

N° Ordre.... /Faculté/UMBB/2022

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE MINISTERE DE
L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES



Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie
Mémoire de Fin d'Etudes
En vue de l'obtention du diplôme :



MASTER

Présenté par :

AZIZI KHALIL

HAMZI NACER

Domaine : Science et Technologie

Filière : hydrocarbure

Option : mécanique des unités pétrochimique

Thème

Etude de l'interaction fluide structure d'une pompe centrifuge de reflux X06J

Devant le jury :

Mr. Benbrik Abderrahmane	Professeur	UMBB	Président
Mr. Frroudji Hicham	MCB	UMBB	Examineur
Mme. Yahi Fatma	MCB	UMBB	Examineur
Mr. Sahnoune khaled	MCB	UMBB	Encadrant

Année Universitaire : 2021/2022

Remerciement

On remercie ALLAH le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

Tout d'abord ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de **Mr. Sahnoune Khaled** ; on le remercie pour la qualité de son encadrement exceptionnel ; pour sa patience ; sa rigueur et sa disponibilité durant notre préparation.

Nos remerciements s'adressent également à tous nos professeurs pour leur générosité et la grande patience dont ils ont su faire preuve malgré leurs charges académiques et professionnelles.

Dédicace

Je dédié ce travail à mes parents qu'ALLAH pendissent et les protège.

A ma grande ma mère qu'ALLAH prolonge sa vie

A mes chers frères et mes sœurs

Aux fils et filles de mon frère

A mon neveu et ma nièce

A mon binôme

A tous mes amis

A toute la famille HAMZI

Ainsi a tous les membres du groupe MAUP17

HAMZI NACER

Je dédié ce travail à mes parents qu'ALLAH pendissent et les protège.

A ma grand ma mère qu'ALLAH prolonge sa vie

A ma petite amie

A mon binôme

A tous mes amis

A Tous les membres du groupe MAUP17

AZIZI KHALIL

Nomenclature

SYMBOLE	SINIFICATION	Unité(SI)
D_s	Diamètre spécifique	m
Ω	La vitesse angulaire spécifique	rad/s
N_s	La vitesse spécifique	t_r/min
q_v	Le débit volumique	m^3/s
N	Vitesse de rotation	t_r/min
H	Hauteur d'élévation du fluide	m
ω	la Vitesse angulaire	rad/s
g	L'accélération de la pesanteur	m/s^2
\vec{C}	La vitesse absolue de la particule fluide	m/s
\vec{W}	La vitesse relative de fluide par rapport à la roue.	m/s
\vec{U}	La vitesse d'entraînement liée à la rotation des aubages de la roue.	m/s
C_{1m}	La projection radial de vecteur de vitesse absolue à l'entrée	m/s
C_{2m}	La projection radiale de vecteur de vitesse absolue à la sortie	m/s
\vec{C}_{1u}	La projection tangentielle à l'entrée de la roue	m/s
\vec{C}_{2u}	La projection tangentielle à la sortie de la roue	m/s
α	Angle	deg
β	Angle	Deg

T	Le couple moteur	N.m
Q_m	Le débit massique	Kg/s
r	Le rayon	m
P_2	La puissance transmise à la pompe	watt
P_{hy}	La puissance hydraulique	watt
ΔP_{tot}	L'augmentation de pression à travers la roue.	<i>Pascal</i>
ρ	La masse volumique	Kg/m ³
H_{th}	Hauteur théorique	m
R	Le rayon	m
B	L'épaisseur de la roue.	m
η_h	Le rendement hydraulique	/
Δh	Toutes les pertes hydrauliques	m
H_{mt}	Hauteur manométrique total	m
η_m	Le rendement mécanique	/
η_v	Le rendement volumétrique	/
η_{glob}	Le rendement global	/
t	Le temps	S
P	Pression	Pascal
V	Vitesse	m/s

Liste des figures

Figure.I.1. : Plan d'implantation du complexe GL2/Z.....	3
Figure.I.2. : Schéma synoptique d'un train de procédé.....	4
Figure.I.3. : Corps et volute.....	7
Figure.I.4. : Roue et bague d'usure de la pompe.....	7
Figure.I.5. : Garnitures mécaniques des pompes X06.	8
Figure.I.6. : Montage des roulements.....	9
Figure.I.7. : Graisseur à niveau.....	11
Figure.I.8. : Système de refroidissement.....	12
Figure.II.1 : Illustration d'une roue à godets chinoise.....	15
Figure II.2. Pompe centrifuge monocellulaire.....	17
Figure II.3. Schéma d'une pompe centrifuge.....	18
Figure II.4. L'évolution de la vitesse et de la pression dans une pompe centrifuge.....	20
Figure II.5. Courbe caractéristique de hauteur d'élévation.....	21
Figure II.6. Point de fonctionnement.....	21
Figure II.7. Rendement de la pompe centrifuge monocellulaire.....	22
Figure II.8. : les zones de condensation et de vaporisation du liquide sur l'aube.....	23
Figure II.9. : courbe de la pression d'aspiration.....	24
Figure II.10: courbe H(Q) sans et avec cavitation.....	25
Figure III. 1. Triangle de vitesse d'une roue de pompe centrifuge.....	27
Figure III. 2. Volume de contrôle.....	28
Figure III.3. Triangle des vitesses à l'entrée de la pompe.....	30
Figure III.4. Vue d'une roue de pompe centrifuge.....	30
Figure III.5. Triangle des vitesses à la sortie de la pompe.....	30
Figure III.6. Caractéristique théorique d'une pompe centrifuge.....	31
Figure III.7. Forme d'aubes en fonction de l'angle beta.....	31

Figure III. 8 Vue d'ensemble de la méthode de résolution couplée Discrétisée	36
Figure IV. 1. Schéma de travaille à suivre dans le Workbench	38
Figure IV. 2. Plan méridional Vista CPD.....	39
Figure IV. 3. Géométrie 3D (BladeGen).....	40
Figure IV.4. Plan méridional (BladeGen)	40
Figure IV. 5. Maillage de l'impulseur	41
Figure IV. 6. Maillage d'une seule aube	41
Figure IV.7. L'écoulement de fluide dans l'aube	42
Figure IV.8. Domaine de calcule (R1)	43
Figure IV. 9. La résolution des équations	44
Figure IV. 10. Contour de pression d'une seule aube.....	44
Figure IV. 11. Contour de pression vue méridional	45
Figure IV. 12. Courbe pression-position de fluide	45
Figure IV. 13. Streamlines des vitesse d'une seule aube	46
Figure IV. 14. Lignes de courant en vue Aube à Aube.....	46
Figure IV. 15. Courbe vitesse-fluide position	47
Figure IV. 16. Puissance en fonction de vitesse de rotation.....	49
Figure IV. 17. Couple en fonction de vitesse de rotation.....	49
Figure IV. 18. Hauteur manométrique en fonction de vitesse de rotation	50
Figure IV. 19. Schéma de travaille à suivre dans le Workbench (Static Structural)	52
Figure IV. 20. La géométrie 3D de l'aube	52
Figure IV. 21. Maillage de l'impulseur a une seule aube	53
Figure IV. 22. Les Propriétés du matériau utilisé.....	54
Figure IV. 23. Contour de champ de pression obtenue à partir de ANSYS CFX	55
Figure IV. 24. Présentation des supports fixe de l'aube	56
Figure IV. 25. Présentation de toutes les conditions aux limite appliqué sur l'aube	56
Figure IV. 26. Distribution de Contraintes dans l'aube	57

Figure IV. 27. Distribution de Déformations dans l'aube.....	58
Figure IV. 28. Distribution de Déplacements dans l'aube	58
Figure.V.1 : schémas des méthodes de maintenance	60
Figure.V.2 : Vérification de la droiture d'arbre.....	62
Figure.V.3 : Outil de chauffage par induction.....	62
Figure V.4 : Roulements et bague de graissages montés sur l'arbre	63
Figure V.5 : Montage de l'ensemble- arbre.....	63
Figure V.6 : Plan de coupe- Logement de roulements.....	64
Figure V.7 : Mesure du jeu axial	64
Figure V.8 : Montage des garnitures.....	65
Figure V.9 : Mise en place du plateau de garnitures.....	65

Liste des Tableaux

Tableau I.1. : Conditions de service des pompes de reflux X06J/JA	6
Tableau I.2. Caractéristiques de l'huile Torba 68.	11
Tableau II.1. Classification des machines tournantes	15
Tableau IV.1. Données à entrer dans Vista CPD.....	38
Tableau IV.2. Calcul préliminaire des performances.....	39
Tableau IV.3. Nombre des nœuds et des éléments (maillage sous turbogrid).....	40
Tableau IV.4. Solver control Paramètres	42
Tableau IV.5. Paramètres physique du Méthanol.....	42
Tableau IV.6. Les conditions physiques de fonctionnement	43
Tableau IV.7. Les conditions aux limites	43
Tableau IV.8. Les expressions de performance a entrer dans le CFD post.....	48
Tableau IV.9. Les performances de la pompe pour cheque vitesse de rotation	48
Tableau IV.10. Nombre des nœuds et des éléments (maillage sous static structural).....	53
Tableau IV.11. Tableau des Propriétés du matériau utilisé	55
Tableau IV.12. Les Valeurs de contrainte équivalente de Von Mises sur l'aube	57
Tableau IV.13. Les Valeurs de déformation dans l'aube	58
Tableau IV.14. Les Valeurs de déplacement dans l'aube.....	59

SOMMAIRE

Introduction générale	1
CHAPITRE I : Etude technologique de la pompe de reflux X06J/JA	
I.1. Présentation du complexe GL2/Z	2
I.1.1. Introduction	2
I.1.2. Historique	2
I.1.3. Plan d'implantation du complexe	2
I.1.3.1. Les utilités	3
I.1.3.2. Zone des trains de procédé.....	3
I.1.3.2.1. Section traitement du gaz naturel	4
I.1.3.2.2. Section de séparation des hydrocarbures.....	5
I.2. Description de la pompe X06J/JA	6
I.2.1. Introduction	6
I.2.2. Description	6
I.2.3. Paramètres de fonctionnement.....	6
I.2.4. Conception	7
I.2.4.1. Le corps	7
I.2.4.2. Roue et bagues d'usure de roue.....	7
I.2.4.3. Boîtes à garnitures	8
I.2.4.4. Palier à roulements	8
I.2.5. Lubrification.....	10
I.2.6. Système de refroidissement	11
I.3. Conclusion du chapitre	12

CHAPITRE II : Généralité sur les pompes

II.1. Introduction	13
II.2. Définition d'une turbomachine.....	13
II.3. Fonction et domaine d'utilisation des turbomachines.....	13
II.3.1. Récupération de l'énergie d'un fluide (turbine).....	13
II.3.2. Compression de gaz (compresseur)	13
II.3.3. Transport des fluides	14
II.3.4. Ventilation	14
II.3.5. Production d'énergie mécanique à partir d'une source de chaleur	14
II.3.6. Propulsion.....	14
II.4. Classification.....	14
II.5. Les pompes	15
II.5.1. Historique	15
II.5.2-Classification et type des pompes.....	16
II.6. Les pompes centrifuges	16
II.7. Pompes centrifuges monocellulaires	17
II.7.1. Description.....	17
II.7.2. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge.....	19
II.8. Performances d'une pompe centrifuge monocellulaire.....	19
II.8.1. Variation de la vitesse et de la pression	19
II.8.2. Hauteur manométrique totale H_{mt} (hauteur d'élévation).....	20
II.8.3. Le point de fonctionnement	21
II.8.4. Rendement et Puissance.....	21
II.8.5. Le NPSH.....	22
II.8.6. Démarrage	23
II.9. Conclusion	25

Chapitre III : formulation et description d'écoulement dans la

pompe centrifuge

III.1. Introduction.....	26
III.2. Caractérisation des turbopompes	26
III.3. Théorie des pompes centrifuges	27
III.3.1. Triangle des vitesses.....	27
III.3.2. Formule d'Euler	28
III.4. Caractéristique de la pompe centrifuge.....	32
III.5. Evaluation des pertes dans la pompe centrifuge.....	32
III.5.1. Les pertes hydrauliques	32
III.5.2. Les pertes mécaniques.....	32
III.5.3. Les pertes volumétriques	33
III.6. Modélisation de l'écoulement dans la pompe centrifuge.....	33
III.6.1. Formes générales des équations fondamentales	33
III.6.2. Équation de conservation de masse (équation de continuité)	33
III.6.3. Équations de conservation de la quantité de mouvement	34
III.6.4. Modélisation de la turbulence (modèle $k-\epsilon$)	34
III.7. Méthodes numériques (La méthode des volumes finis).....	35
III. 8. Résolutions des équations.....	35
III.9. Conclusion	36

Chapitre IV : SIMULATION NUMERIQUE

IV.1 Simulation numérique de l'écoulement dans la pompe	37
IV.1.1. Introduction	37
IV.1.2. Méthodologie de la simulation par ANSYS CFX.....	37
IV.1.3. Géométrie	38
IV.1.3.1 Vista CPD (Centrifugal Pump Desing)	38

IV.1.3.2 BlandeGen	39
IV.1.4 Maillage sous TurboGrid	40
IV.1.5 Utilisation de système ANSYS CFX	41
IV.1.5.1 CFX-pre	41
IV.1.5.2 Turbo mode	43
IV.1.5.3 CFX-Solver	43
IV.1.6 résultats et discussions (CFD-Post)	44
IV.1.6.1 Champ de Pression « contours »	44
IV.1.6.2 Champ de Vitesse « Lignes de courant »	46
IV.1.6.3 Les performances de la pompe	48
IV.2 Simulation numérique des contraintes dans la pompe	51
IV.2.1 Introduction	51
IV.2.2 Méthodologie de la simulation mécanique	51
IV.2.3 La géométrie	52
IV.2.4 Discrétisation et maillage	53
IV.2.5 Propriétés du matériau	53
IV.2.6 Les conditions aux limites	55
IV.2.7 Résultats et discussions (static structural)	56
IV.2.7.1 La contrainte équivalente de Von Mises	57
IV.2.7.2 La déformation	58
IV.2.7.3 Le déplacement	58
IV.3 Conclusion du chapitre	59

CHAPITRE V : la maintenance des pompes de reflux X06J/JA

V.1. Introduction	60
V.2. Définition	60

V.3. Méthode de maintenance	60
V.4. Entretien.....	61
V.5. Démontage	61
V.6. Inspection, réparation et remontage	62
V.6.1. Inspection de l'arbre	62
V.6.2. Montage des roulements et de la bague de graissage sur l'arbre	62
V.6.3. Le montage de l'ensemble arbre-roulements dans le logement.....	63
V.6.4. Mesure du jeu de fonctionnement de la pompe	64
V.6.5. Montage de la garniture et du plateau	65
V.6.6. Montage de l'impulseur.....	66
V.6.7. Contrôle de l'alignement	66
V.7. Origine des avaries éventuelles	66
V.7.1. Pas de débit.....	66
V.7.2. Débit insuffisant.....	66
V.7.3. Pression de refoulement insuffisante.....	66
V.7.4. Surchauffe des roulements	66
V.7.5. Cavitation et bruit.....	67
V.7.6. Vibration	67
V.8. Conclusion	67
Conclusion générale	68

Résumé :

Le présent travail rentre dans le cadre de l'étude de l'interaction fluide structure d'une pompe centrifuge, et pour réussir notre travail nous avons utilisé le programme de simulation très connu : ANSYS CFX et ANSYS statique structural sous l'interface de ANSYS WORKBENCH.

Après qu'on est passé sur la description de notre pompe à 5 aubes et citer les formulations mathématiques nécessaire pour comprendre les méthodes de résolution.

Nous avons fait une simulation numérique d'écoulement de méthanol et analyser les résultats de variation des champs des pressions et vitesse à travers les aubes ainsi que les variations des performances de notre pompe à plusieurs vitesses de rotation, et vérifier la tenue mécanique de l'impulseur contre les charge hydraulique et mécaniques auquel il est soumis.

Les résultats obtenus sont proche des données de la littérature, et montre que notre pompe est bien protégée contre les ruptures et les dysfonctionnements.

Abstract:

This work falls within the framework of the study of the fluid-structure interaction of a centrifugal pump, and to succeed in our work we used the well-known simulation program: ANSYS CFX and ANSYS static structural under the interface of ANSYS WORKBENCH.

After that, we went over the description of our 5-vane pump and quote the mathematical formulations necessary to understand the resolution methods.

We made a numerical simulation of methanol flow and analyzed the results of variation of the fields of pressure and speed through the blades as well as the variations of the performances of our pump at several speeds of rotation, and checked the mechanical resistance of the impeller against the hydraulic and mechanical loads to which it is subjected.

The results obtained are close to literature data and show that our pump is well protected against breakage and malfunction.

Introduction générale :

La pompe centrifuge c'est l'un des types de pompes les plus couramment utilisés en industrie c'est une motopompe qui aspire le liquide en créant une force d'aspiration, au passé, la technologie des pompes est vraiment limitée à des simples concepts qu'ont été basé beaucoup plus sur l'expérience.

Dans nos jours, la simulation numérique des écoulements à l'intérieur des turbomachines nous permet d'obtenir des données dans des positions inaccessibles pour l'expérimentation, ainsi que l'étude de performances dans des conditions inhabituelles. Avec la simulation numérique, la distribution des variables d'écoulement locales en tout point de la pompe peut être facilement obtenues. Ainsi que d'autres résultats importants tel que les contraintes sur la roue, qui une grande importance lors de la conception et la construction des pompes. L'un des avantages de ce type de modélisation est la facilité d'effectuer des modifications de la géométrie, des études paramétriques et l'analyse des conditions anormales de fonctionnement.

- Dans le premier chapitre, on a présenté notre complexe du stage, leur historique et son Plan d'implantation, puis on a décrit la pompe au début, sa Paramètres de fonctionnement, la Conception et le système de lubrification et de refroidissement.
- Le deuxième chapitre, contient des généralités sur les turbomachines et spécialement les pompes centrifuges, Définitions, fonctionnement et domaine d'utilisation, Classification, et leur historique, ainsi que leurs paramètres de performance et la cavitation.
- Dans le troisième chapitre, on s'intéresse à présenter la formulation mathématique et la description d'écoulement dans la pompe centrifuge et les équations les plus utilisées pour la conception des projets en turbomachines basé sur les équations de la mécanique des fluides et les équations de Navier-Stockes.
- Le chapitre quatrième, est consacré aux méthodes numériques de simulation sous ANSYS CFX et ANSYS structural où nous présentons les étapes de conception, les paramètres de fonctionnement, et interpréter les résultats de variation des champs pressions et vitesses, l'analyse les performances de la pompe et vérifier la tenue mécanique de l'impulseur sous l'influence des charges hydrauliques et mécaniques.
- Dans le cinquième chapitre, on a parlé des de la maintenance de la pompe, ainsi que les dysfonctionnements courants, et les solutions adoptées.

CHAPITRE I : : Etude technologique de la pompe de reflux X06J/JA

I.1. Présentation du complexe GL2/Z

I.1.1. Introduction :

Dans le cadre de l'objectif stratégique de valorisation des ressources en GN principalement du gisement de HASSI R'MEL, des usines de Gaz Naturel Liquéfié (GNL) ont été construites dans l'Algérie, dont le but principal est de faciliter l'exportation et le transport du GNL vers l'étranger via des méthaniers. En effet, la liquéfaction de 600 Nm³ de Gaz Naturel conduit à la production de 1 m³ de GNL, soit une réduction en volume de 600 fois.

L'Algérie possède deux pôles importants de production du GNL, Arzew et Skikda.

I.1.2. Historique

Le complexe GL2/Z est une unité industrielle de production de gaz naturel liquéfié (GNL) situé dans la zone industrielle d'Arzew dans le Nord-Ouest de l'Algérie. Il a été réalisé en 1978 par la société américaine « Pullman Kellogg Plant service Alegria Inc. », chargée des études et de la construction et du démarrage des différentes installations du complexe. La Signature de contrat était le 09 février 1976 et la construction de l'usine a débuté en 1977.

Première production du Gaz Naturel Liquéfié GNL était le 20 janvier 1981 et la première expédition était le 20 juillet 1981 dont sa capacité de production est de 17,8 millions m³/an.

I.1.3. Plan d'implantation du complexe

Le complexe GL2/Z est situé au nord-est de Béthioua environ 40km à l'est d'Oran au bord de la méditerranée sur une superficie de 70 hectares, son emplacement au bord de la mer lui permet d'utiliser l'eau de mer comme source d'alimentation pour le refroidissement, la production d'eau distille et la lutte anti- incendie et permet aussi de faciliter l'exportation du GNL.

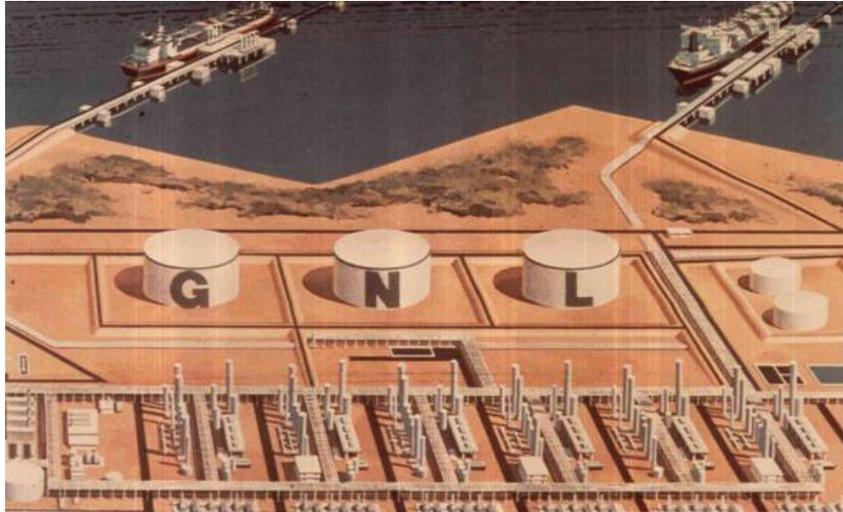


Figure.I.1. : Plan d'implantation du complexe GL2/Z.

De façon générale, l'implantation du complexe est divisée en trois parties :

- Les utilités
- Les trains de procédé.
- La zone terminale « Stockage – Chargement ».

I.1.3.1. Les utilités :

Les utilités constituent une zone importante au sein du complexe GL2/Z. Elles permettent d'assurer la fourniture d'un nombre de fluides et d'énergie, tels que la vapeur d'eau, l'eau de refroidissement, l'aire comprimée, ...etc., pour le démarrage et la marche normale des trains de liquéfaction.

I.1.3.2. Zone des trains de procédé :

Cette zone est composée essentiellement de six (06) trains de liquéfaction identiques fonctionnant en indépendance où chacun comprend un nombre d'équipements montés principalement en série, assurant ainsi la transformation du GN de l'état gazeux à l'état liquide. Chaque train dispose des sections suivantes :

- Section de traitement du gaz naturel.
- Section de séparation.
- Section de liquéfaction.
- Section de fractionnement.

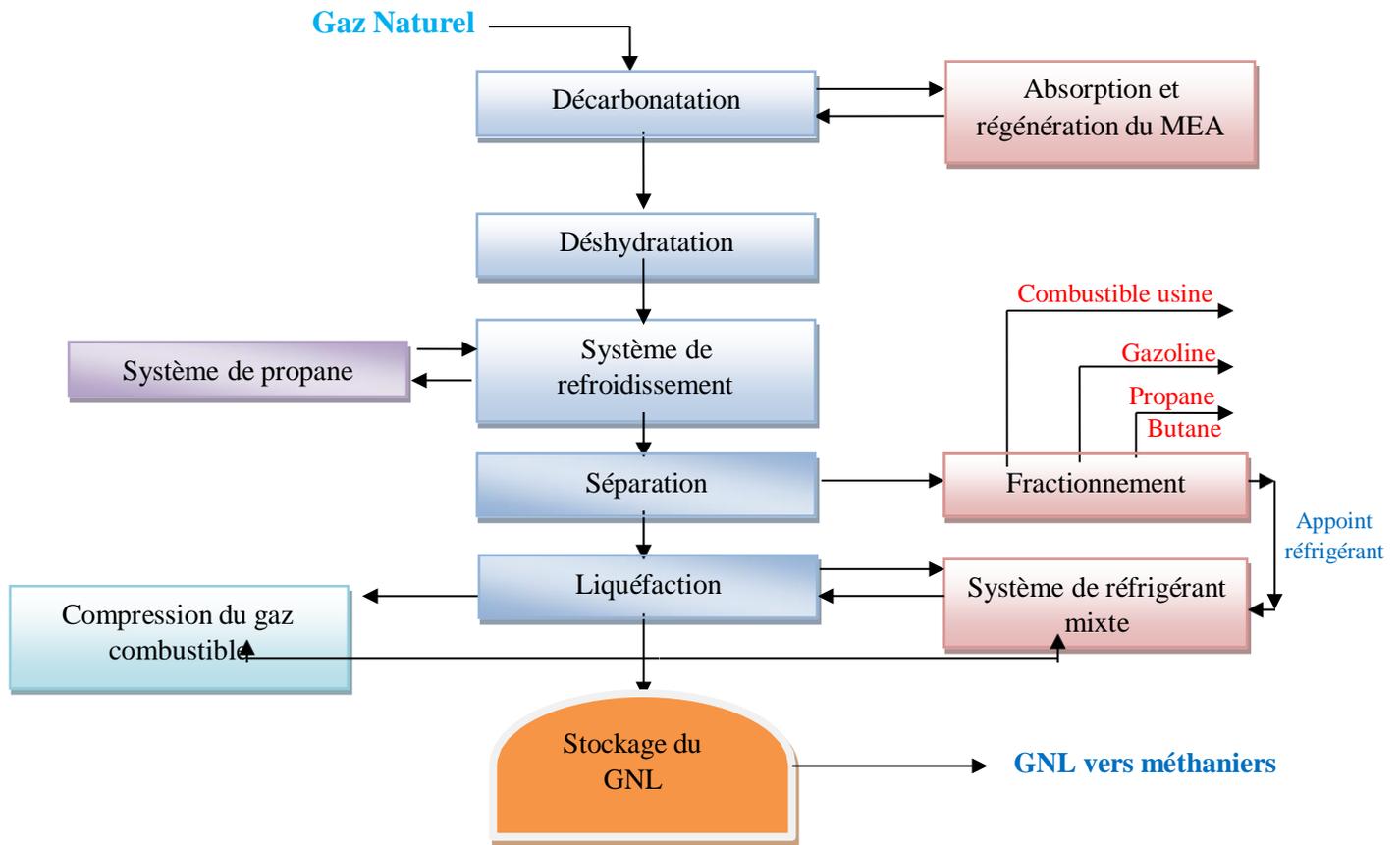


Figure.I.2. : Schéma synoptique d'un train de procédé.

I.1.3.2.1. Section traitement du gaz naturel :

Le GN, à sa sortie du gisement de HASSI RMEL, est un mélange d'hydrocarbure dont la teneur en méthane est supérieure à 80% ; mais contient également de l'éthane du propane, du butane, du pentane et quelque trace d'hydrocarbures lourds.

L'alimentation en GN de chaque train se fait à 42 bars et à la température ambiante.

Il doit être conditionné avant son liquéfaction aux températures cryogéniques.

Ce conditionnement comprend l'élimination du mercure, du gaz carbonique, de la vapeur d'eau et hydrocarbures lourds. Ces derniers tendraient à se condenser dans l'extrémité du train puis à se solidifier aux températures cryogéniques provoquant des obstructions de la tuyauterie des équipements froids, de la corrosion par le mercure des boites froides en aluminium.

Ce conditionnement est assuré par le démercuriseur, la section décarbonatation et la déshydratation.

a) La démercurisation

b) La décarbonatation

I.1.3.2.2. Section de séparation des hydrocarbures :

L'unité de séparation est conçue pour séparer les hydrocarbures lourds du gaz naturel et pour traiter l'ensemble du débit de gaz arrivant dans chaque train (320.000 Nm³/h).

Il est important de maintenir le fonctionnement de cette unité stable afin de minimiser les perturbations dans l'unité de liquéfaction.

I.2. Description de la pompe X06J/JA

I.2.1. Introduction :

Les motopompes de reflux X06J/JA sont situées dans la section de séparation des hydrocarbures. Ce sont des pompes centrifuges à aspiration horizontale et refoulement vertical. Elles sont conçues pour les services sévères de raffineries et de centrales thermiques ainsi que pour des services généraux. Dans ce complexe, chaque train comprend deux pompes, une en marche et l'autre en réserve.

I.2.2. Description :

Pompes de reflux 106 J /JA : Leurs rôle est de pomper les hydrocarbures lourds du ballon de reflux vers la tour de lavage. Elles déclenchent automatiquement en cas d'arrêt du train pour garder un niveau de reflux dans le ballon 108-F.

I.2.3. Paramètres de fonctionnement :

Les pompes fonctionnent selon les paramètres citées dans le tableau ci-dessous :

Vitesse de rotation		2970 tr/min
Puissance maximale		38 KW
Pression d'aspiration		38.1 bars
Pression de refoulement		44 bars
Débit	maximal	104.3 m ³ /h
	Nominal	50.4 m ³ /h
	Minimal	36 m ³ /h
NPSH_{dispo}		3.1 m
Température du liquide		-78°C
Liquide aspiré		Méthane

Tableau I.1. : Conditions de service des pompes de reflux X06J/JA.

I.2.4. Conception :

Les pompes sont de types monocellulaires en porte à faux, équipées d'un palier à roulements et d'un système d'étanchéité à deux garnitures. Les principaux organes constituant la pompe sont décrits dans les pages suivantes.

I.2.4.1. Le corps:

Le corps du type à volute est supporté horizontalement dans le plan médian. Les tubulures d'aspiration et de refoulement font parties intégrantes du corps. Tous les corps sont munis d'un guide pour empêcher la pré-rotation du liquide lorsqu'il pénètre dans la roue. Les volutes du corps sont conçues pour assurer un écoulement régulier.



Figure.I.3. : Corps et volute.

I.2.4.2. Roue et bagues d'usure de roue :

La roue est du type fermé d'un diamètre de 350 mm avec cinq aubages à aspiration axiale. Elle est clavetée sur l'arbre et maintenue axialement par une vis et une rondelle ou par un écrou et une rondelle. Les pompes sont fournies avec des roues baguées.

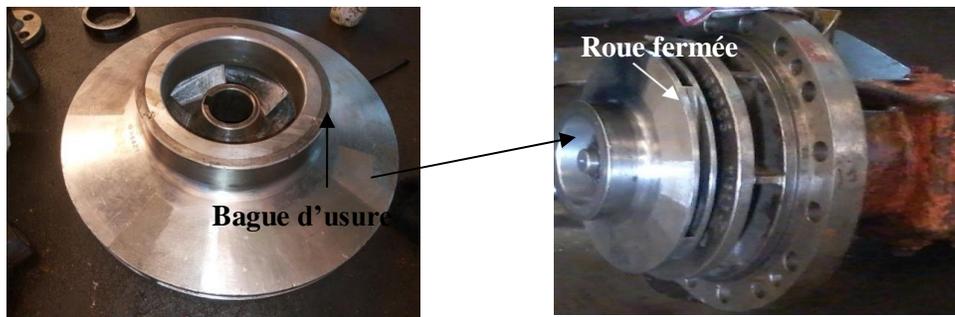


Figure.I.4. : Roue et bague d'usure de la pompe.

L'impulseur de la pompe "Pacific Hiro" est muni de deux bagues d'usure (avant et arrière) tandis que l'impulseur de la pompe "Ingerssol Dresser" est muni d'une seule bague d'usure (item 279) et il a une forme plate en arrière.

I.2.4.3. Boîtes à garnitures :

Ces pompes de reflux ont un système d'étanchéité à double garnitures mécaniques placées en tandem. La première étant refroidie par le liquide de reflux, tandis que la deuxième par du Méthanol. La boîte à garniture est fixée au corps de pompe par des goujons et des écrous. La boîte à garniture peut recevoir tous les types usuels de garnitures mécaniques.

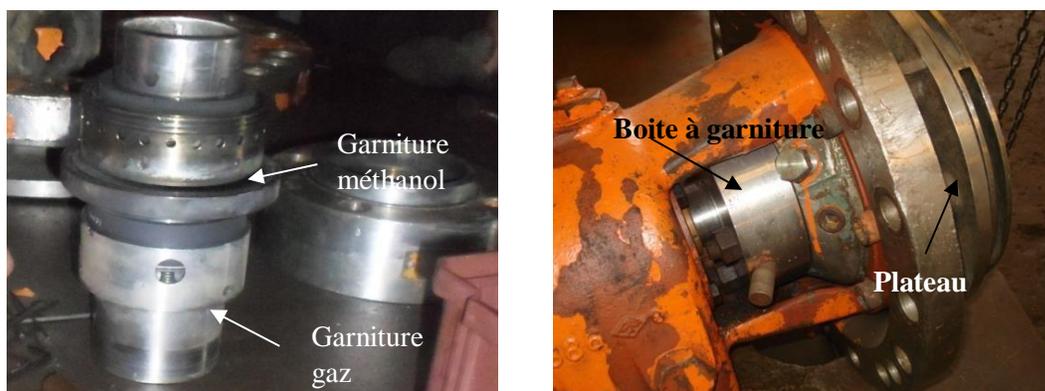


Figure.I.5. : Garnitures mécaniques des pompes X06.

I.2.4.4. Palier à roulements :

Les deux pompes sont équipées d'un roulement radial à deux rangées billes placé du côté impulseur. Du côté accouplement, les anciennes pompes sont équipées d'un roulement radial et de deux roulements à billes à contact oblique montés dos à dos (montage en O), alors que Les nouvelles pompes sont munies de trois roulements à billes à contact oblique à une rangée montés face à face (montage en X).

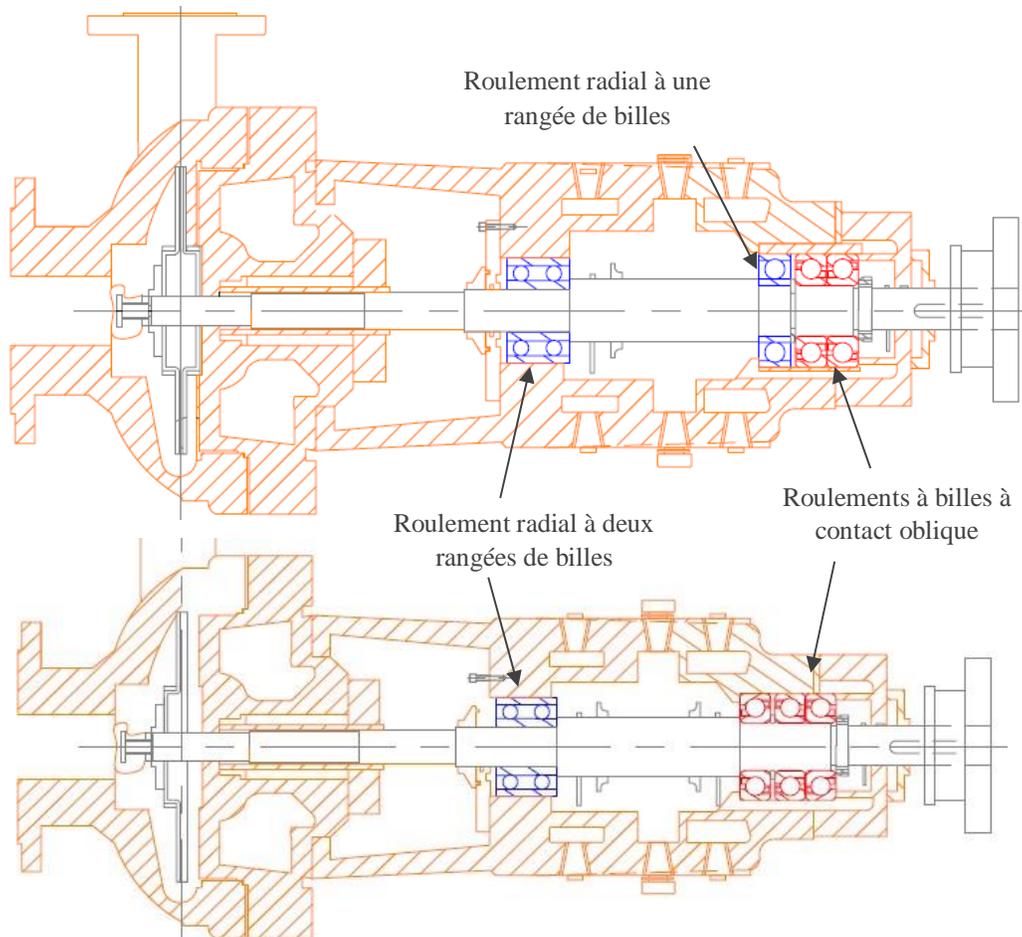


Figure.I.6. : Montage des roulements.

Ces roulements sont prévus pour lubrification à l'huile assurée par des bagues de barbotage ; le niveau de l'huile est maintenu par un graisseur à niveau constant.

- **Roulement radial 3312**

- Diamètre d'alésage du roulement 60 mm
- Série de largeur 3
- Roulement à deux rangées de billes.

Les deux autres dimensions d'encombrement sont :

- Diamètre extérieur $D= 130$ mm
- Largeur $B= 54$ mm

- **Roulement radial type 6313 C3**
 - Jeu radial C3
 - Diamètre d'alésage du roulement 65 mm
 - Série de largeur 3
 - Roulement rigide à une rangée de billes.

Les deux autres dimensions d'encombrement sont :

- Diamètre extérieur $D = 130$ mm
- Largeur $B = 33$ mm

- **Roulements à billes à contact oblique**

Leurs côtes d'encombrement sont :

- $d = 65$ mm
- $D = 140$ mm
- $B = 33$ mm.

Ces roulements ont un angle de contact de 40° (désignée par la lettre B). Les deux roulements SKF 7313 BECBM et 7313 BECBY ont une conception intérieure optimisée (désignée par la lettre E) et ils se différencient dans la matière de la cage (dont M désigne que la cage est de type à fenêtres, massive en laiton, centrée sur les billes, et Y désigne que la cage est à fenêtres embouties, centrée sur les billes). Leur roulement de base est sous référence 7313 BEP.

I.2.5. Lubrification

Les roulements sont lubrifiés par barbotage avec l'utilisation de l'huile Torba 68 Ex 55. Le remplissage se fait jusqu'au moment où le niveau d'huile se stabilise à la hauteur de la languette du graisseur.

Le graisseur à niveau constant a pour but d'assurer le niveau exact dans le compartiment d'huile. Il ne laisse entrer que la quantité d'huile nécessaire. Il fonctionne selon le principe de l'étanchéité liquide et ne refait un appoint d'huile que lorsque le niveau devient bas. Il cesse de faire l'appoint lorsqu'une quantité d'huile suffisante est entrée.

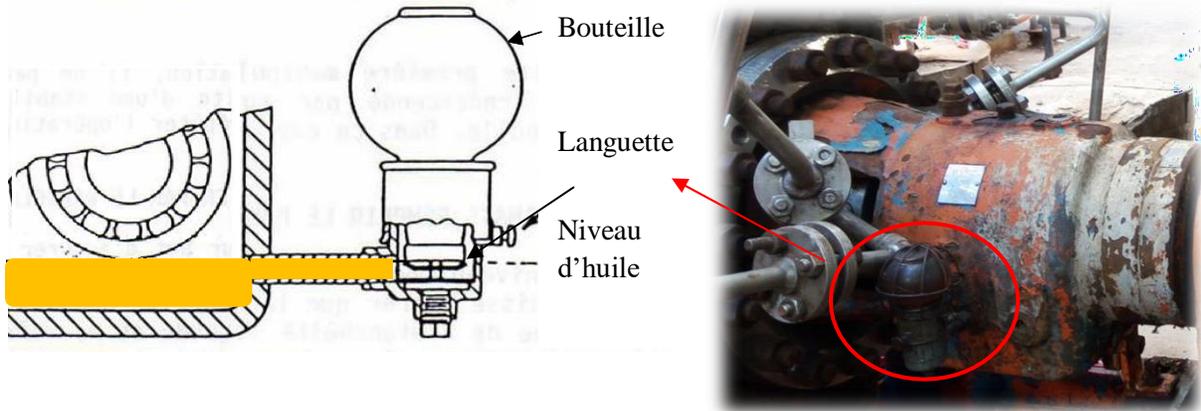


Figure.I.7. : Graisseur à niveau.

Selon le constructeur, la température d'huile faut qu'elle soit maintenue entre 40 et 73 °C et de préférence au-dessus de 50 °C.

Les conditions d'exploitation et la sévérité du service détermineront les intervalles entre les changements d'huile. D'une manière générale, les températures d'huile élevées exigeront des changements plus fréquents. Si les roulements conservent les températures normales et que l'huile n'est pas contaminée, les changements d'huile pourront être espacés. En principe, l'huile sera changée tous les trois mois (voir annexe C).

Le tableau suivant donne quelques Caractéristiques de l'huile Torba 68 :

Viscosité moyenne à 40 °C	68 mm ² /s (Min= 61.2 / Max = 74.8)
Viscosité à 100°C	8.3 mm ² /s
Indice de viscosité	95/100
Point d'éclair	222 °C
Point d'écoulement	-9 °C

Tableau I.2. Caractéristiques de l'huile Torba 68.

I.2.6. Système de refroidissement

Le corps des pompes est muni des chambres où l'eau circule permettant le refroidissement du logement de roulements. Ces chambres sont indiquées sur le plan d'ensemble ci-dessous.

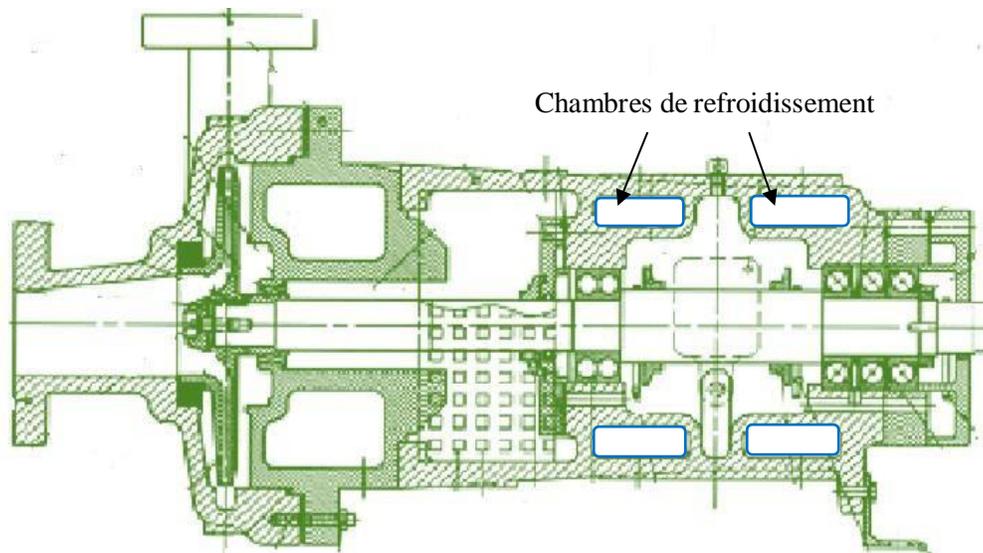


Figure.I.8. : Système de refroidissement.

I.3. Conclusion du chapitre :

Dans ce chapitre on a commencé par la présentation du complexe GL2/Z après on a décrit la pompe de reflux X06J/JA de côté de fonctionnements ; leur pièce mécanique et son rôle ainsi que le système de lubrification et le refroidissement

CHAPITRE II : Généralité sur les pompes

II.1. Introduction :

Le mot turbomachine est généralement utilisé pour les machines tournantes qui transforment l'énergie d'un fluide. Parmi ces machines les pompes centrifuges sont le type de pompe le plus répandu en unités pétrochimiques.

II.2. Définition d'une turbomachine :

Une turbomachine est une machine tournante qui réalise un transfert d'énergie avec un fluide en mouvement.

Selon le sens de l'échange d'énergie, la **turbomachine** est dite :

- **Génératrice** : lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide, le cas des pompes et compresseurs ; ventilateur.
- **Réceptrice** : lorsqu'elle reçoit de l'énergie du fluide, le cas des turbines.

II.3. Fonction et domaine d'utilisation des turbomachines :

II.3.1. Récupération de l'énergie d'un fluide (turbine) :

- ◆ Liquide : récupération d'énergie potentielle hydraulique.
- ◆ Gaz : turbine de dentiste ; turbocompresseur ; turbopompe.
- ◆ turbine associé à d'autre élément (compresseur ; chambre de combustion....) pour faire la production d'énergie mécanique ou pour la propulsion en aéronautique.

II.3.2. Compression de gaz (compresseur) :

- ◆ fonction qui se présente dans des domaines très diversifier : industrie chimique ; industrie pétrolière ou simplement création d'air comprimé.
- ◆ Compresseur associé à d'autres éléments (turbine ; chambre de combustion) pour la production d'énergie mécanique ou la propulsion en aéronautique.

II.3.3. Transport des fluides :

- ◆ Élévation : fournir une énergie pour vaincre le champ gravitationnel (pompe).
- ◆ Transport horizontal : apport périodique d'énergie au fluide pour vaincre les pertes de charges (boosters).

II.3.4. Ventilation

II.3.5. Production d'énergie mécanique à partir d'une source de chaleur :

Cette production se fait par des turbines à gaz ou des turbines à vapeur avec l'association dans un cycle thermodynamique turbine ; compresseur ; source de chaleur ; refroidisseur...etc.

- ◆ Production d'énergie électrique (avion ; chars ; réseau national...).
- ◆ Production d'énergie mécanique : entraînement d'hélice de bateau ; d'avion (turbopropulseur) ; de rotor d'hélicoptère.
- ◆ turbine à vapeur essentiellement destiné à la production de forte puissance d'énergie dans les centrales thermiques.

II.3.6. Propulsion :

Ces machines associent dans un cycle thermodynamique turbines ; compresseur ; tuyère ; chambre de combustion. [1]

- ◆ Turboréacteurs
- ◆ Turbofans (mutiflux).

II.4. Classification :

Le fluide utilisé dans ces machines qui précise la classification suivant le tableau ci-dessous :

Type de Fluide	Machines Génératrices	Machines Réceptrice
Liquide	<ul style="list-style-type: none"> - Pompes . Roto dynamiques Centrifuges-axiales 	-Turbines hydrauliques
Gaz	<ul style="list-style-type: none"> - Compresseurs . Roto dynamiques 	<ul style="list-style-type: none"> -Moteurs thermiques (Type Essence et diesel) -Turbine à vapeur (sans combustion) -Turbine à gaz

Tableau II.1. Classification des machines tournantes [2].

II.5. Les pompes :

Les pompes sont des appareils mécaniques servant à véhiculer des liquides en générant une différence de pression entre les tubulures d'entrée et de sortie.

Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide, soit de l'énergie potentielle (par accroissement de la pression en aval) soit de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide. [3]

II.5.1. Historique :

Lorsque nous considérons les pompes et leur histoire, nous pouvons nous rappeler que, depuis les tous premiers temps, les hommes ont recherché des moyens techniques pour amener les fluides (notamment l'eau) à un niveau plus élevé. Cette opération était utilisée pour irriguer les champs et remplir les fossés qui entouraient les villes et les châteaux fortifiés. L'outil le plus simple est la main humaine. Avec deux mains, c'est encore mieux.



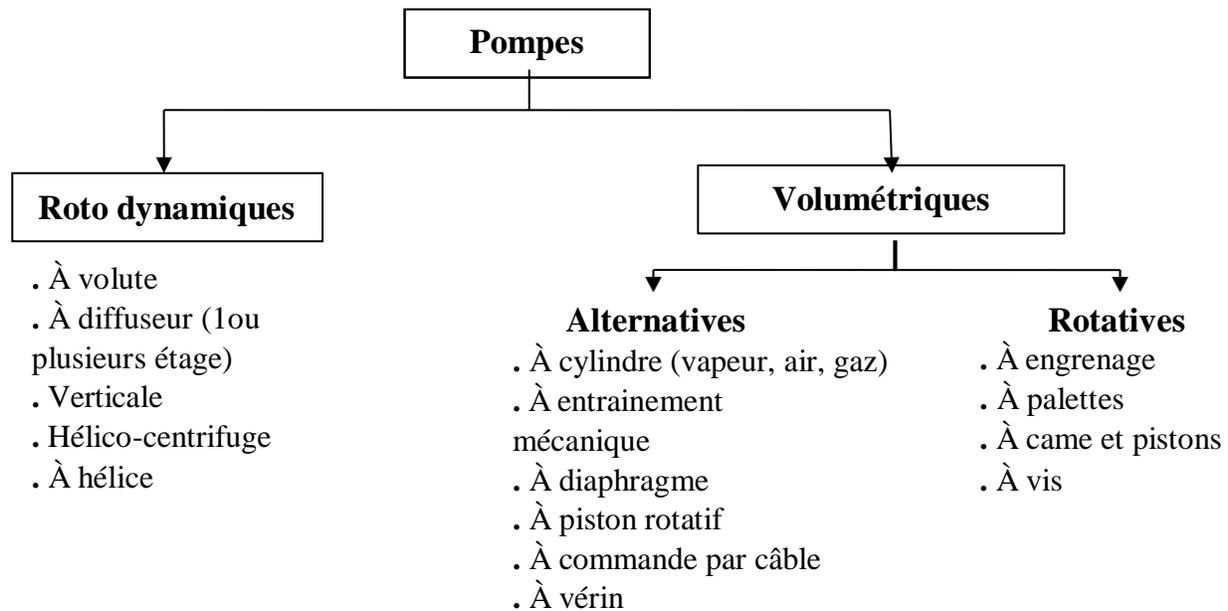
Figure.II.1 : Illustration d'une roue à godets chinoise

Cependant, nos ancêtres préhistoriques ont rapidement eu l'idée de transformer des cuves d'argile en bols. Il s'agit de la première étape vers l'invention du seau. Plusieurs seaux étaient ensuite suspendus sur une chaîne ou une roue. Les hommes ou les animaux utilisaient leur énergie pour mettre ces bols à eau en mouvement et soulever l'eau. Des fouilles archéologiques ont mis à découvert des transporteurs de seaux de ce type en Égypte et en Chine à partir d'environ 1000 avant JC. L'illustration suivante est une reconstitution d'une roue à godets chinoise. Il s'agit d'une roue reliée à des godets en argile qui versent l'eau lorsqu'ils atteignent le sommet. [4]

II.5.2-Classification et type des pompes :

Les pompes peuvent se classer en deux grandes catégories :

- Les pompes roto dynamiques (centrifuges, hélico-centrifuges, axiales).
- Les pompes volumétriques. [5]



II.6. Les pompes centrifuges

Ces pompes centrifuges sont alimentées axialement par le liquide qui, après circulation dans les canaux, sort radialement par rapport à l'axe de rotation.

L'énergie transmise au liquide est principalement cinétique, Le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie qui lui est communiqué par la force centrifuge.

On peut classer ces pompes en trois types essentiels suivant la direction du liquide à l'intérieur de la roue :

1. centrifuges (turbo pompes).
2. pompes à hélice (pompes axiales).
3. pompes hélico-centrifuges (semi axiales).

Pour le premier type la direction de l'écoulement du liquide est perpendiculaire à l'axe de rotation. Pour le 2ème type, le liquide se déplace parallèlement à l'axe de rotation .le principe de fonctionnement du 3ème type c'est le déplacement du liquide radial et axial à la fois. [6]

Comme on peut les classer suivant le nombre et le type des roues :

1. Pompes centrifuges monocellulaires.
2. Pompes centrifuges multicellulaires.

II.7. Pompes centrifuges monocellulaires :

II.7.1. Description

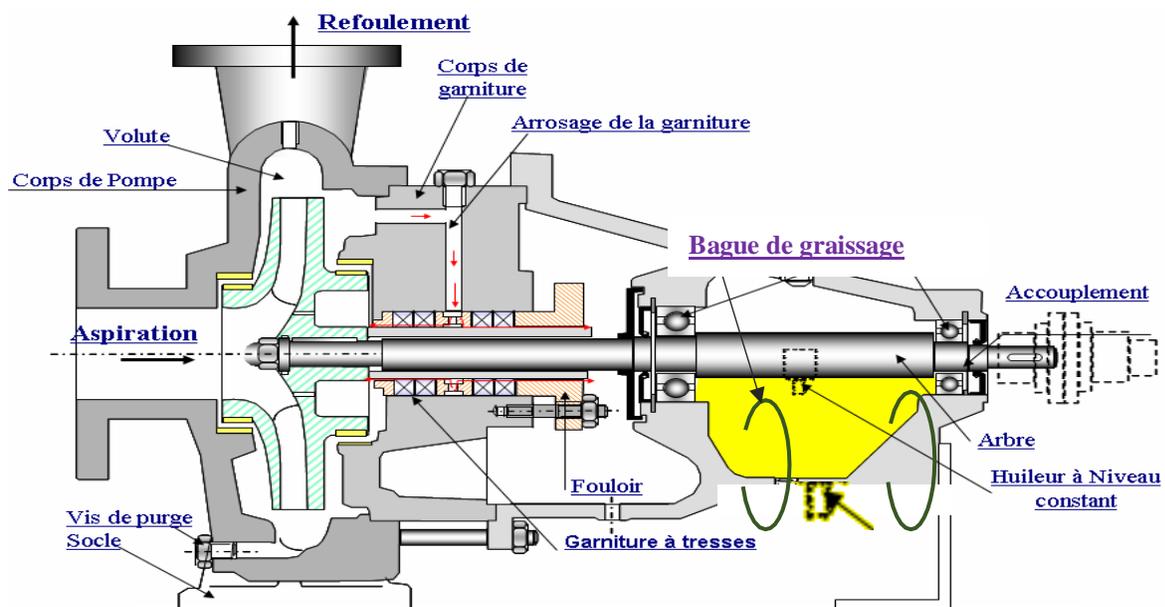


Figure II.2. Pompe centrifuge monocellulaire. [7]

La pompe monocellulaire compte une seule cellule, elle est composée d'éléments statiques et de pièces tournantes :

- **Le corps de pompe** sur lequel se trouvent les tubulures et brides d'aspiration et de refoulement, la volute et les pieds (ou pattes) de fixation sur le châssis.
- **L'arbre** a pour fonction de porter l'impulseur, d'assurer son centrage dynamique et de transmettre la puissance.
- **Le corps de palier** dans lequel sont montés des roulements ou des paliers à coussinet et qui contient le système de lubrification. Il a un rôle double :
 - D'une part, assurer le centrage de l'arbre (fonction palier radial). . [6]
 - D'autre part, équilibrer les efforts axiaux qui s'exercent sur l'équipage mobile (fonction butée).Le graissage est réalisé à la graisse ou à l'huile.

- **La roue de la pompe**, appelée aussi impulseur, est l'élément essentiel de la machine.

La totalité de l'énergie est apportée au fluide par l'impulseur sous deux formes distinctes

:

1-D'une part, directement, sous la forme d'un accroissement de pression statique.

2-D'autre part, sous la forme d'un accroissement d'énergie cinétique, qui est lui-même transformé en pression dans les organes situés en aval de l'impulseur.

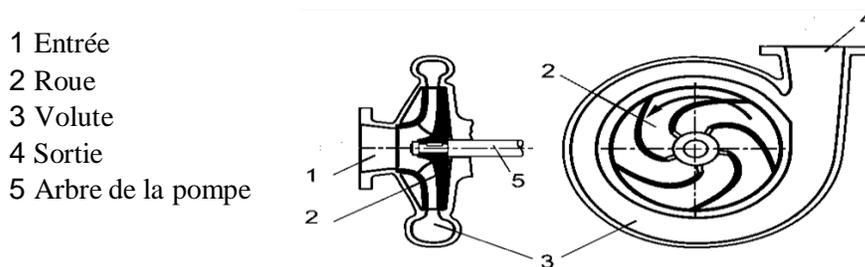


Figure II.3. Schéma d'une pompe centrifuge. [7]

L'impulseur est constitué d'aubes. Les aubes sont décalées angulairement de façon régulière ; elles sont en nombre variable, mais très habituellement compris entre 5 et 7.

Les roues des pompes (impulseurs) sont constituées de deux surfaces entretoisées par les aubes.

Elles peuvent être :

- Fermées
- Semi-ouvertes avec un seul flasque arrière.
- Ouvertes sans flasque ; les aubes sont reliées seulement au moyeu.
- **Le système d'étanchéité** vers l'extérieur a pour fonction d'empêcher une fuite externe ou, tout au moins, d'en limiter l'importance. L'étanchéité externe peut être assurée par un système de tresses avec presse-étoupe ou une par une garniture mécanique.

II.7.2. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge

La principale caractéristique de la pompe centrifuge consiste à convertir l'énergie d'une source de mouvement (le moteur) d'abord en vitesse (ou énergie cinétique) puis en énergie de pression.

Le fonctionnement est simple, ces pompes utilisent l'effet centrifuge pour déplacer le fluide et augmenter sa pression. À l'intérieur d'une chambre hermétique équipée d'entrée et de sortie (volute), tourne une roue à aubes, qui convertit l'énergie du moteur en énergie cinétique. Lorsque le liquide entre dans le corps de la pompe, la roue projette le fluide à la périphérie du corps de la pompe grâce à la force centrifuge produite par la vitesse de la roue : le liquide emmagasine ainsi une énergie (potentielle) qui sera transformée en débit et en hauteur d'élévation (ou énergie cinétique). Ce mouvement centrifuge provoque au même moment une dépression capable d'aspirer le fluide à pomper. En connectant ensuite la pompe à la tuyauterie de refoulement, le liquide sera facilement canalisé et atteindra l'extérieur de la pompe.

L'augmentation de la vitesse d'une veine fluide c'est lui faire gagner de l'énergie, l'énergie cinétique. La roue à aube transmet donc une énergie cinétique au fluide. Ralentir une veine fluide, c'est faire diminuer sa vitesse, donc lui faire perdre de l'énergie cinétique. Cette énergie perdue se transforme obligatoirement en une autre énergie, une énergie de pression et cela se matérialise par une augmentation de la pression. [6]

II.8. Performances d'une pompe centrifuge monocellulaire :

II.8.1. Variation de la vitesse et de la pression

Le liquide qui traverse une pompe monocellulaire rencontre successivement :

- **La tubulure d'aspiration** qui se raccorde avec la tuyauterie d'aspiration. Le fluide est guidé dans cette tubulure depuis l'entrée de la pompe jusqu'à l'ouïe de la roue. On constate qu'en général la vitesse du liquide augmente durant ce trajet, ce qui entraîne un léger abaissement de la pression au sein du liquide.
- **La roue** dont le liquide est mise en vitesse et en pression. On note toutefois qu'à l'entrée de la roue, la pression baisse consécutivement aux pertes de charge.
- **L'ensemble volute + tubulure de refoulement** où le liquide est ralenti qui provoque une nouvelle augmentation de la pression.
- L'allure de la vitesse et de la pression durant le trajet du fluide est donnée par le schéma suivant :

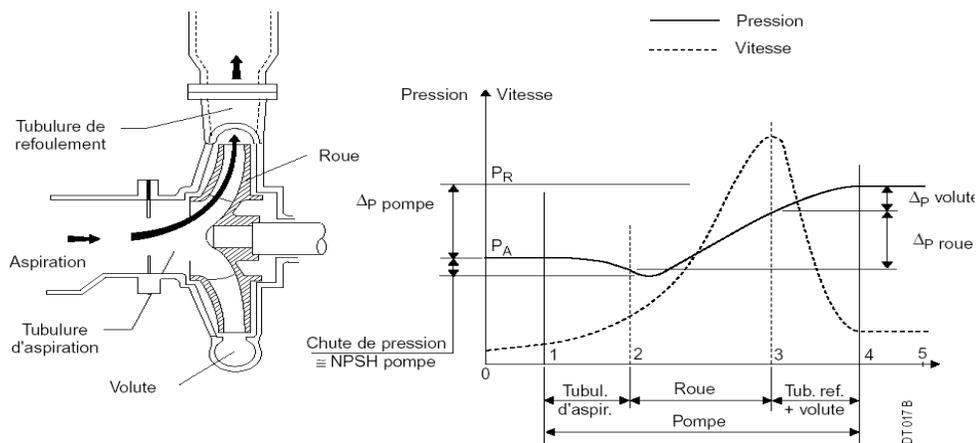


Figure II.4. L'évolution de la vitesse et de la pression dans une pompe centrifuge. [6]

II.8.2. Hauteur manométrique totale H_{mt} (hauteur d'élévation) :

Pour véhiculer un liquide d'un endroit à un autre, la pompe doit fournir une certaine pression appelée hauteur manométrique totale, cela dépend des conditions d'aspiration et de refoulement. Cette hauteur représente en outre la hauteur du liquide qui pourrait être atteinte dans une tuyauterie. La variation de cette hauteur en fonction du débit se représente par une courbe appelée "la courbe caractéristique de hauteur d'élévation".

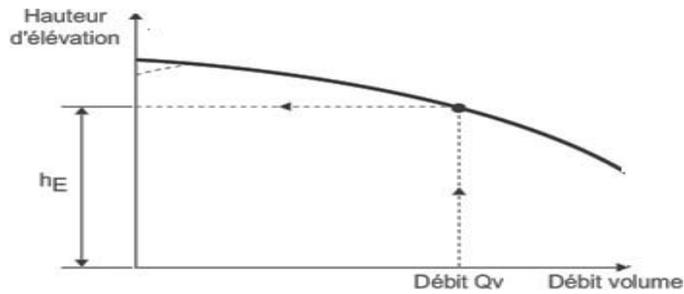


Figure II.5. courbe caractéristique de hauteur d'élévation. [8]

II.8.3. Le point de fonctionnement :

Le point de fonctionnement est l'intersection de la courbe caractéristique du circuit avec la courbe caractéristique de la pompe. Donc c'est le point d'équilibre entre la hauteur (ou la pression) fournie par la pompe et celle demandée par le circuit et c'est là où le rendement est optimal.

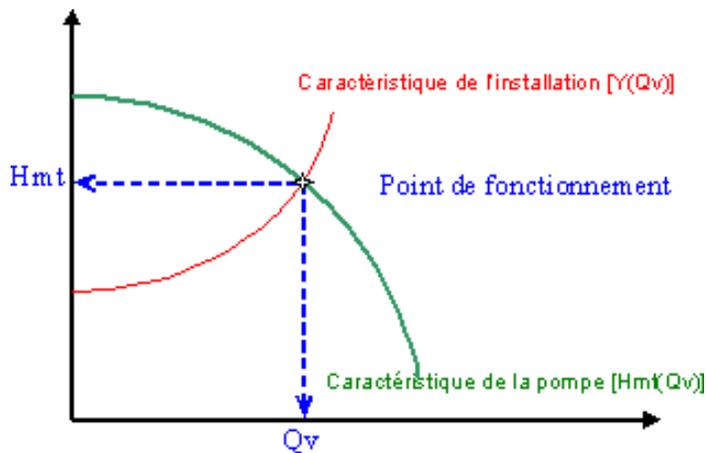


Figure II.6. Point de fonctionnement. [9]

II.8.4. Rendement et Puissance :

Le rendement d'une pompe est le rapport de la puissance communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée par la pompe (en bout d'arbre). Il permet de calculer la 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 aussi la puissance nominale.

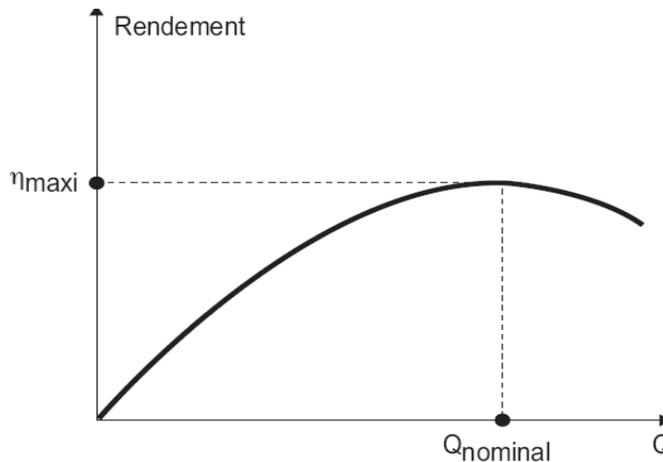


Figure II.7. rendement de la pompe centrifuge monocellulaire [10]

II.8.5. Le NPSH :

C'est l'abréviation de l'expression « Net-Positive-Suction-Head », encore appelée « hauteur d'aspiration nette positive » ou « hauteur totale de pression de retenue ». Le NPSH est simplement une mesure permettant de quantifier la hauteur manométrique d'aspiration disponible pour éviter la vaporisation au niveau le plus bas de la pression dans la pompe. On distingue le NPSH de l'installation (NPSH_{disponible}) et le NPSH de la pompe (NPSH_{requis}). Pour que la pompe fonctionne sans cavité on doit avoir :

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} > \text{NPSH}_{\text{requis}}$$

❖ NPSH requis :

C'est la hauteur minimum de liquide (supposé à sa température d'ébullition), nécessaire au-dessus de l'aspiration pour empêcher la cavitation. Il dépend du type de pompe et du point de fonctionnement.

❖ NPSH disponible :

NPSH disponible équivaut à la réserve totale de pression au-dessus de la tension de vapeur du produit qui est disponible à la bride d'aspiration de la pompe. Cette notion résume en un terme toutes les données de l'installation qui ont une influence sur la hauteur d'aspiration de la pompe. Il suffit au constructeur de la pompe de connaître la valeur NPSH disponible pour pouvoir garantir un fonctionnement irréprochable de l'installation de pompage.

II.8.6. Démarrage :

Le démarrage peut se faire localement par un opérateur ou de façon automatique. Des problèmes peuvent être générés au démarrage liés soit à un aspect électrique soit à un aspect hydraulique.

❖ Aspect électrique :

L'intensité du courant de démarrage d'un moteur électrique est de 5 à 7 fois l'intensité du courant nominal du moteur. On a donc intérêt lorsque cela est possible pour les gros moteurs à démarrer le plus rapidement, c'est-à-dire **vanne de refoulement fermée** pour les pompes centrifuges et vanne de refoulement ouverte pour les pompes hélico centrifuge, afin d'éviter des chutes de tension et le déclenchement d'autres installations électriques sur les réseaux.

❖ Aspect hydraulique :

Démarrer vanne ouverte peut occasionner des **coups de bélier** préjudiciables à l'installation. Par contre démarrer vanne fermée peut rendre difficile la manœuvre de la vanne (cas de forte pression différentielle sur une face de l'opercule). On démarre alors la pompe avec la vanne de refoulement fermée ou très légèrement décollée.

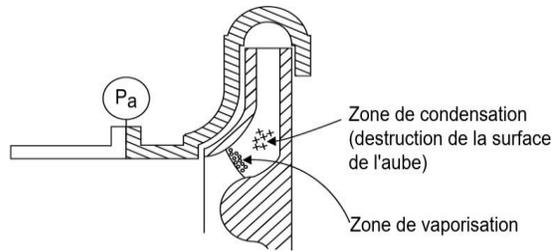
Cavitation :

La cavitation est un phénomène qui résulte de la formation de bulles de gaz (vaporisation) puis de leur implosion (condensation) au sein du liquide pompé. Elle s'accompagne d'un bruit très caractéristique (bruit de bétonnière), crée des vibrations à très haute fréquence et entraîne l'arrachement de particules de métal de la surface de l'impulseur.

• 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 :

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



**Figure II.8. : les zones de condensation et de vaporisation du liquide sur
La géométrie de l'aube [6].**

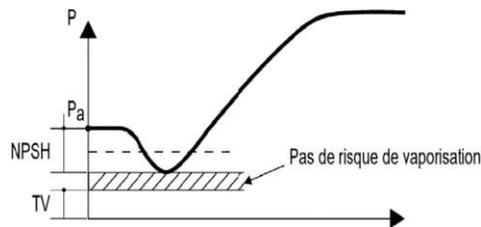


Figure II.9. : courbe de la pression d'aspiration [6].

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.

❖ **Effet de cavitation :**

• **Sur le débit :**

La formation des bulles de vapeur occasionne une diminution de la section de passage du liquide à l'entrée de la roue et par conséquent du débit.

La caractéristique d'une pompe qui Cavite **décroche** brutalement de la caractéristique initiale de la pompe. Le point de fonctionnement s'établit alors à un débit plus faible que s'il n'y avait pas cavitation

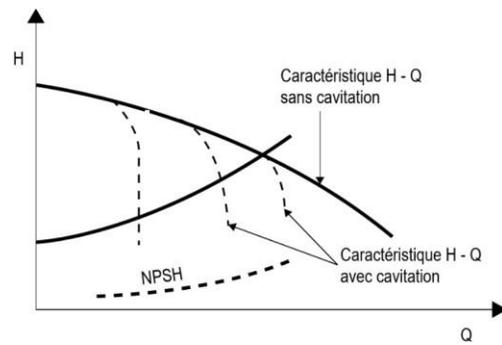


Figure II.10: courbe $H(Q)$ sans et avec cavitation [6].

- **Sur la roue :**

Les bulles sont entraînées par le liquide mais la pression augmentant, elles ne peuvent plus exister car la pression est alors supérieure à la tension de vapeur. Il y a alors implosion de ces bulles. Cette implosion est particulièrement **destructrice** et arrive à arracher des particules de matière de l'impulseur.

- **Sur le niveau vibratoire**

Le mauvais remplissage des canaux par le liquide crée des **balourds**, dits hydrauliques, qui génèrent des vibrations et des efforts sur les paliers.

II.9. Conclusion :

Dans ce chapitre on a parlé brièvement sur les turbomachines puis on s'est consacré aux pompes centrifuges en présentant leurs construction et caractéristiques de fonctionnement.

CHAPITRE III : formulation et description d'écoulement dans la pompe centrifuge

III.1. Introduction :

En effet, l'étude de la mécanique des fluides ne peut être effectuée en profondeur qu'avec une maîtrise considérable de mathématiques. En présent, dans ce qui suit, les équations qui décrivent un fluide dans son mouvement, mais il faut bien noter que résoudre ces équations nécessite généralement une puissance informatique importante [11], [12].

III.2. Caractérisation des turbopompes :

Une caractérisation très répandue des turbopompes, directement liée à la forme générale du rotor, est introduite à partir de la définition du diamètre spécifique (équation II.1) et de la vitesse angulaire spécifique (équation II.2), deux nombres adimensionnels issus de la Similitude des turbomachines [13] :

$$D_s = \frac{D(gH)^{1/4}}{\sqrt{q_v}} \quad \text{(III.1)}$$

La vitesse angulaire spécifique Ω est déduite de la façon suivante :

$$\Omega = \frac{\omega \sqrt{q_v}}{(gH)^{3/4}} \quad \text{(III.2)}$$

On définit aussi la vitesse spécifique nsq comme suit :

$$nsq = N \frac{\sqrt{q_v}}{H^{3/4}} \quad \text{(III.3)}$$

Ou :

N : vitesse de rotation en tr/mn ;

q_v : Débit en m^3/s ;

H : hauteur d'élévation en m de fluide

g : accélération de la pesanteur en m/s^2

ω : vitesse angulaire en rd/s

A partir de ces deux équations, il est possible de classifier les turbopompes en pompes centrifuges si les vitesses spécifiques sont faibles et pompes axiales dans le cas inverse.

III.3. Théorie des pompes centrifuges :

III.3.1. Triangle des vitesses :

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 ce schéma suivant :

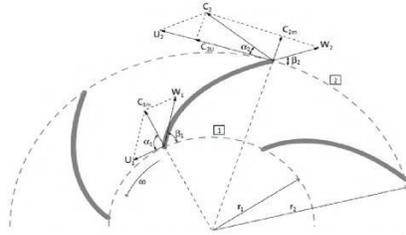


Figure III.1. Triangle de vitesse d'une roue de pompe centrifuge. [14].

En présence d'aubages animés d'un mouvement d'entraînement, correspondant à la mise en rotation du rotor à la vitesse angulaire ω , et en vertu de la composition des vitesses (figure précédente), sera issue de la relation vectorielle [13] :

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

III.4.

Tel que :

C : La vitesse absolue de la particule fluide.

\vec{W} : La vitesse relative de fluide par rapport à la roue.

\vec{U} : La vitesse d'entraînement liée à la rotation des aubages de la roue.

C_{2m} et C_{1m} : sont les projections radiales des vecteurs de vitesse absolue respectivement à la sortie et à l'entrée.

\vec{C}_{1u} et \vec{C}_{2u} : sont les projections tangentielles à la roue respectivement à l'entrée et à la sortie de la roue.

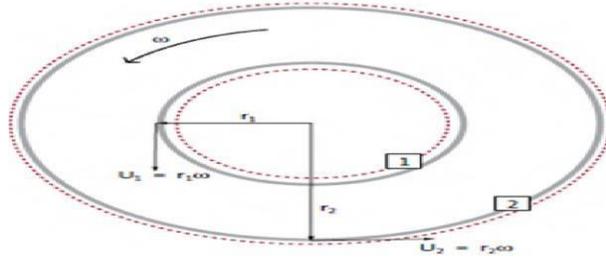


Figure III. 2. Volume de contrôle. [14]

Les angles α_1 et α_2 formés respectivement par les vecteurs $(C_{1m}$ et $U_1)$; $(C_2$ et $U_2)$ sont appelés angles des vitesses absolues respectivement à l'entrée et à la sortie, tandis que les angles β_1 et β_2 formés respectivement par les vecteurs $(W_1 ; -U_1)$ et $(W_2 ; -U_2)$ sont les angles des vitesses relatives respectivement d'entrée et de sortie de la roue. Sont appelés également les angles d'aubes [13].

III.3.2. Formule d'Euler :

Le deuxième théorème d'Euler, relatif aux moments par rapport à l'axe de la machine, donne

la valeur du couple T sur l'arbre de la machine. On considère un volume de cocontrôle (volume imaginaire), comme une surface cylindrique de même axe que la roue limitée par le carter et les sections d'entrée S1 (rayon r_1) et de sortie S2 (rayon r_2). Comme dans la figure suivante :

Le moment par rapport à l'axe des débits de quantité de mouvement est égal au couple T des forces appliquées par la roue au fluide (le moment des forces de pression et des forces de gravité étant nul).

$$T = Q_m \cdot (r_2 \cdot C_{2U} - r_1 \cdot C_{1U}) \text{ [N.m]} \quad \text{III.5.}$$

T : le couple à la roue en [N.m].

Q_m : Le débit massique traversant la roue à aubes ($Q_m = \rho Q_v \left[\frac{kg}{s} \right]$). **III.6.**

r_1 : Le rayon intérieur de la roue à aubes [m].

r_2 : Le rayon extérieur de la roue à aubes [m].

C_{1U} : La projection de la vitesse C1 sur le vecteur de vitesse U_1 [m/s].

C_{2U} : La projection de la vitesse C2 sur le vecteur de vitesse U_2 [m/s]

En multipliant le couple par la vitesse angulaire une expression de puissance est retrouvée, de même le rayon r_2 multiplié par la même vitesse angulaire, une vitesse tangentielle est retrouvée tel que :

$$U_2 = r_2 \cdot \omega \quad \text{III.7.}$$

$$P_2 = T \cdot \omega [W] \quad \text{III.8.}$$

$$= Q_m \cdot \omega (r_2 \cdot C_{2U} - r_1 \cdot C_{1U}) \quad \text{III.9.}$$

$$= Q_m (\omega \cdot r_2 \cdot C_{2U} - \omega \cdot r_1 \cdot C_{1U}) \quad \text{III.10.}$$

$$= Q_m (U_2 \cdot C_{2U} - U_1 \cdot C_{1U}) \quad \text{III.11.}$$

P_2 : La puissance transmise à la pompe ; disponible sur l'axe de la roue, puissance du moteur d'entraînement [W].

ω : La vitesse angulaire [rad/s].

Du coup l'énergie hydraulique communiquée au fluide peut être expliquée par

L'augmentation de pression à travers la roue à aubes multipliée par l'écoulement Q_V écrite sous la forme suivante :

$$P_{hy} = \Delta P_{tot} \cdot Q_V [W] \quad \text{III.12.}$$

La hauteur est définie par :

$$H = \frac{\Delta P_{tot}}{\rho \cdot g} [m] \quad \text{III.13.}$$

Et la puissance hydraulique devient comme suit :

$$P_{hy} = H \cdot Q_V \cdot \rho \cdot g = H \cdot Q_m \cdot g [W] \quad \text{III.14.}$$

Si de plus on négligera les pertes mécaniques, dans ce qui la puissance disponible sur l'arbre est complètement transmise au fluide, on peut estimer donc que la puissance que fournit le moteur est égale à la puissance hydraulique.

$$P_{hy} = P_2 \leftrightarrow Q_m \cdot H \cdot g = Q_m \cdot (U_2 \cdot C_{2U} - U_1 \cdot C_{1U}) \quad \text{III.15.}$$

$$\Rightarrow H_{th} = \frac{(U_2 \cdot C_{2U} - U_1 \cdot C_{1U})}{g} \quad \text{III.16.}$$

La dernière équation est la fameuse équation d'Euler, elle exprime la hauteur en fonction des vitesses tangentielles est absolue à l'entrée et à la sortie de la roue à aubes.

La considération de la configuration d'une pompe centrifuge, on peut concevoir que L'écoulement est radial en r_1 . On admet qu'il reste radial à l'entrée de S_1 , d'où le triangle des vitesses à l'entrée :

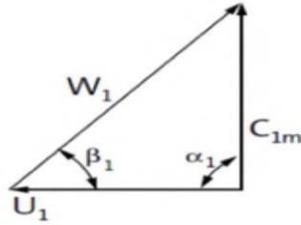


Figure III.3. Triangle des vitesses à l'entrée de la pompe. [14].

L'angle: $\alpha_1 = 90^\circ \rightarrow \cos \alpha_1 = 0$

Ça nous donne : $H_{th} = \frac{U_2 \cdot C_{2U}}{g}$ **III.17.**

Cette équation épreuve que la hauteur théorique est directement liée aux triangles des vitesses et donc à la configuration (dessins des aubes) donc H_{th} ne dépend pas du fluide véhiculé.

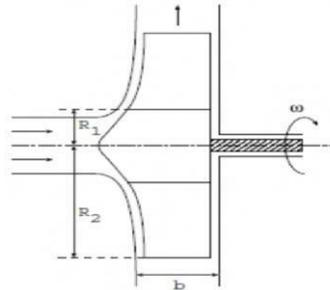


Figure III.4. Vue d'une roue de pompe centrifuge [14]

Le débit volumique qui traverse une section S de sortie est définit comme suit :

$Q_V = C_{2m} \cdot 2\pi \cdot R_2 \cdot b \Rightarrow C_{2m} = \frac{Q_V}{2\pi \cdot R_2 \cdot b}$ **III.18.**

Tel que

C_{2m} : La projection radiale de la vitesse absolue.

R_2 : Le rayon extérieur de la roue à aube.

b : L'épaisseur de la roue.

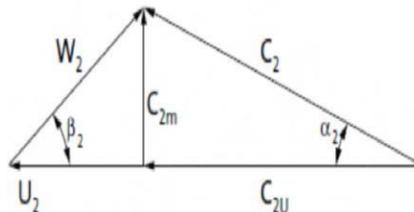


Figure III.5. Triangle des vitesses à la sortie de la pompe. [14].

De plus en exprimant C_{2U} en fonction de l'angle β_2 ; à partir de triangle de vitesse à la sortie de la roue, comme la montre Figure II.4 :

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{2U}}{W_{2U}} \quad \text{III.19.}$$

$$D'ou W_{2u} = \frac{C_{2u}}{\tan \beta_2} \quad \text{III.20.}$$

$$U_2 = W_{2U} + C_{2U} \Rightarrow C_{2U} = U_2 - W_{2U} \quad \text{III.21.}$$

En remplaçons (1) dans (2) on aura :

$$C_{2U} = U_2 - \frac{C_{2U}}{\tan \beta_2} \quad \text{III.22.}$$

En remplace l'expression de C_{2U} celle obtenue de l'expression du débit, on aura :

$$C_{2U} = U_2 - \frac{Q_V}{2.\pi.R_2.b.\tan \beta_2} \quad \text{III.23.}$$

$$\text{Or que : } H_{th} = \frac{U_2.C_{2U}}{g} \quad \text{III.24.}$$

Nous finirons par l'expression de la hauteur théorique comme suite :

$$H_{th} = \frac{U_2}{g} \left[1 - \frac{Q_V}{2.\pi.R_2.b.\tan \beta_2} \right] \quad \text{III.25.}$$

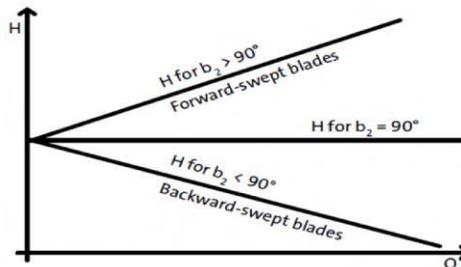


Figure III.6. Courbe caractéristique théorique d'une pompe centrifuge. [14].

La hauteur théorique est une fonction linéaire du débit, la pente de la courbe caractéristique de celle-ci dépend essentiellement de l'angle β_2 . Pratiquement pour les pompes on utilise les courbes descendantes où $\beta_2 < 90^\circ$ [13].

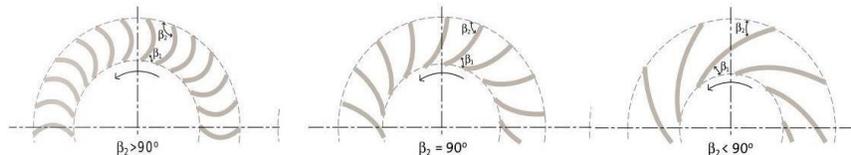


Figure III.7. Forme d'aubes en fonction de l'angle beta. [14]

III.4. Caractéristique de la pompe centrifuge :

Les constructeurs vendent leurs pompes avec un catalogue, contient des courbes caractéristiques qui permettent de choisir la pompe qui répond à son cahier de charge et assortissent pour une application donnée.

Les courbes dont on parle sont : $H = F(Q_V)$, $\eta_g = F(Q_V)$, $NPSH_{requis} = F(Q_V)$ finalement $P = F(Q_V)$.

P : puissance absorbée de la pompe.

Q_V : Débit volumique traversant la pompe.

❖ **Courbe caractéristique**

❖ $H = F(Q_V)$ et $\eta_g = F(Q_V)$.

On peut avoir une courbe incluant à la fois la hauteur et le rendement de la pompe en fonction du débit. Ce genre de courbes caractéristiques est largement réparti sous cette forme en combinant l'évolution de la hauteur et celle du rendement en fonction du débit volumique, bien qu'en peut trouver chaque une séparément dans une seule courbe.

III.5. Evaluation des pertes dans la pompe centrifuge :

Les pertes dans cette machine sont de trois types :

III.5.1. Les pertes hydrauliques :

Le type de ces pertes est détecté dans les pompes centrifuges au niveau des canaux de la roue, au niveau du diffuseur et au niveau de la volute. Le rendement hydraulique est donné par :

$$\eta_h = \frac{H_{th} - \Delta h}{H_{th}} \quad \text{III.25.}$$

Avec Δh : toutes les pertes hydrauliques.

III.5.2 Les pertes mécaniques :

L'ensemble de ces pertes par frottement entre les éléments de machine se traduit par une puissance mécanique $P_{méc}$ qui dépend essentiellement de la vitesse de rotation. Le rendement mécanique qui caractérise l'ensemble de ces pertes est :

$$\eta_m = \frac{P_{ab} - P_{méc}}{P_{ab}}$$

III.26.

Avec : P_{ab} : la puissance absorbée sur l'arbre de la pompe ; η_m varie de 0,85 à 0,98 suivant la qualité des paliers.

III.5.3. Les pertes volumétriques :

Ces pertes sont liées aux fuites de débit dans la machine. Le rendement volumétrique caractérisant ces pertes est donné par la relation :

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q_{vf}}$$

Le débit de fuite Q_{vf} est généré par la différence de pression et η_v varie de 0,90 à 0,98 suivant la qualité de la construction. Le rendement global ou effectif de la pompe est alors :

$$\eta_{glob} = \eta_v \cdot \eta_m \cdot \eta_h$$

η_{glob} Peut atteindre 0,90 dans le des pompes importantes mais il peut descendre jusqu'à 0,40 s'il s'agit de très petites pompes.

III.6. Modélisation de l'écoulement dans la pompe centrifuge :

III.6.1. Formes générales des équations fondamentales :

L'écoulement dans les pompes centrifuges est généralement tridimensionnel, instationnaire, visqueux et turbulent. Les équations applicables sont déjà établies, il s'agit de l'équation de continuité et de l'équation dynamique (Navier-Stokes). En fluide compressible, on rajoute à ce système l'équation de l'énergie et l'équation d'état du fluide. En tenant en compte des frottements du fluide sur les parois, et le freinage des couches fluide du a la viscosité, ainsi que la turbulence qui un phénomène naturel inévitable qui engendre tout fluide en mouvement et quelle représente des pertes aléatoires difficiles à prédire dans certains cas. Du coup la complexité du système d'équations obtenu exige un certain nombre de simplifications pour résoudre celles-ci dans un temps raisonnable

III.6.2. Équation de conservation de masse (équation de continuité) :

A partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence les formes différentielles de l'équation de continuité et l'équation

de conservation des quantités de mouvement peuvent être obtenues. L'équation de continuité en mouvement relatif est donnée par :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{v})$$

III.6.3. Équations de conservation de la quantité de mouvement :

Lorsqu'une particule fluide est soumise à un système de forces non équivalent à zéro, elle se met en mouvement, et on applique sur elle les lois de la mécanique classique. Sur un élément de volume, la loi de conservation de quantité de mouvement traduite par les équations de Navier Stokes ; on exprime tout simplement la loi fondamentale de la dynamique des fluides :

$$\rho \underbrace{\frac{D\vec{V}}{Dt}}_1 = \rho \left[\underbrace{(\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{V}}_2 + \underbrace{\frac{\partial \vec{V}}{\partial t}}_3 \right] = \underbrace{-\vec{\nabla} p}_4 + \underbrace{\rho g}_5 + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left\{ \underbrace{\frac{\partial V}{\partial x}}_6 + \frac{\partial V}{\partial x} \right\} \right]$$

Les hypothèses supposées dans notre travail sont : $\frac{\partial \varphi}{\partial t} = 0$

L'écoulement est permanent.

- L'écoulement est turbulent.
- L'écoulement est tridimensionnel ; sans transfert d'énergie.
- Le fluide compressible

III.6.4. Modélisation de la turbulence (modèle k-ε) :

Pour estimer les effets de la turbulence, le modèle k-ε est très utilisé. Ce modèle suppose que le régime turbulent soit pleinement établi dans tout le domaine et que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables par rapport à ceux de la viscosité turbulente (loin des parois). Il est basé sur l'hypothèse de Boussinesq, à savoir qu'il existe une analogie entre l'action des forces visqueuses et les contraintes de Reynolds dans l'écoulement moyen. [15]

III.7. Méthodes numériques (La méthode des volumes finis) :

Cette méthode consiste à subdiviser le domaine physique de l'écoulement en éléments de volumes plus ou moins réguliers dans lesquels les équations, décrivant l'écoulement, écrites sous une forme conservative, sont intégrées.

Le but de cette méthode est de convertir l'équation différentielle générale en un système d'équations algébriques en mettant en relation les valeurs de la variable considérée aux points nodaux adjacents d'un volume de contrôle typique. Cela est obtenu par l'intégration de l'équation différentielle gouvernante dans ce volume de contrôle avec l'approximation des différents termes (convection, diffusion et source).

III.8. Résolutions des équations :

Nous avons adopté, pour la résolution de notre système d'équations couplées, qui gouvernent l'écoulement dans une roue à aubes de pompe centrifuge, et qui satisfait les conditions aux limites retenues, par la méthode des volumes finis, qui est basée sur une approche numérique dite méthode couplée, dans cette dernière les équations de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie et de transport sont résolues simultanément. Les autres équations aux grandeurs scalaires sont résolues d'une manière séquentielle. La non-linéarité des équations gouvernantes impose plusieurs itérations pour l'obtention de la convergence des calculs. Chaque itération est constituée des étapes de calcul énumérées ci-dessous :

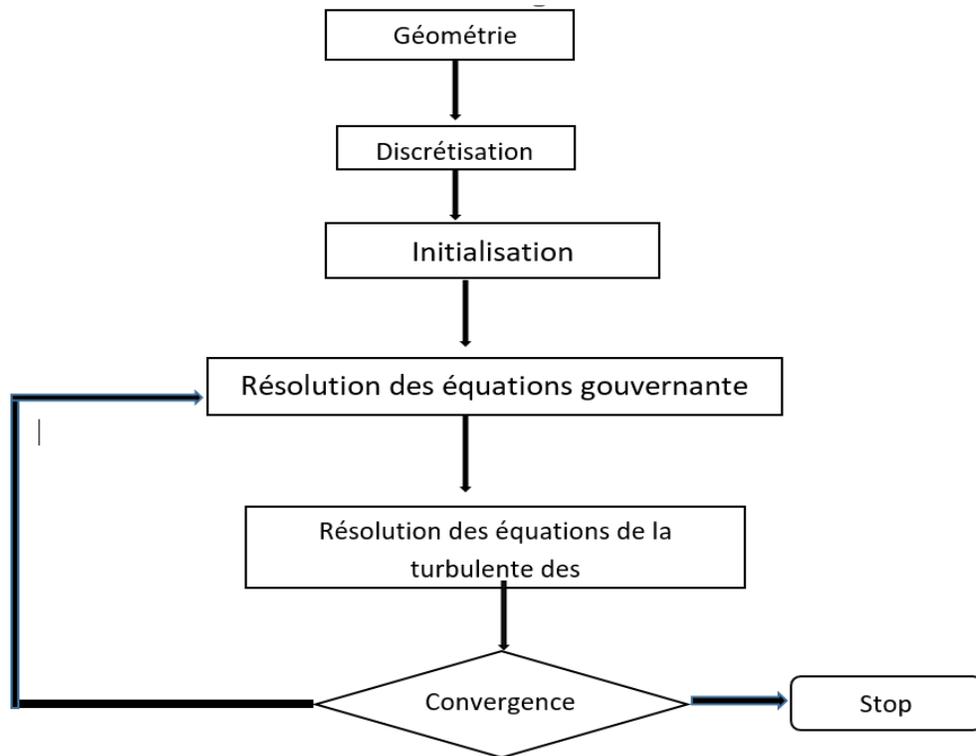


Figure III. 8 Organigramme de résolution des équations d'écoulement.

III.9. Conclusion :

Dans ce chapitre ont vu comment classer les pompes selon le mode de fonctionnement, les formules de calcul des paramètres de performances basée sur les triangles des vitesses. Apres on a présenté les équations générales qui régissent les écoulements internes n dans notre pompe; Enfin on donner un aperçu sur la méthode de résolution.

CHAPITRE IV : SIMULATION NUMERIQUE

IV.1 Simulation numérique de l'écoulement dans la pompe

IV.1.1. Introduction :

Ces dernières années, l'accroissement en puissance des ordinateurs a permis de réaliser des calculs tridimensionnels de l'écoulement dans les turbomachines, tout en prenant en compte l'effet de la turbulence. Ces progrès ont fait de la modélisation numérique de l'écoulement ou CFD (Computational Fluid Dynamic) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement des turbomachines.

Dans ce travail la modélisation numérique de l'écoulement dans la pompe centrifuge, est réalisé à l'aide d'un code de calcul nommé ANSYS CFX, on va le présenter dans ce qui suit.

IV.1.2. Méthodologie de la simulation par ANSYS CFX :

Le logiciel ANSYS CFX est un programme de dynamique des fluides numériques à usage général, que les ingénieurs appliquent depuis plus de 20 ans pour résoudre des problèmes d'écoulement de fluides. Au cœur de ce logiciel se trouve sa technologie de solveur avancée, qui permet d'obtenir des solutions précises sur une large d'applications physiques, et d'obtenir des simulations rapides et robustes des turbomachines, telles que pompes, ventilateurs, compresseurs et turbines à gaz.

Les simulations numériques de ANSYS CFX des turbomachines sont effectuées avec l'interface Workbench, suivant les étapes suivantes :

- 1- Vista CPD (centrifugal pump design) : La conception préliminaire
- 2- BlandeGen : la conception 3D
- 3- TurboGride : génération de maillages
- 4- CFX-pre : insertion des conditions de fonctionnement
- 5- CFX-Solver : définir les attributs de calcul
- 6- CFD-Post : visualisation et analyse des résultats

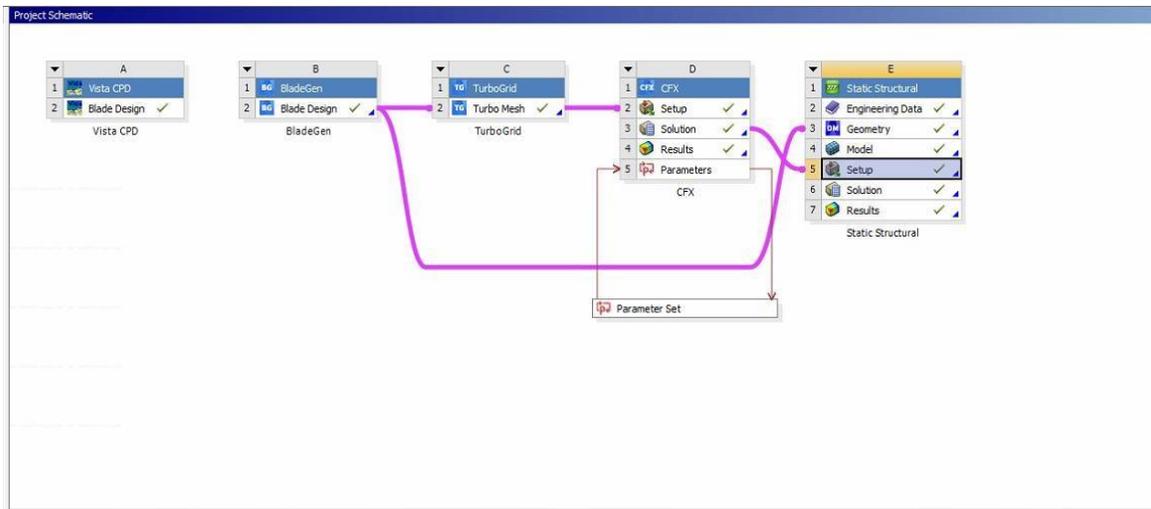


Figure IV.1. Schéma de travaille à suivre dans le Workbench

IV.1.3. Géométrie :

IV.1.3.1 Vista CPD (Centrifugal Pump Desing)

Le design préliminaire reste une étape importante dans la conception de toutes les turbomachines, Cette étape est basée sur la méthode unidimensionnelle (méthode de la ligne moyenne) pour concevoir la géométrie des aubes de roue de notre pompe.

Dans cette étape on va obtenir des estimations primaires de fonctionnement de la nôtre pompe, tel que la hauteur et la puissance. D'abord, on va présenter quelques données d'entrée ou conditions requises sur le fonctionnement de la pompe, ces paramètres sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Données	Valeur	Unités
Vitesse angulaire	2920	[tr/min]
Débit volumique	104.5	[m ³ /h]
Masse volumique du fluide	792	[kg/m ³]
La hauteur d'élévation	157.5	[m]
L'angle d'entrée	90	[deg°]
Nombre d'aubes	5	/

Tableau IV.1. Données à entrer dans Vista CPD

Après le calcul, nous obtenons les résultats au-dessous :

Ωs	Ns	Nq	Nss	Power (KW)
0.22	596	11.5	3.15	64.0

Head coeff	Flow coeff	Ks	NPSHr (m)	Diffn ratio
0.527	0.005	1.188	4.47	-0.215

Tableau IV.2. Calcul préliminaire des performances

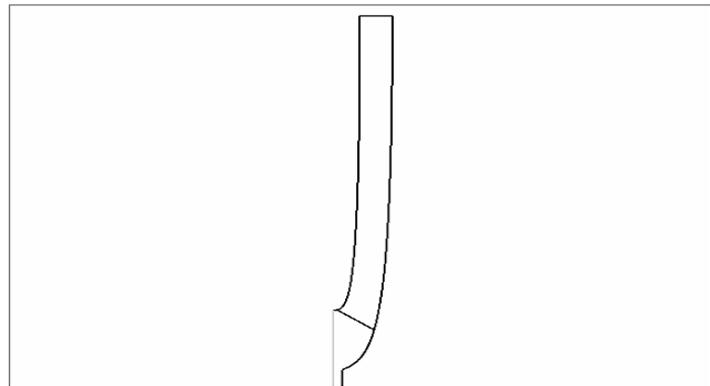


Figure IV.2. Plan méridional Vista CPD

IV.1.3.2 BlandeGen :

CFX - BladeGen est un outil interactif de conception d'aubes pour les turbomachines, dans un environnement graphique convivial avec une terminologie familière aux ingénieurs, il contient un riche ensemble d'outils et de fonctions pour concevoir une aube de turbomachine à partir de zéro.

BlandeGen est spécialisé pour la conception rapide des éléments des turbomachines, il permet de passer de la géométrie bidimensionnelle dans Vista CPD à une structure en trois dimensions, en faisant un transfert des données préliminaires sur la géométrie de la pale du Vista CPD vers BladeGen.

Dans notre cas on transfère les données de Vista CPD vers BlandeGen et on obtient la géométrie 3D dans notre pompe, Comme le montrent les figures ci-dessous :

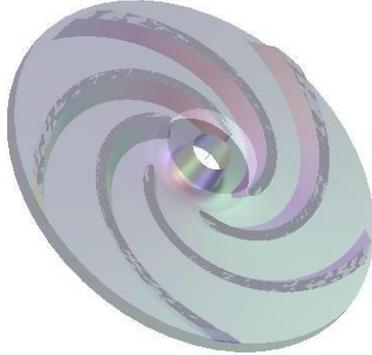


Figure IV.3. Géométrie 3D (BladeGen)

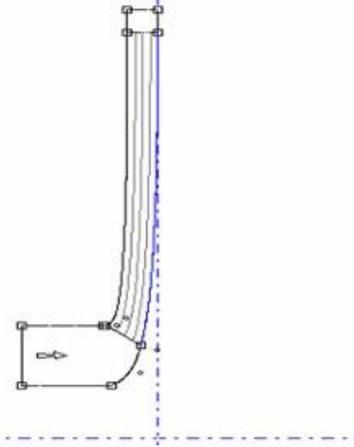


Figure IV.4 Plan méridional (BladeGen)

IV.1.4 Maillage sous TurboGrid :

La première étape pour la modélisation numérique de l'écoulement consiste à définir le domaine de calcul et le choix du type de maillage adapté. CFX - TurboGrid est un outil de création d'un maillage structuré de qualité peut être rapidement crée et exporté, et spécialement adaptés aux applications en turbomachines.

Le concept de maillage consiste à diviser le domaine de l'écoulement en petits éléments, 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

Le maillage adopté dans notre cas, est composé de :

Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
316316	292121

Tableau III.3. Nombre des nœuds et des éléments (maillage sous turbogrid)

Les figures ci-dessous montrent les résultats du maillage qui ont été générés automatiquement avec le CFX-TurboGrid :

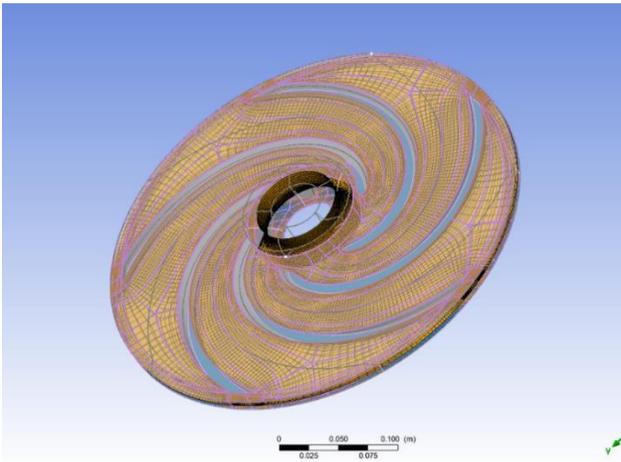


Figure IV.5. Maillage de l'impulseur

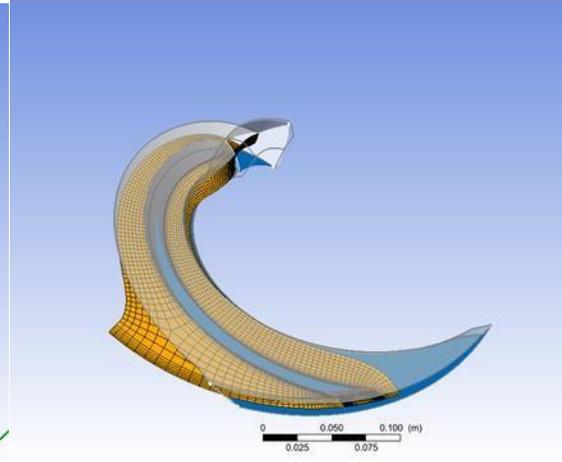


Figure IV.6. Maillage d'une seule aube

IV.1.5 Utilisation de système ANSYS CFX :

IV.1.5.1 CFX-pre :

CFX-Pre est utilisé pour définir et spécifier les paramètres de simulation et les paramètres physiques requis pour décrire le problème d'écoulement. Ce système utilise les données de maillage généré par turbogrid avec les paramètres d'entrées, et des conditions physiques de fonctionnement, et des conditions aux limites Pour effectuer la simulation numérique des écoulements.

Pour cela on va suivre cette configuration :

1. **Matériaux** : le matériau qui doit être défini correctement avec toutes les propriétés physiques
2. **Domaine** : les propriétés du domaine en fonction de la simulation, par ex. spécification du type d'écoulement, modèle de transfert de chaleur, etc.
3. **Conditions aux limites** : Les conditions aux limites sont un ensemble de propriétés ou de conditions sur les domaines, et sont nécessaires pour définir complètement le problème de flux.
4. **Contrôle du solveur** : un certain nombre de contrôles sont nécessaires pour définir la manière dont CFX-Solver résout les équations du problème.

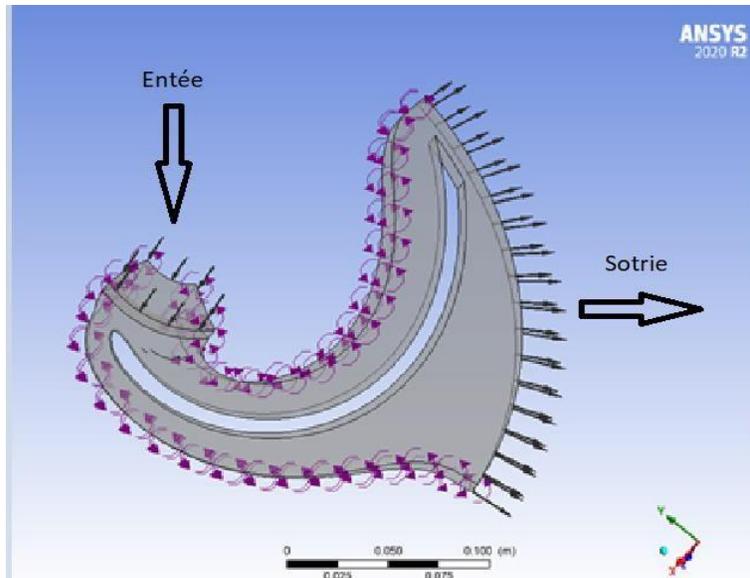


Figure IV.7. L'écoulement de fluide dans l'aube

Min Itération	Max Itération	Résiduel Target
100	500	1.E-4

Tableau IV.4. Solver control Paramètres

Paramètre	Valeur	unité
Mass molaire	32.04	[g mol ⁻¹]
densité	792	[kg m ⁻³]
Capacité de chaleur Spécifique	0.605	[BTU lb ⁻¹ F ⁻¹]
Viscosité dynamique	0.075	[centipoise]

Tableau IV.5. Paramètres physique du Methanole

IV.1.5.2 Turbo mode :

Dans cette étape on va définir le domaine de calcul et insérer les conditions physiques de fonctionnement de la pompe, ainsi que les conditions aux limites nécessaires.

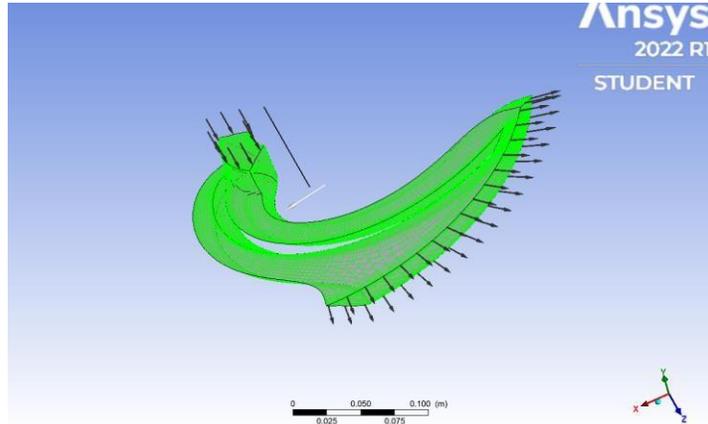


Figure IV.8. Domaine de calcul (R1)

Nature de fluide	Pression de référence	Transfert d'énergie	Modèle turbulent
Méthanol	0 (atm)	aucun	K-Epsilon

Tableau IV.6. Les conditions physiques de fonctionnement

Inflow P-total	Outflow mass flow rate	Vitesse de rotation	Passage
38.1 [bar]	28.8 [kg s ⁻¹]	2920 [tr/min]	La fonction de périodicité

Tableau IV.7. Les conditions aux limites

IV.1.5.3 CFX-Solver :

Cette étape est accomplie à l'aide des codes de calcul résolvant les équations de Navier-Stokes dans tout le domaine informatique concerné. Le résultat à obtenue de cette étape donne des informations détaillée sur l'écoulement au sein de la machine..

Le programme fait des itérations successive jusqu'attendre le critère de convergence qui est fixée par la condition : RMS moyen = 10^{-4}

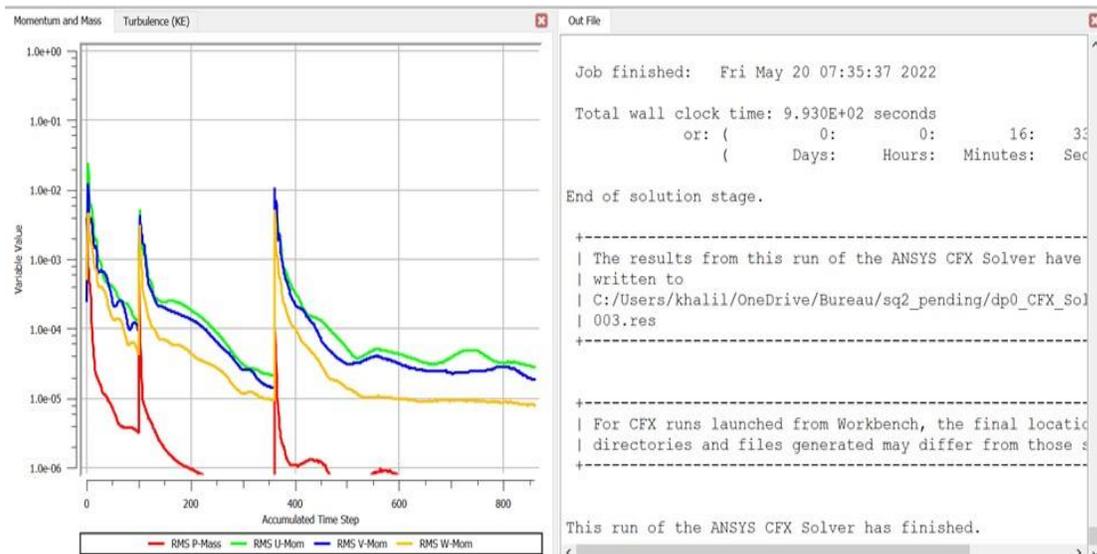


Figure IV.9. La résolution des équations

IV.1.6 résultats et discussions (CFD-Post) :

Dans cette phase, nous allons présenter les résultats obtenus de notre simulation, à savoir : des figures et des courbes caractéristiques, la distribution des champs des pressions et des vitesses et contrainte, dans le domaine physique du fluide à l'intérieur de l'impulseur.

IV.1.6.1 Champ de Pression « contours » :

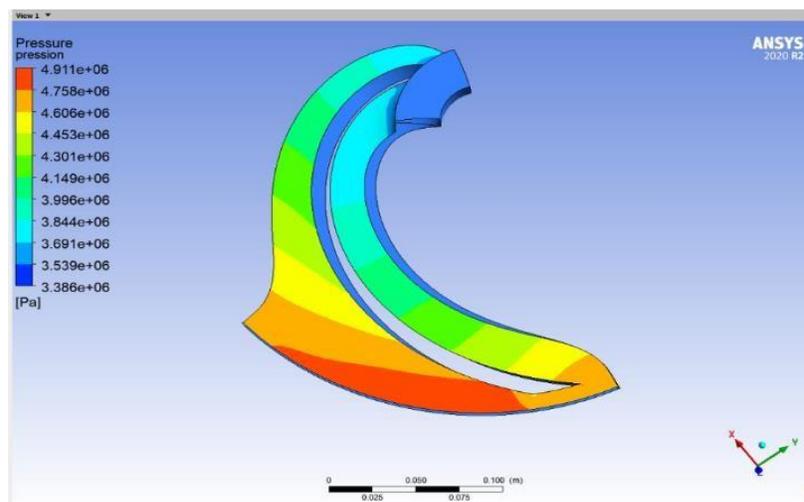


Figure IV.10. Contour de pression d'une seule aube

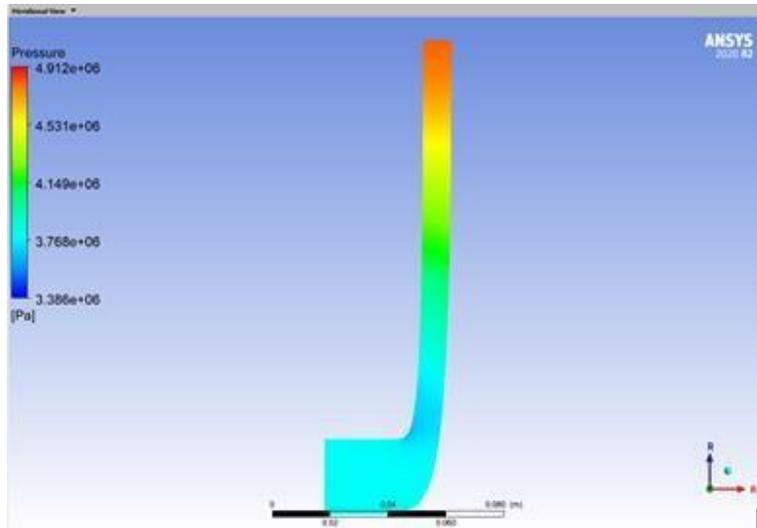


Figure IV.11. Contour de pression vue méridional

D'après ces figures qui montrent la variation des champs de pression à travers l'aube et dans le plan méridional. On voit clairement que la pression est inférieure à l'entrée, et elle augmente progressivement jusqu'à atteindre sa maximum valeur à la sortie de l'impulseur. Ces résultats viennent du transfert d'énergie mécanique qui est fournie par la rotation des aubes à une énergie hydraulique au liquide, autrement dit : la rotation de l'impulseur fait accélérer le fluide dans la surface confinée entre les aubes ce qui augmente son énergie c'est pour ça qu'on voit une augmentation progressive de pression de l'entrée vers la sortie.

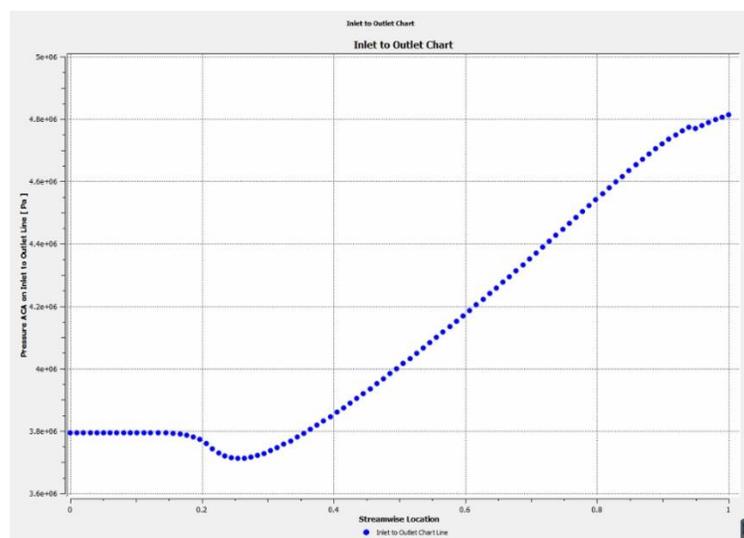


Figure IV.12. Courbe pression-position de fluide

Cette courbe confirme que la pression augmente progressivement de l'entrée à la sortie, Et on remarque également que la pression chute à la pointe d'entrée de l'impulseur du à l'aspiration.

Et également cette courbe montre de plus que la pression commence à atteindre sa valeur maximum à la sortie et commence à cesser d'augmenter.

IV.1.6.2 Champ de Vitesse « Lignes de courant »

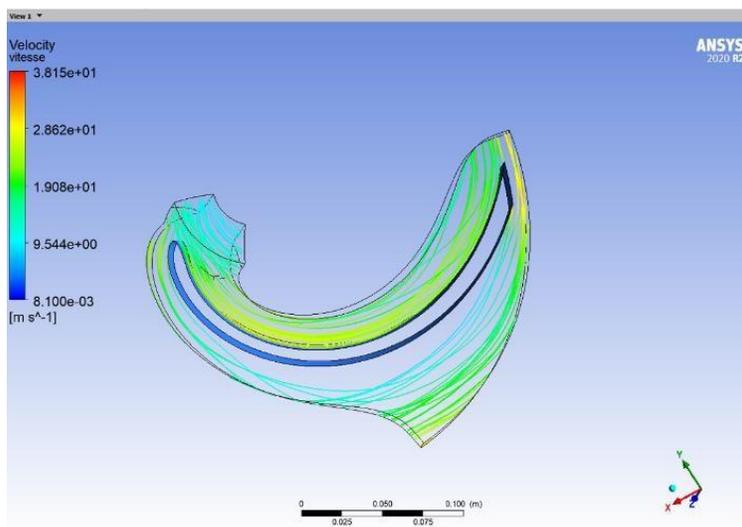


Figure III.13. Lignes de courant

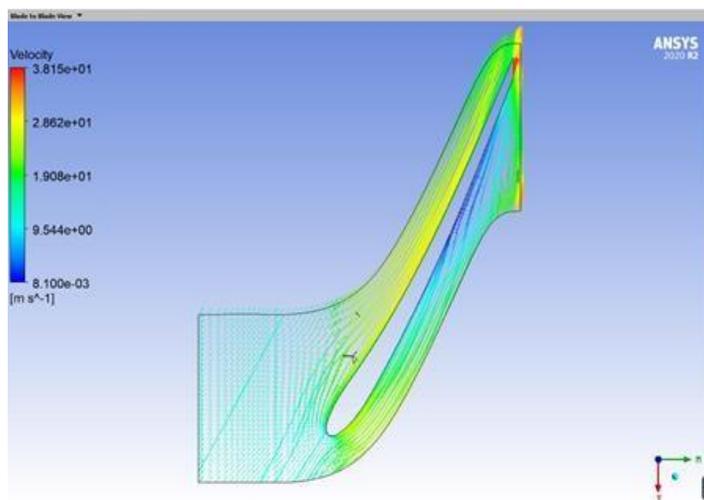


Figure IV.14. Lignes de courant en vue Aube à Aube

Ces figures nous présentent la répartition de champ de vitesse sous le plan aube à aube et le plan d'une seule aube. La première remarque qu'on observe c'est que la répartition des vitesses sur les deux faces de l'aube (entrée et sortie) n'est pas uniforme.

La vitesse augmente que on se déplaçant de l'aspiration au refoulement de l'impulseur, On voit bien la différence dans les champs des vitesses entre les zones de l'intrados et l'extrados de l'aube et c'est nettement plus important pour sur l'extrados. Cette augmentation est due à la rotation de l'impulseur fait accélérer le fluide à travers les aubes.

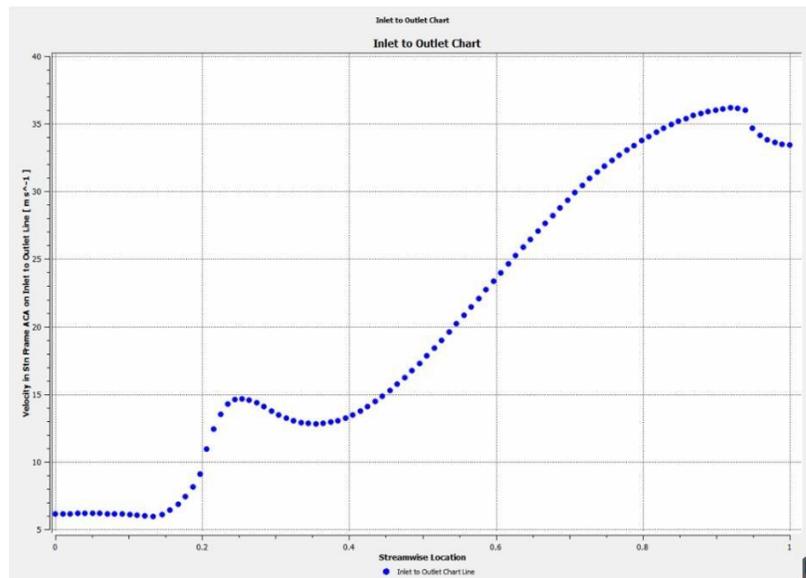


Figure IV.15. Courbe vitesse-fluide position

Cette courbe confirme que la vitesse augmente progressivement de l'entrée à la sortie de l'impulseur, Et on remarque également que la vitesse montre une chute à sortie de l'impulseur après attendre sa maximum valeur.

On remarque aussi une augmentation rapide de la vitesse à l'entrée après une petite chute et ça dû à l'angle agressive des aubes à l'entrée.

IV.1.6.3 Les performances de la pompe :

Pour calculer les paramètres de performance, d'abord on doit entrer l'expression de vitesse de rotation au niveau de CFX-pre : **2920 [rev min⁻¹]**

Et entrer les expressions suivantes au niveau de CFD post :

couple	Puissance	Total-Head (HMT)
30*tourque_Z()@R1Blade	Torque*RotSpeed/1[rad]	$(P_{\text{tout}}-P_{\text{tin}})/(1196.82[\text{Kg/m}^3]*9.81[\text{m/s}^2])$

Tableau IV.8. Les expressions de performance (CFD post)

Après on va les définir tant que « paramètres de sortie » dans le workbench, pour obtenir le tableau ci-dessous :

Vitesse de rotation	Puissance	Couple	HMT
RPM	W	J	M
400	685.8	10.915	3.8523
800	1193.5	18.995	4.428
1200	2920.6	46.483	20.034
1600	4750.6	75.608	44.985
2000	6635.9	105.61	79.105
2400	8431.6	134.19	120.28
2920	10513	167.32	185.71
3200	11590	184.45	224.96
3600	13408	213.39	290.84
4000	15293	243.39	368.49

Tableau IV.9. Les performances de la pompe pour chaque vitesse de rotation

Les courbes de performances en fonction de tr/min :

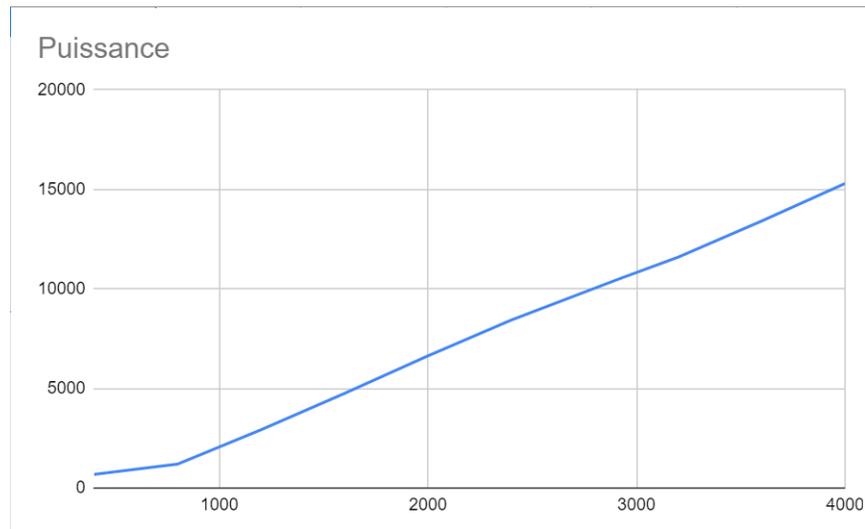


Figure IV.16. Puissance en fonction de vitesse de rotation

Cette courbe représente la variation de la puissance par rapport à la vitesse de rotation, on remarque que la puissance de notre pompe augmente progressivement avec la vitesse de rotation, et c'est évident parce que la puissance dépend de la vitesse de rotation.

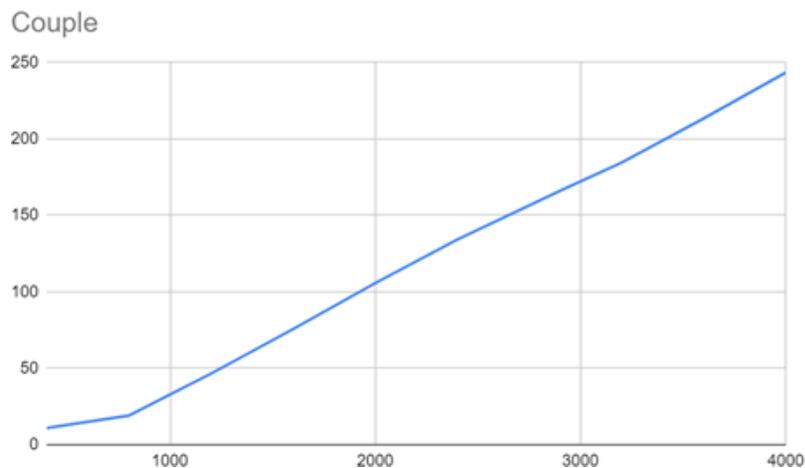


Figure IV.17. Couple en fonction de vitesse de rotation

Cette courbe représente l'évolution de couple par rapport à la vitesse de rotation, on remarque que le couple de notre pompe augmente progressivement à chaque fois qu'on augmente la vitesse de rotation,

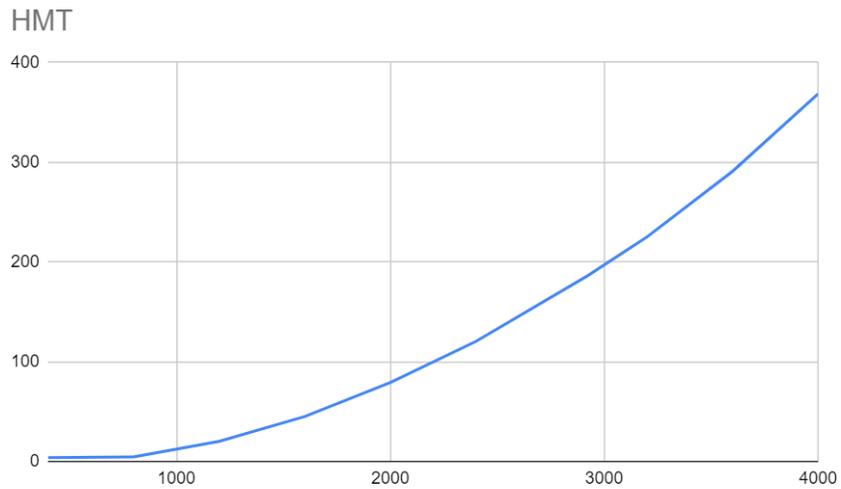


Figure v.18. Hauteur manométrique en fonction de vitesse de rotation

Cette courbe représente la variation de la hauteur manométrique en fonction de la vitesse de rotation, on remarque que la Hauteur manométrique de notre pompe augment progressivement a cheque fois qu'on augmente la vitesse de rotation.

IV.2 Simulation numérique des contraintes dans la pompe

IV.2.1 Introduction :

Dans les pompes centrifuge, l'impulseur subit des charges mécaniques et hydrauliques importantes, donc on a besoin de faire une analyse mécanique pour s'assurer que l'impulseur peut supporter ces charges pendant le fonctionnement de la pompe.

Dans cette étude, l'analyse a été réalisée en utilisant ANSYS MECHANICAL qui est un logiciel adapté à la modélisation des contraintes dans l'impulseur de notre pompe. ANSYS Mechanical utilise l'analyse par éléments finis (FEA) pour l'analyse structurelle. Elle couvre une vaste gamme d'applications et est livrée avec tout ce dont vous avez besoin, de la préparation de la géométrie à l'optimisation, en passant par toutes les étapes intermédiaires.

Dans notre cas on est concerné à l'utilisation de la partie de « Static Structural », est un outil d'ANSYS qui offre la possibilité de simuler tous les aspects structurels d'un produit, y compris l'analyse statique des contraintes ou des déformations.

IV.2.2 Méthodologie de la simulation mécanique :

Le Calcul des contraintes et déformations dues à la Pression mécanique du fluide il a été réalisé par analyse par éléments finis (FEA) et la Simulation numérique de l'écoulement (CFD). Les simulations numériques de ANSYS Static Structural sont effectuées à la base du système Workbench,

Suit les étapes suivantes :

1. Importer des données de géométrie depuis le BladeGen
2. Créer Le model de la géométrie
3. Importer les données d'écoulement depuis le ANSYS CFX
4. Entrer Propriétés du matériau
5. Générer le maillage
6. Ajouter Les conditions aux limites
7. Définir les attributs de calcul
8. Visualiser et analyser des résultats

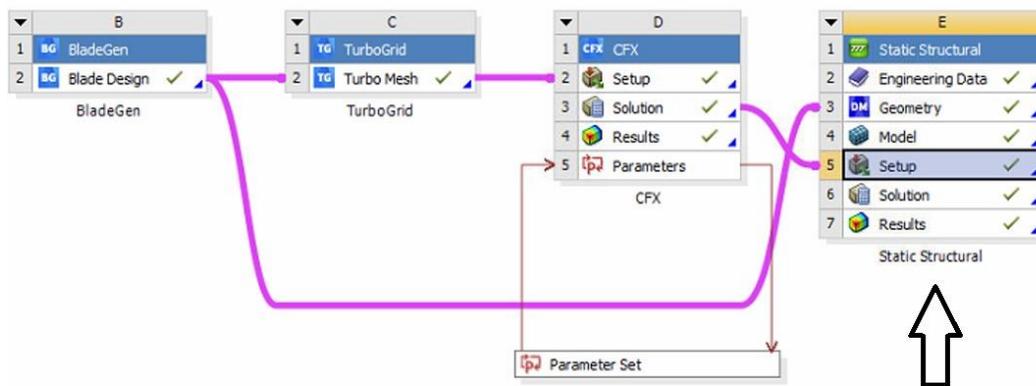


Figure IV.19. Schéma de travaille à suivre dans le Workbench (Static Structural)

IV.2.3 La géométrie :

La première étape pour étudier et analyser Les contraintes sur les aubes de la pompe consiste à générer la géométrie du modèle, Le modèle géométrique de l'impulseur de notre pompe se compose de deux parties : Aube et la surface de carter, que nous allons créer en utilisant les données importées depuis le BladeGen et à l'aide de l'outil de Revolve, Dans notre cas, on s'est contenté par l'étude des contraintes sur une seule aube qui est illustrée sur la figure ci-dessous :

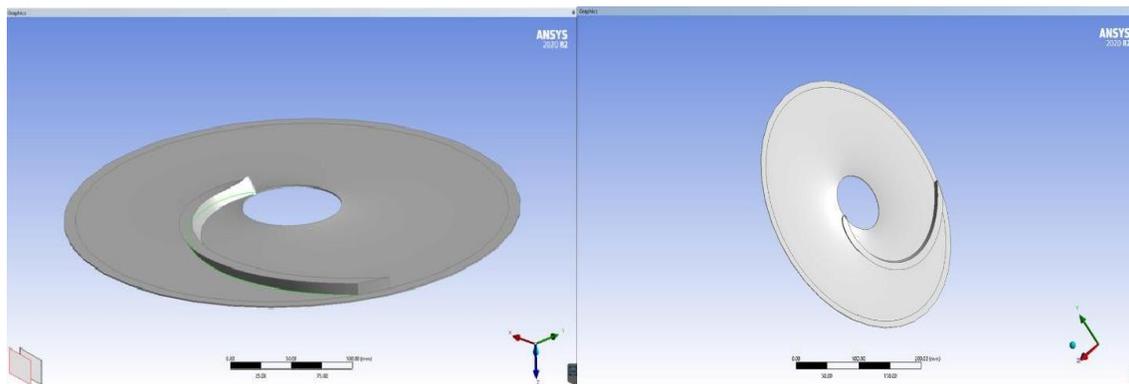


Figure IV.20. La géométrie 3D de l'aube

IV.2.4 Discrétisation et maillage :

Pour avoir résoudre les équations mécaniques des contraintes et déformation on est besoin de discrétisée le domaine en petit éléments 3D de forme Tétraédriques. Le module « ANSYS Meshing » permet de génère un maillage complet, (éléments finis) pour l'aube et carter de la pompe qui sont représentés dans le figure ci-dessous :

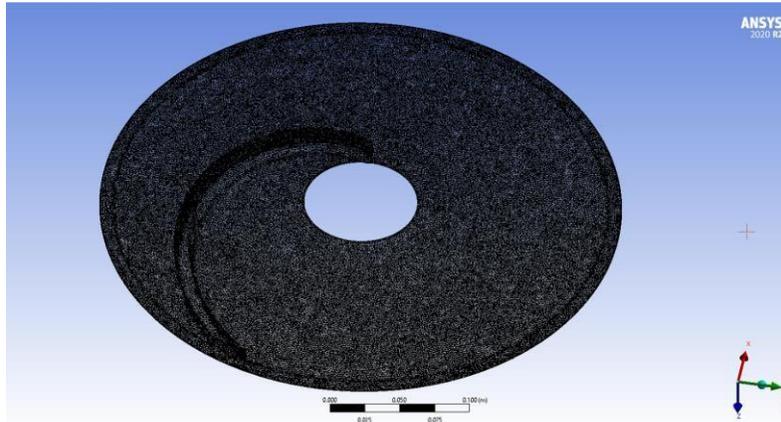


Figure IV.21. Maillage de l'impulseur a une seule aube

Et après qu'on ajoute la taille des éléments, Ce qui égale dans notre cas $1.e-003$ m, on obtient un maillage composé de :

Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
445246	223376

Tableau IV.10. Nombre des nœuds et des éléments (maillage sous static structural)

IV.2.5 Propriétés du matériau :

Les lois du comportement des matériaux sont essentielles pour la résolution des équations dynamiques, qui sont définis de la connaissance du métal qui compose les aubes et l'impulseur de la pompe.

Dans notre cas, l'acier standard a été sélectionné comme matériau dans le logiciel ANSYS Mechanical, les propriétés du matériau sont présentées dans le tableau et la figure ci-dessous :

Density	7850 kg/m ³
Structural	
▼ Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	2e+11 Pa
Poisson's Ratio	0.3
Bulk Modulus	1.6667e+11 Pa
Shear Modulus	7.6923e+10 Pa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-05 1/°C
Compressive Ultimate Strength	0 Pa
Compressive Yield Strength	2.5e+08 Pa
Strain-Life Parameters	
S-N Curve	
Tensile Ultimate Strength	4.6e+08 Pa
Tensile Yield Strength	2.5e+08 Pa
Thermal	
Isotropic Thermal Conductivity	60.5 W/m·°C
Specific Heat Constant Pressure	434 J/kg·°C
Electric	
Isotropic Resistivity	1.7e-07 ohm-m
Magnetic	
Isotropic Relative Permeability	10000

Figure IV.22. Les Propriétés du matériau utilisé

Masse volumique	7850 kg/m ³
Module de Young	200 Gpa
Coefficient de Poisson	0.3
Module de compression	166 Gpa
Module de cisaillement	76.92 Gpa
Contrainte limite de compression	250 Mpa
Contrainte limite élastique	250 Mpa
Contraintes limite de rupture	460 Mpa

Tableau IV.11. Tableau des Propriétés du matériau utilisé

IV.2.6 Les conditions aux limites :

Avant de procéder aux résultats on va introduire les conditions au limite nécessaire suivant :

1. La pression du fluide agissant sur les aubes :

Cette condition est obtenue de la simulation numérique de l'écoulement (ANSYS CFX)

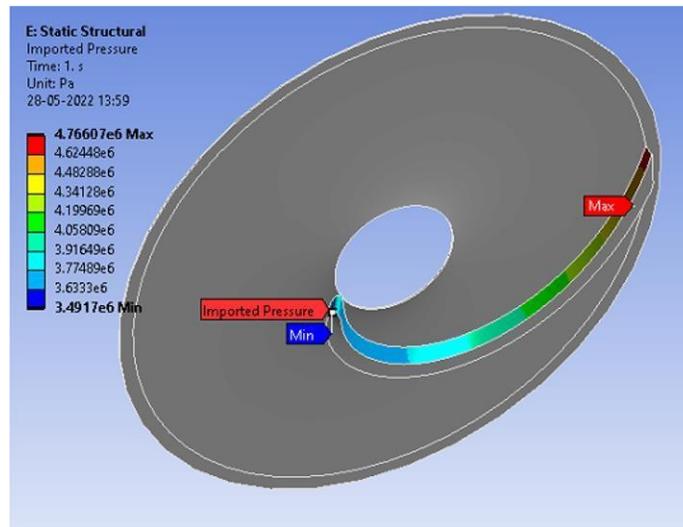


Figure IV.23. Contour de champ de pression obtenue à partir de ANSYS CFX

2. Les Appuis fixe et les supports

Les supports sont supposés au bord supérieur (moyeu) et inferieur (carter) de aubes comme illustré ci-dessous :

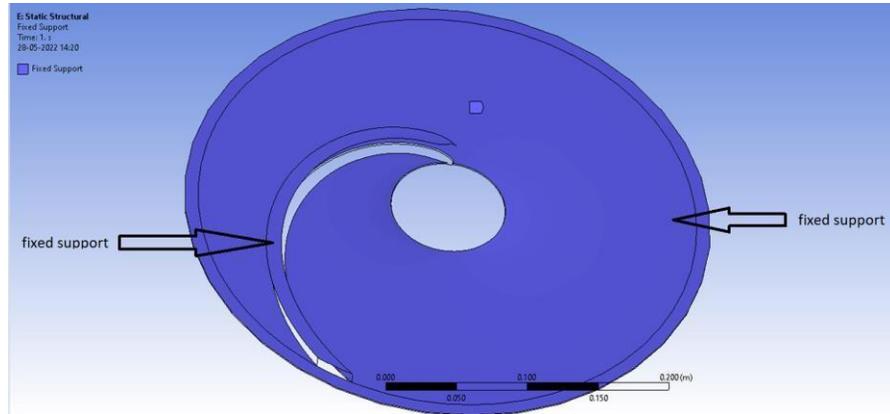


Figure IV.24. Présentation des supports fixe de l'aube

3. La vitesse de rotation :

Et dernièrement on va ajouter la vitesse de rotation qui est égal à 305.79 rad/s

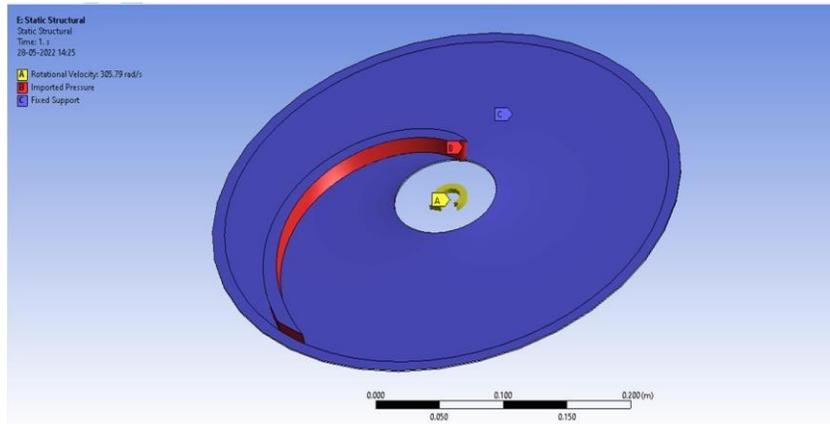


Figure IV.25. Présentation de toutes les conditions aux limite appliqué sur l'aube

IV.2.7 Résultats et discussions (static structural) :

Après qu'on a terminé des étapes précédentes, maintenant on va analyser le comportement mécanique de l'aube sous l'influence les charges mécanique et hydraulique.

Dans notre cas on se baser sur 3 variables leur résultats sont afficher ci-dessous :

IV.2.7.1 La contrainte équivalente de Von Mises :

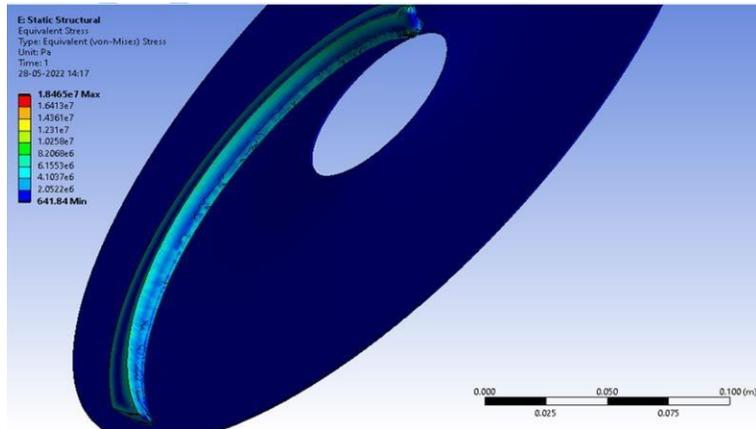


Figure IV.26. Distribution de Contraintes dans l'aube

Max	Min	Moyen
1.8465e+007 [Pa]	641.84 [Pa]	3.8573e+005 [Pa]

Tableau IV.12. Les Valeurs de contrainte équivalente de Von Mises sur l'aube

Cette figure nous montre que les contraintes équivalentes sont concentrées aux points de fixation de l'aube avec le moyeu et le carter, et d'après ces résultats on déduit qu'il n'y a pas de risque de rupture dans notre pompe, car les contraintes maximums appliquées à la structure de l'impulseur sont inférieures à la limite élastique du matériau,

$$18.465 \text{ [MPa]} < 250 \text{ [MPa]}$$

IV.2.7.2 La déformation :

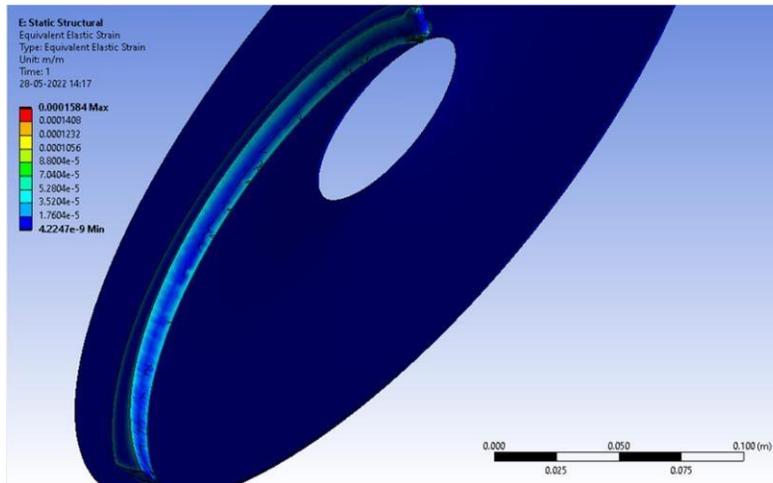


Figure IV.27. Distribution de Déformations dans l'aube

Max	Min	Moyen
1.584e-004 [m/m]	4.2247e-009 [m/m]	2.236e-006 [m/m]

Tableau IV.13. Les Valeurs de déformation dans l'aube

Les zones de déformations sont presque les mêmes aux zones de contraintes équivalente. Concentrée aux points de fixation de l'aube avec le moyeu et le carter.

IV.2.7.3 Le déplacement :

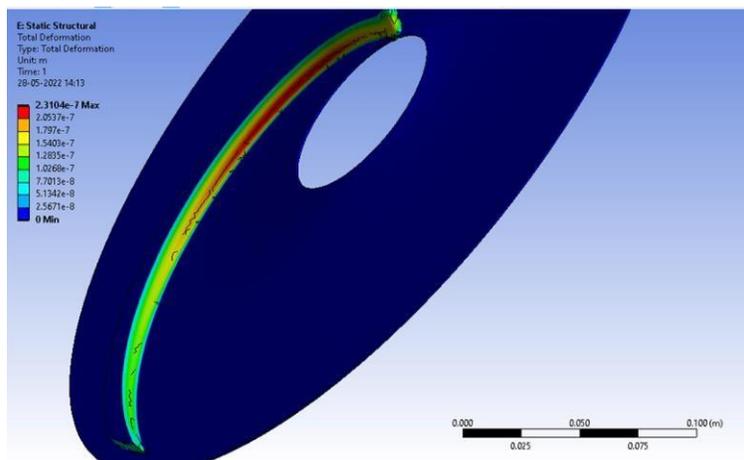


Figure IV.28. Distribution de Déplacements dans l'aube

Max	Min	Moyen
2.3104e-007 [m]	0 [m]	5.7146e-009 [m]

Tableau IV.14. Les Valeurs de déplacement dans l'aube

L'image précédente nous donnent un bon aperçu sur le comportement mécanique de l'aube sous l'influence des charges de fonctionnement. On remarque Le champ de déplacement est maximal sur l'aube à la partie d'entrée de fluide et il concentrée au centre, parce que cette zone est loin des zones de fixation au niveau du moyeu et du carter et c'est la zone ou le fluide commence à s'orientée.

IV.3 Conclusion du chapitre :

Dans ce chapitre nous avons fait une étude sur l'évaluation des champs des vitesse et champs des pressions par ma simulation de l'écoulement du methanol dans notre pompe, et interpréter les résultats dans différentes localisations de notre impulseur, on remarque que les résultats sont proches avec les théories trouvées dans la littérature.

Après on est passé à l'étude de l'influence des charges de pression de fluide et la force centrifuge sur la structure des aubes de impulseur de notre pompe, et d'après les résultats de la simulation numérique et l'analyse de contraintes équivalentes, déplacement et déformation on peut conclure que notre structure et totalement hors danger parce que les contraintes équivalentes calculé sont inferieure a limites élastiques du matériau qui compose l'impulseur de la pompe, malgré que les contraintes et des déformations est plus importante au niveau des bords des aubes.

CHAPITRE V : la maintenance des pompes de reflux X06J/JA

V.1. Introduction :

La maintenance s'applique à tous les domaines d'activité et de production. C'est une nécessité. En effet, elle permet de maintenir un outil de production en fonctionnement ou de le réparer avec un impact économique réduit.

V.2. Définition : selon la norme NF X 60-010).

La maintenance est définie comme « l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé » (définition de la

V.3. Méthode de maintenance :

Les méthodes de maintenance peuvent être classées en trois grandes familles : la maintenance préventive, corrective et d'amélioration.

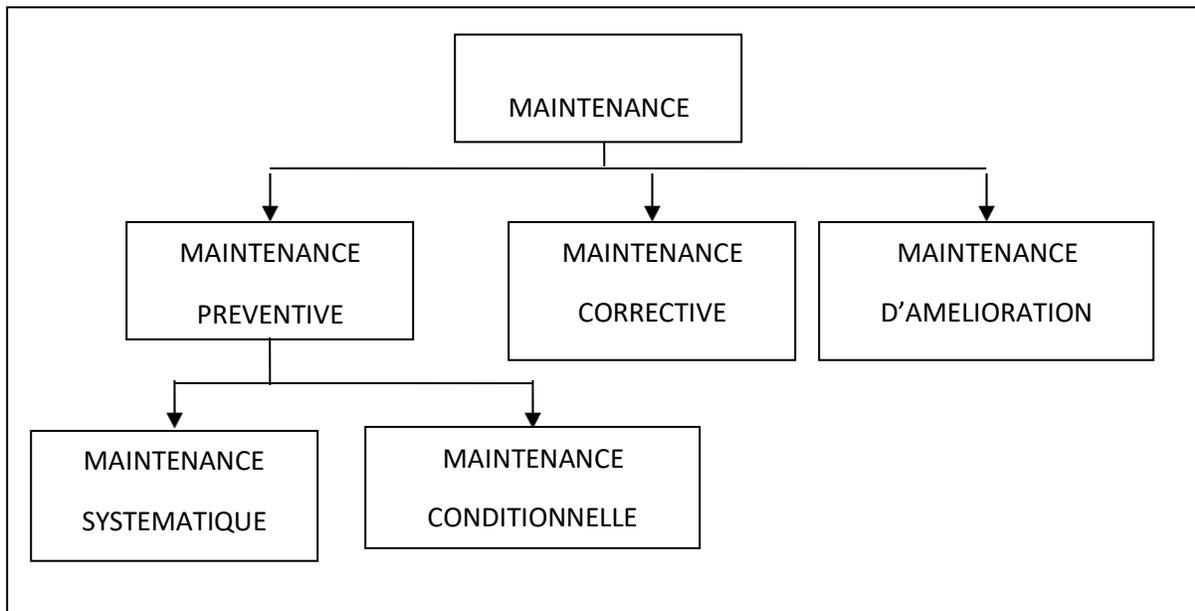


Figure.V.1 : schémas des méthodes de maintenance

V.4. Entretien

Chaque jour le fonctionnement de la pompe doit être vérifié pour éviter des défaillances. En particulier, l'état des garnitures et les températures des paliers doivent être vérifiées. Un changement marqué de la température du palier est l'indice d'une avarie imminente, ou une modification du bruit de la pompe est également le symptôme d'une avarie possible.

Une inspection trimestrielle doit être faite pour la vérification des garnitures mécaniques, le changement d'huile de lubrification et la vérification du débit et de la pression de la pompe.

V.5. Démontage

Le démontage doit être effectué avec soin pour ne pas endommager les pièces internes de la pompe. La procédure de démontage est comme suivie :

1. Débrancher les tuyauteries auxiliaires.
2. Vidanger le corps de palier et retirer le graisseur à niveau constant avec son embout.
3. Retirer l'entretoise d'accouplement.
4. Supporter le corps de palier avec des blocs de bois et retirer les vis qui le fixent au socle.
5. Démontez les écrous fixant la boîte à garniture au corps de pompe. En se servant des vis vérins prévues, extraire du corps de pompe l'ensemble constitué par le palier, la boîte à garniture, les roues et l'arbre. Prendre soin de maintenir parallèlement les faces tant que la boîte à garniture n'est pas complètement dégagée du corps de pompe. L'ensemble peut alors être apporté dans l'endroit le plus convenable pour le démontage ultérieur.
6. Dévisser l'écrou (ou la vis) de blocage de la roue puis retirer la roue.
7. Désassembler le palier de la boîte à garniture et retirer la boîte à garniture.
8. Retirer la chemise d'arbre. La plupart des pièces d'usure sont alors accessibles pour inspection et remplacement. Il s'agit de la roue, des bagues d'usure, de la chemise d'arbre et de la bague de fond.
9. Retirer le déflecteur intérieur.
10. Retirer le manchon d'accouplement en chauffant régulièrement si besoin.
11. Déboulonner et retirer le couvercle du palier de butée.
12. Retirer l'arbre avec les roulements du corps de palier. Si nécessaire, retirer les roulements.

V.6. Inspection, réparation et remontage

Pour faciliter le remontage, toutes les pièces doivent être déposées dans l'ordre où elles sont retirées lors du démontage et protégées contre les contacts métalliques et la corrosion. Avant le remontage certains éléments doivent être inspectés.

V.6.1. Inspection de l'arbre

L'arbre étant posé horizontalement sur deux supports en V placés au-dessous de la place des roulements comme illustré sur la figure ci-dessous, le voilage maximum ne doit pas dépasser 0,05 mm.

La rainure de clavette doit être aussi vérifiée si elle n'est pas faussée, des chocs thermiques ou la corrosion peuvent avoir diminué le serrage de la roue.



Figure.V.2 : Vérification de la droiture d'arbre.

V.6.2. Montage des roulements et de la bague de graissage sur l'arbre

Il est recommandé d'utiliser des roulements neufs car il est généralement difficile de détecter les défauts.

Les roulements jusqu'à un diamètre de 50 mm peuvent habituellement être montés avec des moyens mécaniques, cependant il n'est pas possible de monter les roulements de plus grandes dimensions à froid puisque la force nécessaire augmente avec la taille, par conséquent ces roulements doivent être préchauffés (montage à chaud) utilisant un outil de chauffage par induction.

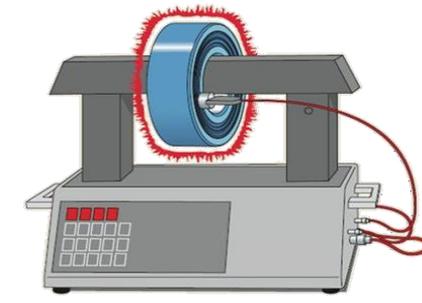


Figure.V.3 : Outil de chauffage par induction.

En remontant les roulements, se rappeler que leur fonctionnement satisfaisant exige que la bague intérieure soit fortement tenue sur l'arbre pour empêcher qu'elle ne tourne.



Figure V.4 : Roulements et bague de graissages montés sur l'arbre.

Avant de procéder à l'étape suivante, il est important de nettoyer et rincer soigneusement et profondément les passages d'huile.

V.6.3. Le montage de l'ensemble arbre-roulements dans le logement :

Ce ne doit pas être forcé afin d'éviter le serrage des bagues extérieures.

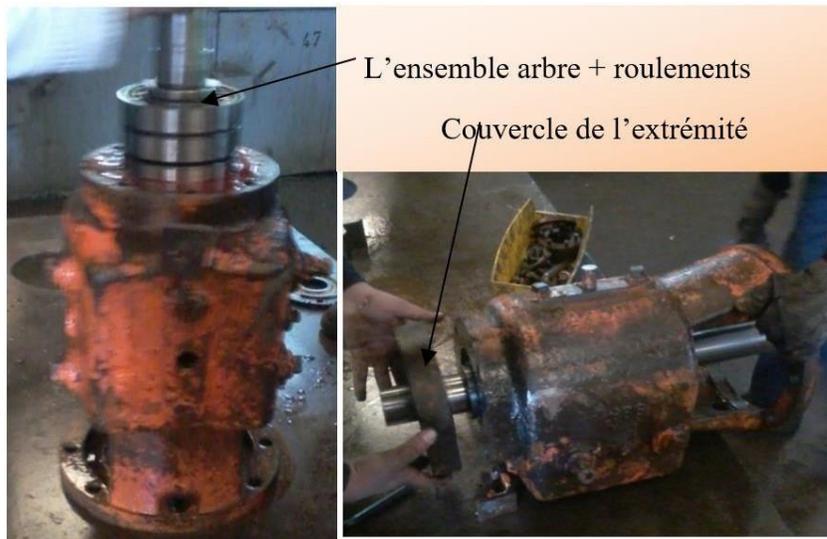


Figure V.5 : Montage de l'ensemble- arbre.

Les roulements sont montés sur l'arbre avec un ajustement serré, les bagues extérieures des roulements de butée sont maintenues dans une chemise ou directement en contact avec le corps de la pompe et se sont retenus par un écrou et une rondelle.

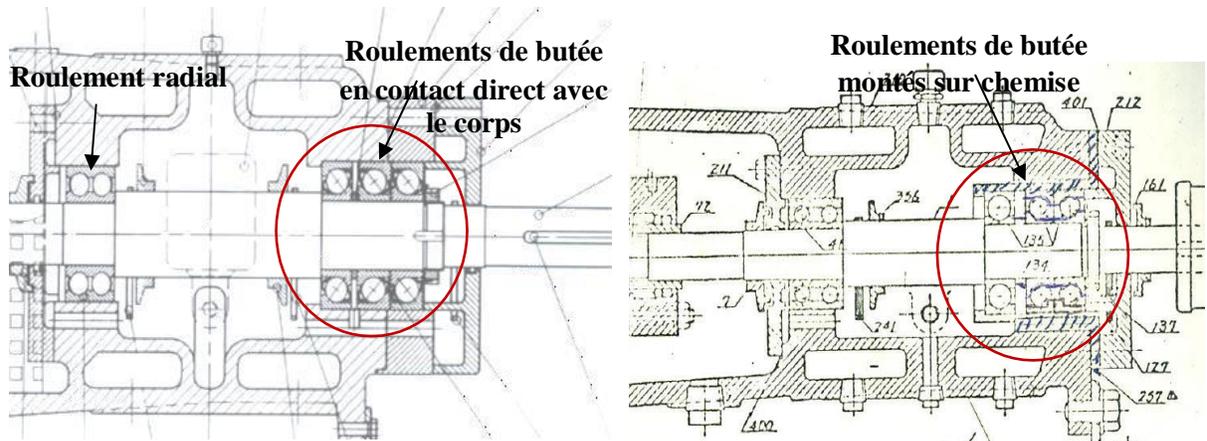


Figure V.6 : Plan de coupe- Logement de roulements.

V.6.4. Mesure du jeu de fonctionnement de la pompe

L'arbre étant en position vertical, la mesure du jeu axial se fait à l'aide d'un comparateur, la valeur doit être entre 0.15 et 0.20 mm (entre 6 et 8 millièmes de pouce)

Si la valeur lue sur le comparateur n'est pas dans l'intervalle, on joue soit sur l'épaisseur du joint de couvercle coté butée, sinon sur l'épaisseur de l'entretoise.



Figure V.7 : Mesure du jeu axial.

V.6.5. Montage de la garniture et du plateau

Si les garnitures sont fuyantes, elles nécessitent un changement. Avant l'installation, il faut vérifier le plan d'ensemble et l'assemblage des garnitures dont le montage des composants se fait avec prudence et par étapes successives tout en respectant les jeux, par exemple les faces d'appui et les joints faut qu'ils soient exempts de bavures.

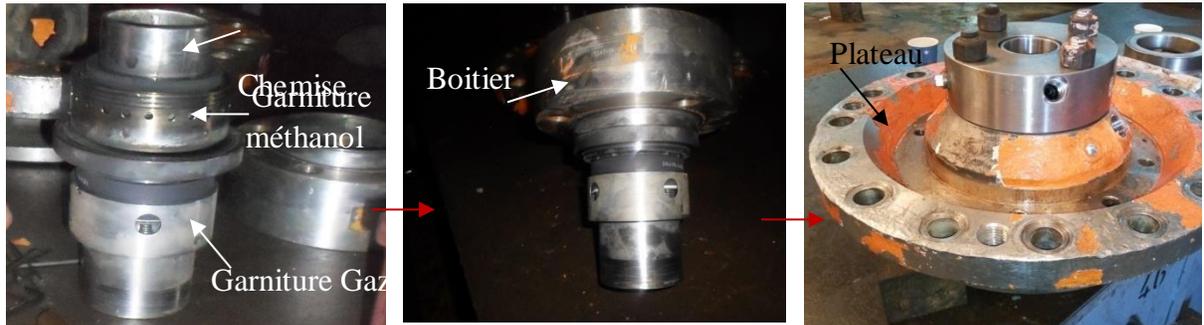


Figure V.8 : Montage des garnitures.

Après le montage des garnitures, le positionnement du plateau se fait suivant un repère indiqué sur le plan d'ensemble (le trou du plateau doit être en parallèle avec le reniflard).



Figure V.9 : Mise en place du plateau de garnitures.

V.6.6. Montage de l'impulseur :

L'impulseur est assemblé à l'arbre par une clavette puis maintenu par un écrou dans les pompes Pacific Hiro, ou par une vis dans les pompes Ingerssol Dresser.

V.6.7. Contrôle de l'alignement

Les travaux sur atelier étant finis, la mise en place de la pompe sur site et sa fixation sera effectuée, l'alignement des moyeux se fait avec une tolérance inférieure à 0.05 mm (0.002 pouces) sur la lecture totale du comparateur.

V.7. Origine des avaries éventuelles

Des ennuis de fonctionnement et leurs causes probables sont les suivants :

V.7.1. Pas de débit

- Vitesse insuffisante.
- Pression de refoulement trop élevée (supérieure à la caractéristique normale de la pompe).
- Canaux de l'impulseur partiellement bouchés.
- Mauvais sens de rotation.

V.7.2. Débit insuffisant

- Entrée d'air dans la tuyauterie d'aspiration.
- Vitesse insuffisante.
- Hauteur différentielle plus grande que prévue.
- Canaux de l'impulseur partiellement bouchés.
- NPSH insuffisant.
- Défauts mécaniques : - Impulseur endommagé - Bagues usées.

V.7.3. Pression de refoulement insuffisante

- Vitesse insuffisante
- Air dans le liquide
- Défauts mécaniques : - Impulseur endommagé
 - Bagues usées.

V.7.4. Surchauffe des roulements

- Excès ou insuffisance de l'huile de lubrification.
- Saleté ou humidité dans l'huile.

- Panne du système de lubrification.
- Roulements trop serrés.
- Mauvais alignement.

V.7.5. Cavitation et bruit

- NPSH disponible insuffisant.
- Présence de l'air ou du gaz dans le liquide à pomper
- Conduite d'aspiration non remplie.

V.7.6. Vibration

- Mauvais alignement.
- Fondation non rigide.
- Balourd provoqué par le bouchage partiel ou la corrosion de l'impulseur
- Défauts mécaniques :
 - l'arbre est tordu (flexion)
 - le rotor ne tourne pas librement
 - les roulements sont usés (desserrés)
- NPSH disponible insuffisant.
- Vibration dans l'équipement d'entraînement.

V.8. Conclusion :

Dans ce chapitre on a commencé par la définition de la maintenance après on a décrit la pompe de reflux X06J/JA de côté de fonctionnements ; leur pièce mécanique et son rôle ainsi que le système de lubrification et le refroidissement en fin on a parlé sur entretien du montage et remontage à partir d'inspection et certains ennuis de fonctionnement et leurs causes probables.

Conclusion générale :

A travers ce travail d'étude de l'interaction fluide structure d'une pompe centrifuge, nous avons réalisé une simulation numérique d'écoulement à l'intérieur d'une pompe centrifuge à 5 aube utilisant logiciel de ANSYS CFX et ANSYS statique structural.

Nous avons commencé par une introduction sur les turbomachines, après on est passé à la formulation mathématique dans lequel on a présenté un bref aperçu des équations générales qui régissent les écoulements internes, en plus de la modélisation de la turbulence et on a cité certaine méthode de résolution, et puis nous avons fait une simulation d'écoulement de méthanol à travers les aubes d'une pompe centrifuge et analyser les résultat de variation des champs des pressions et vitesse , ainsi que les variation des performance de notre pompe a plusieurs vitesse de rotation, et vérifier la tenue mécanique de l'impulseur contre les charge hydraulique et mécaniques auquel il est soumis, dernièrement on est parlé brièvement sur la maintenance réguliers de la pompe et leur problèmes technique communs et ses solutions.

Et d'après l'analyse et l'interprétation des résultats obtenus on peut conclue ces points suivants :

- La pression et la vitesse du fluide augmente progressivement de l'entrée à la sortie à la cause de le Transfer d'énergie mécanique qui fournis par la rotation des aubes a une énergie hydraulique, ce qui est confonde totalement avec les théories de la littérature.
- L'augmentation des vitesses de rotation produit une augmentation des performances de la pompe (puissance, couple, et hauteur manométrique) mais cette vitesse ne doit pas déplacer certaine limite pour éviter la chute de pression a l'aspirations sous la tension de vapeur de liquide véhiculé, qui provoque le phénomène de cavitation.
- Le champ de déplacement est maximal sur l'aube à la partie d'entrée de fluide et il concentrée au centre, Les zones de déformations sont Concentrée aux points de fixation de l'aube avec le moyeu et le carter, et après l'analyse des contraintes équivalentes on déduire que la pompe est totalement protégée dans ce régime de fonctionnement et qu'Il Ya pas de risque de rupture, car Les contraintes maximums appliquées à la structure du L'impulseur sont inferieure à la limite élastique de matériau.

Références bibliographique

[1] : Xavier Ottavy_ Cours de turbomachine – (CNRS – Laboratoire de Mécanique des Fluides et d’Acoustique UMR 5509 - ECL) à l’École Centrale de Lyon

[2] : olivier pantale _cours (machines mécaniques et turbomachines) _ecole national d’ingénieurs de Tarbes année universitaire 2007 /2008

[3]: fichier pdf _histoire de la technologie des pompes :volet1_la distribution

[4] :Rabeh haouni ;2009 turbomachines hydrauliques et thermiques Edition Essabil

[5] : fichier pdf _les pompes hydrolique dossier élaboré par JC Debatty sur la base de document Etai

[6] : □ 2005 ENSPM Formation Industrie - IFP Training TECHNOLOGIE ET FONCTIONNEMENT DES POMPES CENTRIFUGES

[7] : Formation TOTAL ; maintenance mécanique les pompes

[8]: M. ASAJE, METHOLOGIE ET OPTIMISATION DANS LA CONCEPTION ET L’ANALYSE

DES PERFORMANCES DES TURBOMACHINES A FLUIDE INCOMPRESSIBLE, thèse dedoctorat, école nationale supérieure d’art et métiers, de Paris, 201

[9]: fichier pdf (DEBEM INDUSTRIAL PUMP)

[10]:Site: <http://genie.industriel.iaa.free.fr> Cours de Richard MATHIEU 1 (cours des pompes)

[11] A. BENSLIMANE, INTRADUCTION A LA MÉCANIQUE DES FLUIDES, document polycopié, université A. MIRA, Bejaia, 2017.

[12] M. Moustafa, SIMULATION DE L’ECOULEMENT DE L’AIR DANS LA ROUE D’UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE, mémoire de magister en génie mécanique, option simulation Mécanique, université Hassiba Ben Bouali de Chlef, 2011.

[13]: **Miguel asuaje.**, 2003. Methodology and optimisation in the design and analysis of turbomachinery performance with incompressible fluid. Doctorate thesis: ENSAM-Paris.

[14]: GRUNDFOS, RESEARCH AND TECHNOLOGY THE CENTRUFUGAL PUMP, livre.

[15] : MESSAOUD Zahi. SIMULATION NUMERIQUE DE L’ECOULEMENT INTERNEDANS UNE POMPE CENTRIFUGE AVEC LE CFX, Mémoire De Magister, Université HassibaBenbouali de Chlef ,2008.

Annexe :

F WILKINS LIMITED
Division of Purpan Incorporated

CENTRIFUGAL PUMP DATA SHEET

JOB NO. 5300-10 ITEM NO. 106JTA THRU 606J7

PURCHASE ORDER NO. _____

REQUISITION NO. 5300-10-J31-111

BY R. NIESLANIK PAGE 1 of 7

DATE 2-24-77 REVISION 4-20-78

FOR SONATRACH SITE ARZEW ALGERIA

UNIT LANG 2 SERVICE SCRIB TOWER REFLEX PUMP

NO. PUMPS REQ'D 12 NO. MOTORS REQ'D 12 ITEM NO. 106JTA THRU 606J7 BY VENDOR

PUMP MFR SHIN NIPPON MACHINERY SIZE AND TYPE 3LX SVC-H SERIAL NO. PH-19502-19513

NOTE: INDICATES INFORMATION TO BE COMPLETED BY PURCHASER;

BY MANUFACTURER

NO. TURBINES REQ'D _____ ITEM NO. _____

OPERATING CONDITIONS, EACH PUMP

LIQUID HYDROCARBON PRESSURE _____ BAR EFF _____ PSIG

Suct. Norm./Rated 38.4 55.3

Discharge 44.0 63.8

Diff. 5.9 8.5

Diff. Head 157.5 M 517 FT

Flow Norm. 50.4 m³/HR 222 GPM

Flow Rated 104.5 m³/HR 460 GPM

NPSHA 100.0 FEET 30.5 M / 10 FT

TEMP. 71.8°C (-97°F)

SPEC. OF FT 2.38 (SEE NOTE)

VAP. PRESS SEE NOTE 1 Pg 2

VIS. OF FT 0.045 TO 0.0722 CG

WTD. POWER 17 kW / 23.8 HP

PERFORMANCE	
PROPOSAL CURVE NO. <u>36.6-85</u>	
RPM <u>2960</u> NPSH (WATER) <u>3.0 M / 9.84</u>	
EFF. <u>49%</u> BHP RATED <u>35</u> <u>KW / 46.5</u>	
MAX. BHP RATED IMP <u>45</u> <u>KW / 60.1</u>	
MAX. HEAD RATED IMP <u>173 M / 567 F</u>	
MIN. CONTINUOUS FLOW <u>35.7 m³ / hr / 157 GPM</u>	
ROTATION (VIEWED FROM CP1G END) <u>C.C.W.</u>	

EN 20 0019 709 1 (1-7)