destiné à recueillir le liquide qui sort de la roue, et à le diriger vers l'orifice de refoulement, de plus, il transforme en pression une partie de la vitesse.



Figure. II.7 : Corps de la pompe d'huile chaude

II.2.4.2. La roue

La roue (impulseur) constitue l'élément mobile de la pompe, son rôle est de communiquer au liquide une partie de l'énergie cinétique transmise par l'arbre par l'intermédiaire de ses aubes (ailettes).

Elle est de forme principale fermée à double aspiration, clavetée sur l'arbre et ajustée avec le corps par les bagues d'usure (avant et arrière) qui assurent l'étanchéité interne entre l'aspiration et le refoulement d'une part, et évite le contact entre l'impulseur et le corps.

Les bagues d'usure de l'impulseur et du corps de la pompe ne se touchent pas ; cependant, leur jeu diamétral varie entre 0.254 mm et 0.762 mm selon les dimensions de la pièce rotative et la température normale de fonctionnement de la pompe.



Figure. II.8 : Roue de la pompe d'huile chaude

II.2.4.3. Arbre de la pompe

L'arbre est conçu pour transmettre la puissance requise sans vibration et facilite le montage et le démontage. Il est de haute résistance et rectifié sur toute sa longueur avec des tolérances très strictes.



Figure. II.9 : Arbre de la pompe d'huile chaude

II.2.4.4. Les paliers

L'arbre est supporté par deux paliers radiaux cotés arrière et accouplement, et un palier à butée cotée arrière.

Le palier à butée est composé par deux roulements à billes à contact oblique de type 7314 recevant la poussée axiale résiduelle sur l'arbre.



Figure. II. 10 : Roulement de palier buté

Le palier côté accouplement est composé d'un roulement à rouleaux de type NU-217 pour supporter poussée radial.



Figure. II. 11 : Roulement de palier radial

II.2.4.4.1. Graissage des paliers

a) Le graissage des paliers est assuré par les bagues favorisant la circulation de l'huile avec système barbotage (bain d'huile).

b) Un graisseur à niveau visible assure le maintien de l'huile à un niveau constant

c) Des déflecteurs empêchent l'entrée de liquide dans les paliers.

II.2.4.5. Les garnitures mécaniques

L'étanchéité des arbres rotatifs à leur sortie des corps de machine peut être assurée de plusieurs manières. Les types d'étanchéité :

✓ **Joint à lèvres** : le domaine d'utilisation vitesse très faible pression et température peu élevée.

✓ **Garniture à tresse** : légère fuite résiduelle obligatoire et réparation coûteuse à délai assez important (remplacement d'arbre ou chemise d'arbre) qu'implique limite de domaine d'utilisation.

✓ **Garniture mécanique** : c'est la solution moderne aux problèmes d'étanchéité sur arbres rotatifs.

Il n'existe pratiquement pas de domaine où la garniture d'étanchéité mécanique ne puisse apporter de solution satisfaisante aux problèmes rencontrés, qu'ils soient liés :

- Aux conditions de fonctionnement (pression et température).
- A la nature du produit véhiculé (corrosif, chargé, volatil).

Il y a différents types de garnitures mécaniques :

- Garniture mono ressort tournant et fixe.
- Garniture multi ressort tournants et fixe.

La garniture utilisée dans la pompe huile chaude 22-PM-6501 est la garniture à mono ressort.

II.2.4.5.1. Le principe de fonctionnement

Nous considérerons le modèle de garniture le plus simple sachant que les principes de base étudiés s'appliquent à toutes les garnitures mécaniques, Il est constitué de 7 composants principaux :

Partie fixe

Grain fixe.

- .1 Joint de Grain.
- .2 Chapeau (Boité).
- .3 Joint de chapeau.

Partie tournante

- .4 Coupelle (Grain mobile).
- .5 joint de coupelle
- .6 Ressort

L'étanchéité dynamique est assurée par la friction de deux pièces parfaitement rodées :

L'une fixe (carbone) et l'autre tournante (silicium). Entre les quelles s'établit un film lubrifiant constitué par le liquide à étancher. Les calories par la friction sont généralement éliminées par une circulation du produit pompé.

a.1) -Partie fixe

Le grain est monté souple dans le chapeau par l'intermédiaire d'un joint torique. Qui assure l'étanchéité entre le grain et le chapeau, la souplesse du joint permet d'absorber de légers défauts de perpendicularité entre l'arbre et la boîte à garniture le grain est généralement retenu en rotation par un ergot positionné dans le chapeau. Un joint assure l'étanchéité statique entre le chapeau et la boîte à garniture.

a.2) -Partie tournante ou mobile

La coupelle est entraînée de façon souple et positive par l'intermédiaire d'un ressort. Le ressort est monté serrer sur la chemise d'arbre d'une part, sur le collet de la coupelle d'autre part. ce type d'entraînement supprime les efforts radiaux. On rencontre d'autres modes d'entraînement : clavette, vis, ergots, etc.

Le sens d'enroulement du ressort L et R (gauche ou droite) dépend du sens de rotation de l'arbre de telle sorte qu'en fonctionnement il tende toujours à se resserrer.

En général le ressort tourne avec l'arbre, parfois, dans le cas de vitesse élevée de viscosité importante, ou pour le protéger du produit véhiculé il peut être monté fixe.



Figure. II. 12 : Garniture mécanique

II.2.4.5. Accouplement

Pour transmettre, à vitesse élevée, la puissance du moteur à la pompe, il faut que les dispositifs d'accouplement soient robustes et bien équilibrés. Comme il est pratiquement impossible d'obtenir un alignement parfait entre l'arbre du moteur et celui de la pompe, l'accouplement doit être flexible. Cette flexibilité a cependant certaine limite et c'est pourquoi le désalignement devrait toujours être minimale, un alignement qui atteint une précision acceptable.

II.2.5. Système de refroidissement de l'huile des paliers et les garnitures

Un piquage d'huile pris au refoulement de la pompe, entre dans un refroidisseur à eau à une température de 124°C et sort à une température de 64°C pour refroidir les garnitures mécaniques de la pompe

Trois lignes d'eau de refroidissement assurent :

- Le refroidissement d'huile qui refroidit les garnitures mécaniques de la pompe.
- Le refroidissement du palier côté pompe.
- Le refroidissement du palier côté accouplement. (**Voir annexe figure2**).

II.3. Théorie des pompes centrifuges

II.3.1. Triangle des vitesses

L'étude des diverses composantes de vitesse de l'écoulement dans une roue s'effectue graphiquement à l'aide des diagrammes de vitesse dont la forme est triangulaire, ils s'appellent triangles des vitesses. Ils peuvent être tracés pour n'importe quel point du filet liquide à travers la roue, mais d'habitude on porte l'attention sur l'entrée et la sortie de la roue.

En présence d'aubages animés d'un mouvement d'entraînement, correspondant à la mise en rotation du rotor à la vitesse angulaire m , la particule liquide est soumise à deux forces :

- Action de l'aube, génère une vitesse tangentielle de rotation \vec{U}
- Action de la force centrifuge, donne une vitesse tangentielle à l'aube \vec{W}

Donc la particule va suivre une trajectoire absolue définie par la direction de la vitesse absolue \vec{C} et en vertu de la composition des vitesses, sera issue de la relation vectorielle :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$$

Où \vec{C} : c'est la vitesse absolue liée aux parties fixes de la machine (**distributeur, diffuseur, stator**),

\vec{U} : c'est la vitesse d'entraînement correspondant au mouvement du repère tournant, s'agissant d'un mouvement de rotation pure, la vitesse d'entraînement vue simplement

$$U = m \cdot R \text{ et } m = \frac{2\pi N}{60}$$

Où m : c'est la vitesse angulaire de rotation, R c'est la distance de la particule à l'axe de rotation (rayon) et N est le nombre de tours de la roue par minute.

\vec{W} : c'est la vitesse relative liée aux parties tournantes de la machine (**axe, roue**).

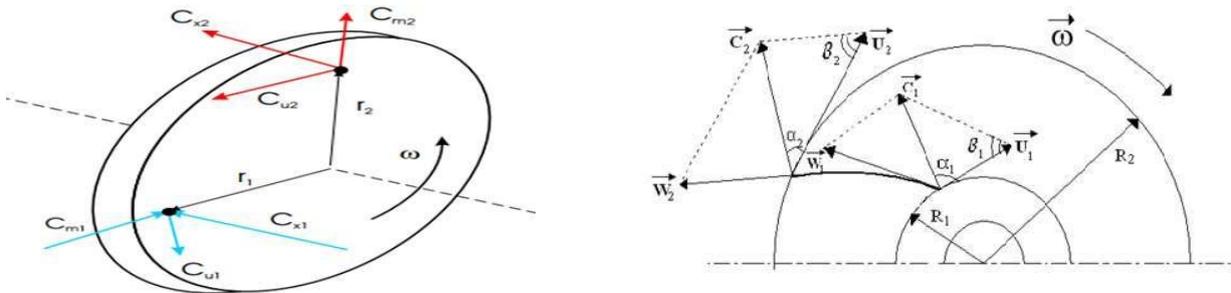


Figure. II. 13 : Ecoulement du liquide à l'intérieur d'une roue à aubes

Désignons l'angle formé par les vecteurs de vitesse d'entraînement \vec{U} et absolue \vec{C} par « α » et l'angle constitué par les tangentes à l'aube \vec{W} et à la circonférence \vec{U} correspondante de la roue par « Q ». Ce dernier est déterminé par l'inclinaison des aubes et par conséquent ne dépend pas du régime de fonctionnement parce qu'il dépend de la vitesse U ou du nombre de tours de la roue.

Nous décomposons la vitesse absolue de l'écoulement (méridienne) \vec{C}_r et périphérique \vec{C}_u

☐ **La composante normale (radiale) :** $C_r = C \cdot \sin \alpha$

☐ **La composante circonférentielle :** $C_u = C \cdot \cos \alpha$

La composante C_r peut être déterminée à l'aide de l'équation de continuité

$$C_r = \frac{Q_{theo}}{S_{Sort}} = \frac{Q_{theo}}{\pi D_2 b_2} \quad \text{Avec :}$$

$Q_{Théo}$: est le débit théorique, S_{Sort} est la section de la sortie, D_2 est le diamètre extérieur de la

roue et b_2 est l'épaisseur de la roue

L'intérêt de tracer le triangle de vitesse et les différents angles est majeur, bien que la forme de la roue et la courbe caractéristique de la pompe, peuvent être prévues à partir de ces données.

De ce fait, les états du mouvement d'entrée et de sortie de la roue tournant à la vitesse angulaire m constante sont représentés par les triangles des vitesses construits de la manière suivante :

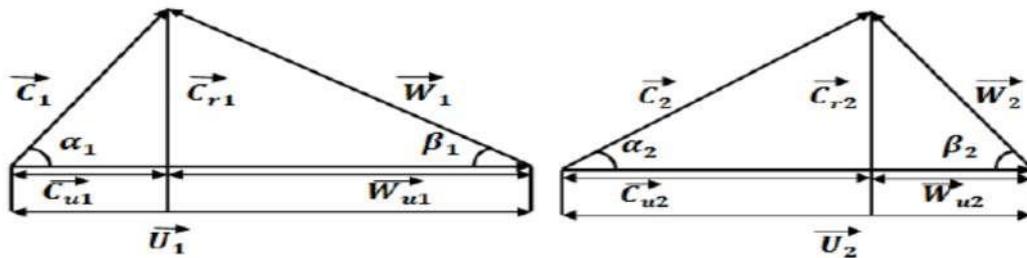


Figure. II. 14 : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue.

II.3.2. Caractéristiques et performances

II.3.2.1. Hauteur théorique

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

- De l'énergie de pression, correspondant à l'augmentation de pression dans la pompe.
- De l'énergie cinétique, correspondant à l'augmentation de vitesse du liquide entre l'aspiration et le refoulement.

La courbe représentant la variation de hauteur en fonction du débit s'appelle la caractéristique "*hauteur d'élévation*" $H(Q_v)$ de la pompe. Elle a été établie par un essai de la pompe sur un banc d'essai.

L'application du théorème de quantité de mouvement sous forme de moment par rapport à l'axe de la roue, permet d'écrire le couple des forces « M » exercées par la roue sur le liquide sous la forme suivante :

$$M = \rho \cdot Q_v [R_2 \cdot C_{u2} - R_1 \cdot C_{u1}]$$

Par définition la puissance est donnée par la formule :

$$P_{Hyd} = \omega \cdot M$$

et puisque $U = \omega \cdot R$, donc :

$$P_{Hyd} = \rho \cdot Q_v [U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}]$$

Donc la hauteur théorique (d'Euler) sera :

$$H_{EULER} = \frac{P_{hyd}}{\rho \cdot g \cdot Q_v} = \frac{1}{g} [U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}]$$

Et dans la majorité des cas l'angle $\alpha = 0$ (le fluide rentre dans la roue axialement) donc $C_{u1} = 0$,

$$H_{EULER} = \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{g}$$

Sachant que le débit volumique à la sortie de la roue est :

$$Q_v = (2 \pi \cdot R_2 \cdot b_2) \times C_{r2}$$

On peut écrire la hauteur théorique en fonction du débit, par

$$H_{EULER} = \frac{U_2^2}{g} + \frac{U_2}{(2\pi g \cdot R_2 \cdot b_2) \cdot \tan \beta_2} \times Q_v$$

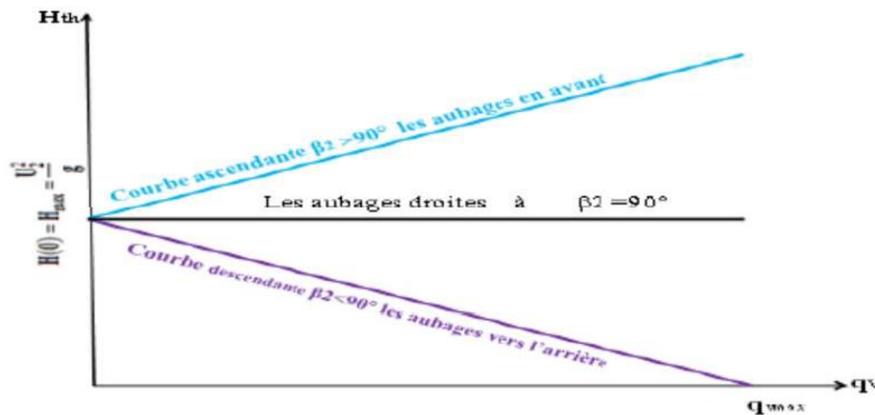


Figure. II. 15 Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de Q_2 .

II.3.2.2. Hauteur réelle : Hmt – Débit

A partir de la droite d'Euler [$H_{Euler} = f(Q_v)$] et à l'aide du coefficient du glissement va se déduire, et puis en soustrayant les pertes hydrauliques totales (choc + frottement) point par point nous aboutissons à la **hauteur réelle** " $H_{réelle}$ " (**Hauteur manométrique totale** « Hmt ») générée à la sortie de la roue de la pompe appelée industriellement **impulseur** (impeller).

Pour chaque pompe, une courbe est fournie par le constructeur.

Cette caractéristique est obtenue en retranchant les pertes hydrauliques totales (pertes par choc + pertes par frottement) de la hauteur théorique H_{Euler} .

$$Hmt = H_{réelle} = H_{Euler} - (\Delta H_{choc} + \Delta H_{frott})$$

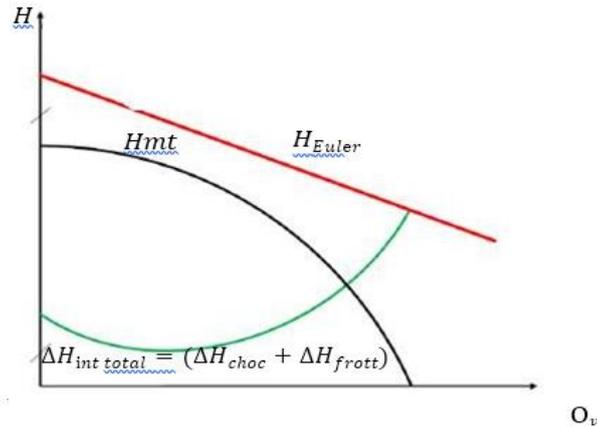


Figure. II. 16 : Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.

Cette courbe présente les variations de la hauteur manométrique totale d'élévation susceptible d'être fournie par la pompe en fonction du débit Q . Ce sont sensiblement des paraboles.

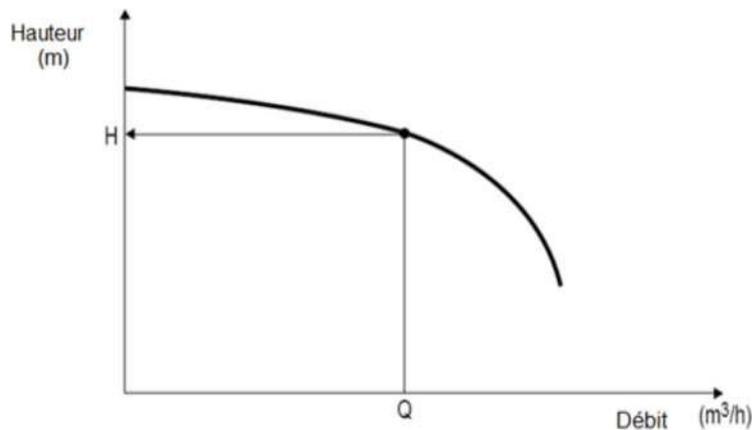


Figure. II. 17 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.

II.3.2.3. Caractéristique : Rendement, Puissance – Débit

Le rendement de la pompe 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. Le rendement permet de déterminer la puissance absorbée sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique.

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement.

La puissance du moteur nécessaire pour entraîner la partie hydraulique est toujours supérieure à la puissance absorbée par l'arbre, compte tenu des pertes diverses dues à la transmission, d'erreurs de calculs, des pertes de charges produites au niveau de la pompe et du couple de démarrage.

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

Le rendement de la pompe est :

$$\eta_g = \frac{P_{fournie}}{P_{abs}}$$

Avec l'intégration de la puissance fournie par la pompe ($P_{fournie} = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{mt}$) on

obtient :

$$\eta_g = \frac{\rho g Q_v H_{mt}}{P_{abs}}$$

En définitive, en regroupant toutes les pertes dans la pompe

$$\eta_g = \eta_v \times \eta_H \times \eta_m$$

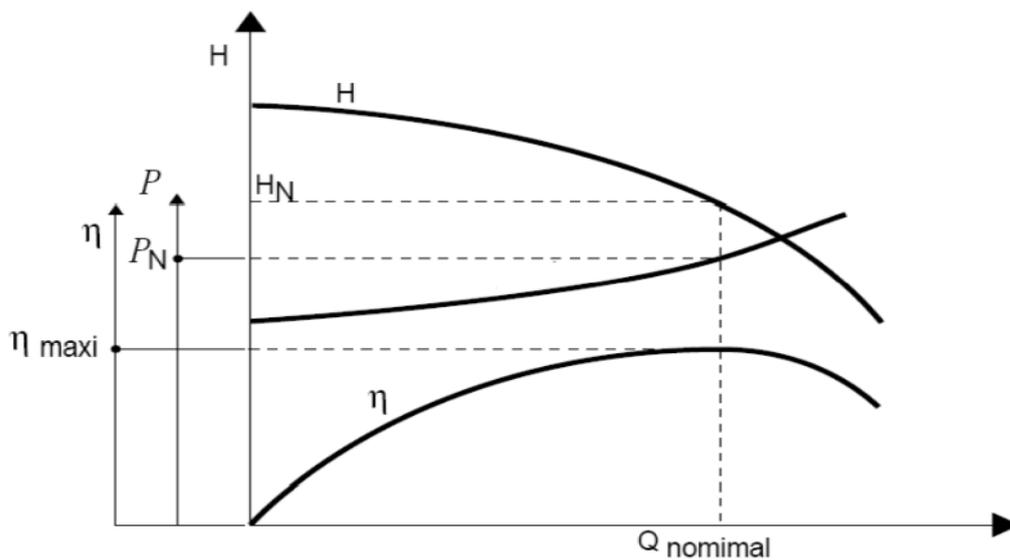


Figure. II. 18 : Courbes caractéristiques : Hauteur, rendement et puissance absorbée en fonction de débit.

II.3.2.4. Caractéristique : NPSH – Débit

Pour éviter le phénomène de cavitation et pour maintenir en tout point du liquide une pression supérieure à la pression de vapeur saturante, on définit une condition d'aspiration, à partir du **NPSH requis** de la pompe (Net Positive Suction Head) : supplément minimal de pression à ajouter à la pression de vapeur saturante pour obtenir un bon fonctionnement. Il s'agit d'une courbe donnée par le constructeur.

L'installation devra mettre à la disposition de la pompe au niveau de la bride d'aspiration, une charge au moins égale à celle requise ; il s'agit du **NPSH disponible**, elle représente la différence entre la pression totale à l'entrée de la pompe et la pression de vapeur saturante.

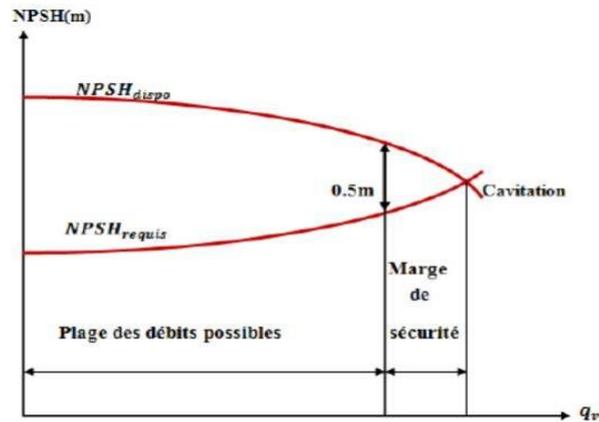


Figure. II. 19 : Courbes caractéristiques de NPSH requis & disp en fonction de débit.

❖ **Condition de bon fonctionnement :**

Suites à toutes les incertitudes énoncées précédemment, le problème qui se pose est le choix de la marge de sécurité nécessaire entre le $NPSH_{disp}$ et le $NPSH_{requis}$ par la pompe pour garantir un fonctionnement sans vibration et sans dégradation. Cette sécurité est de la responsabilité du constructeur, elle est exprimée par la condition :

$$NPSH_{disp} - NPSH_{requis} \geq 0.5 (m)$$

II.3.3. Cavitation

La cavitation est un terme employé pour décrire le phénomène qui se produit dans une pompe quand le $NPSH$ est, insuffisamment, disponible. La pression du liquide est réduite à une valeur égale ou inférieure à sa pression de vapeur là où les petites bulles ou poches de vapeur commencent à se former.

La production de cavités dues à des bulles ou poches de vapeur dans la masse liquide en écoulement est génératrice de chocs très violents et d'abrasions mécaniques rapides et spectaculaires pouvant détruire, très rapidement les organes de la pompe (roue et diffuseur). Le seul moyen d'empêcher les effets indésirables de la cavitation c'est de s'assurer que le $NPSH_{disponible}$ dans le système est plus élevé que le $NPSH_{requis}$ par la pompe.



Figure. II.20 : Dégâts de Cavitation sur les éléments d'une pompe centrifuge.

II.3.4. Point de fonctionnement

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_v) et la hauteur manométrique de la pompe (H_{mt}) 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.

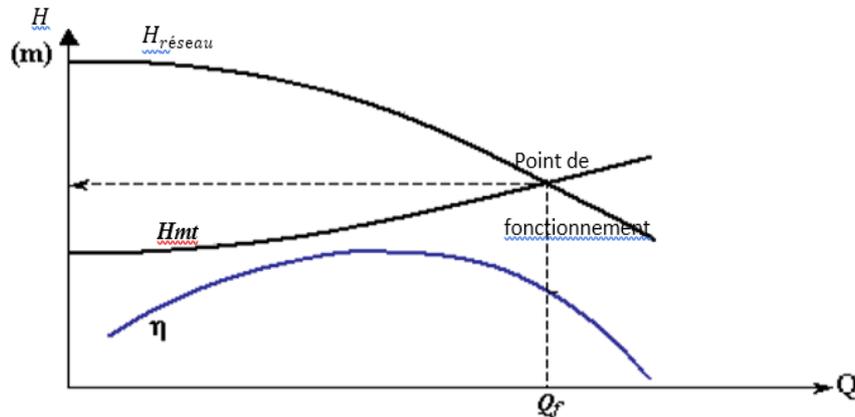


Figure. II. 21 Le point de fonctionnement d'une pompe.

Remarque :

- ✓ La courbe du réseau est le tracé des pertes de charge et variations de pression et d'élévation en fonction du débit volumique, elle a l'allure d'une courbe parabolique ascendante.
- ✓ Les effets de ces mesures sur la modification de la courbe caractéristique ne peuvent être prévus que pour un fonctionnement sans cavitation.

II.4. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges

Avantages :

- Faible encombrement.
- Simple construction.
- Moins de bruits.
- Régularité du débit.
- Aptitude de fonctionnement à grande vitesse.
- Aptitude de refoulement à grande hauteur.

Inconvénients :

- Diminution de rendement à faible débit ou à grande hauteur.
- Apparition du phénomène de cavitation en cas d'insuffisance de pression à l'aspiration.
- Diminution de la hauteur de refoulement en cas de fuite dans la conduite.



CHAPITRE III

Calcul hydraulique

III. Calcul hydraulique

Caractéristiques techniques de la pompe

Constructeur	Marushichi
Type	Centrifuge
Modèle	DVH450X400
Liquide	Huile chaude TORADA TC.32
Hauteur totale	67, 2 m
Débit	1376-1900 m ³ /hr
Vitesse de rotation	1480 tr/min
Puissance	329Kw
Température nor/max	124 °C/180 °C
Viscosité d'huile	2,7 CP
NPSH disponible/requis	22 m /6 m
Pression d'aspiration nor/max	1,6-3,9Kg/cm ²
Pression de refoulement	7 Kg force/ cm ²

Tableau III.1 : Caractéristiques techniques de la pompe.

III.1. Détermination des paramètres principaux

III.1.1. Vitesse spécifique

La vitesse spécifique est un paramètre qui constitue une autre caractéristique d'une pompe centrifuge et des turbopompes. La vitesse spécifique est la vitesse de rotation de l'impulser de la pompe étalon qui est semblable à la pompe considérée et qui crée un régime de fonctionnement semblable ($H_e=1m$, $\rho=10^3m^3/s$, $Q_e=75.10^{-3}m^3/s$) et elle vient pour caractériser la forme et le type du rotor, a cette effet on peut classifier les pompes selon la valeur de la vitesse spécifique comme l'indique le tableau III.2.

n_s	Type de pompe
$n_s < 80$ tr/min	Pompe centrifuge a vitesse faible
80 jusqu'à 150 tr/min	Pompe centrifuge a vitesse moyenne
150 jusqu'à 300 tr/min	Pompe centrifuge a vitesse rapide
300 jusqu'à 600 tr/min	Pompe hélico-centrifuge
600 jusqu'à 1200 tr/min	Pompe axiale

Tableau III.2 : Type de pompe en fonction de la vitesse spécifique

Q : Débit réel de la pompe en [m³/s].

Le coefficient de calcul varie entre 3.6 et 5 selon la construction et la destination de la pompe pour développer la condition d'aspiration on prend

$K_0=4,5$.

$$\text{D'ou,} \quad D_{r1} = 4,5 \left[\frac{1900/3600}{1480} \right]^{\frac{1}{3}} = 319\text{mm}$$

III.1.3. Rendement hydraulique

Il caractérise les pertes de charge dans la pompe à cause de frottement sur les parois de la roue, diffuseur et du tubulaire d'entrée.

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{[\log(Dr1) - 0.172]^2}$$

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{[\log(319) - 0.172]^2} = 0,9227$$

$$\eta_h = 92,27\%$$

Alors 7.73% de la hauteur de la charge théorique de la pompe est perdue à cause du frottement lors du passage de liquide dans la pompe.

III.1.4. Rendement volumétrique

Il caractérise les pertes de débit à l'intérieur de la pompe

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68(n_s)^{-\frac{2}{3}}}$$

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68(167.21)^{-\frac{2}{3}}} = 0.9780$$

$$\eta_v = 97.80\%$$

Alors 2.2% du débit est perdue à l'intérieur de la pompe.

III.1.5. Rendement mécanique

Il caractérise les pertes de puissance dues aux frottements mécaniques dans les garnitures mécaniques, les paliers, la butée et les surfaces externes du rotor ainsi que dans le liquide.

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{820}{167.20^2}} = 0,9715$$

$$\eta_m = 97,15\%$$

Alors 2.85% de puissance mécanique est dissipée dans les paliers et la butée sous forme de frottements.

III.1.6. Rendement global

Le rendement global est le rapport entre la puissance hydraulique fournie par la pompe et la puissance mécanique absorbé par celle-ci :

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

$$\eta_g = 0,9227 \cdot 0,9780 \cdot 0,9715 = 0,8651$$

$$\eta_g = 86,51\%$$

III.1.7. Puissance consommée par la pompe

C'est la somme de la puissance utile et les pertes de puissance.

$$P_{ab} = \frac{P_{utile}}{\eta_g}$$

$$P_{ab} = \frac{\rho g Q_v H}{\eta_g}$$

$$P_{ab} = \frac{800 \cdot 9,81 \cdot 1900 \cdot 67,2}{0,8651 \cdot 3600}$$

$$P_{ab} = 321,74 \text{ KW}$$

III.1.8. Puissance du moteur d'entraînement

$$P_m = K \cdot P_{ab}$$

K : coefficient de réserve, pour assurer un entrainement sans risque.

On prend K=1.15

$$P_m = 1,15 \cdot 321,740 = 370,001 \text{ W}$$

$$P_m = 370 \text{ KW}$$

La puissance du moteur est celle qu'il doit fournir pour que la pompe fonctionne et développe une puissance suffisante pour rejeter le liquide a une condition que ($P_m > P_{abs}$).

III.2. Calcul des diamètres de l'arbre et du moyeu

III.2. 1. Diamètre de l'arbre

L'arbre de la pompe en fonctionnement est soumis à l'action de toute une série de forces extérieures dont la principale qui permet de dimensionner cet arbre est due au couple de torsion. Le couple de torsion agissant sur l'arbre de section circulaire est donné par la formule :

$$C_t = [t] \cdot W_t$$

[t] : la contrainte limite de résistance à la torsion .

W_t : le module de résistance à la torsion de la section.

C_t : étant le couple de torsion.

$$W_t = \frac{\pi d_a^3}{16}$$

$$\text{Et } \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1480}{30} = 154,90 \text{ rd/s.}$$

$$C_t = \frac{P_m}{\omega} = \frac{370001}{154,90} = 2388,64 \text{ (N.m)}$$

$$\text{On a } d_a \geq \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi[\tau]}}$$

Le matériau de l'arbre est SUS304 qui nous donne d'après la norme japonaise (17.5%-19.5% de Cr) et on a donc un pourcentage supérieur de 5% qui nous informe que le matériau est de l'acier inoxydable fortement allié.

K : coefficient de sécurité dans la mécanique on prend $n=4$.

$$\tau = \frac{R_e}{n} = \frac{187,5 \cdot 10^6}{4} = 4,69 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2388,64}{3,14 \cdot 4,69 \cdot 10^7}} = 0,06378 \text{ m}$$

$$d_a \geq 64 \text{ mm}$$

III.2. 2. Diamètre de moyeu de la roue

$$d_m = (1,2 - 1,25) \cdot d_a$$

$$d_m = 1,25 \cdot 110 = 137,5 \text{ mm}$$

$$d_m = 137,5 \text{ mm}$$

III.3. Détermination des paramètres du rotor a l'entré

III.3.1. Débit de circulation dans la pompe

$$Q_c = \frac{Q_v}{\eta_v} = \frac{1900}{0,9780} = 1942,74 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q_c = 0,53965 \text{ m}^3/\text{s}$$

III.3.2. Diamètre maximale de l'arrête d'entrée

$$D_1 = \sqrt{\left[\frac{4Q_c}{\pi V_0} + d_m^2 \right]}$$

V_0 : vitesse absolue à l'entrée.

La vitesse absolue à l'entrée est calculée d'après la formule suivant :

$$V_0 = (0,06 \div 0,08) \cdot \sqrt[3]{(Q_c \cdot n^2)} = (0,06 \div 0,08) \sqrt[3]{(0,53965 \cdot 1480^2)}$$

$$V_0 = (0,06 \div 0,08) 105,73$$

$$V_0 = (6,34 - 8,46) \text{ m/s}$$

$$D'_1 = \sqrt{\left[\frac{4,0,53965}{\pi \cdot 6,34} + 0,1375^2 \right]} = 0,3566 \text{ m}$$

$$D''_1 = \sqrt{\left[\frac{4,0,53965}{\pi \cdot 8,46} + 0,1375^2 \right]} = 0,3183 \text{ m}$$

Le diamètre moyen sera : $D_1 = (D'_1 + D''_1) / 2 = (0,3566 + 0,3183) / 2 = 0,3374 \text{ m}$

$$D_1 = 337,4 \text{ mm}$$

Alors la vitesse absolue à l'entrée de la roue sera :

$$V_0 = \frac{4Q_c}{\pi(D_1^2 - d_m^2)} = \frac{4,0,53965}{3,14(0,3374^2 - 0,1375^2)} = 7,24 \text{ m/s}$$

$$V_0 = 7,24 \text{ m/s}$$

III.3.3. Diamètre moyen de l'arbre d'entre D_0

$$0,7D_1 \leq D_0 \leq 0,9D_1$$

$$D_0 = 0,8 \cdot 0,3374 = 0,270 \text{ m}$$

$$D_0 = 270 \text{ mm}$$

III.3.4. Calcul de largeur de la fente à l'entrée de la roue b

Sans tenir compte de l'épaisseur de l'aube

$$b_1 = \frac{Q_c}{\pi \cdot D_0 \cdot V'_1 m}$$

$V'_1 m$: Composante radiale de la vitesse absolue de liquide à l'entrée de la roue le cas où l'entrée est parfaitement radiale $\alpha = \frac{\pi}{2}$

$$V'_1 m = V_0 = 7,24 \text{ m/s}$$

Donc :

$$b_1 = \frac{0,53965}{3,14 \cdot 0,270 \cdot 7,24} = 0,0879 \text{ m}$$

$$b_1 = 88 \text{ mm}$$

III.3.5 Angle de l'arbre à l'entrée de la roue β_1

A cause de l'épaisseur des aubes, la section de courant du liquide à l'entrée des aubes diminue, donc la vitesse du liquide augmente, et pour tenir compte de cette augmentation, la vitesse absolue à l'entrée est multipliée par un coefficient k_1 tel que $k_1 = [1,1-1,5]$.

K_1 : coefficient de rétrécissement.

V_{1m} : vitesse absolue de liquide à l'entrée de la roue.

$$V_{1m} = K_1 \cdot V_0$$

$$V_{1m} = 1,15 \cdot 7,24 = 8,326 \text{ m/s}$$

$$V_{1m} = 8,326 \text{ m/s}$$

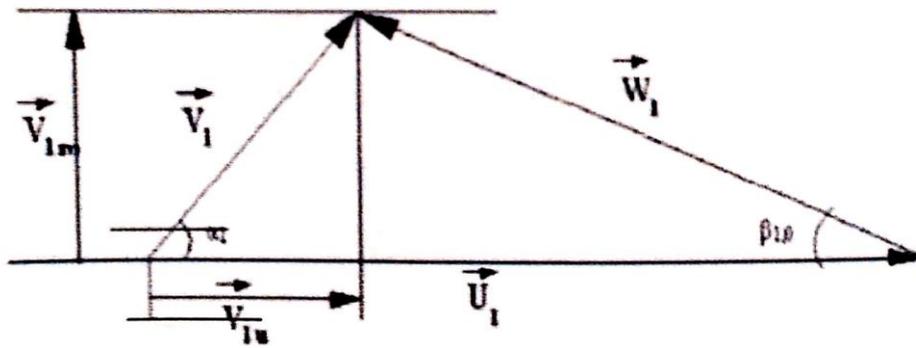


Figure III.2 : Triangle de vitesse à l'entrée de la roue.

D'après le triangle de vitesse nous avons :

$$\operatorname{Tg}\beta_{1,0} = V_{1m}/U_1$$

U_1 : vitesse tangentielle à l'entrée de la roue :

$$U_1 = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D_0}{2} = \frac{3,14 \cdot 1480 \cdot 0,270}{60} = 20,914 \text{ m/s}$$

Donc :

$$\operatorname{Tg}\beta_{1,0} = \frac{8,326}{20,914} = 0,398 \quad \text{d'où,} \quad \beta_{1,0} = 21,7^\circ$$

L'angle d'aube à l'entré β_1 est $\beta_1 = \beta_{1,0} + \delta$

δ Est l'angle d'attaque pour le calcul $3^\circ \leq \delta \leq 8^\circ$

On choisit $\delta = 3^\circ$ donc : $\beta_1 = 24,7^\circ$

Cette valeur est bonne car l'analyse du fonctionnement des pompes a montré que le rendement hydraulique d'une pompe est maximal pour $20^\circ \leq \beta_1 \leq 25^\circ$.

III.4. Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue

III.4.1. Charge théorique en tenant compte de nombre d'aubes

$$H_{th} = \frac{H/i}{\eta_h} = \frac{67,2}{0,9227} = 72,83 \text{ m}$$

III.4.2. Vitesse circumférentielle à la sortie du rotor

$$U_2 = \sqrt{2gH_{th}} = \sqrt{(2 \cdot 9,81 \cdot 72,83)} = 37,80 \text{ m/s}$$

$$U_2 = 37,80 \text{ m/s}$$

III.4.3. Diamètre de la roue à la sortie D_2

$$U_2 = \frac{\pi \cdot n \cdot D_2}{60} \quad D_2 = \frac{60 U_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 37,80}{3,14 \cdot 1480} = 0,488 \text{ m}$$

$$D_2 = 488 \text{ mm}$$

III.4.4. Angle de l'aube à la sortie de la roue β_2

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_1 \cdot \frac{w_1 \cdot k_1 \cdot V'_{2m}}{w_2 \cdot k_2 \cdot V'_{1m}}$$

Ou V'_{2m} : composante méridienne à la sortie.

$$V'_{2m} = 0,8 V'_{1m} = 0,8 \cdot 7,24 = 5,792 \text{ m/s}$$

$$V'_{2m} = 5,792 \text{ m/s}$$

K_1, K_2 : coefficients de rétrécissement à l'entrée et à la sortie $K_1 = 1,15, K_2 = 1,1$

W_1, W_2 : vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue, pour minimiser les pertes on prend $W_1/W_2 = 1,1$

$$\sin \beta_2 = 0,44 \cdot 1,1 \cdot 1,045 \cdot 0,8 = 0,3845$$

$$\beta_2 = 22,62^\circ$$

III.4.5. Nombre d'aubes

$$Z = 6,5 \frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

$$Z = 6,5 \frac{0,337 + 0,504}{0,501 - 0,315} \sin \frac{26,55 + 24,28}{2} = 13,23 \approx 12 \text{ aubes}$$

$$Z_{\text{réel}} \approx 6 \text{ aubes.}$$

III.4.6. Précision des valeurs calculées

$$\mu = \frac{2\psi}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}$$

μ : coefficient de correction.

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 = 0,65 + 0,6 \sin 22,62 = 0,88$$

$$\mu = \frac{2 \cdot 0,88}{6} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,3374}{0,488}\right)^2} = 0,562$$

Puis on précise la valeur de U_2

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g H_\infty\right)}$$

$$H_\infty = (1 + \mu) \cdot H_{\text{th}} = (1 + 0,562) \cdot 72,83 = 113,80 \text{ m}$$

$$V_{2m} = K \cdot V'_{2m} = 1,1 \cdot 5,792 = 6,371 \text{ m/s}$$

$$V_{2m} = 6,371 \text{ m/s}$$

$$U_2 = \frac{6,731}{2 \operatorname{tg} 22,62} + \sqrt{\left(\left(\frac{6,371}{2 \operatorname{tg} 22,62}\right)^2 + 9,81 \cdot 113,80\right)} = 41,89 \text{ m/s}$$

$$U_2 = 41,89 \text{ m/s}$$

$$D_2 = 2 \cdot \frac{U_2}{\omega} = 2 \cdot \frac{41,89}{154,90} = 0,541 \text{ m}$$

$$D_2=541 \text{ mm}$$

III.4.7. Largeur de la fente à la sortie de la roue

$$b_2 = \frac{Qc}{\pi \cdot D_2 \cdot V'_{2m}} = \frac{0,53965}{3,14 \cdot 0,541 \cdot 5,792} = 0,055 \text{ m}$$

$$b_2 = 55 \text{ mm}$$

III.4.8. Vérification des coefficients de rétrécissement du courant K_1 et K_2

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot e}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1}}$$

$$K_2 = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot e}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}}$$

$Z=6$ aubes, e : épaisseur de l'Aube $e=3$ mm.

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 3}{3,14 \cdot 337,4 \cdot \sin 24,7}} = 1,042$$

$$K_2 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 3}{3,14 \cdot 541 \cdot \sin 22,62}} = 1,028$$

Les valeurs de K_1, K_2 calculées sont proches de celles utilisé dans les formules précédents donc les paramétré calculé sont proches de la réalité

III.4.9. Calcule des vitesses relatives à la sortie et à l'entrée de la roue

$$w_1 = k_1 \cdot \frac{V'_{1m}}{\sin \beta_1} = 1,15 \cdot \frac{7,24}{\sin 24,7} = 19,92 \text{ m/s}$$

$$w_2 = k_2 \cdot \frac{V'_{2m}}{\sin \beta_2} = 1,1 \cdot \frac{5,792}{\sin 22,62} = 16,56 \text{ m/s}$$

Tableau récapitulatif :

Paramètres	Valeurs
n_s	167,2 tr/min
D_{r1}	319 mm
η_h	92,27%
η_v	97,56%
η_m	96,10%
η_g	86,51%
P_{ab}	321,74 KW
P_m	370KW
ω	154,90 rad/s
C_t	2388,64 N.m
d_a	110 mm
d_m	137,5 mm
Q_c	0,53965 m ³ /s
D_1	337,4 mm
V_0	7,24 m/s
D_0	270 mm
b_1	88 mm
V_{1m}	8,326 m/s
U_1	20,914 m/s
β_1	24,7°
H_{th}	72,83 m
U_2	37,80 m/s
D_2	488 mm
V_{2m}	6,371 m/s
β_2	22,62°
Z	6
$U_2(\text{recalculé})$	41,89 m/s
$D_2(\text{recalculé})$	541 mm
b_2	55 mm
K_1	1,042
K_2	1,028
W_1	19,92 m/s
W_2	16,52 m/s

Conclusion :

Dans le calcul de ce chapitre les dimensions des éléments de la pompes sont pratiquement proche des valeurs réels données par le constructeur.

L'existence de l'écart dépend des tolérances du montage qui est indiqué par la construction et le choix des coefficients.



CHAPITRE IV

Simulation par logiciel

Introduction

Ce chapitre est consacré à une simulation numérique basé sur les résultats obtenus dans le précédant chapitre. On présente au premier lieu, le code de calcul utilisé et les étapes à suivre pour réaliser cette simulation. La géométrie ainsi que la création du maillage de la pompe centrifuge sont décrit, puis on verra les procédures utiliser par ANSYS CFX pour la résolution des équations de transport, les conditions aux limites seront exposées.

IV.1. Présentation de code de calcul ANSYS CFX

Il est très intéressant d'avoir un environnement de simulation qui inclut la possibilité d'ajouter différents phénomènes physiques au modèle étudié. C'est dans cette philosophie la que l'ANSYS Fluent a été développé. C'est un logiciel de calcul numérique par éléments finis modulaire permettant de modéliser une grande variété de phénomènes physiques caractérisant un problème réel. Il sera également un outil de conception grâce à son aptitude à gérer les géométries 3D complexes.

ANSYS CFX est un outil de dynamique des fluides (CFD) très performant qui fournit rapidement des résultats fiables et précis pour un large éventail d'applications CFD et multiphysiques. ANSYS CFX est reconnu pour sa précision, sa robustesse et sa rapidité exceptionnelle pour les machines tournantes (pompes, ventilateurs, compresseurs, turbines à gaz et hydrauliques).

La résolution numérique par CFX d'une manière générale, suit les étapes suivantes :

- 1.Création de la géométrie sous ANSYS-Bladegan;
- 2.Choix du maillage sous ANSYS-Turbogrid ;
- 3.Définition des conditions aux limites sous CFX ;
- 4.Calcul avec CFX pour les différents cas retenus ;
- 5.Analyse des résultats obtenus.

Vu que la géométrie de l'impulseur est symétrique et périodique, on a choisi de faire notre étude sur une aube afin de minimiser le temps de calcul.

IV.2. Géométrie

Elle consiste à dessiner la pompe centrifuge en utilisant ANSYS-Bladegen. Au début on choisit le composant Bladegen dans l'interface de ANSYS workbench puis on clique sur le bouton droite et on choisit éditer puis on fait rentrer les données de l'impulseur étudié.

La géométrie étudiée est composée respectivement de :

- Une roue de diamètre 490 mm, 54 mm d'épaisseur.
- 6 aubes hélices, 3 mm d'épaisseur.
- Un arbre de diamètre extérieur 137.5 mm, 110 de diamètre intérieur.

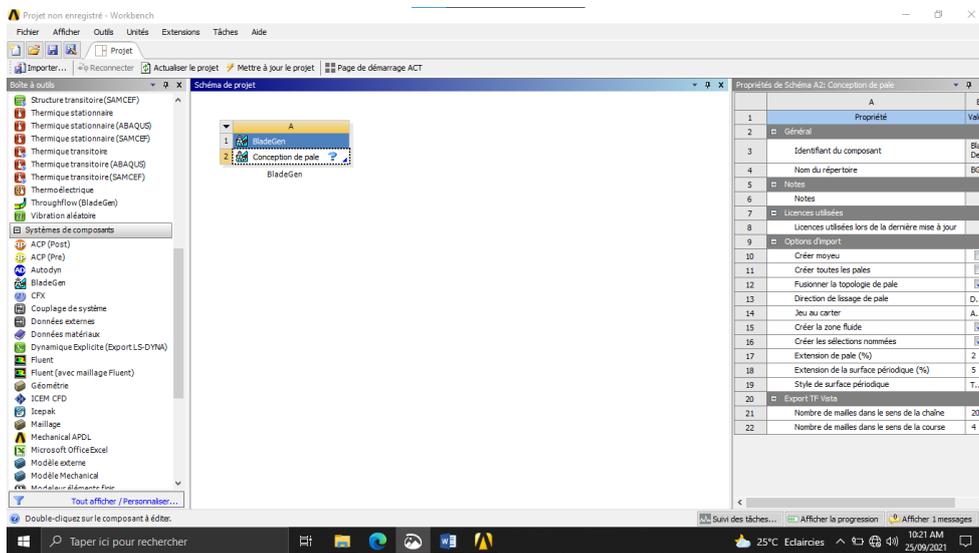


Figure. IV.1 : Présentation de l'interface Ansys workbench 17.1

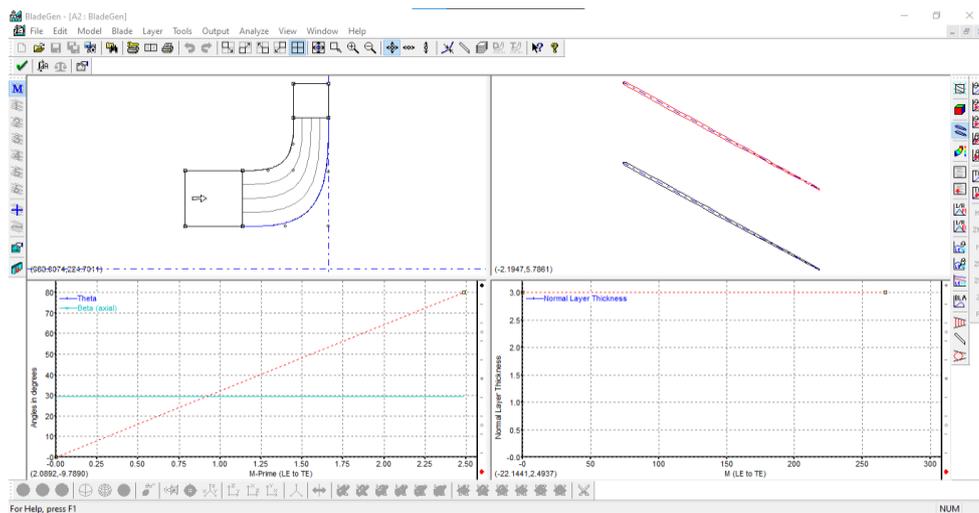


Figure. IV.2 : Présentation de l'interface Bladegen

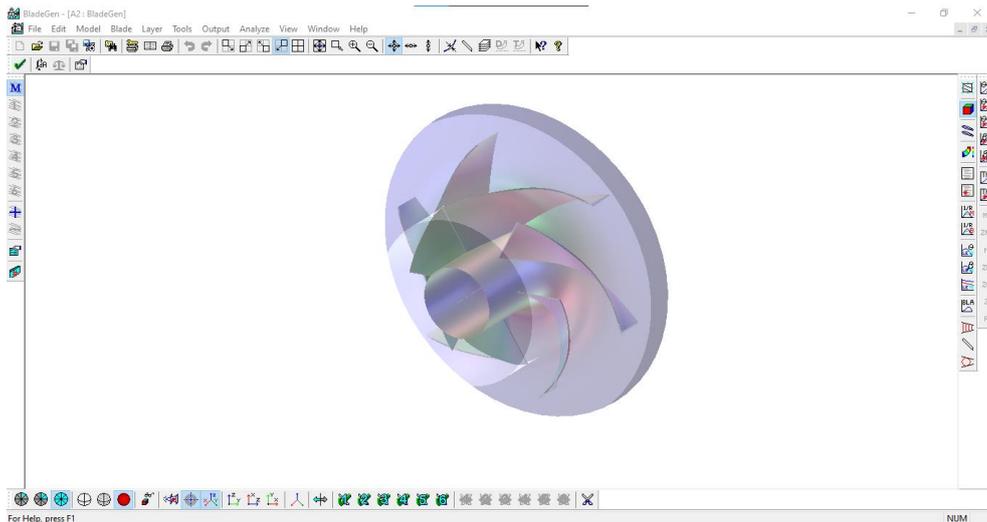


Figure. IV.3 : Présentation de la géométrie

IV.3. Le maillage

Un des concepts les plus importants en CFX consiste à diviser le domaine d'écoulement par des petites cellules, cette étape représente la phase préliminaire à toute résolution. Les équations gouvernantes seront ainsi résolues pour chacune des cellules générées.

Selon la forme géométrique, il faut bien choisir une maille adaptable à la géométrie, les mailles utilisées par Ansys sont les suivant :

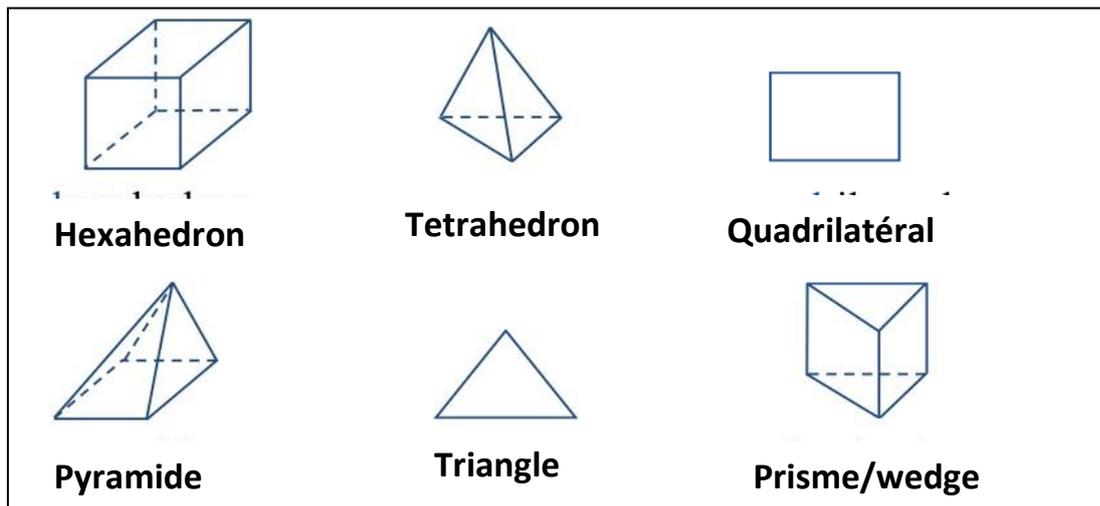


Figure IV.4 : Les différents types de mailles utilisées en volumes finis par CFX.

Le maillage est la subdivision de domaine d'étude en sous-domaine appelé volume de contrôle. Il est caractérisé par :

- La dimension des mailles : 2D ou 3D ;
- Le nombre de maille ;
- La distance entre les mailles
- La géométrie des mailles : triangulaire et quadrilatérale tétraédrique et hexaédrique (3D).

On export le fichier de notre géométrie de Bladegen vers Turbogrid.

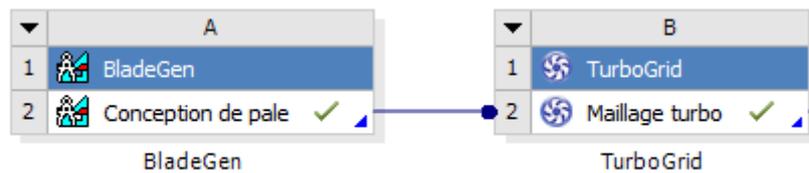


Figure. IV.5 : Export de géométrie.

Le maillage adopté dans notre cas est un maillage automatique généré par Turbogrid, quadratique composé de 155844 nœuds et 142300 éléments avec une transition progressive.

Le maillage de la pompe centrifuge est représenté dans la figure IV.6.

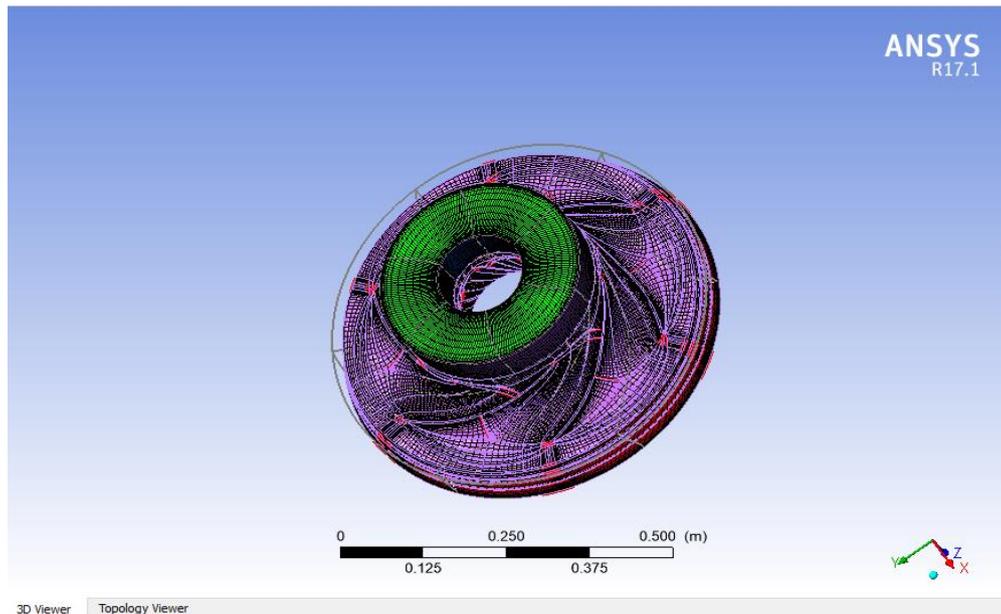


Figure. IV.6 : Maillage 3D de l'impulseur

IV.4. Méthode de résolution

La méthode de résolution adaptée par ANSYS CFX est la méthode des volumes finis.

C'est une technique de discrétisation, basé sur :

1. Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille de calcul (Maillage) ;
2. Intégration des équations de conservation aux dérivées partielles sur les volumes de contrôle individuels les convertir en équations algébriques, ce qui donne une équation discrète des inconnus telles que les vitesses, la pression sont conservés scalaires.

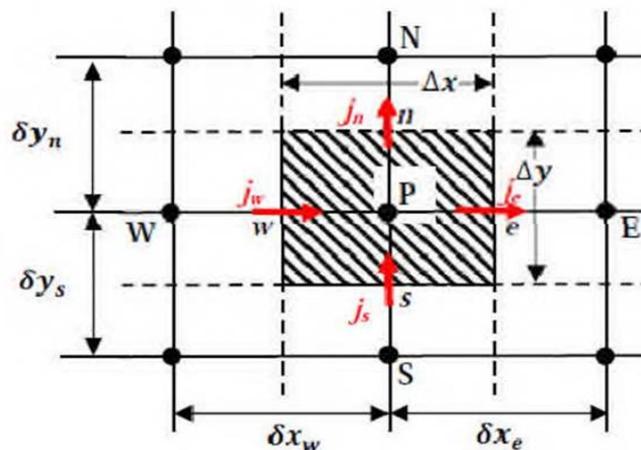


Figure. IV.7 : Volume de contrôle.

3. La linéarisation des équations discrétisées et la solution du système d'équations linéaires résultant pour donner les valeurs mises à jour des variables dépendantes.
4. La linéarisation des équations discrétisées et la solution du système d'équations linéaires résultant pour donner les valeurs mises à jour des variables dépendantes.
5. La linéarisation des équations discrétisées et la solution du système d'équations linéaires résultant pour donner les valeurs mises à jour des variables dépendantes.

IV.5. Conditions aux limites de fluide

Pour le code CFX, les types disponibles des conditions aux limites sont classés comme suit :

a. Conditions d'entrée et de sortie de l'écoulement :

- ✓ Débit massique à l'entrée (mass flow inlet).
- ✓ Pression de sortie (pressure outlet).

b. Cellules des zones internes :

- ✓ Fluide.
- ✓ Solide.

c. Conditions des cellules des zones :

- ✓ Zone de roue (impeller zone), vitesse de rotation est 1480rpm, tourne suivant l'axe (OZ).

Dans cette étape on va exporter le maillage du Turbogrid à CFX.

On choisit l'outil turbo mode dans puis on met notre configuration ainsi que les conditions au limite.

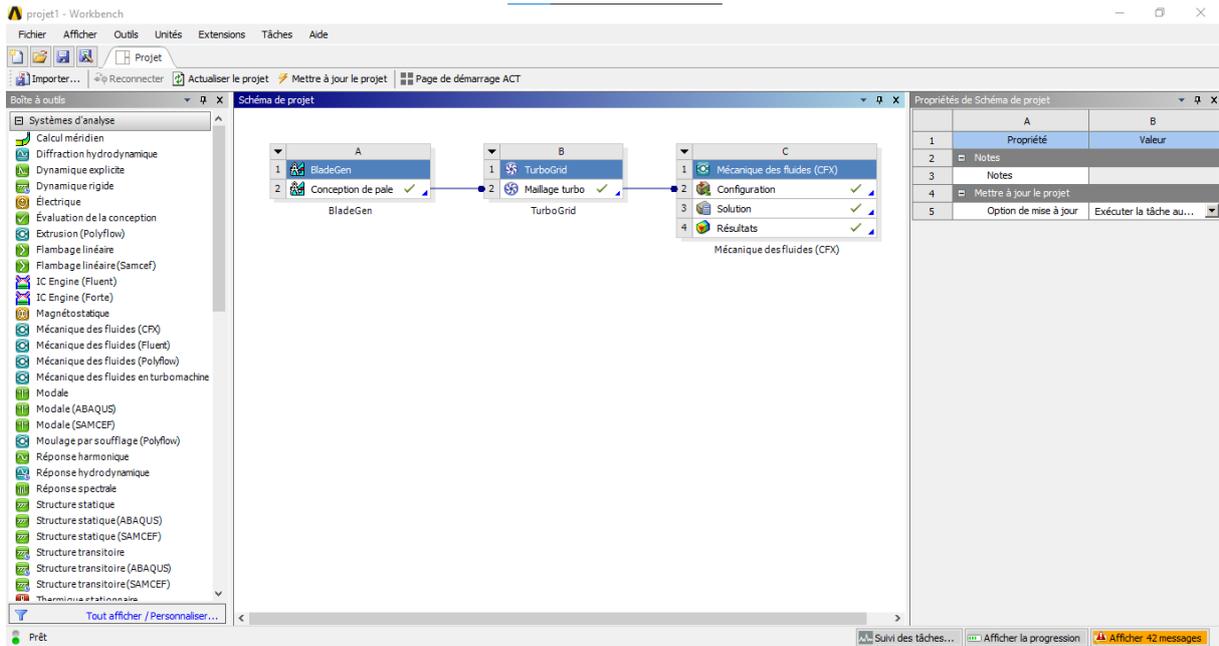


Figure. IV.8 : Export de maillage vers CFX

IV.6. Prise en main du logiciel

Le processus de modélisation et de simulation numérique implique plusieurs étapes :

- La définition globale des paramètres et des variables liées au modèle.
- La définition de sa géométrie.
- La prise en compte des différents phénomènes physiques qui peuvent exister dans le problème considéré.
- La résolution du problème à l'aide d'un des différents solveurs.
- La visualisation des résultats.

Lors du lancement de la simulation, le logiciel utilisé permet de définir toutes les étapes de la modélisation brièvement évoquées ci-dessus. Ces étapes sont les suivantes :

- Exécutez l'assistant modèle ce qui implique de choisir le système de coordonnées pour le modèle, la physique pertinente au problème, et le type d'études que l'on souhaite effectuer (stationnaire ou en fonction du temps).
- Définir les paramètres, les équations et les variables pertinentes pour le modèle.
- Définir la géométrie du modèle.
- Sélectionnez-le ou les matériaux adéquats du modèle dans le répertoire.
- Choisir les conditions initiales et aux limites de votre modèle pour chaque physique utilisée.

- Choisir la taille des éléments a utiliser pour le maillage ainsi que les différents types de maillage qui existent.
- Régler les paramètres du solveur et lancer les calculs dans le répertoire études.
- Afficher les résultats souhaites de la manière la plus significative dans le répertoire résultat.

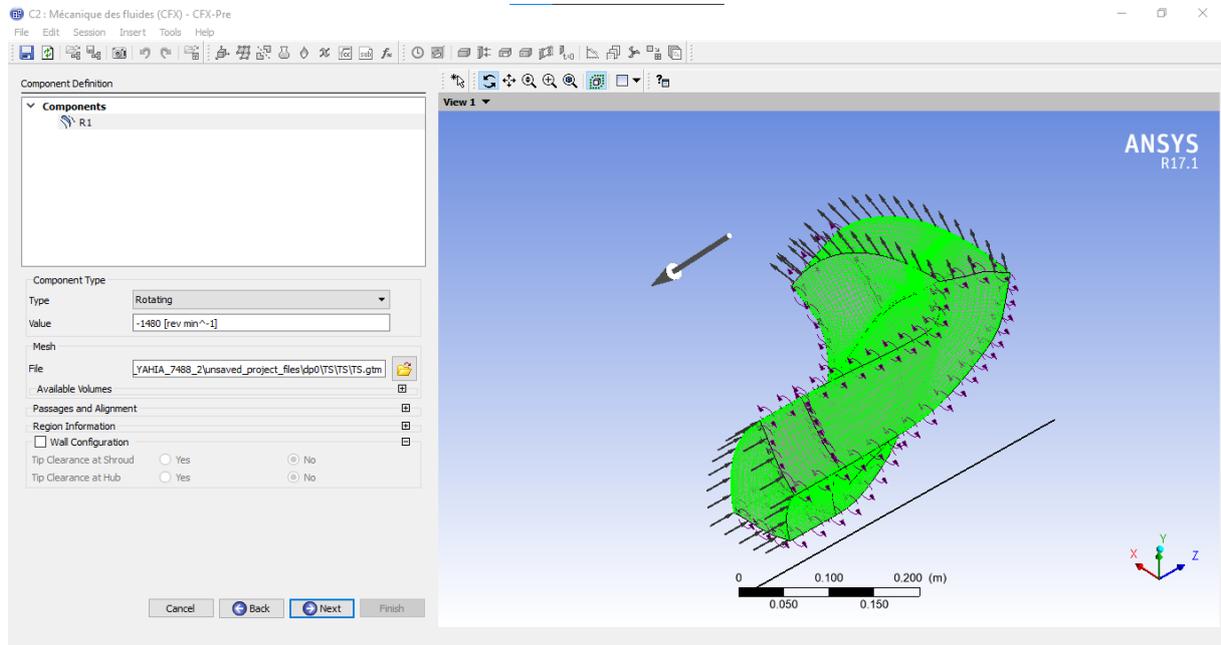


Figure. IV.9 : Configuration dans CFX

IV.7. Résultat pour débit $Q_v=1376\text{m}^3/\text{h}$

V.3.1. Evolution de la vitesse

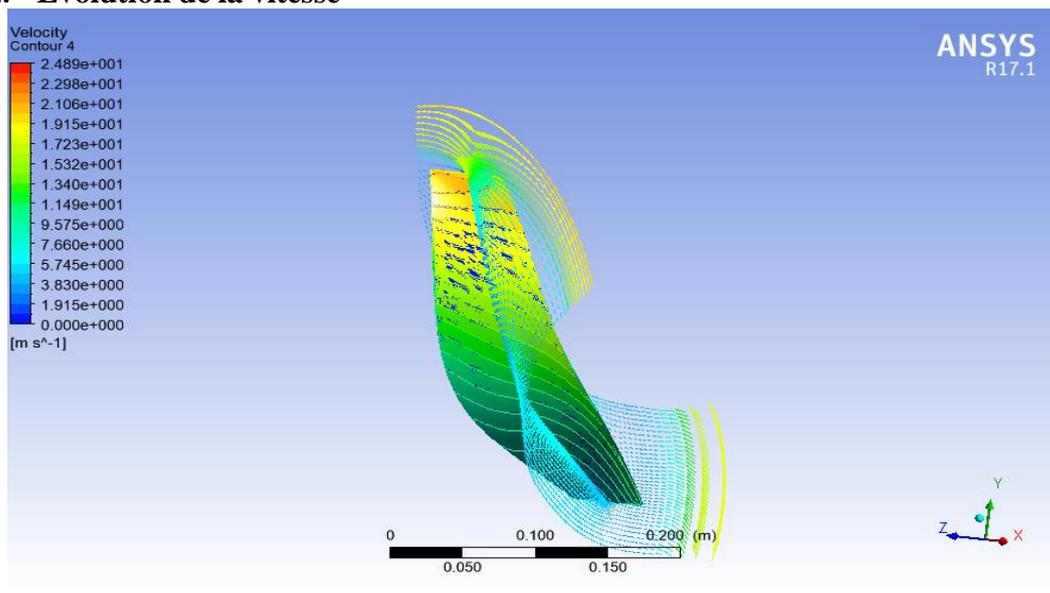


Figure. IV.10 : Contour de vitesse (cas de $Q_v=1376\text{m}^3/\text{s}$).

Evolution de la pression

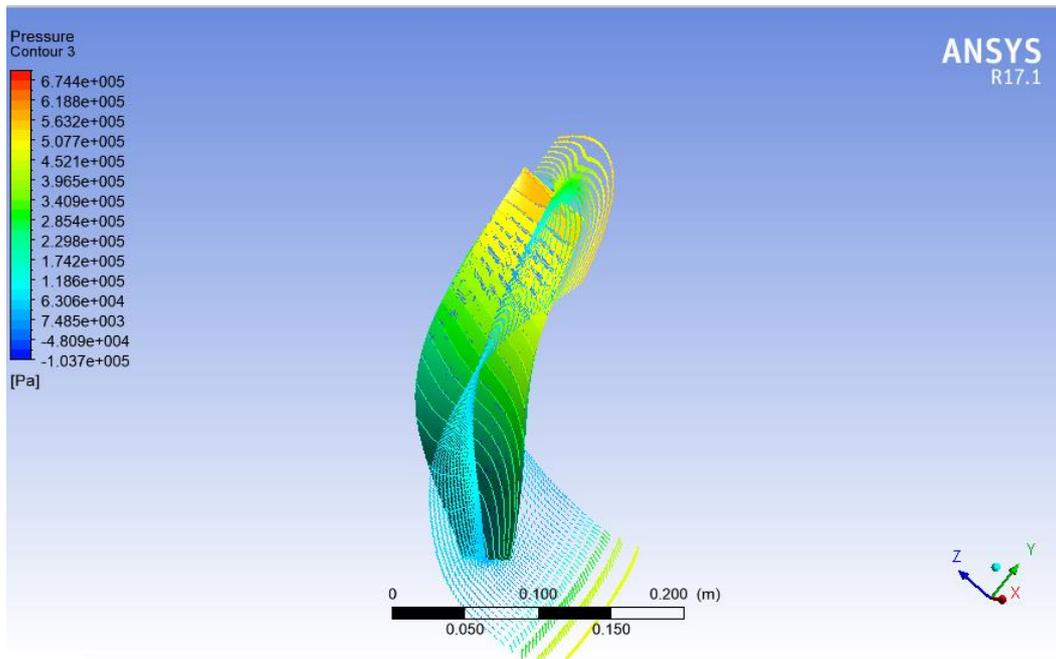


Figure. IV.11 : Contour de pression (cas de $Q_v=1376\text{m}^3/\text{s}$).

IV.8. Résultat pour débit $Q_v=1650\text{m}^3/\text{h}$

Evolution de la vitesse

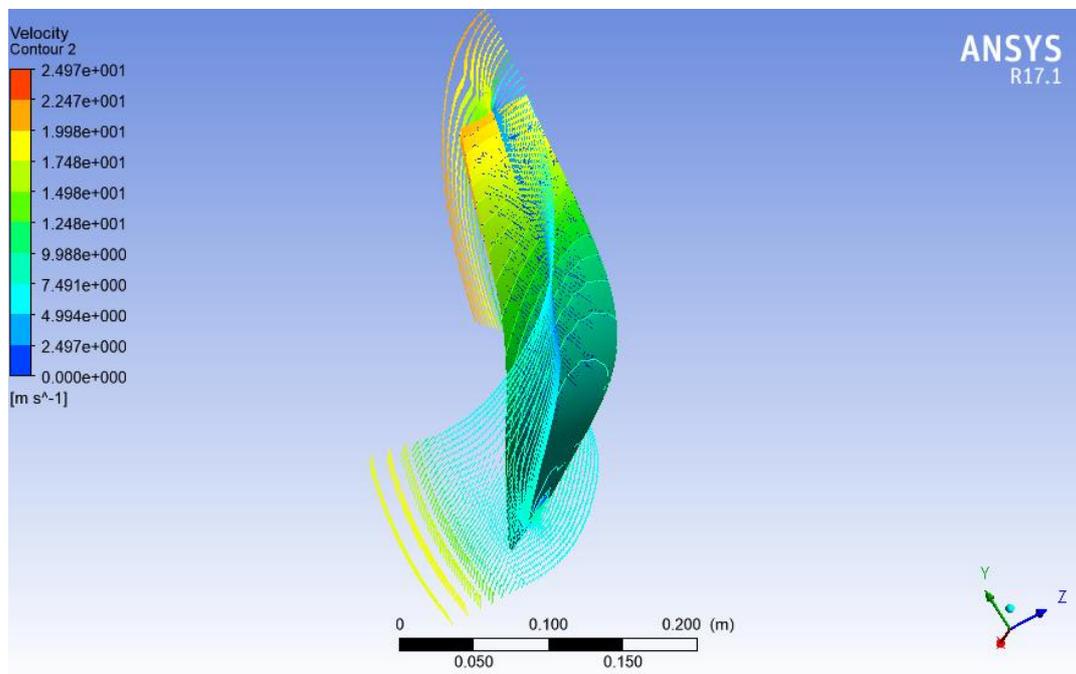


Figure. IV.12 : Contour de vitesse (cas de $Q_v=1650\text{m}^3/\text{s}$).

Evolution de la pression

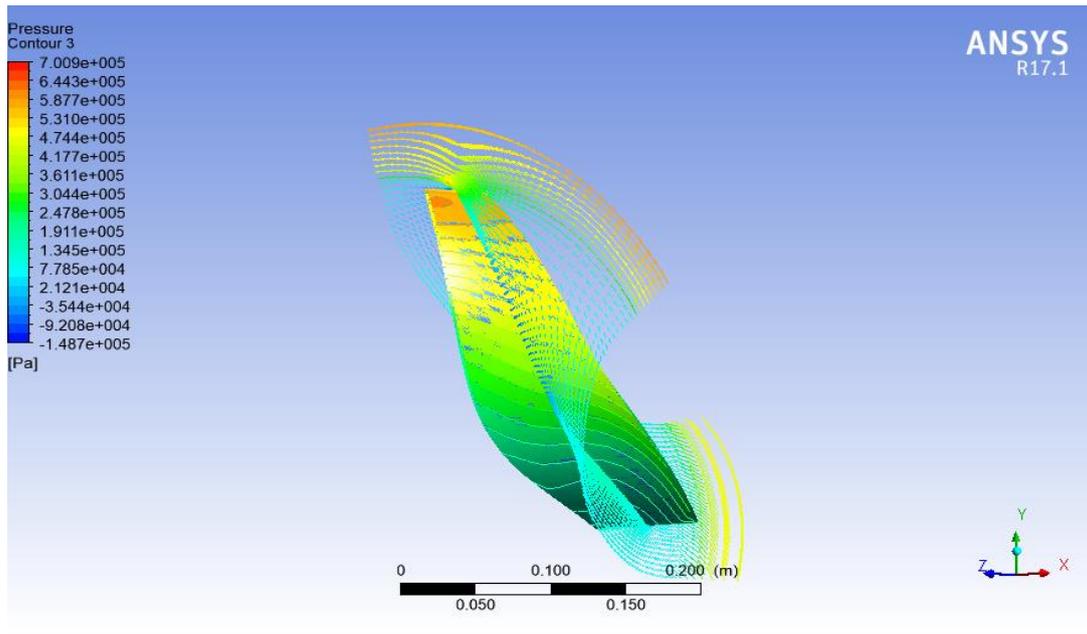


Figure. IV.13 : Contour de pression (cas de $Q_v=1650\text{m}^3/\text{s}$).

IV.9. Résultat pour débit $Q_v=1900\text{m}^3/\text{h}$

Evolution de la vitesse

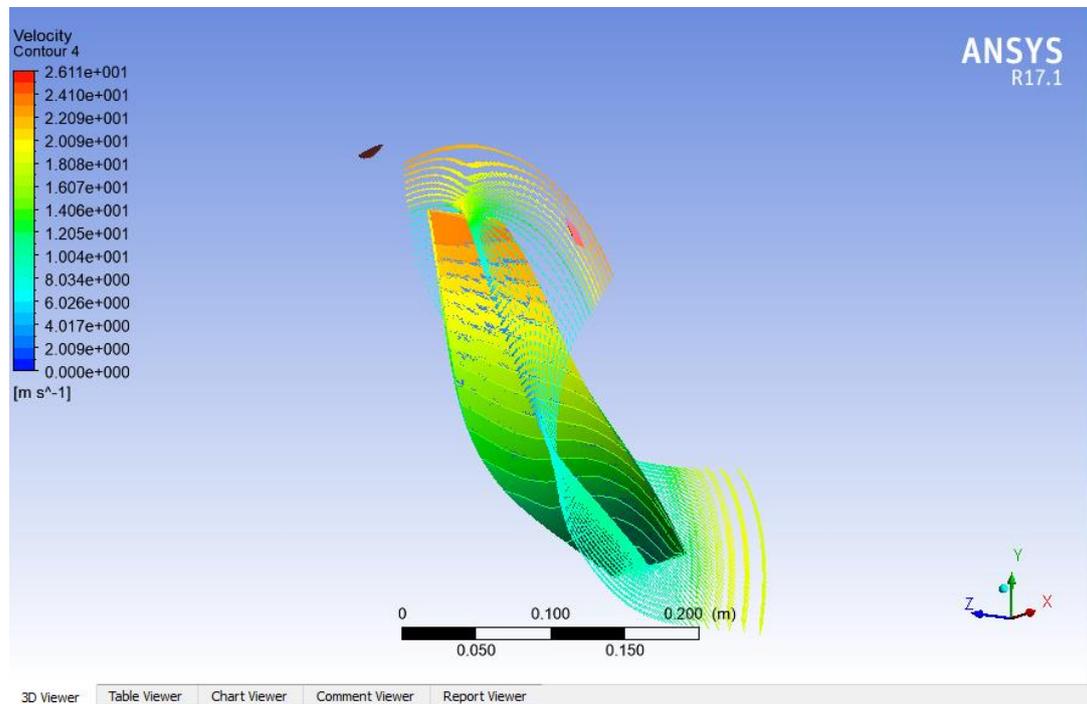


Figure. IV.14 : Contour de vitesse (cas de $Q_v=1900\text{m}^3/\text{s}$).

Evolution de la pression

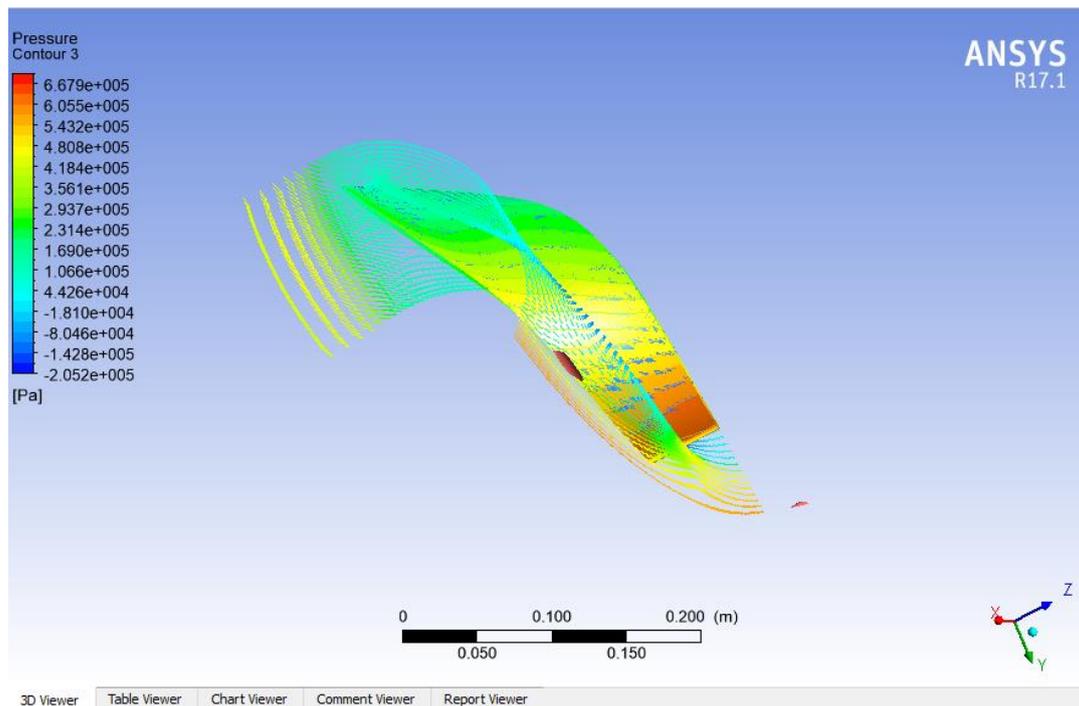


Figure. IV.15. Contour de pression (cas de $Q_v=1900\text{m}^3/\text{s}$).

IV.10. Discussion

Evolution de la vitesse :

Les figures (IV.10.12.14) présente la variation de la vitesse dans toutes différentes parties de l'aube. On remarque que la vitesse est inférieure à l'entrée (Inlet), et elle augmente Progressivement jusqu'à la sortie (Outlet).

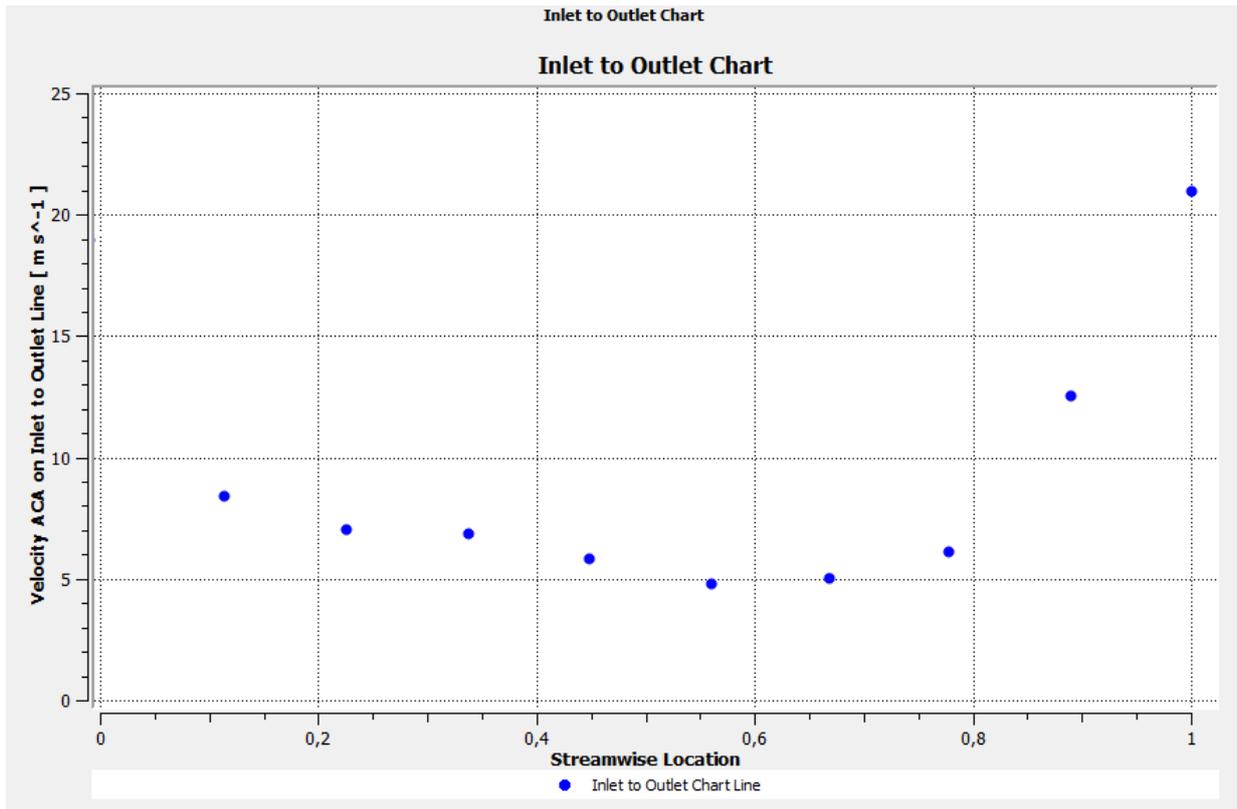


Figure. IV.16 ; Distribution de vitesse (inlet to outlet).

Evolution de la pression :

Les figures (IV.11.13.15) présente la variation de la pression dans toutes différentes parties de l'aube. On remarque que la pression est inférieure à l'entrée (Inlet), et elle augmente progressivement jusqu'à la sortie (Outlet) ou elle atteint son maximum.

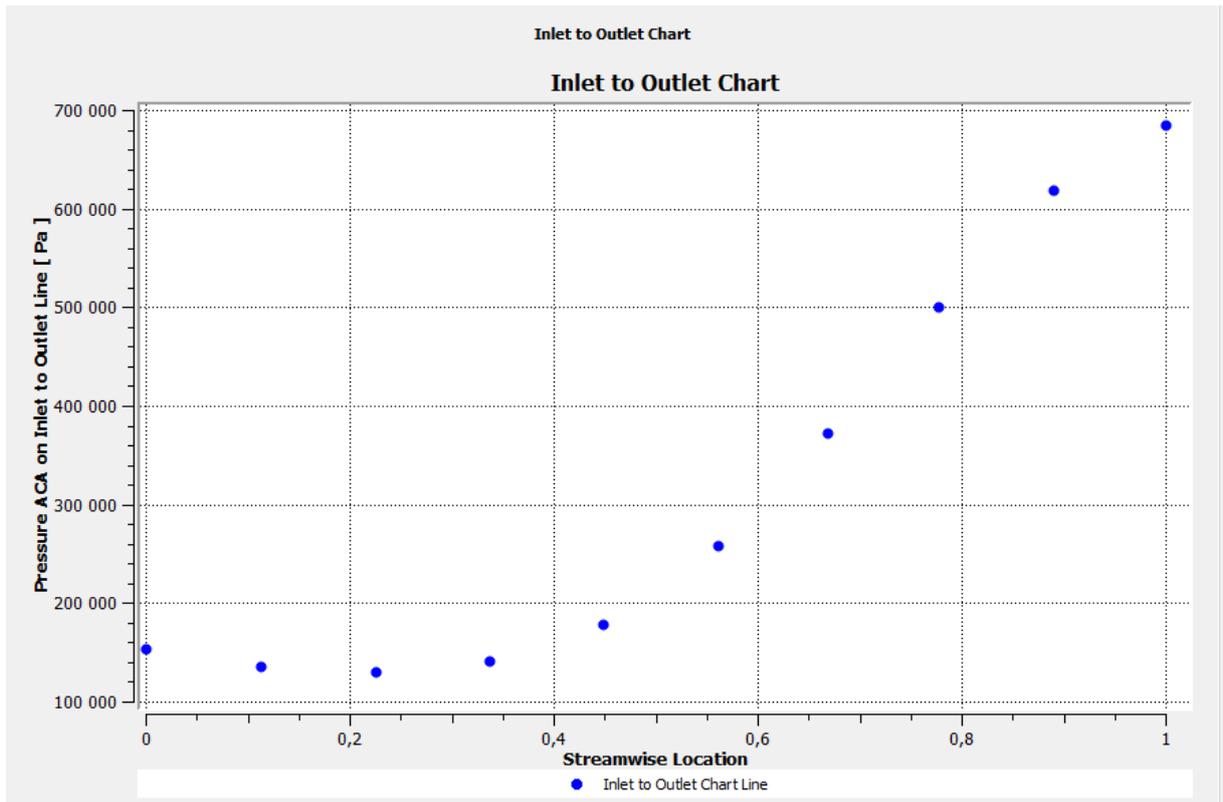


Figure. IV.17. Distribution de pression (inlet to outlet).

IV.11. Calcul de taux de variation

On utilise la formule suivant :

$$T_v = \frac{P_{con} - P_{cal}}{P_{con}} * 100$$

P_{con} : pression donné par constructeur.

P_{cal} : pression calculé par logiciel.

Q_v (m ³ /h)	P_{ref} (Pa)	Taux de variation (%)
1376	$6.18 * 10^5$	10
1900	$6.67 * 10^5$	2.8

Tableau. IV.1. Taux de variation

D'après le taux de variation les valeurs obtenus par ansys-CFX sont proche des valeurs réelles données par le constructeur.



Conclusion

CONCLUSION

Le stage que nous avons exécuté au complexe GP1Z nous a permis d'améliorer et développer nos connaissances concernant les pompes centrifuge, ses caractéristiques et leurs principes de fonctionnement, exactement la pompe de circulation d'huile chaud.

L'étude a été portée sur le type de pompe DVH-P1501 qui joue un rôle très important dans le train 700 du complexe GP1Z. Elle assure le transport d'huile chaud comme caloporteur du ballon d'expansion jusqu'au four ensuite vers les colonnes de la section de séparation.

Vue les mesures de sécurité prise à cause du Covid19, nous n'avons pas pu terminer le relevé des données nécessaires au dimensionnement de l'impulseur. Alors la partie concernant le calcul s'est limité.

Dans ce mémoire nous avons fait un calcul hydraulique pour déterminer les caractéristiques dimensionnelles de l'élément principal de la pompe qui est la roue, à partir des paramètres de fonctionnement prélevés sur le site. Ces valeurs ont été substituées dans les équations de calcul du triangle de vitesse. Ces paramètres de conception et d'opération, tels que le diamètre, la largeur des aubes, les angles des aubes l'épaisseur et le nombre des aubes de l'impulseur.

Finalement, on a fait une simulation par le logiciel de ansys CFX pour voir l'évolution de la vitesse et de la pression de refoulement par l'effet d'augmentation de débit de la valeur minimale donnée par le constructeur jusqu'à la valeur maximale.

Les résultats obtenus par la simulation numérique sont satisfaisants et en bon accord avec les données du constructeur.



Bibliographie

Bibliographie

Banque de données GP1/Z (Généralités sur le complexe GP1Z)

A. ILSKI « calcul de vérification d'une pompe centrifuge ».

<http://fr.m.wikipedia.org/sonatrach>

Alloywire.fr/products/stainless/steel-304/

Documentation (des rapports de stage) dans l'entreprise de sonatrach.

<http://www.p-marushichi.co.jp/pump/us/>

Cour pompe et compresseur Mr serrier

Mémoire « ETUDE TECHNO-ECONOMIQUE DE FOUR ET CES ACCESSOIRES POUR LA SECTION D'HUILE CHAUDE AU NIVEAU DU COMPLEXE GP1/Z »Présenté par BOUBEKEUR Djemaia