

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : INSTALLATIONS ENERGÉTIQUES ET TURBOMACHINES

PAR :

BENHADJ ZOUBIR

BOUTAGHANE MEHENI

Thème

Etude du circuit vapeur de la centrale électrique en
cogénération CEVITAL Béjaia

Soutenu le 26/06/2018 devant le jury composé de:

Mr. ALI AGHA

Président

Mr. DJERRADA .A

Rapporteur

Mr. MENDIL

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2017-2018

Remerciement

Tout d'abord,

Nous remercions Dieu tout puissant de nous avoir donné le courage et la patience durant toute la période consacrée à la réalisation de ce travail.

Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à notre promoteur Mr. Djerrada. A pour avoir accepté de diriger notre travail, pour son soutien, et sa disponibilité, et la confiance qu'il a su nous témoigner.

Nous remercions Mr. H.ALLOUI pour son encadrement indulgent et sa disponibilité durant toute la période du stage.

Nous remercions les membres du jury, qui nous ont fait l'honneur de participer dans l'évaluation de ce travail et dont les remarques vont certainement permettre de consolider ce travail.

A nos très chères familles

Nos remerciements vont également à tous nos enseignants du département de Génie Mécanique pour leurs conseils et leur compréhension.

Que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail trouvent ici l'expression de notre sincère gratitude.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

*A mes parents qui m'ont aidé et soutenu tout au long de ma
vie, que Dieu les bénisses. A mes frères et sœurs : Yassina, Mazigh, Nadir,
Chrifa et Lina. qui m'on toujours
soutenu.*

*A mon meilleur ami Nadjim et ma petite Warda qui ont toujours été là à mes
côtés, m'a énormément
encouragé.*

Tous mes oncles et tantes précisément mon oncle Nabile et ma tante Souhila.

*A tous mes amis, et à toute personne ayant contribué de près
ou de loin à l'élaboration de ce travail.*

Z. Benhadj

Dédicaces

Je dédie ce

Modeste travail à :

*Mes très chers parents que j'aime beaucoup et pour
Leurs sacrifices et soutiens tout au long de ma vie et
Auxquels je ne rendrai jamais assez « Que Dieu les protège »*

Ma grande mère « Que Dieu la protège »

Mon frère Djamal et mes sœurs Baya, Lamia et

Thiziri.

Mes cousins, mes oncles, mes tantes, mes cousines ainsi que

Toutes leurs familles.

A tous mes amis (es) et proches :

*En témoignage de mes sentiments les meilleurs, qu'ils
Trouvent dans ce travail les expressions de mon dévouement et*

Mon attachement infini.

Tous ceux qui me connaissent de loin ou de pré et je

N'ai pas pu citer.

Toute la promotion de l'installation énergétique et turbomachine 2017-2018

M. Boutaghane

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Présentation de Cevital

Introduction générale

Chapitre I : Généralités.

I.1. Introduction	11
I.2. Circuit vapeur	11
I.2.1. Description du circuit vapeur	11
I.3. La station de traitement d'eau	12
I.4. La bêche alimentaire	12
I.5. Pompes	12
I.5.1. Définition.....	12
I.5.2. Les types de pompes.....	12
I.6. Les chaudières	15
I.6.1. Classification des chaudières.....	15
I.6.2. Comparaison des performances.....	17
I.7. Turbine à vapeur	17
I.7.1. Différents type de turbines à vapeur.....	18
I.8. Conclusion.....	19

Chapitre II : Etude thermodynamique de la vapeur d'eau

II.1. Introduction.....	21
II.2. Caractéristiques de la vapeur d'eau	21
II.2.1. Différents états de la vapeur d'eau.....	21
II.2.2. Pression de vapeur saturée de l'eau	22
II.2.3. La masse volumique de la vapeur d'eau	23
II.2.4. Le volume massique de la vapeur d'eau	23
II.2.5. La définition de titre de vapeur	24
II.3. Notion de chaleur.....	24
II.3.1. La chaleur sensible	24
II.3.2. Chaleur latente de vaporisation.....	25
II.4. Transformations et diagrammes thermodynamiques	25

II.4.1. Diagramme de Clapeyron	25
II.4.2. Diagramme entropie (T-S) :	26
<u>Chapitre III : calcul des pertes de charge</u>	
III.1. Introduction	29
III.2. Généralités	29
III.2.1. Conduites	29
III.2.2. Vitesse d'écoulement	29
III.2.3. Régime d'écoulement	29
III.2.4. Nombre de Reynolds	30
III.2.5. Viscosité	30
III.2.6. Rugosité	31
III.2.7. Pertes de charge linéaires	31
III.2.8. Diagramme de Moody	33
III.2.9. Pertes de charge singulières	33
III.3. Calcul des pertes de charge	36
III.3.1. Objectif	36
III.3.2. Calcul des pertes de charge partie eau liquide ligne A11 (bâche entrée pompe).	37
III.3.3. Calcul des pertes de charge A20 à la sortie de la pompe-collecteur d'eau.....	39
III.3.4. Calcul des pertes de charge à la ligne A26 collecteur d'eau	40
III.3.5. Calcul des pertes de charge à la ligne A07 sortie collecteur d'eau – économiseur	41
III.3.5. Calcul des pertes de charge à la ligne A08 (Economiseur - ballon).....	42
III.3.6. Calcul des pertes de charge partie eau vapeur à la ligne B13 (ballon - SBT).	43
III.3.8. Calcul des pertes de charge dans la ligne B14-DN250 SHT-collecteur de vapeur.	46
III.3.9. Calcul des pertes de charge dans la ligne B14-DN400 (Collecteur de vapeur-Turbine à vapeur).....	47
III.3.10. Récapitulation de toutes les pertes charges de l'installation.	48
III.3.11. Comparaison les pertes de charge entre la partie eau liquide et eau vapeur.	50
III.3.12. Les pertes de charge des accessoires de la chaudière :	50
III.4. Conclusion.....	50
<u>Chapitre IV : Etude thermodynamique de la turbine a vapeur</u>	
IV.1. Introduction	52
IV.2. Triangle des vitesses.....	52
IV.3. Expression du travail technique	53

IV.4. Equations fondamentales des systèmes ouverts en régime permanent	54
IV.5. Application aux canaux fixe et mobile de la machine	56
IV.6. Etudes d'une turbine monocellulaire à action	58
IV.6.1. Description et fonctionnement d'une turbine à action	58
IV.6.2. Etude sans frottement. Règle de ξ	58
IV.6.3. Etude avec frottement	62
IV.6.4. Dimensionnement de la cellule	65
IV.6.5. Représentation de la détente sur les diagrammes thermodynamique	67
IV.7. Partie calcul	68
IV.7.1. Objectif	68
IV.7.2. Dimensionnement du premier étage	69
IV.7.3. Dimensionnement du deuxième étage	74
IV.7.4. Dimensionnement du troisième étage	77
IV.7.5. Dimensionnement du quatrième étage	80
IV.7.6. Dimensionnement du cinquième étage	83
IV.8. Conclusion	87

Conclusion générale

Références bibliographie

Annexes

Liste des figures

Chapitre I

Figure (I.1): Schéma d'une centrale de cogénération 11

Figure (I.2) : Schéma d'une pompe volumétrique à piston. 13

Figure (I.3): Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale. 14

Figure (I.4): Classification des pompes. 14

Figure (I.5) : Chaudière à tube d'eau 15

Figure (I.6): Chaudière à tube de fumée 16

Figure (I.7): Schéma d'une turbine à vapeur..... 18

Figure (I.8) : Différents types de turbines à vapeur 19

Chapitre II

Figure (II.1) : Courbe de la pression et de la température de saturation pour l'eau 22

Figure (II.2) : Diagramme P-v relative à l'eau..... 26

Figure (II.3) : Diagramme T-S relative à l'eau 27

Chapitre III

Figure (III.1) : Abaque de Moody pour la détermination de coefficient de perte de charge λ 33

Figure (III.2) : Variation de coefficient ζ dans un divergent en fonction de l'angle θ 34

Figure (III.3) : Variation de coefficient ζ dans un convergent en fonction de l'angle θ 34

Figure (III.4) : Variation de ζ en fonction de r/D dans un coude arrondi et en fonction de α dans un coude à angle vif [14] 35

Figure (III.5) : Té avec réunion ou séparation des débits de diamètre différent que la conduite rectiligne 35

Figure (III.6) : Té avec réunion ou séparation des débits de même diamètre que la conduite rectiligne. 35

Figure (III.7) : a) entrée de la conduite, b) sortie de la conduite 36

Figure (III.8) : Schéma descriptif de l'installation..... 37

Figure (III.9) : Représentation des pertes de charge du circuit eau liquide 48

Figure (III.10) : Représentation des pertes de charge du circuit eau vapeur 49

Chapitre IV

Figure (IV.1) : Composition des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue d'une turbine 52

Figure (IV.2) : Turbine à action multicellulaire	58
Figure (IV.3) : Convention d'orientation de l'angle β	59
Figure (IV.4) : Aubages à profil symétrique	60
Figure (IV.5) : Courbe de rendement aérodynamique en fonction de ξ (fonction sans frottement)	62
Figure (IV.6) : Courbe de rendement aérodynamique en fonction de ξ (fonctionnement avec frottement)	64
Figure (IV.7) : Triangle des vitesses.....	65
Figure (IV.8) : La détente dans le distributeur	66
Figure (IV.9) : Représentation graphique de la perte dans la roue mobile	67
Figure (IV.10) : Détente d'un étage dans une turbine multicellulaire à action.	68
Figure (IV.11) : Représentation graphique de la détente dans une turbine multicellulaire à action.....	69
Figure (IV.12) : Représentation graphique de la chute disponible dans le premier étage	70
Figure (IV.13) : Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue dans le premier étage ..	71
Figure (IV.14) : Représentation graphique pour les pertes π_a et π_d	73
Figure (IV.15) : Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue dans le deuxième étage	75
Figure (IV.16) : Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue dans le troisième étage	78
Figure (IV.17) : Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue dans le quatrième étage	81
Figure (IV.18) : Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue dans le cinquième étage	83

Liste des tableaux

Chapitre I

Tableau (I-1): Performances des deux types de chaudières 17

Chapitre II

Tableau (II-1) : Diagrammes thermodynamique le plus fréquemment utilisés..... 25

Chapitre III

Tableau (III.1) : Valeur de la rugosité en fonction de la nature et de l'état du matériau.....31

Tableau (III.2) : coefficient de perte de charge dans un Té (cas b) 36

Tableau(III.3) : coefficient de perte de charge dans un Té (cas a) 36

Tableau (III.4) : Données de la ligne A11 37

Tableau (III.5) : détermination de coefficient de perte de charge λ 38

Tableau (III.6) : Les singularités de la ligne A11 38

Tableau (III.7) : Données de la ligne A20 39

Tableau (III.8) : Les singularités de ligne A20..... 40

Tableau (III.9) : Données de la ligne A26 40

Tableau (III.10) : les singularités de la ligne A26 41

Tableau (III.11): Données de la ligne A07 41

Tableau (III.12) : les singularités de la ligne A07 42

Tableau (III.13) : Données de la ligne A08 42

Tableau (III.14) : les singularités de la ligne A08 43

Tableau (III.15) : Données de la ligne B13 43

Tableau (III.16) : les singularités de la ligne B13 44

Tableau (III.17) : Données de la ligne B16 45

Tableau (III.18) : les singularités de la ligne B16 45

Tableau (III.19) : les données de la ligne B14-DN250 46

Tableau (III.20) : les singularités de la ligne B14-DN250 47

Tableau (III.21) : Données de la ligne B14-DN400 47

Tableau (III.22) : récapitulatif des pertes de charge d'eau liquide 48

Tableau (III.23) : récapitulatif des pertes de charge de circuit eau vapeur 49

Tableau (III.24) : données de pertes de charge dans les accessoires 51

Chapitre IV

Tableau (IV.1) : Données de la turbine à vapeur.....	68
Tableau (IV.2) : Donnée de premier étage	69
Tableau (IV.3) : Donnée du deuxième étage	74
Tableau (IV.4) : Donnée du troisième étage	77
Tableau (IV.5) : Donnée du quatrième étage	80
Tableau (IV.6) : Donnée du cinquième étage.....	83
Tableau (IV.7) : Récapitulation des éléments de triangle des vitesses.....	86
Tableau (IV.8) : Récapitulation des paramètres thermodynamique	86

Les principales notations

Symbole	Désignation	Unités
α	Angle d'injection dans le distributeur	Rad
β	Angle d'injection dans la roue mobile	Rad
ε	Rugosité absolue	m
ζ	Coefficient de perte de charge singulière	/
η	Rendement	/
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	/
μ	Viscosité dynamique	kg/m.s
ν	Viscosité cinématique	m ² /s
ξ	Coefficient sans dimension	/
π	Perte d'énergie cinétique	kJ/kg
ρ	Masse volumique	kg/m ³
τ	Travail massique	kJ/kg
ψ	Coefficient de ralentissement lié au rotor	/
ω	Vitesse angulaire	Rad/s
φ	Coefficient de ralentissement lié au stator	/
c	Vitesse absolue	m/s
D	Diamètre de la conduite	m
H_{lv}	Chaleur latente	kJ/kg
h	Enthalpie massique	kJ/kg
I	Nombre d'étage	/
L	Longueur de la conduite	m
M	Masse	kg
m	Coefficient de récupération de l'énergie cinétique	
P	Pression	Pa
P_{ui}	Puissance	W
Q	Chaleur sensible	kJ/kg
Q_v	Débit volumique	m ³ /s
q_m	Débit massique	kg/s
q_s	chute disponible d'enthalpie	kJ/kg
R_e	Nombre de Reynolds	/
S	Entropie massique	kJ/kg.K
T	Température	K
V	Vitesse de l'écoulement	m/s
ν	Volume massique	m ³ /kg
x	Titre relatif à la vapeur d'eau	
ΔP_L	Perte de charge linéaire	Pa
ΔP_S	Perte de charge singulière	Pa
Δh_s	chute théorique d'enthalpie	kJ/kg

Liste des indices

l : Liquide

v : vapeur

s : Saturation

c : Critique

L : Linéaire

S : Singulière

aces : Accessoires

1, 2,3... : Etats thermodynamique

th : Théorique

t : Total

max : Maximum

i : Numéro de l'étage

d : Distributeur

a : Aube mobile

gl : Global

*PRÉSENTATION GÉNÉRALE DU COMPLEXE
CEVITAL*

1 Historique

CEVITAL est parmi les entreprises algériennes qui ont vu le jour dès l'entrée de notre pays en économie de marché. Elle a été créée par des fonds privés en 1998. Son complexe de production se situe dans le port de Béjaia et s'étend sur une superficie de 45000 m².

Le complexe contribue au développement de l'industrie agroalimentaire nationale, il vise à satisfaire les besoins du marché national et exporter le surplus, en offrant une large gamme de produits de qualité.

Les nouvelles données économiques nationales dans le marché de l'agroalimentaire, font que les meilleurs sont ceux qui maîtrisent d'une façon efficace et optimale les coûts, les charges et ceux qui offrent le meilleur rapport qualité/prix. Ceci est nécessaire pour s'imposer sur le marché que CEVITAL négocie avec les grandes sociétés commerciales internationales, ces produits se vendent dans différentes villes africaines (Lagos, Niamey, Bamako, Tunis, Tripoli...).

2 Situation géographique

CEVITAL est implanté au niveau du nouveau quai du port de Bejaia à 3 Km du sud-ouest de cette ville, à proximité de la RN 26. Cette situation géographique de l'entreprise lui a beaucoup profité étant donné qu'elle lui confère l'avantage de proximité économique. En effet elle se trouve proche du port et l'aéroport, et il s'étend sur une superficie de 14 hectares

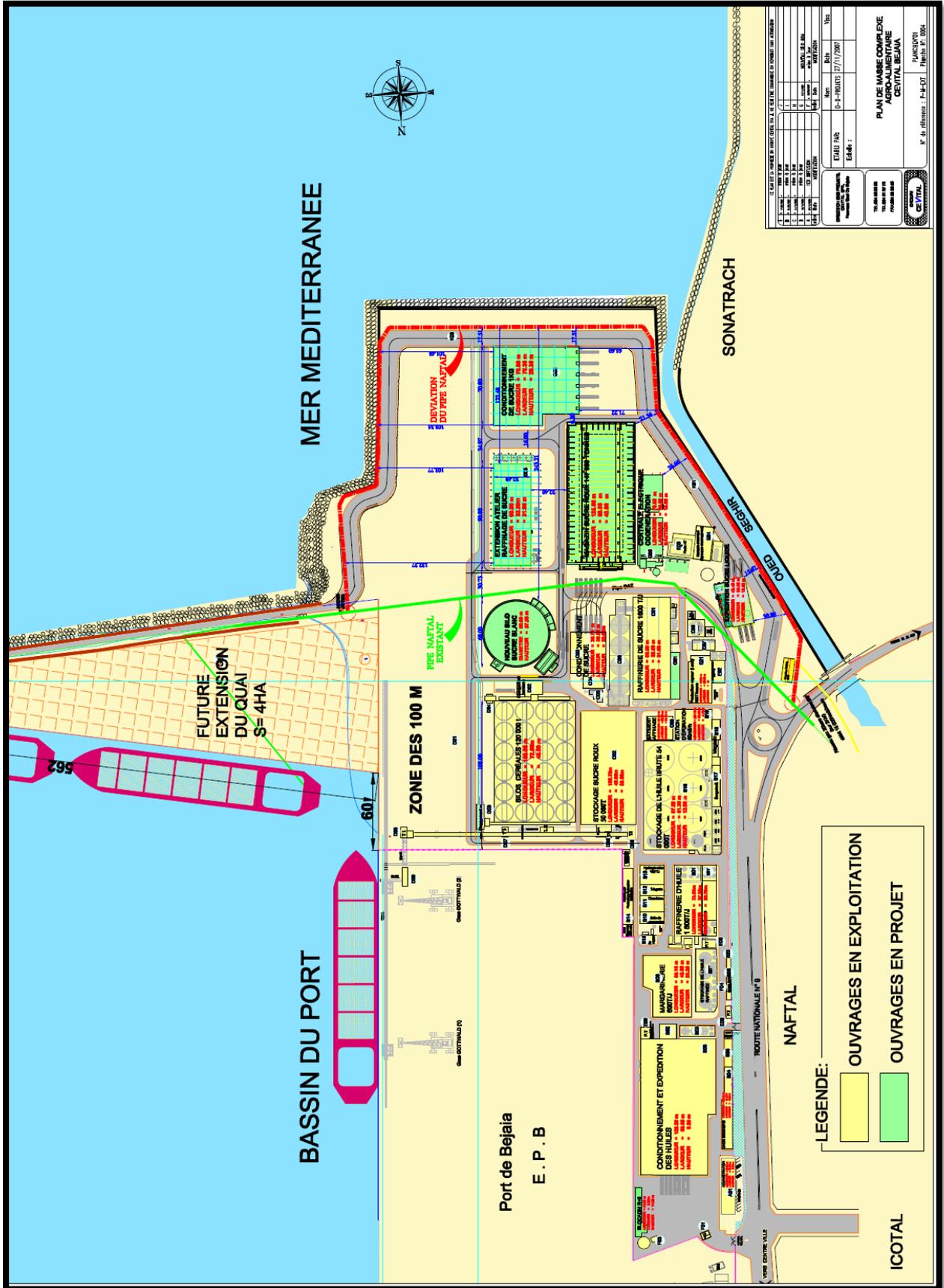


Figure (1) : Localisation géographique du complexe CEVITAL

3 Activités de CEVITAL

Lancé en Mai 1998, le complexe CEVITAL a débuté son activité par le conditionnement d'huile en Décembre 1998.

En Février 1999, les travaux de génie civil de la raffinerie ont débuté, cette dernière est devenue fonctionnelle en Août 1999. L'ensemble des activités de CEVITAL est concentré sur la production et la commercialisation des huiles végétales, de margarine et de sucre et se présente comme suit :

- Raffinage des huiles (1800 tonnes/jour) ;
- Conditionnement d'huile (1400 tonnes/heure) ;
- Production de margarine (600 tonnes/jour) ;
- Fabrication d'emballage (PET). Poly-Ethylène-Téréphtalate (9600 unités/heure) ;
- Raffinage du sucre (2000 tonnes/jour) ;
- Raffinage du sucre (3000 tonnes/jour) ;
- Stockage des céréales (120000 tonnes) ;
- Minoterie et savonnerie en cours d'étude ;
- Cogénération production de l'énergie électrique avec une puissance théorique de 50 MW.

4. Missions et objectifs et valeur de l'entreprise

4.1. Valeur de l'entreprise

- Ecoute et Respect ;
- Intégrité et Transparence ;
- Solidarité et Esprit d'équipe ;
- Initiative et persévérance ;
- Courage et Engagement de performance.

4.2. Missions et objectifs

L'entreprise a pour mission principale de développer la production et d'assurer la qualité et le conditionnement des huiles, des margarines et du sucre à des prix nettement plus compétitifs et cela dans le but de satisfaire le client et le fidéliser.

Les objectifs visés par CEVITAL peuvent se présenter comme suit :

- L'extension de ses produits sur tout le territoire national ;
- L'importation de graines oléagineuses pour l'extraction directe des huiles brutes ;
- L'optimisation de ses offres d'emploi sur le marché du travail ;
- L'encouragement des agriculteurs par des aides financières pour la production locale de graines oléagineuses ;
- La modernisation de ses installations en termes de machine et technique pour augmenter le volume de sa production ;
- Le positionnement de ces produits sur le marché étranger par leurs exportations.

5. Différents organes constituant le complexe CEVITAL

L'organigramme suivant donne une vue globale sur différents organes constituant le complexe CEVITAL.

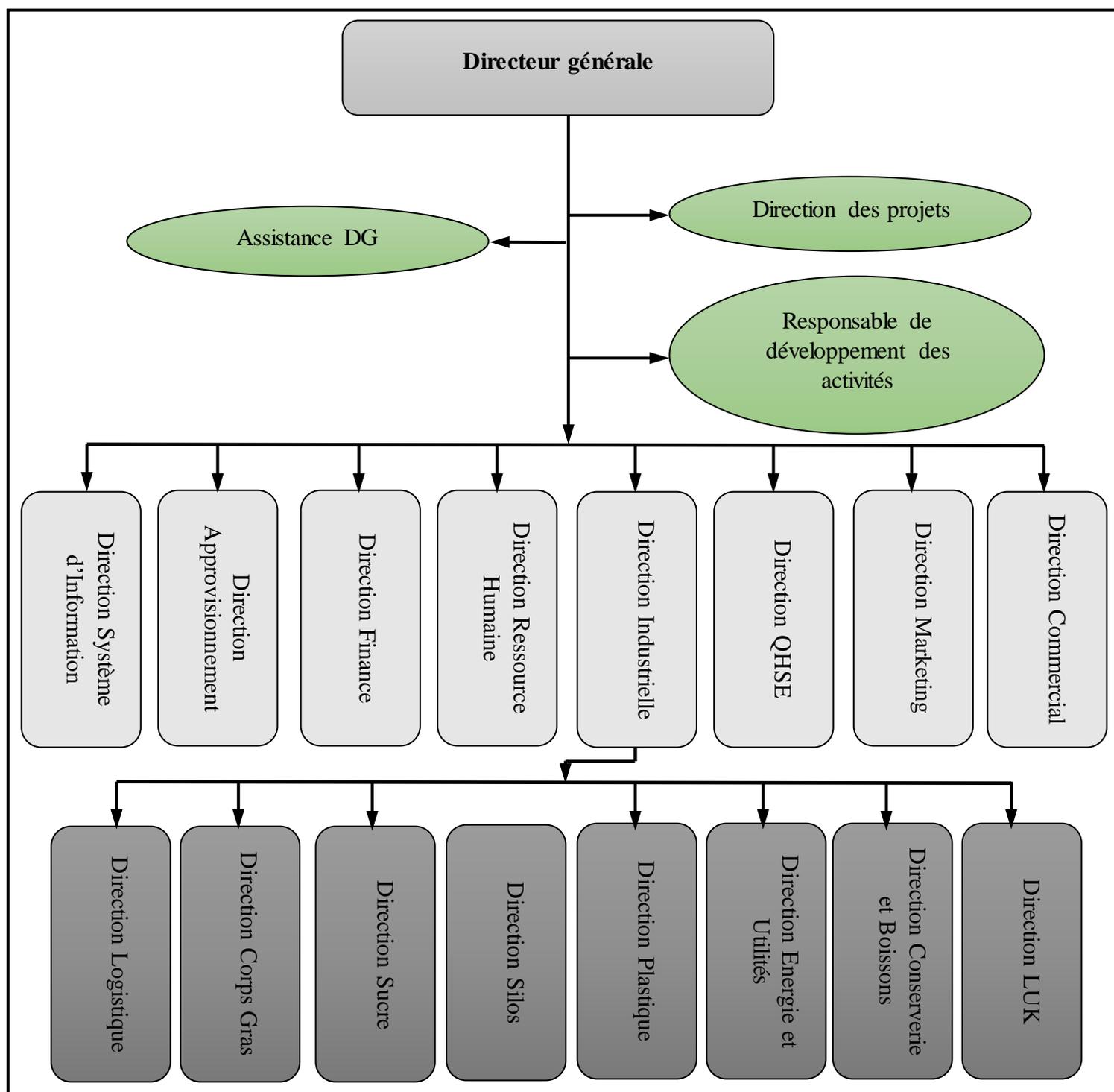


Figure (2) : Organigramme des organes du complexe CEVITAL

6. La direction énergie et utilités

La direction Energie est constituée de deux départements qui sont :

- Département énergie (production, maintenance et distribution de l'énergie électrique) : On distingue :
 - ✓ Le poste 60kV ;
 - ✓ Le poste 30kV ;
 - ✓ La cogénération.
- Département chaufferie (production et distribution de la vapeur)

Les différents départements de la direction énergie sont représentés dans l'organigramme suivant,

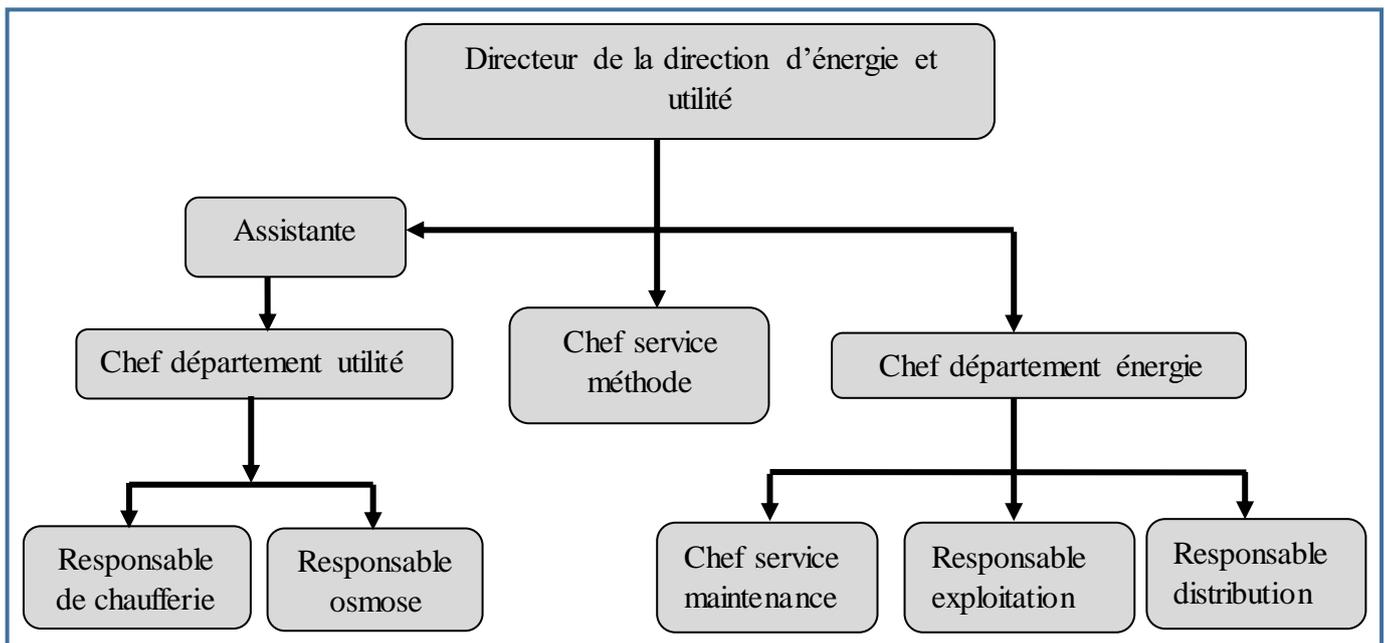


Figure (3) : Organigramme de la direction énergie

7. Définition de la cogénération

C'est la production simultanée de chaleur et d'électricité à partir d'une seule source d'énergie primaire en utilisant les mêmes équipements [1]

L'idée de cogénération se base sur le fait que la production de l'électricité dégage une grande quantité de chaleur, généralement dissipée dans l'environnement. En réponse à une demande thermique elle propose d'utiliser le cycle de génération électrique comme source thermique.

Les techniques de cogénération consistent à récupérer et à valoriser le plus possible cette énergie thermique. L'énergie électrique de la cogénération est soit autoconsommée, ou bien réinjectée sur le réseau électrique public. L'énergie thermique sert le plus souvent au chauffage des bâtiments et/ou à la production d'eau chaude sanitaire ou à des procédés industriels

La cogénération conduit donc à :

- Une production d'électricité dans les centrales thermique ou nucléaires.
- Une production de la chaleur qui doit être consommée (le plus souvent, site industriel ou réseau de chaleur adapté).

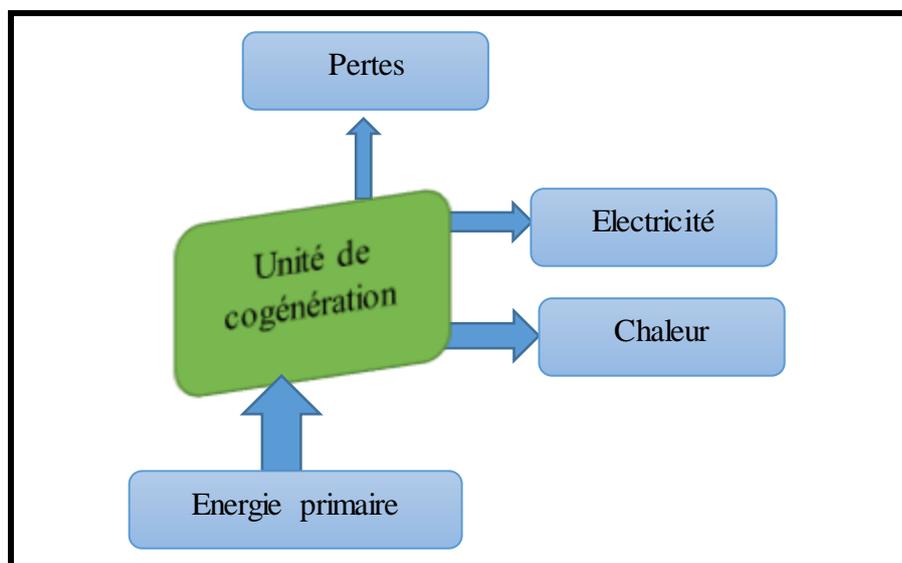


Figure (4): Principe de la cogénération

7.1. Description de la cogénération de CEVITAL

La centrale électrique en cogénération de CEVITAL, fournit de la chaleur pour les différents processus des unités du complexe, et l'électricité étant un produit qui sert à l'alimentation de ce dernier, l'excès sera vendu à SONALGAZ. Le réseau de chauffage est un circuit de vapeur à basse pression dont la température est comprise 150°C et 200°C. La vapeur parte de la centrale à sa température maximale, puis elle parcourt les raffineries de sucre, d'huile et les sous-stations. Enfin elle revient à la centrale à une température minimale.

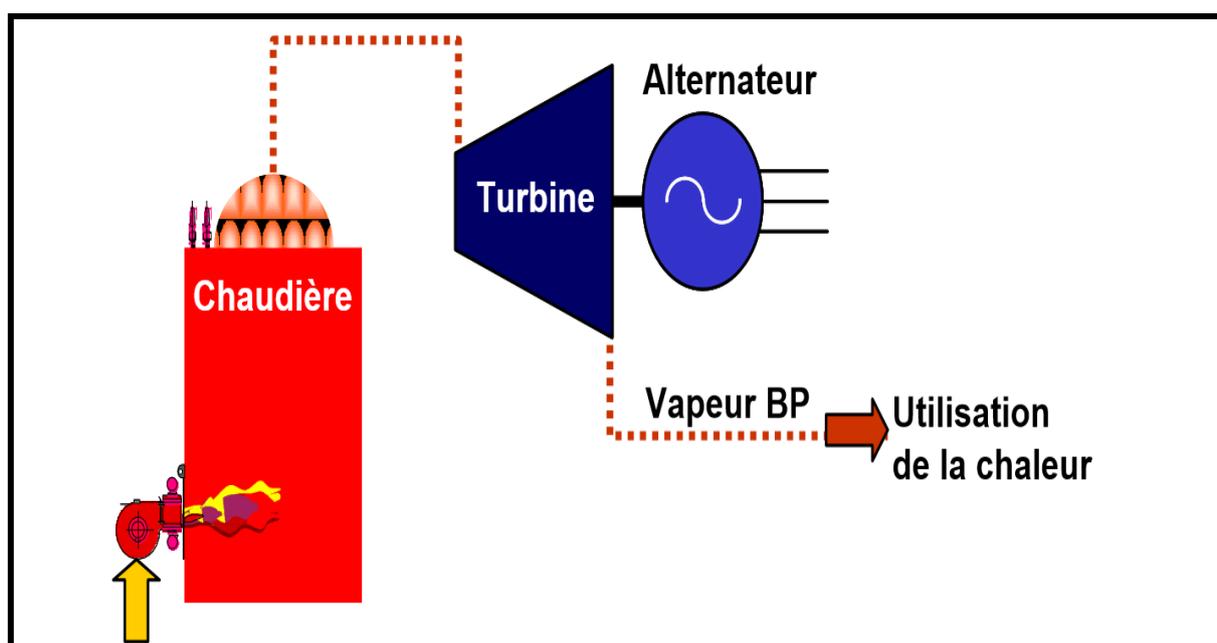


Figure (5) : Description de la cogénération de CEVITAL

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

Les besoins humains de base pourront être satisfaits par des croissances industrielles, qui dépendent en grande partie de l'approvisionnement en énergie.

L'utilisation de la vapeur d'eau est un facteur qui joue un rôle primordial dans presque chaque industrie, c'est autour de ça qu'apparaît l'indispensabilité des générateurs et des chaudières pour actionner et perfectionner la production des usines.

De nombreuses industries utilisent des turbines à vapeur pour produire de l'électricité ou pour entraîner des équipements, tel que le compresseur, ventilateur, pompes.

Notre travail est subdivisé en quatre chapitres, le premier chapitre consiste à donner une représentation générale du complexe Cevital, suivi d'une description de la centrale de cogénération et ses différents équipements.

Le second chapitre englobe les principales notions thermodynamiques sur la vapeur d'eau en tenant compte à ses caractéristiques variées.

Le troisième chapitre sera consacré aux pertes de charge, engendrées par un réseau de tuyauterie (tuyauterie, organes de régulations, coude...) dans lequel se déplace un fluide. On donne les différentes formules de calculs qui correspondent à chaque cas d'écoulement. A cette base nous aborderons la partie des calculs hydrauliques où il sera question de faire les calculs de pertes de charge de l'installation.

Dans le quatrième chapitre, nous allons d'abord présenter les notions fondamentales en relations avec les turbomachines puis l'étude thermodynamique de la turbine à vapeur à action.

Nous terminerons ce travail par une conclusion générale, qui passera en revue tout ce qui a été abordé dans ce mémoire.

CHAPITRE I
GÉNÉRALITÉS

I.1. Introduction

La vapeur d'eau a joué un rôle essentiel durant la révolution industrielle, elle est produite par évaporation ou sublimation à partir de la phase liquide ou solide. Dans le sens physique la vapeur d'eau est de l'eau sous forme de gaz. Elle est employée dans un grand nombre de domaines de la production industrielle, comme dans notre cas la vapeur d'eau c'est le fluide moteur de la centrale thermique.

I.2. Circuit vapeur

I.2.1. Description du circuit vapeur

L'eau brute d'arrivée doit être traitée pour éviter les impuretés et la corrosion du réseau. L'eau ultra pure est introduite dans la bache alimentaire, où elle se mélange avec les condensats qui reviennent sur le réseau de retour.

Après le préchauffage pour éviter les chocs thermiques, l'eau ultra pure est mise sous pression par des pompes puis dirigée vers la chaudière, où elle est vaporisée puis surchauffée, cette dernière sera transportée sous haute pression et température vers une turbine, où l'énergie thermique se transforme en énergie mécanique, celle-ci sera par la suite transformée à son tour en énergie électrique à partir d'un alternateur.

La vapeur détendue à la sortie de la turbine se dirige vers les différents processus de raffinage et de production.

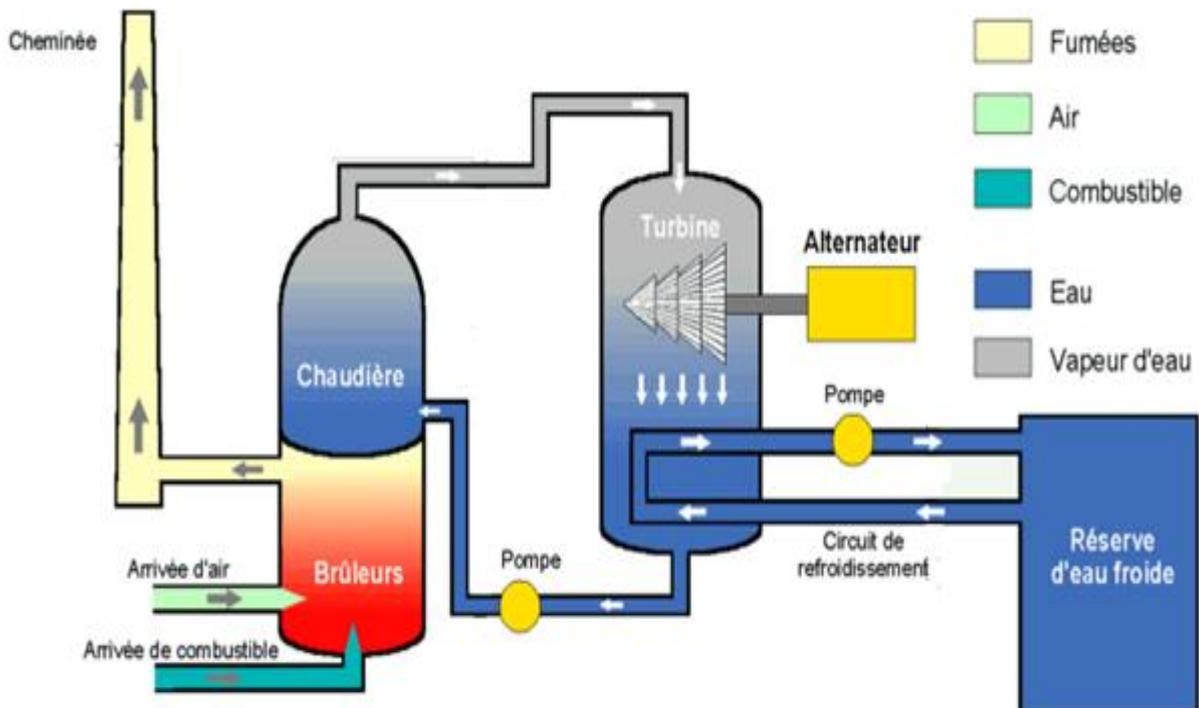


Figure (I-1): Schéma d'une centrale de cogénération

I.3. La station de traitement d'eau

La société industrielle moderne recherche de nouvelles technologies efficaces pour le traitement des eaux

Pour atteindre la haute technologie industrielle dans le domaine de traitement des eaux polluées, le complexe CEVITAL utilise effectivement deux types de traitement qui peuvent se résumer sous-titre de traitement de la réduction totale des impuretés d'eau.

- Ce complexe industriel CEVITAL procède a utilisé en première étape les filtre à sable avec une couche de sable vert permettant de réduire les concentrations de fer, manganèse et les boues
- Les membranes représentent la deuxième étape de filtration qui sont définie comme une couche semi-perméable donc c'est la barrière sélective qui sépare les composants dissous et non dissous lors de cette phase on compte sur la production de l'eau osmose avec les mêmes membranes on aboutit à l'eau ultra pure.

L'objectif de traitement d'eau est :

- ✓ Diminuer le phénomène de corrosion en chaudière ou dans le réseau de distribution vapeur.
- ✓ Avoir un débit d'eau optimal afin d'optimiser le rendement.
- ✓ Éviter la formation des boues, qui pourraient dégrader les échanges thermiques et éventuellement l'apparition des contraintes thermiques (points chauds) dans la canalisation.

I.4. La bache alimentaire

Elle sert à alimenter les deux chaudières en eau ultra pure, et aussi pour un dégazage de l'eau.

- Capacité est de 88m³
- Pression de service 1,21bar
- Température de travail est de 105 °C
- Diamètre externe 3400 mm
- Longueur totale 12140 mm

I.5. Pompes

I.5.1. Définition

On appelle pompe une machine dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie mécanique entre un liquide et un rotor animé d'un mouvement de rotation à vitesse constante autour d'un axe. Autrement dit, de mettre un liquide sous pression à la traversée de la machine [2].

I.5.2. Les types de pompes

Les pompes peuvent être classées en deux grandes catégories :

I.5.2.1. Pompes volumétriques

Ce sont les pompes à piston, à diaphragme, à noyau plongeur et les pompes rotatives telles les pompes à vis, à engrenages, à palettes, péristaltique [2], [3].

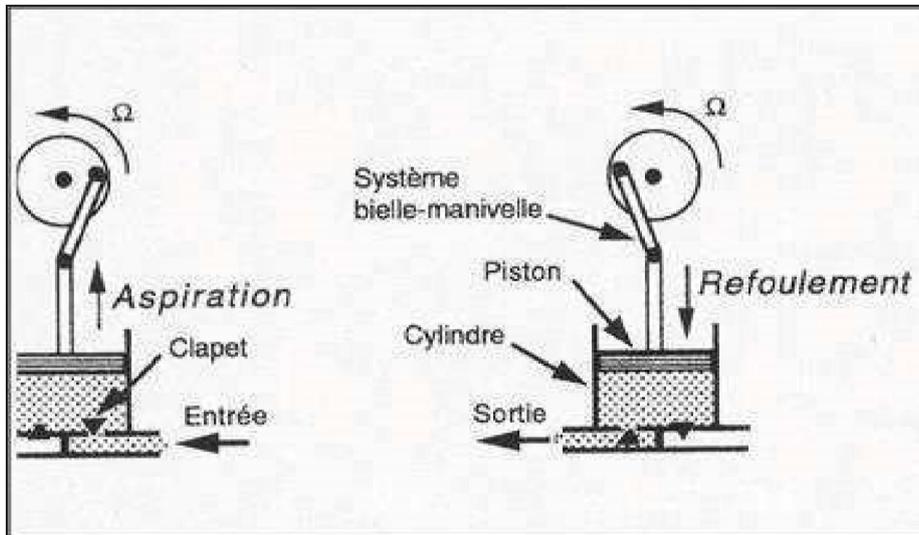


Figure (I-2) : Schéma d'une pompe volumétrique à piston.

I.5.2.2. Turbopompes

Une turbopompe est une machine dans laquelle l'énergie transmise au liquide est une énergie principalement cinétique, qui lui est communiquée par l'intermédiaire d'un rotor. Elles sont toutes rotatives. Ce sont les pompes centrifuges, à hélice (axiale) et hélico-centrifuge.

- Les pompes centrifuges

La direction de l'écoulement du liquide est radiale, c'est-à-dire perpendiculairement à l'axe de rotation.

- Pompes à hélice (pompes axiales)

Le liquide se déplace parallèlement à l'axe de rotation.

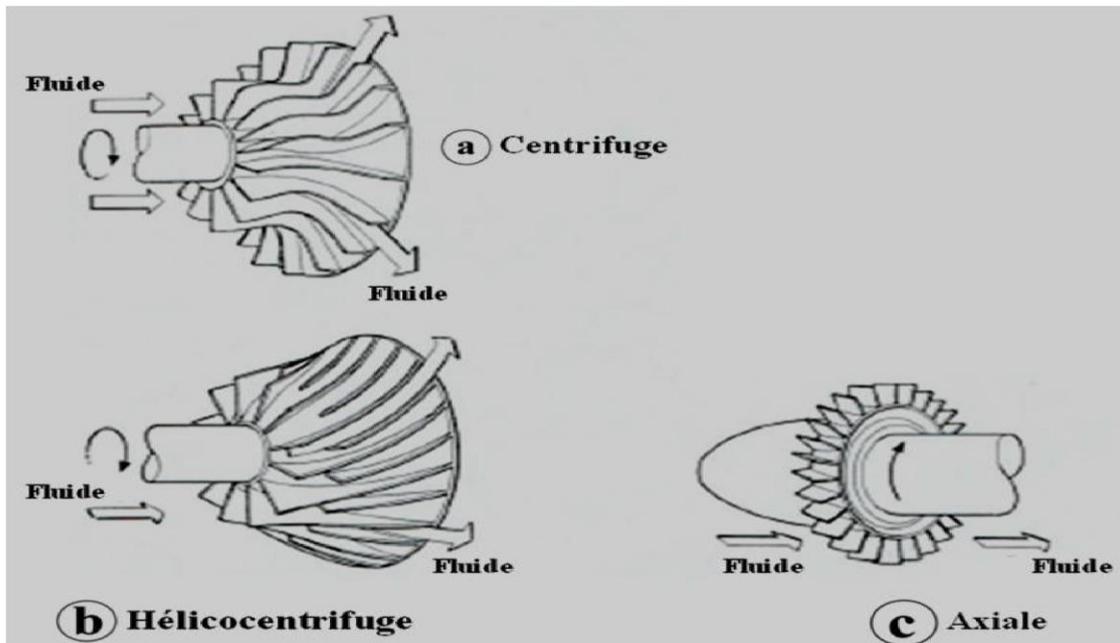


Figure (I-3): Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale.

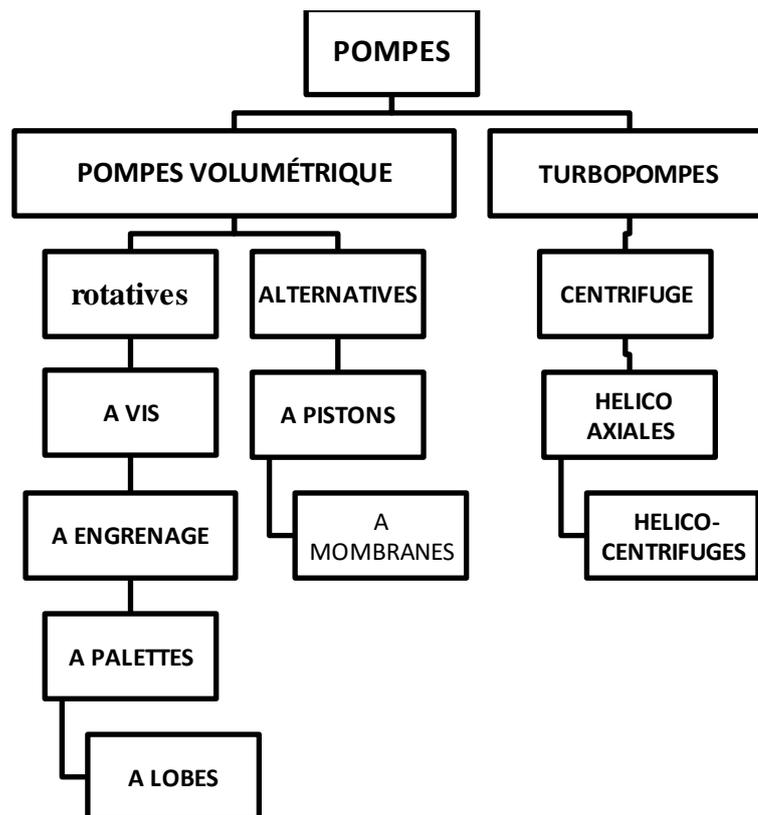


Figure (I-4): Classification des pompes.

I.6. Les chaudières

La chaudière est un dispositif permettant de chauffer l'eau et de produire de la vapeur si l'eau est chauffée au-delà de la pression atmosphérique. Industriellement, on utilise les chaudières pour produire la vapeur nécessaire au fonctionnement des procédés. La source de chaleur peut être fournie par un combustible (gaz, fioul, charbon).

I.6.1. Classification des chaudières

On distingue ainsi deux types de chaudière à combustible en fonction de la circulation de l'eau à chauffer par rapport à la chaleur de combustion [4] :

I.6.1.1. Chaudière à tube d'eau

Ce sont les chaudières les plus utilisées dans les centrales thermiques. Elles permettent grâce à leurs configurations d'atteindre des pressions plus élevées nécessaires à la production d'électricité. Le combustible utilisé est soit du gaz, du fioul, de charbon ou déchet.

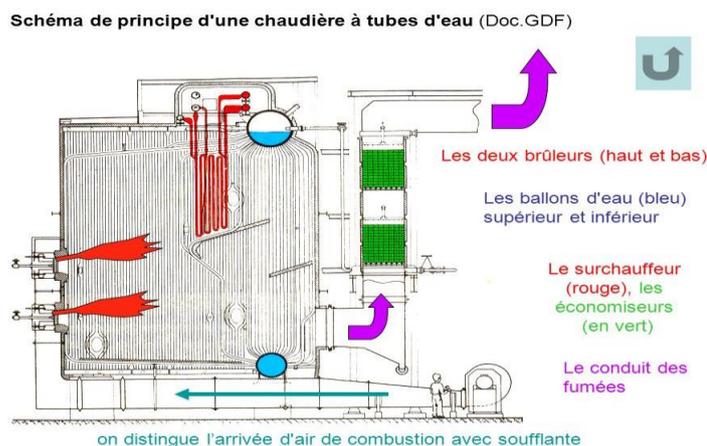


Figure (I-5) : Chaudière à tube d'eau

I.6.1.1.1 économiseur

C'est un caisson échangeur, qui permet d'élever la température de l'eau qui provient de la bache à l'aide des gaz brûlés dégagés dans la combustion.

I.6.1.1.2 Ballon (séparateur)

L'eau froide est introduite dans un ballon placé longitudinalement par rapport à la source chaude, elle tombe à l'arrière dans un collecteur raccordé à une panoplie de tubes inclinés. Lorsque la température augmente, la masse volumique diminue créant une circulation d'eau vers un collecteur situé en façade, qui remonte vers le ballon. Dans ce dernier, la vapeur se sépare de l'eau pour être distribuée.

1.6.1.2 Chaudière à tube de fumée

Ce sont les chaudières les plus courantes dans l'industrie. Leur conception ne permet pas d'atteindre de haute pression, mais elles ont une grande réserve de vapeur et permettent d'absorber les demandes du réseau sans observer une trop grande baisse de pression.

L'appellation « tube de fumée » provient de la conception. En effet, le parcours des fumées a lieu à l'intérieur de tubes (contrairement au tube d'eau) qui traversent un réservoir cylindrique rempli d'eau

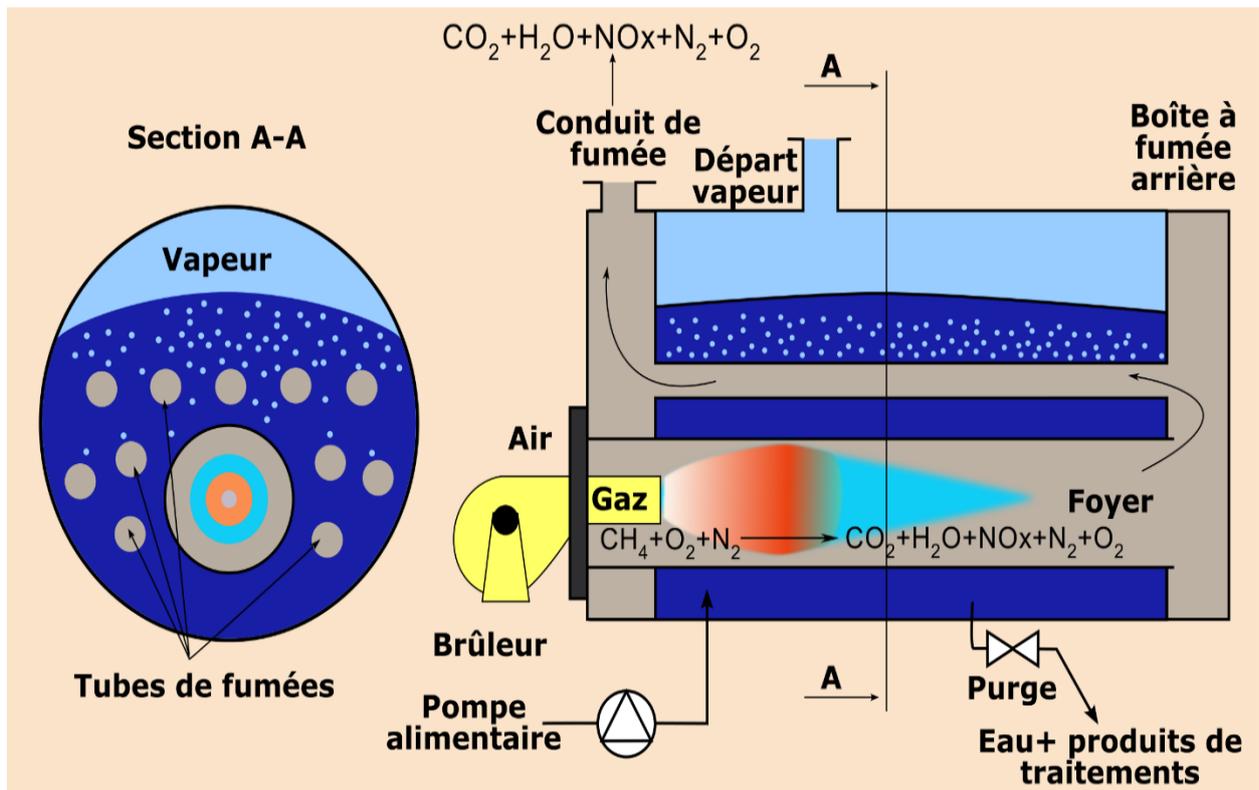


Figure (I-6): Chaudière à tube de fumée

I.6.2. Comparaison des performances

Le tableau ci dessous montre la différence entre deux types de chaudière [5] :

Tableau (I-1): Performances des deux types de chaudières

Propriétés	Chaudières à tubes de fumée	Chaudières à tubes d'eau
Mise en route (puissance équivalente)	Lent (grand volume d'eau à chauffer)	Rapide
Adaptation au changement de régime	Médiocre (inertie importante)	Bonne
Surface de chauffe	Moyenne	Élevée
Sécurité	Médiocre	Bonne
Encombrement	Faible	Fort
Puissance	Moyennement élevée	Importante
Débit	1,5 à 25 t/h	4 à 200 t/h
Timbre (pression maximale d'utilisation)	10 à 20 bars	90 à 100 bars en circulation naturelle, et jusqu'à 225 bars en circulation forcée
Prix	Limité	Élevé

I.7. Turbine à vapeur

Une turbine à vapeur est une machine qui extrait l'énergie thermique de la vapeur d'eau sous pression et l'utilise pour produire un travail mécanique de rotation de l'arbre de sortie.

Cette technique réservée aux industriels pouvant produire de grandes quantités de vapeur et d'électricité lorsque la vapeur est produite en excédent, c'est aussi la principale technique utilisée dans les grosse centrale électrique, nucléaire ou à combustible fossiles, pour convertir l'énergie thermique du combustible en électricité

Le groupe CEVITAL a opté pour ce type d'installation, afin de répondre à ses besoins en matière d'énergie électrique et thermique pour son complexe agroalimentaire de Bejaia.

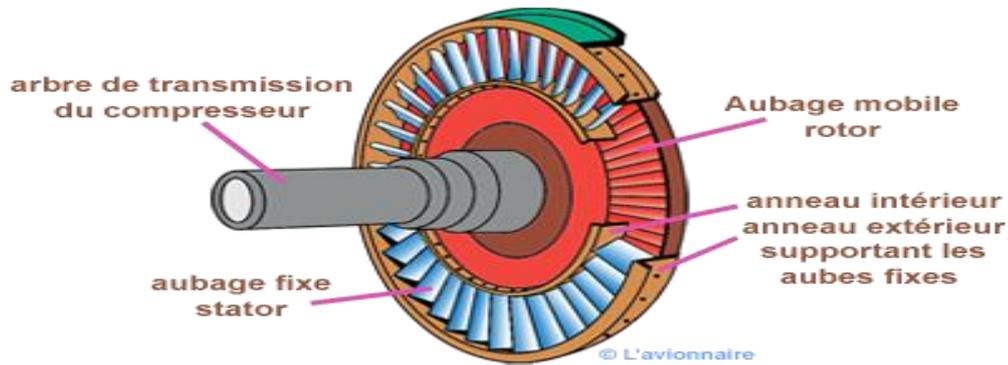


Figure (I-7): Schéma d'une turbine à vapeur

I.7.1. Différents type de turbines à vapeur

En fonction de leur utilisation, on distingue quatre grandes catégories de turbines à vapeur [6] :

I.7.1.1. La turbine à condensation

Dans les quelles la vapeur est complètement détendue jusqu'à une pression voisine de 0,02 à 0,04 bar puis liquéfiée dans un condenseur refroidi soit par l'air ambiant, soit par de l'eau. Ce type de turbine est surtout utilisé dans les installations de production de force motrice.

La pression de sortie de la vapeur étant basse, ce qui fait apparaître des condensats dans la turbine qu'il faut évacuer par le biais de purgeur. Le rendement global est de l'ordre de 30%

I.7.1.2. La turbine à contre-pression

Dans lesquelles la vapeur est détendue d'une haute pression généralement supérieur à 40 bars jusqu'à une basse pression de l'ordre de 4 bars. Ce type de turbine permet de produire une puissance mécanique grâce aux hautes températures et de pressions que l'on peut obtenir dans la chaudière. Dans la turbine à contre-pression la vapeur reste strictement en phase gazeuse après la détente.

I.7.1.3. La turbine à soutirage et à condensation

Dans lesquelles la vapeur subit une détente partielle jusqu'à une pression moyenne environ 20 bars dans un corps haute pression. En suite une partie est dirigée vers un réseau d'utilisation, tandis que le reste de la vapeur est détendu dans un corps basse pression, comme dans une turbine à condensation. Ce type de turbine trouve un champ d'application important dans les usines de cogénération

I.7.1.4 La turbine à soutirage et à contre-pression

La seule différence par rapport à la précédente, est que la vapeur d'eau s'échappe à basse pression dans un réseau BP au lieu d'être condensée.

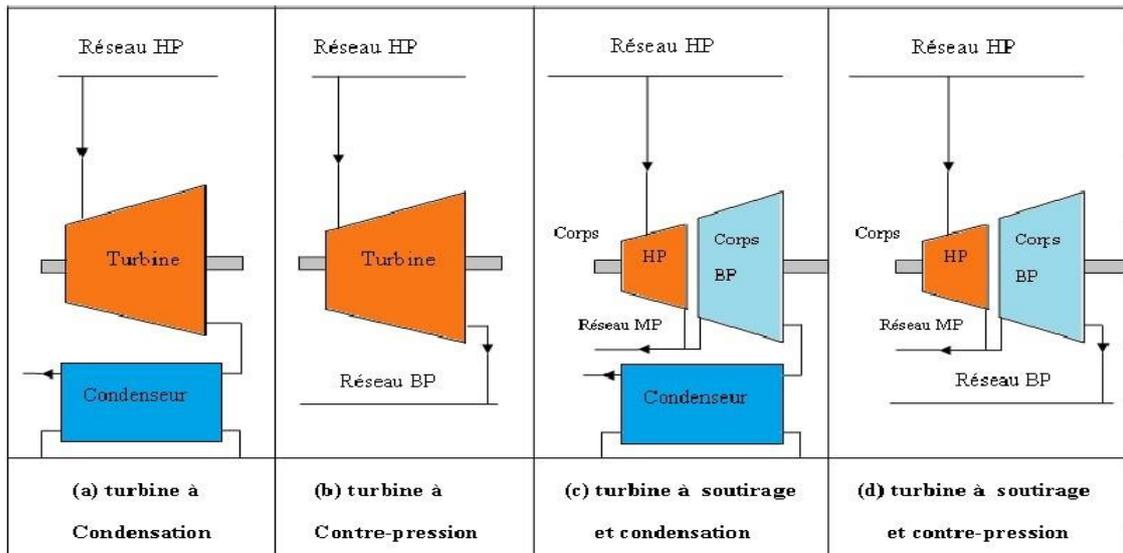


Figure (I-8) : Différents types de turbines à vapeur

I.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté quelques généralités sur la production de la vapeur, ainsi que son domaine d'application dans le monde industriel. Ensuite nous avons décrit la centrale de cogénération du groupe CEVITAL, puis nous avons procédé à la présentation de ces équipements et ces instruments, ainsi que leurs caractéristiques et leurs rôles dans la centrale.

CHAPITRE II
ÉTUDE THERMODYNAMIQUE DE LA VAPEUR
D'EAU

II.1. Introduction

La vapeur d'eau est un fluide énergétique très utilisé dès qu'il s'agit de chauffer, elle a une grande importance dans les procédés industriels, on la retrouve dans les activités telles que : la pétrochimie, la chimie, l'agro-alimentaire, les industries de transformation, le chauffage urbain... etc.[8]

Dans l'industrie utilise la vapeur d'eau, c'est parce que ce fluide a des propriétés physiques particulièrement adaptées au transfert de chaleur, ce qui explique qu'elle soit autant utilisée jusqu'à nos jours, ses caractéristiques thermodynamiques sont très intéressantes, notamment sa chaleur latente élevée qui permet d'obtenir un bon rendement ou encore la relation précise entre sa pression et sa température à l'état saturée qui autorise un bon contrôle de l'état de fluide.

II.2. Caractéristiques de la vapeur d'eau

II.2.1. Différents états de la vapeur d'eau

La vapeur d'eau peut toutefois prendre diverses formes comme :

II.2.1.1. La vapeur saturée

La vapeur saturée existe seulement au point d'ébullition, où l'eau à l'état liquide et la vapeur à l'état gazeux peuvent coexister ensemble et sa température est liée à sa pression.

Elle est principalement utilisée pour les chauffages.

II.2.1.2. La vapeur humide

Lorsque l'eau atteint son point de saturation et commence à se vaporiser, il y a une certaine partie de cette eau liquide qui est entraînée par le courant de vapeur sous la forme de fines gouttelettes. On parle alors de vapeur humide de vapeur humide.

II.2.1.3. La vapeur surchauffée

Lorsqu'on a obtenu de la vapeur saturée sèche à la pression P et à la température de saturation T_s , si on chauffe encore cette vapeur en gardant la pression P constante, sa température augmente jusqu'à la température de surchauffe T , celle-ci est de la vapeur surchauffée.

Elle est généralement réservée aux machines de production d'énergie et pour les cas particuliers où une très haute température est nécessaire.[9]

❖ Intérêt de la surchauffe

La surchauffe présente plusieurs intérêts :

- Elle augmente le travail récupérable par kg de fluide et diminue donc les débits à mettre en jeu pour une puissance donnée.
- Elle retarde l'apparition d'eau liquide au cours de la détente .La vapeur étant plus sèche, le rendement de la turbine augmente, et les pertes par humidité diminuent par la surchauffe.
- Elle améliore le rendement cyclique.

II.2.2. Pression de vapeur saturée de l'eau

La vaporisation s'est produite à la pression ambiante, c'est-à-dire à la pression atmosphérique ou pression absolue de l'atmosphère.

Il existe une relation entre la pression et la température d'ébullition ou de vaporisation. Cette relation importante, vérifiée pour tout le domaine de coexistence des deux phases ; liquide et vapeur, est de la forme [9] :

$$P = f(T) \dots \dots \dots (II.1)$$

Si, à la pression P, l'ébullition se produit à la température T, l'eau bouillante et la vapeur immédiatement produite, sont toutes deux à la même température T.

Pour l'eau, la loi : $P=f(T)$, peut être exprimée par la formule expérimentales de DUPERRAY :

$$P = 0,965 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ En bar} \dots \dots \dots (II.2)$$

Cette formule n'est valable qu'au-dessus de $T=100^\circ\text{C}$ et devient grossièrement approchée au voisinage du point critique.

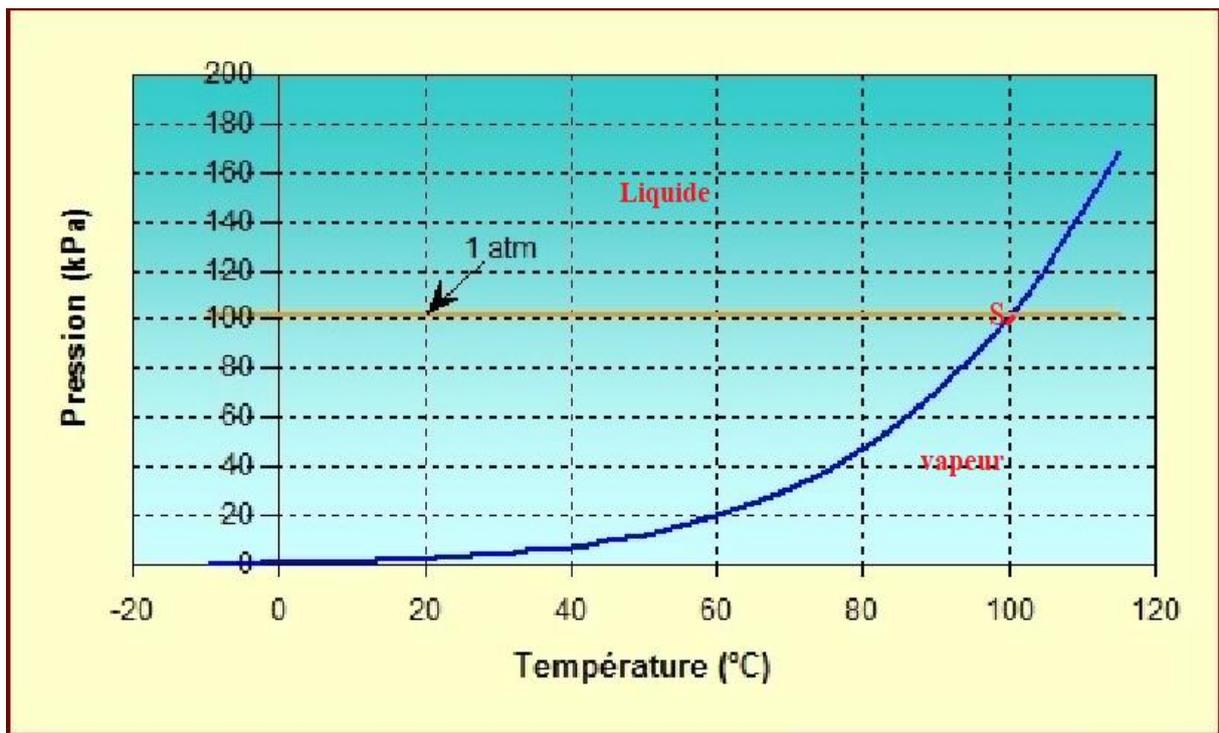


Figure (II.1) : Courbe de la pression et de la température de saturation pour l'eau

❖ *Interprétation physique :*

Lorsque la température du système atteint la valeur T_s et que le point représentatif devient le point (S) de la courbe de saturation. Tout apport de chaleur le conduit à un changement de phase, appelé vaporisation. Lors de la vaporisation la pression et la température demeurent constante et sont égales respectivement à P_s et à T_s

II.2.3. La masse volumique de la vapeur d'eau

Est une grandeur physique qui caractérise la masse d'un matériau par unité de volume. Elle est généralement notée par les lettres grecques ρ (rhô).

$$\rho = \frac{\text{Masse}}{\text{Volume}} = \frac{M}{v} \quad \text{en kg/m}^3 \dots\dots\dots(\text{II.3})$$

Remarque : Contrairement aux liquides, les gazes sont fortement compressibles. La variation de masse volumique dépend de la pression et de la température [8].

$$\rho = f(P;T) \dots\dots\dots(\text{II.4})$$

Cas de vapeur saturée : Entre 5 et 80 bars, la formule de Bertin permet d'estimer la masse volumique de la vapeur d'eau saturée [2].

$$\rho_s \approx \frac{P_s}{2} \dots\dots\dots(\text{II.5})$$

P_s : Pression absolue en bar,

ρ_s : Masse volumique de la vapeur saturée [kg/m³].

Cas de la vapeur surchauffée : Une valeur approchée peut être obtenue à l'aide de la formule de Calendre ;

$$\rho = \rho_s \frac{1}{1 + 0,00252(T - T_s)} \dots\dots\dots(\text{II.6})$$

ρ : la masse volumique de la vapeur surchauffée en kg/m³

T : température de la vapeur surchauffée en K ou °C

T_s : Température de vaporisation en K ou °C.

II.2.4. Le volume massique de la vapeur d'eau

Le volume massique d'un objet, est le quotient de son volume par sa masse, on le note v_l pour liquide, v_v pour la vapeur saturée. La vapeur est un gaz, elle est donc compressible. Plus la pression augmente, plus le volume massique diminue dans de fortes proportions.

$$v = \frac{M}{\rho} \text{ en m}^3/\text{kg} \dots\dots\dots(\text{II.7})$$

La variation du volume massique de la vapeur saturée sèche, en fonction de la pression et de la température de saturation, est très importante. Ce volume massique est difficilement mesurable expérimentalement, mais on peut le déduire à partir de la formule empirique de BERTIN, donnant une bonne approximation entre 6 bars et 80 bars [9]

$$P.v_v = 2 \dots\dots\dots(\text{II.8})$$

P : pression absolue en bars

v_v : Volume massique en m^3/kg

II.2.5. La définition de titre de vapeur

Le titre de vapeur représente le pourcentage de la vapeur contenu dans un mélange. Il est utilisé pour déterminer la quantité de vapeur lors de l'évaporation ou de la condensation.

Le titre (noté X) est donc défini de la manière suivante :

$$X = \frac{\text{masse vapeur}}{\text{masse totale du fluide}} = \frac{\text{masse vapeur}}{\text{masse liquide} + \text{masse vapeur}}$$

$$X = \frac{v - v_l}{v_v - v_l} = \frac{h - h_l}{h_v - h_l} = \frac{S - S_l}{S_v - S_l} \dots\dots\dots(\text{II.9})$$

v : Volume massique de la vapeur saturée au titre x

v_l : Volume massique du liquide à saturation

v_v : Volume massique de la vapeur saturée sèche

X est compris entre 0 et 1.

II.3. Notion de chaleur

Pour transformer 1 kg de masse d'eau qui s'agit de la pression P_0 et température T_0 en vapeur à la pression P à la température T il faut [9] :

- Amener l'eau à la pression P et le chauffer jusqu'à la température d'ébullition ou de saturation T_s
- Fournir la chaleur nécessaire à la transformation de la masse d'eau de 1 kg à la pression P et à la température T_s .

Il y a deux formes de chaleur :

II.3.1. La chaleur sensible

C'est la quantité de la chaleur nécessaire pour augmenter la température d'un corps de ΔT .

Elle est calculée à partir de la chaleur spécifique à pression constante;

$$Q = m.C_p.\Delta T \dots\dots\dots(\text{II.10})$$

Q : Chaleur sensible en kJ/kg

C_p : Chaleur spécifique à pression constant en kJ/kg °C

ΔT : Ecart de température en K

II.3.2. Chaleur latente de vaporisation

C'est la quantité de chaleur nécessaire pour faire passer totalement la masse d'un corps de l'état liquide à l'état gazeux, on la désigne par la lettre H_{lv}

Une formule empirique donne avec une très bonne approximation la valeur de H_{lv} pour $0^\circ\text{C} < T_s < 200^\circ\text{C}$

$$H_{lv} = 2500 - 2,5 T_s \dots\dots\dots(\text{II.11})$$

H_{lv} : Chaleur latente de en kJ/kg

T_s : En °C

II.4. Transformations et diagrammes thermodynamiques

Nous appelons diagramme thermodynamiques toute représentation graphique de l'état thermodynamique d'un système [10]. Ces diagrammes ont été construits à l'aide de la table thermodynamique.

Le type d'un diagramme thermodynamique est déterminé par le choix des grandeurs thermodynamique qui sont portées en abscisse et en ordonnée. Dans ce qui suit nous utiliserons essentiellement les diagrammes dans le tableau II.1.

Tableau (II-1) : Diagrammes thermodynamique le plus fréquemment utilisés [3]

Type de diagramme	Ordonnée	Abscisse
Diagramme de Clapeyron	P	v
Diagramme entropique	T	S
Diagramme Mollier	h	S
Diagramme polytropique	Ln T	S
Diagramme des frigoristes	Ln P	h

Nous proposons maintenant d'exposer les propriétés de quelques diagrammes.

II.4.1. Diagramme de Clapeyron

D'une manière générale, un diagramme (P-v) est un diagramme comportant la pression P en ordonnée et le volume massique v en abscisse.

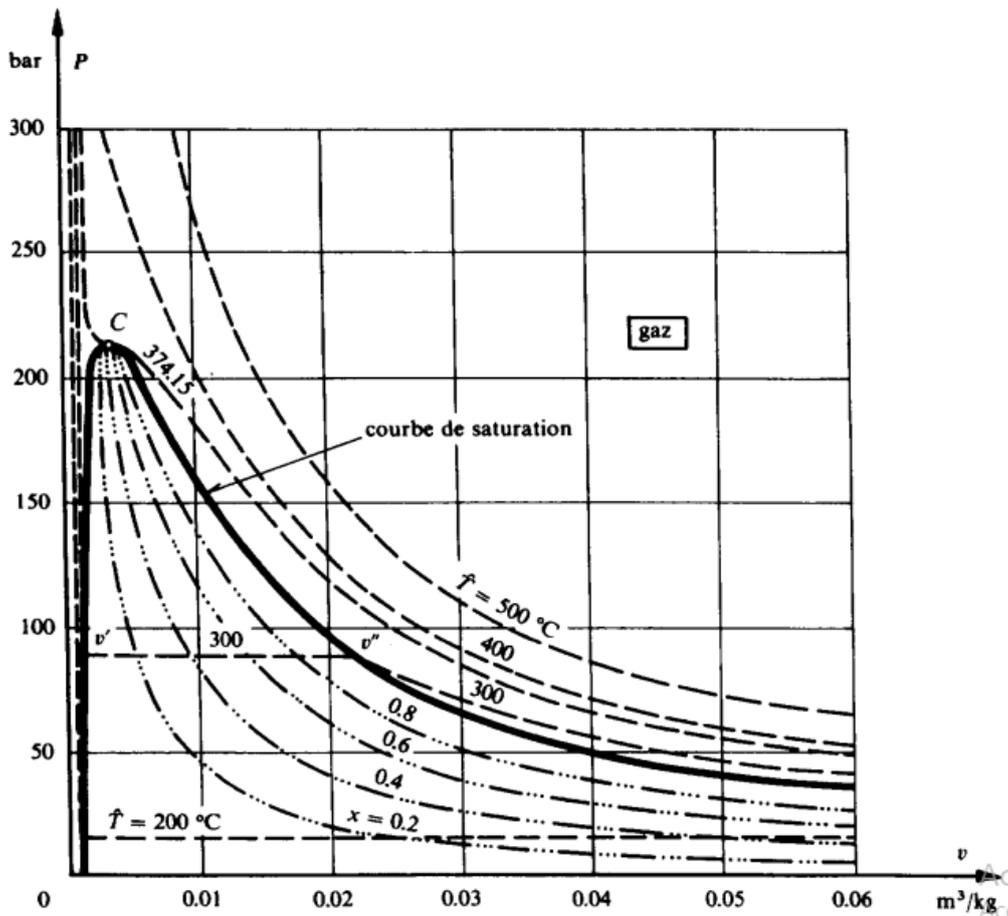


Figure (II-2) Diagramme $P-v$ relative à l'eau [10]

❖ Interprétation

La figure (II.2) représente à titre d'exemple le diagramme ($P-v$) relatif à l'eau. Dans ce diagramme figurent la courbe de saturation ainsi que les familles des courbes isotherme et isotitre.

Le point C s'appelle le point critique tel que :

$$P_C = 212,20 \text{ bar}$$

$$T_C = 374,15 \text{ °C}$$

Le point critique c'est le point pour lequel le volume massique de la vapeur et celui du liquide sont égaux.

II.4.2. Diagramme entropie (T-S) :

Les températures sont portées en ordonnée et les entropies en abscisse.

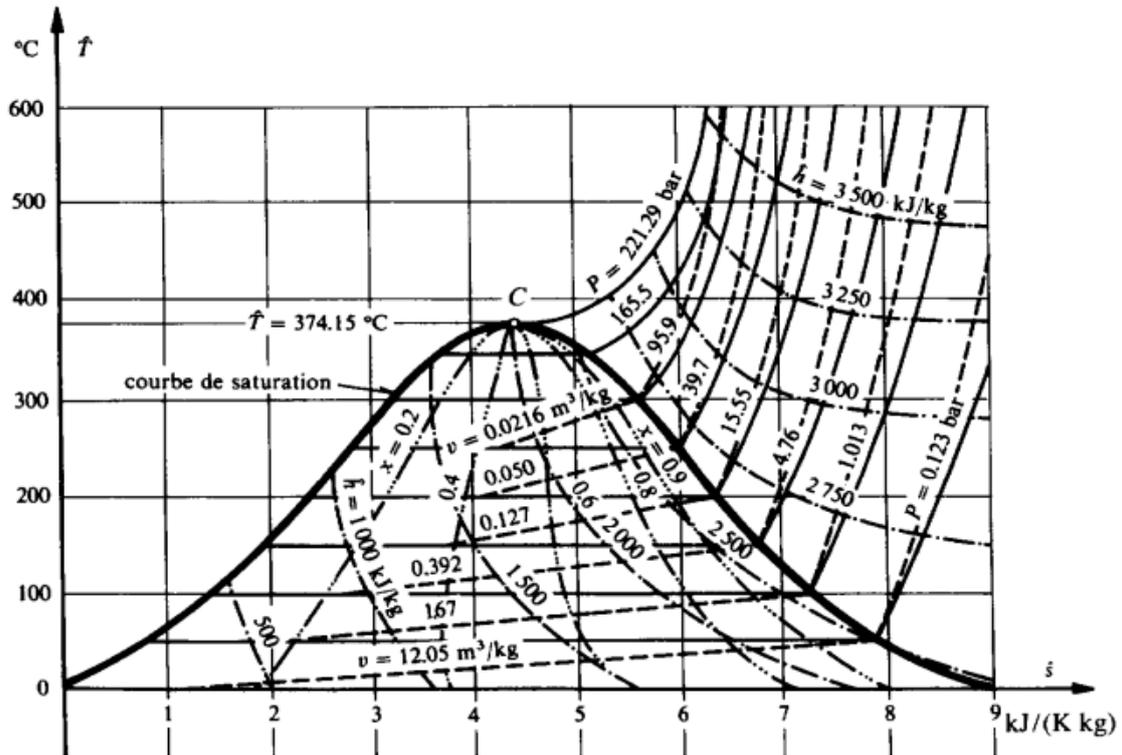


Figure (II 3) : Diagramme T-S relative à l'eau [10]

❖ *Interprétation*

La figure (II-3) représente le diagramme (T-S) relatif à l'eau figurent la courbe de saturation de l'eau ($x=0$) puis celle de la vapeur sèche ($x=1$), ces deux courbe se rejoignant au point critique C. On remarque le tracé des courbes isobares et isochores.

Dans la région de saturation, (entre la courbe $x=0$ et $x=1$) les isobares sont horizontales et confondues avec les isothermes.

Dans la région de la vapeur surchauffée, les isobares sont différentes des isotherme prennent une allure plus ou moins exponentielle.

CHAPITRE III

CALCUL DES PERTES DE CHARGE

III.1. Introduction

Il est important et nécessaire de calculer les pertes de charge engendrées par le déplacement d'un fluide dans un réseau de tuyauterie, le calcul de ces pertes de charge n'est pas facile, car il y a la contrainte de la diversité des formules utilisées.

Dans ce présent chapitre nous allons étudier les pertes de charge, et donner les formules de calculs qui sont les plus utilisées dans ce domaine.

III.2. Généralités

III.2.1. Conduites

On appelle conduite hydraulique une canalisation dans laquelle l'écoulement est en charge, c'est-à-dire qui remplit toute la section du tuyau, il n'y a pas de surface libre [12]

Une conduite se caractérise par :

- ✓ La section et la forme ;
- ✓ La rugosité absolue ε des parois intérieure de la conduite.

Ces élément, sont liés par :

- ✓ La vitesse de fluide V ;
- ✓ Le nombre de Reynolds R_e .

III.2.2. Vitesse d'écoulement

La vitesse d'écoulement d'un fluide est la vitesse à laquelle il se déplace dans une canalisation, elle se détermine par la relation suivante :

$$V = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi D^2} \dots\dots\dots(III.1)$$

Avec :

- ✓ V : Vitesse d'écoulement dans la conduite [m /s]
- ✓ Q_v : Débit volumique [m^3/s]
- ✓ D : Diamètre de la conduite [m]

III.2.3. Régime d'écoulement

La nature (régime) d'écoulement d'un liquide ou d'un gaz peut être laminaire ou turbulent.

- Le premier régime se caractérise par la stabilité de fluide de l'écoulement, dans ce régime-là les filets de courant sont parallèles, ne se mélangent pas et contournent de manière continue tous les obstacles qu'ils rencontrent sur leur chemin.
- Le deuxième régime se caractérise par le déplacement désordonné de masses finies du liquide ou du gaz, se mélangeant entre elles.

Le régime du mouvement d'un fluide dépend du rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité (frottement interne) dans l'écoulement. Ce rapport se caractérise par le nombre de Reynolds [12].

III.2.4. Nombre de Reynolds

C'est une entité sans dimension, représentent le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. C'est à partir de ce nombre qu'on détermine la nature (régime) de l'écoulement.

Le nombre de Reynolds R_e est obtenu de la manière suivante

$$R_e = \frac{V.D}{\nu} \dots\dots\dots(III.2)$$

R_e : est un nombre sans dimension

ν : La viscosité cinématique du fluide en [m²/s]

D : le diamètre intérieur de la tuyauterie en [m]

Si : $R_e < 2000$ l'écoulement est laminaire

Si : $2000 < R_e < 4000$ l'écoulement est transitoire

Si : $R_e > 4000$ l'écoulement est turbulent

III.2.5. Viscosité

La notion de viscosité est associée à la résistance qu'oppose tout fluide à sa mise en mouvement. Plus la viscosité augmente, et plus la capacité du fluide à s'écouler facilement diminue, plus l'énergie dissipée par l'écoulement sera importante.

On trouve deux types de viscosité :

III.2.5.1. Viscosité dynamique

La force de frottement F qui s'exerce à la surface de séparation de deux couches s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Elle est proportionnelle à la différence de vitesse des couches soit dv, à leur surface S et inversement proportionnelle à dz :

$$F = \mu .s. \frac{dV}{dz} \dots\dots\dots(III.3)$$

Le facteur de proportionnalité μ est le coefficient de viscosité dynamique de fluide :

Dimension [μ] = M.L⁻¹.T⁻¹

Unité : dans le système international (SI), l'unité de la viscosité dynamique est le Poiseuille (PI): 1 PI=1kg m⁻¹ s⁻¹

III.2.5.2. Viscosité cinématique

La viscosité cinématique est reliée à La viscosité dynamique par la formule :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \dots\dots\dots(III.4)$$

ν : La viscosité cinématique [m²/s]

ρ : Masse volumique [kg/m³]

III.2.6. Rugosité

La rugosité correspond à la notion habituelle de présence plus ou moins importante d'aspérités sur une surface. On constate que lorsque la rugosité d'une conduite augmente, les frottements seront plus importants et donc la perte de charge augmentera [13], la perte de charge est donc en fonction du matériau de la conduite.

La rugosité absolue ϵ est la moyenne entre les cavités et les bosses des aspérités de la paroi. Pour les pertes de charge, le facteur déterminant est la rugosité relative $K = \frac{\epsilon}{D}$.

Tableau (III.1) : Valeur de la rugosité en fonction de la nature et de l'état du matériau [16]

Nature de tube	Rugosité ϵ
Acier étiré	
Neuf	0,04
Usagé	0,2
Rouillé	0,4
Incrusté	1,5
Acier soudé	
Neuf	0,05
Usagé	0,2
Rouillé	0,5
Incrusté	1,5

III.2.7. Pertes de charge linéaires

Elles représentent les pertes de charge par frottement dans les conduites. Elles sont provoquées par la viscosité du fluide.

La perte de charge ΔP peut être calculée par la formule de Colebrook qui est valable pour tous les fluides

$$\Delta P_L = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} \dots\dots\dots(III.5)$$

Avec :

- ΔP_L : Perte de charge en Pascal
- λ : Coefficient des pertes de charge linéaire
- L : longueur de la conduite [m]
- V : vitesse de fluide [m/s]
- D : diamètre de collecteur [m]

Le calcul des pertes de charge repose entièrement sur la détermination de ce coefficient λ :

❖ Cas d'écoulement laminaire : $R_e < 2000$

Dans ce cas, on peut montrer que le coefficient λ est uniquement fonction du nombre de Reynolds R_e :

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \dots\dots\dots(III.6)$$

❖ *Cas d'écoulement turbulent : $R_e > 4000$*

Les phénomènes d'écoulement sont beaucoup plus complexes et la détermination du coefficient de perte de charge λ résulte des mesures expérimentales. C'est ce qui explique la diversité des formules anciennes qui ont été proposées pour sa détermination.

En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds R_e est grand. Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation de coefficient λ en fonction de nombre de Reynolds (R_e) et de la rugosité relative K du tuyau. Donc on distingue le cas des conduites lisses et le cas des conduites rugueuses [14]

❖ *Cas des conduites lisses*

Dans la littérature et les ouvrages d'hydraulique, on trouve les deux relations suivantes :

Relation de Blasius $\lambda = 0,316R_e^{-0,25}$ (III.7)

Cette relation donne de bons résultats pour : $R_e < 10^5$

Relation de Karman-Nikuradze : $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \ln(R_e \sqrt{\lambda}) - 0,8$ (III.8)

Cette relation est utilisée pour $R_e > 10^5$

❖ *Cas des conduites rugueuses :*

- *Relation de Colebrook*

La formule de Colebrook est actuellement considérée comme celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent dans les conduites rugueuses. Elle est présentée sous la forme suivant :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon / D}{3,7} + \frac{2,51}{R_e \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \dots\dots\dots(III.9)$$

Afin de ne pas avoir recourt à l'utilisation des algorithmiques pour la résolution de l'équation de Colebrook, tout en ayant un résultat suffisamment précis, on utilise un calcul par approximations successives, de la forme suivante [12] :

$$A = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon / D}{3,71} + \frac{12}{R_e} \right) \dots\dots\dots(III.10)$$

$$B = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon / D}{3,71} + \frac{2,51A}{R_e} \right) \dots\dots\dots(III.11)$$

$$C = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon / D}{3,71} + \frac{2,51B}{R_e} \right) \dots\dots\dots(III.12)$$

$$\lambda = (A - ((A - B)^2) / (A + C - (2B)))^{-2} \dots\dots\dots(III.13)$$

III.2.8. Diagramme de Moody

On emploie en pratique des représentations graphique (diagramme de Moody) pour la résolution de l'équation de Colebrook.

Le diagramme de Moody permet de connaitre le coefficient de perte de charge linéaire λ en fonction du nombre de Reynolds (R_e) et du coefficient de rugosité relative K . cet abaque est tracé à partir de la formule établie par Colebrook en 1939, après ajustement sur données expérimentales.

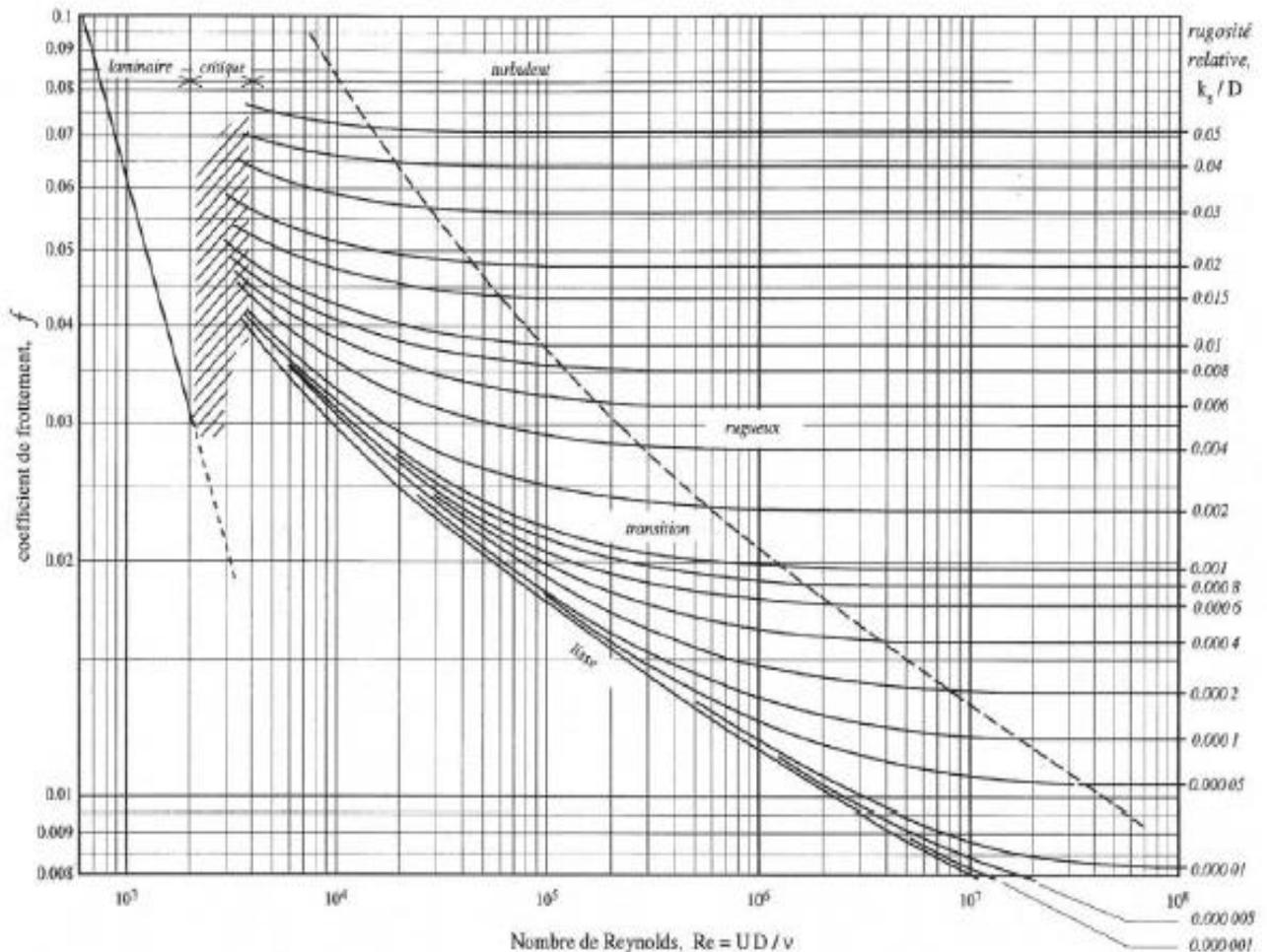


Figure (III.1) : Abaque de Moody pour la détermination de coefficient de perte de charge λ

III.2.9. Pertes de charge singulières

La perte de charge singulière, localisée dans une section de la conduite, est provoquée par changement de direction de l'écoulement, une telle variation non uniforme de la vitesse peut être provoquée par :

- Un branchement de section de la conduite,
- Un changement de détraction (coude),
- Un branchement ou raccordement,

Les pertes de charges singulières se traduisent par la relation :

$$\Delta P_s = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \dots\dots\dots (III.14)$$

ΔP_s : Perte de charge singulière en Pascals

ζ : Coefficient des pertes de charge singulière

III.2.9.1. Changement de section

• **Divergent (diffuseur)**

Un divergent modifie beaucoup la répartition des vitesses dans la section, et à mesure qu'on s'éloigne de l'entrée du divergent, cette répartition présente un maximum situé sur l'axe et de plus pointu. [14]

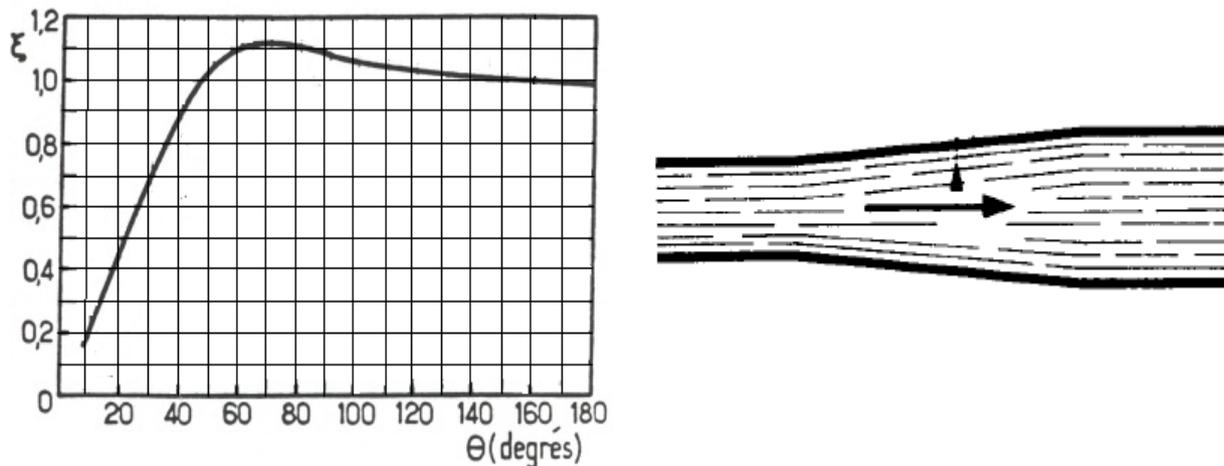
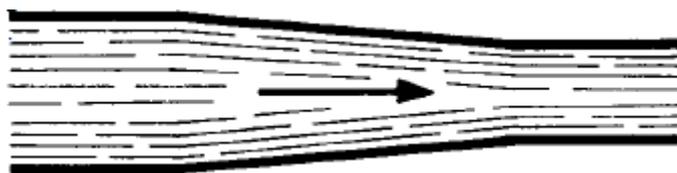


Figure (III.2) : Variation de coefficient ζ dans un divergent en fonction de l'angle θ .

• **Convergent :**

Un convergent tend à égaliser les vitesses. Si une conduite cylindrique longue est reliée à un convergent d'angle notable, à la sortie de celui-ci la répartition des vitesses est presque uniforme et la perte de charge produite est très petite.



θ	30°	45°	60°
ζ	0,02	0,04	0,07

Figure (III.4) : Variation de coefficient ζ dans un convergent en fonction de l'angle θ

III.2.9.2. Changement de direction

• **Coude arrondi :** Ce sont les coudes qui ont les singularités les plus souvent rencontrées dans les circuits. La perte de charge dans un coude dépend de l'angle de rotation, du rayon de courbure et de la forme de la conduite. Le tableau ci-dessous présente le coefficient de perte de charge singulière de coudes à différents angle de rotation en fonction du rayon de courbure [11]

• **Coude à angle vif :** La désorganisation de l'écoulement est plus marquée que dans le cas précédent. Pour une déviation de 90° la perte de charge est à peu près les quatre tiers de l'énergie cinétique du fluide

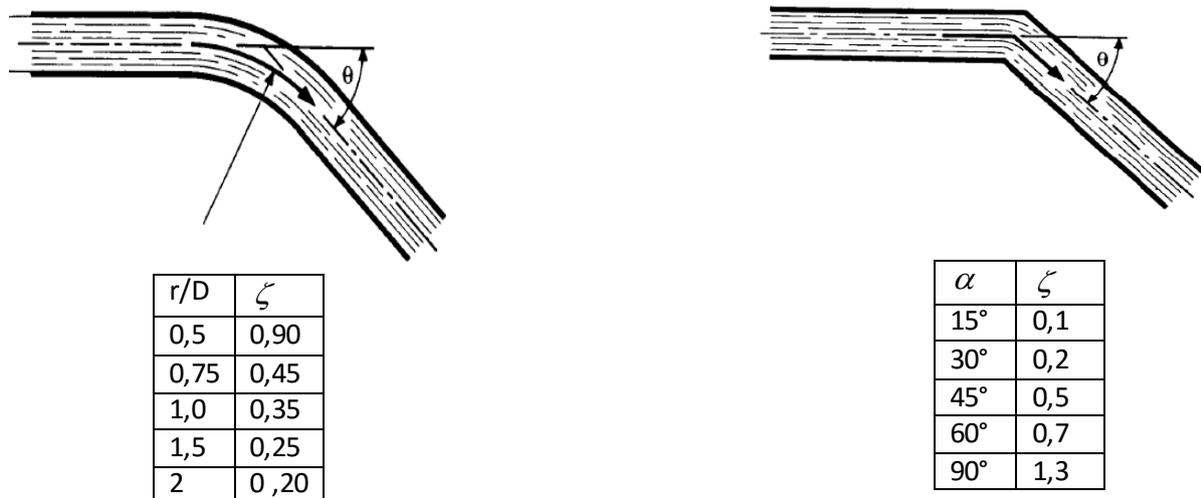


Figure (III.5) : Variation de ζ en fonction de r/D dans un coude arrondi et en fonction de α dans un coude à angle vif [14]

III.2.9.3 Branchements et confluent

Dans le cas d'un branchement de plusieurs conduites, on ne peut pas définir la perte de charge comme pour une conduite unique, mais on peut définir la perte d'énergie totale produite par le branchement.

- a) Tés (branchement à 90° de diamètre différent que la conduite rectiligne, raccordement à angle vif avec ou séparation des débits) [14]

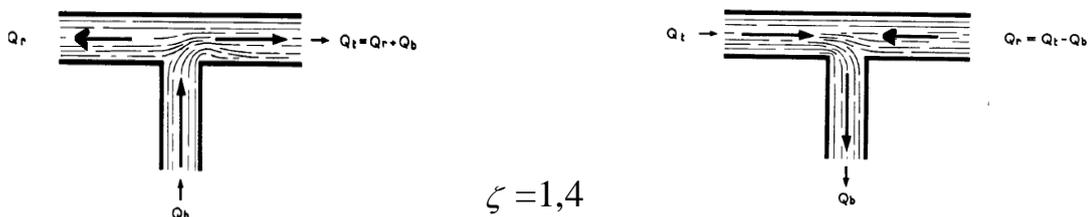


Figure (III.6) : Té avec réunion ou séparation des débits de diamètre différent que la conduite rectiligne

- b) Tés (branchement à 90° de même diamètre que la conduite rectiligne, raccordement à angle vif avec séparation des débits) [15]



Figure (III.7) : Té avec réunion ou séparation des débits de même diamètre que la conduite rectiligne.

Tableau (III.2) : coefficient de perte de charge dans un Té (cas b)

Q_a / Q	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
ζ_r	0,04	-0,08	-0,05	0,07	0,21	0,35
ζ_a	0,95	0,88	0,89	0,95	1,10	1,28

Tableau(III.3) : coefficient de perte de charge dans un Té (cas a)

Q_a / Q_t	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
ζ_r	0,04	0,17	0,30	0,41	0,51	0,60
ζ_a	-1,12	-0,40	0,08	0,47	0,72	0,90

III.2.9.4 Entrée et sortie conduite

Entrée d'une conduite $\zeta = 0,9$

Sortie d'une conduite $\zeta = 1$



Figure (III.8) : a) entrée de la conduite, b) sortie de la conduite

III.2.9.5 Appareils divers

On trouve généralement dans les catalogues des constructeurs la valeur des pertes de charges de leurs appareils (vannes, soupapes, etc...), elles sont toujours de la forme de la formule (III.14).

III.3. Calcul des pertes de charge

III.3.1. Objectif

Dans cette partie nous allons calculer les pertes de charge totales (linéaire et singulière) tout au long du circuit eau liquide et eau vapeur. Par la suite nous ferons la comparaison des résultats obtenus. D'autre part le calcul de ces pertes nous permettra de déterminer la pression à l'entrée de la turbine.

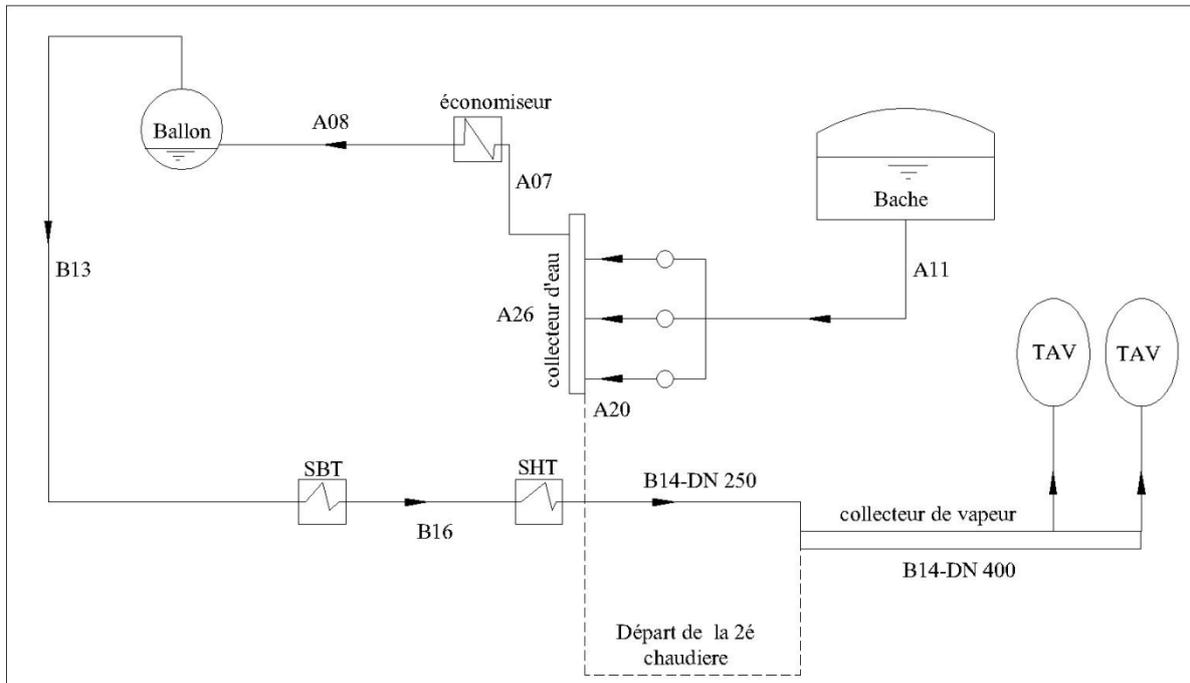


Figure (III.9) : schéma descriptif de l'installation

III.3.2. Calcul des pertes de charge partie eau liquide ligne A11 (bâche entrée pompe).

Tableau (III.4) : Données de la ligne A11

Diamètre normalisé [mm]	Diamètre intérieur [m]	Longueur de la conduite [m]	Température de l'eau [°C]	Débit massique [t/h]
250	0,253	9,5	105	150

✓ Pour la détermination de la masse volumique ρ et de la viscosité dynamique de l'eau ν on se référera à l'annexe 01.

$$\rho = 954,39 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 2,68 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

Donc :

$$\nu = 2,80 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

✓ On extrait la valeur de la rugosité dans le tableau III.1 pour les conduites en acier soudées et usagées : $\varepsilon = 0,2 \text{ mm}$

✓ Calcul du débit volumique Q_v pour un débit massique $q_m = 150 \text{ t/h}$:

$$Q_v = \frac{q_m \times 10^3}{\rho} = \frac{150 \times 10^3}{954,39} = 157,16 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Calcul de la vitesse d'écoulement V :

$$V = \frac{4Q_v}{\pi D^2} = \frac{4 \times 157,16}{\pi \times 3600 \times (0,253)^2} = 0,8683 \text{ m/s}$$

✓ Calcul du nombre de Reynolds R_e

$$R_e = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{0,8683 \times 0,253}{2,80 \times 10^{-7}} = 7,84 \times 10^5 \quad \text{d'après ce résultat le régime d'écoulement est turbulent.}$$

✓ Calcul de coefficient de perte de charge linéaire

Dans le cas où le régime est turbulent dans une conduite rugueuse, on emploie la formule de Colebrook (III.9)

Et avec le calcul des itérations avec les formules (III.10), (III.11) et (III.12).

Et on calcule le coefficient λ avec la formule (III.13)

Tableau (III.5) : Détermination de coefficient de perte de charge λ

ε / D	$7,4 \cdot 10^{-4}$
R_e	$7,84 \cdot 10^5$
A	7,28
B	7,25
C	7,25
λ	0,019

On trouve d'après l'abaque de Moody la valeur de λ est 0,019.

✓ Calcul de la perte de charge linéaire : d'après les résultats obtenus dans les calculs précédent, on peut calculer la perte de charge linéaire par la formule suivante :

$$\Delta P_L = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} = 0,019 \frac{954,39 \times 0,8683^2}{2} \frac{9,5}{0,253} = 256,68 Pa$$

✓ calcul de la perte de charge singulière :

Tableau (III.6) : Les singularités de la ligne A11

Type	Nombre	Caractéristiques
Coude à 90°	4	$r/d=1,5 \Rightarrow \zeta =0,25$
Coude à 45°	0	/
Convergent	1	$\theta=31^\circ \Rightarrow \zeta =0,02$
Divergent	0	/
Entrée conduite	1	$\zeta =0,9$
Sortie conduite	0	/
Tés de diamètre différent	0	/
Tés de même diamètre (cas A)	0	/
Tés même diamètre (cas B)	0	/

Appareils divers :

01 vanne de contrôle $\Delta P_s = 0,1$ bar (donnée par le constructeur)

01 filtre $\Delta P_s = 0,05$ bar (donnée par le constructeur)

$$\Delta P_{S, \text{accés}} = 0,05 + 0,1 = 0,15 \text{ bar}$$

Avec ces données, on peut maintenant calculer la perte de charge singulière :

$$\Delta P_S = \sum \zeta \frac{\rho \cdot V^2}{2} + \Delta P_{S, \text{accés}} = 1,92 \frac{954,39 \times 0,8683^2}{2} + 1,5 \times 10^4 = 15690,8 \text{ Pa}$$

✓ La perte de charge totale :

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_S = 256,68 + 15690,8 = 15947,48 \text{ Pa}$$

III.3.3. Calcul des pertes de charge A20 à la sortie de la pompe-collecteur d'eau

On s'intéresse dans ce cas aux pertes de charge dans la ligne A20 parce qu'elle représente le cas le plus défavorable, vu qu'elle est raccordée à la ligne A26 au bout de son extrémité.

Tableau (III.7) : Données de la ligne A20

Diamètre normalisé [mm]	Diamètre intérieur [m]	Longueur de la conduite [m]	Température de l'eau [°C]	Débit volumique [m ³ /h]
150	0,1541	3,7	105	157,16

Avec: $\rho = 954,39 \text{ kg/m}^3$

$$\nu = 2,80 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\varepsilon = 0,2 \text{ mm}$$

Pour la détermination des paramètres de la conduite on suit la même méthode de calcul que précédemment et on aboutit :

$$V = \frac{4Q_v}{\pi D^2} = \frac{4 \times 157,16}{\pi \times 3600 \times (0,1541)^2} = 2,34 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{2,34 \times 0,1541}{2,80 \times 10^{-7}} = 1,287 \times 10^6 \quad \text{d'après ce résultat le régime d'écoulement est}$$

turbulent.

Le coefficient de perte de charge linéaire λ est calculer par la formule de Colebrook $\lambda = 0,021$

✓ Calcul de la perte de charge linéaire :

$$\Delta P_L = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} = 0,021 \frac{954,39 \times 2,34^2}{2} \frac{3,7}{0,1541} = 1317,49 \text{ Pa}$$

✓ Calcul de la perte de charge singulière :

Tableau (III.8) : Les singularités de ligne A20

Type	Nombre	Caractéristique
Coude à 90°	3	$r/d=1,5 \Rightarrow \zeta =0,25$
Coude à 45°	0	/
Convergent	0	/
Divergent	1	$\theta=22,2^\circ \Rightarrow \zeta =0,6$
Entrée conduite	1	$\zeta =0,9$
Sortie conduite	0	/
Tés de diamètre différent	0	/
Tés de même diamètre (cas A)	0	/
Tés même diamètre (cas B)	0	/

On aura donc :

$$\Delta P_s = \sum \zeta \frac{\rho \cdot V^2}{2} = 2,25 \frac{954,39 \times 2,34^2}{2} = 5879,09 Pa$$

✓ La perte de charge totale

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_s = 1317,49 + 5879,09 = 7196,58 Pa$$

III.3.4. Calcul des pertes de charge à la ligne A26 collecteur d'eau

Tableau (III.9) : Données de la ligne A26

Diamètre normalisé [mm]	Diamètre intérieur [m]	Longueur de la conduite [m]	Température de l'eau [°C]	Débit volumique [m ³ /h]
250	0,253	10	105	157,16

Avec: $\rho = 954,39 \text{ kg/m}^3$

$$\nu = 2,80 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\mathcal{E} = 0,2 \text{ mm}$$

A partir de ces données on aboutit à :

$$V = 0,8683 \text{ m/s}$$

$$R_e = 7,84 \times 10^5 \quad \text{Le régime est turbulent}$$

Le coefficient de perte de charge linéaire λ est calculé par la formule de Colebrook et on obtient $\lambda=0,019$

✓ Calcul de la perte de charge linéaire

$$\Delta P_L = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} = 0,019 \frac{954,39 \times 0,8683^2}{2} \frac{10}{0,253} = 270,18 Pa$$

✓ Calcul de la perte de charge singulière

Tableau (III.10) : les singularités de la ligne A26

Type	Nombre	Caractéristiques
Coude à 90°	1	$r/d=1,5 \Rightarrow \zeta =0,25$
Coude à 45°	0	/
Convergent	1	$\theta=22,2^\circ \Rightarrow \zeta =0,02$
Divergent	0	/
Entée conduite	0	/
Sortie conduite	0	/
Tés de diamètre différent	0	/
Tés de même diamètre (casA)	0	/
Tés même diamètre (cas B)	3	$Q_a / Q_t =1 \Rightarrow \zeta =1,5$

On aura donc :

$$\Delta P_s = \sum \zeta \frac{\rho \cdot V^2}{2} = 4,77 \frac{954,39 \times 0,8683^2}{2} = 1716,14 Pa$$

✓ La perte de charge totale

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_s = 270,18 + 1716,14 = 1986,32 Pa$$

III.3.5. Calcul des pertes de charge à la ligne A07 sortie collecteur d'eau – économiseur

Tableau (III.11): Données de la ligne A07

Diamètre normalisé [mm]	Diamètre intérieur [m]	Longueur de la conduite [m]	Température de l'eau [°C]	Débit volumique [m ³ /h]
150	0,1541	24,65	105	157,16

Avec: $\rho = 954,5 \text{ kg/m}^3$

$$v = 2,80 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\varepsilon = 0,2 \text{ mm}$$

$$V = 2,34 \text{ m/s}$$

$$R_e = 1,287 \times 10^6 \text{ Le régime est turbulent}$$

Le coefficient de perte de charge linéaire λ est calculé par la formule III.9

$$\lambda = 0,021.$$

✓ Calcul de la perte de charge linéaire :

$$\Delta P_L = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} = 0,021 \frac{954,39 \times 2,34^2}{2} \frac{24,65}{0,1541} = 8777,30 Pa$$

✓ Calcul de la perte de charge singulière :

Tableau (III.12) : les singularités de la ligne A07

Type	Nombre	Caractéristiques
Coude à 90°	6	$r/d=1,5 \Rightarrow \zeta =0,25$
Coude à 45°	0	/
Convergent	1	$\theta=22,2^\circ \Rightarrow \zeta =0,02$
Divergent	1	$\theta=22,2^\circ \Rightarrow \zeta =0,6$
Entée conduite	0	/
Sortie conduite	0	/
Tés de diamètre différent	0	/
Tés de même diamètre (cas A)	0	/
Tés même diamètre (cas B)	0	/

On aura donc :

$$\Delta P_s = \sum \zeta \frac{\rho \cdot V^2}{2} = 2,12 \frac{954,39 \times 2,34^2}{2} = 5539,40 Pa$$

✓ La perte de charge totale

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_s = 8777,30 + 5539,40 = 14316,70 Pa$$

III.3.5. Calcul des pertes de charge à la ligne A08 (Economiseur - ballon)

Tableau (III.13) : Données de la ligne A08

Diamètre normalisé [mm]	Diamètre intérieur [m]	Longueur de la conduite [m]	Température de l'eau [°C]	Débit massique [t/h]
200	0,2015	19,5	200	150

✓ La détermination de la masse volumique ρ et de la viscosité dynamique de l'eau ν à partir de l'annexe 01.

$$\rho = 864,58 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 1,34 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

Donc :

$$\nu = 1,55 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

On extrait la valeur de la rugosité dans le tableau III.1 : $\varepsilon = 0,2 \text{ mm}$

✓ Calcul du débit volumique Q_v :

$$Q_v = \frac{q_m \times 10^3}{\rho} = \frac{150 \times 10^3}{864,58} = 173,5 \text{ m}^3 / \text{h}$$

✓ Calcul de la vitesse d'écoulement V :

$$V = \frac{4Q_v}{\pi D^2} = \frac{4 \times 173,5}{\pi \times 3600 \times (0,2015)^2} = 1,51 \text{ m/s}$$

✓ Calcul du nombre de Reynolds R_e

$$R_e = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{1,51 \times 0,2015}{1,55 \times 10^{-7}} = 1,96 \times 10^6 \quad \text{d'après ce résultat le régime d'écoulement est turbulent.}$$

Le coefficient de perte de charge linéaire λ est calculé par la formule III.9

$$\lambda = 0,019.$$

✓ Calcul de la perte de charge linéaire :

$$\Delta P_L = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} = 0,019 \frac{864,58 \times 1,51^2}{2} \frac{19,5}{0,2015} = 1812,91 \text{ Pa}$$

✓ Calcul de la perte de charge singulière

Tableau (III.14) : Les singularités de la ligne A08

Type	Nombre	Caractéristiques
Coude à 90°	9	r/d=1,5 $\Rightarrow \zeta = 0,25$
Coude à 45°	0	/
Convergent	1	/
Divergent	1	/
Entée conduite	0	/
Sortie conduite	1	$\zeta = 1$
Tés de diamètre différent	0	/
Tés de même diamètre (cas A)	0	/
Tés même diamètre (cas B)	0	/

On aura donc :

$$\Delta P_s = \sum \zeta \frac{\rho \cdot V^2}{2} = 3,25 \frac{864,58 \times 1,55^2}{2} = 3375,37 \text{ Pa}$$

✓ La perte de charge totale

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_s = 1812,91 + 3375,37 = 5188,28 \text{ Pa}$$

III.3.6. Calcul des pertes de charge partie eau vapeur à la ligne B13 (ballon - SBT).

Tableau (III.15) : Données de la ligne B13

Diamètre normalisé	Diamètre intérieur [m]	Longueur de la conduite [m]	Température de l'eau [°C]	Débit massique [t/h]
250	0,253	19,5	273	150

✓ Pour la détermination de ρ et de ν on se référera à l'annexe 02, pour une pression de 58 bars et une température de 273°C :

$$\rho = 29,716 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 1,9 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

Donc :

$$\nu = 6,39 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\varepsilon = 0,2 \text{ mm}$$

✓ Calcul du débit volumique Q_v :

$$Q_v = \frac{q_m \times 10^3}{\rho} = \frac{150 \times 10^3}{29,716} = 5047,78 \text{ Pa}$$

✓ Calcul de la vitesse d'écoulement V :

$$V = \frac{4Q_v}{\pi D^2} = \frac{4 \times 5047,78}{\pi \times 3600 \times (0,253)^2} = 27,89 \text{ m/s}$$

✓ Calcul du nombre de Reynolds R_e

$$R_e = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{27,89 \times 0,253}{6,39 \times 10^{-7}} = 1,10 \times 10^7 \text{ le régime d'écoulement est turbulent.}$$

Le coefficient de perte de charge linéaire $\lambda = 0,019$

✓ Calcul de la perte de charge linéaire :

$$\Delta P_L = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} = 0,019 \frac{29,716 \times 27,89^2}{2} \frac{19,5}{0,253} = 16924,86 \text{ Pa}$$

✓ Calcul de la perte de charge singulière :

Tableau (III.16) : Les singularités de la ligne B13

Type	Nombre	Caractéristiques
Coude à 90°	11	r/d=1,5 $\Rightarrow \zeta = 0,25$
Coude à 45°	0	/
Convergent	0	/
Divergent	1	$\theta = 22,2^\circ \Rightarrow \zeta = 0,6$
Entrée conduite	1	$\zeta = 0,9$
Sortie conduite	0	/
Tés de diamètre différent	0	/
Tés de même diamètre (cas A)	0	/
Tés même diamètre (cas B)	0	/

$$\Delta P_S = \sum \zeta \frac{\rho \cdot V^2}{2} = 4,25 \frac{29,716 \times 27,89^2}{2} = 49118,63 \text{ Pa}$$

✓ La perte de charge totale

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_S = 16924,86 + 49118,63 = 66043,49 \text{ Pa}$$

III.3.7. Calcul des pertes de charge partie eau vapeur à la ligne B16 (SBT - SHT)

Tableau (III.17) : Données de la ligne B16

Diamètre normalisé [mm]	Diamètre intérieur [m]	Longueur de la conduite [m]	Température de l'eau [°C]	Débit massique [t/h]
300	0,3	12,7	463	150

- ✓ On se référera à l'annexe 03 Pour la détermination de la masse volumique et de la viscosité dynamique, pour une pression de 58 bars et température 463°C :

$$\rho = 18,0870 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 2,71 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

Donc :

$$\nu = 1,5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\varepsilon = 0,2 \text{ mm}$$

- ✓ Calcul du débit volumique Q_v pour $q_m = 150 \text{ t/h}$:

$$Q_v = \frac{q_m \times 10^3}{\rho} = \frac{150 \times 10^3}{18,0870} = 8283,25 \text{ m}^3 / \text{h}$$

- ✓ Calcul de la vitesse d'écoulement V :

$$V = \frac{4Q_v}{\pi D^2} = \frac{4 \times 8283,25}{\pi \times 3600 \times (0,3)^2} = 32,55 \text{ m/s}$$

- ✓ Calcul du nombre de Reynolds R_e

$$R_e = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{32,55 \times 0,30}{1,5 \times 10^{-6}} = 6,51 \times 10^6 \text{ le régime est turbulent.}$$

Le coefficient de perte de charge linéaire $\lambda = 0,018$

- ✓ Calcul de la perte de charge linéaire :

$$\Delta P_L = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} = 0,018 \frac{18,0870 \times 32,55^2 \times 12,7}{2 \times 0,3} = 7301,19 \text{ Pa}$$

- ✓ Calcul de la perte de charge singulière :

Tableau (III.18) : Les singularités de la ligne B16

Type	Nombre	Caractéristiques
Coude à 90°	7	$r/d=1,5 \Rightarrow \zeta = 0,25$
Coude à 45°	0	/
Convergent	0	/
Divergent	0	/
Entée conduite	0	/
Sortie conduite	0	/
Tés de diamètre différent	0	/
Tés de même diamètre (cas A)	0	/
Tés même diamètre (cas B)	0	/

$$\Delta P_s = \sum \zeta \frac{\rho \cdot V^2}{2} = 1,75 \frac{18,0870 \times 32,55^2}{2} = 16767,819 Pa$$

✓ La perte de charge totale

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_s = 7301,19 + 16767,819 = 24069,009 Pa$$

III.3.8. Calcul des pertes de charge dans la ligne B14-DN250 SHT-collecteur de vapeur.

Tableau (III.19) : Les données de la ligne B14-DN250

Diamètre normalisé	Diamètre intérieur [m]	Longueur de la conduite [m]	Température de l'eau [°C]	Débit massique [t/h]
250	0,253	33,8	480	150

✓ on se référera à l'annexe A04 pour la détermination de ρ et de ν , pour une pression de 56 bars et une température 480°C :

$$\rho = 16,9452 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 2,785 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

Donc :

$$\nu = 1,64 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\varepsilon = 0,2 \text{ mm}$$

✓ Calcul du débit volumique Q_v :

$$Q_v = \frac{q_m \times 10^3}{\rho} = \frac{150 \times 10^3}{16,9452} = 8852,06 \text{ m}^3 / \text{h}$$

✓ Calcul de la vitesse d'écoulement V :

$$V = \frac{4Q_v}{\pi D^2} = \frac{4 \times 8852,06}{\pi \times 3600 \times (0,253)^2} = 48,91 \text{ m/s}$$

✓ Calcul du nombre de Reynolds R_e

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{48,91 \times 0,253}{1,64 \times 10^{-6}} = 7,54 \times 10^6 \quad \text{donc le régime d'écoulement est turbulent.}$$

$\lambda = 0,018$ calculé par la formule de Colebrook

✓ Calcul de la perte de charge linéaire :

$$\Delta P_L = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} = 0,018 \frac{16,9452 \times 48,91^2}{2} \frac{33,8}{0,253} = 48739,46 Pa$$

✓ Calcul de la perte de charge singulière :

Tableau (III.20) : Les singularités de la ligne B14-DN250

Type	Nombre	Caractéristiques
Coude à 90°	9	$r/d=1,5 \Rightarrow \zeta =0,25$
Coude à 45°	0	/
Convergent	0	/
Divergent	1	$\theta = 17,73 \Rightarrow \zeta =0,57$
Entée conduite	0	/
Sortie conduite	0	/
Tés de diamètre différent	1	$\zeta =1,4$
Tés de même diamètre (cas A)	0	/
Tés même diamètre (cas B)	0	/

$$\Delta P_s = \sum \zeta \frac{\rho \cdot V^2}{2} = 4,22 \frac{16,9452 \times 48,91^2}{2} = 85531,18 Pa$$

✓ La perte de charge totale

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_s = 48739,46 + 85531,18 = 134270,64 Pa$$

III.3.9. Calcul des pertes de charge dans la ligne B14-DN400 (Collecteur de vapeur-Turbine à vapeur).

Tableau (III.21) : Données de la ligne B14-DN400

Diamètre normalisé [mm]	Diamètre intérieur [m]	Longueur de la conduite [m]	Température de l'eau [°C]	Débit massique [t/h]
400	0,38	7	480	150

✓ A partir de l'annexe A05, et pour une pression de 54 bars et une température 480°C :

$$\rho = 16,3086 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 2,78 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}$$

Donc :

$$\nu = 1,70 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\varepsilon = 0,2 \text{ mm}$$

✓ Calcul du débit volumique Q_v :

$$Q_v = \frac{q_m \times 10^3}{\rho} = \frac{150 \times 10^3}{16,3086} = 9197,60 \text{ m}^3 / \text{h}$$

✓ Calcul de la vitesse d'écoulement V :

$$V = \frac{4Q_v}{\pi D^2} = \frac{4 \times 9197,60}{\pi \times 3600 \times (0,38)^2} = 22,53 \text{ m/s}$$

✓ Calcul du nombre de Reynolds R_e

$$R_e = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{22,53 \times 0,38}{1,70 \times 10^{-6}} = 5,03 \times 10^6 \text{ d'après ce résultat le régime d'écoulement est}$$

turbulent.

$$\lambda = 0,017 \text{ calculé par la formule (III.9)}$$

✓ Calcul de la perte de charge linéaire :

$$\Delta P_L = \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} = 0,017 \frac{16,3086 \times 22,53^2}{2} \frac{7}{0,38} = 1296,20 \text{ Pa}$$

✓ Calcul de la perte de charge singulière :

Cette ligne ne comporte pas de singularités

✓ La perte de charge totale

$$\Delta P_T = \Delta P_L + \Delta P_S = 1296,20 + 0 = 1296,20 \text{ Pa}$$

III.3.10. Récapitulation de toutes les pertes charges de l'installation.

Nous allons résumer les résultats des pertes de charge dans les tableaux suivant :

Tableau (III.22) : récapitulatif des pertes de charge d'eau liquide

Lignes	Liquide			
	Ligne A20	Ligne A26	Ligne A07	Ligne A08
ΔP_L [Pa]	1317,49	270,18	8777,3	1812,91
ΔP_S [Pa]	5879,09	1716,14	5539,4	3375,37
ΔP_{totale} [Pa]	7196,58	1986,32	14316,7	5188,28
$\Sigma \Delta P_{totale}$ [Pa]	28687,88			

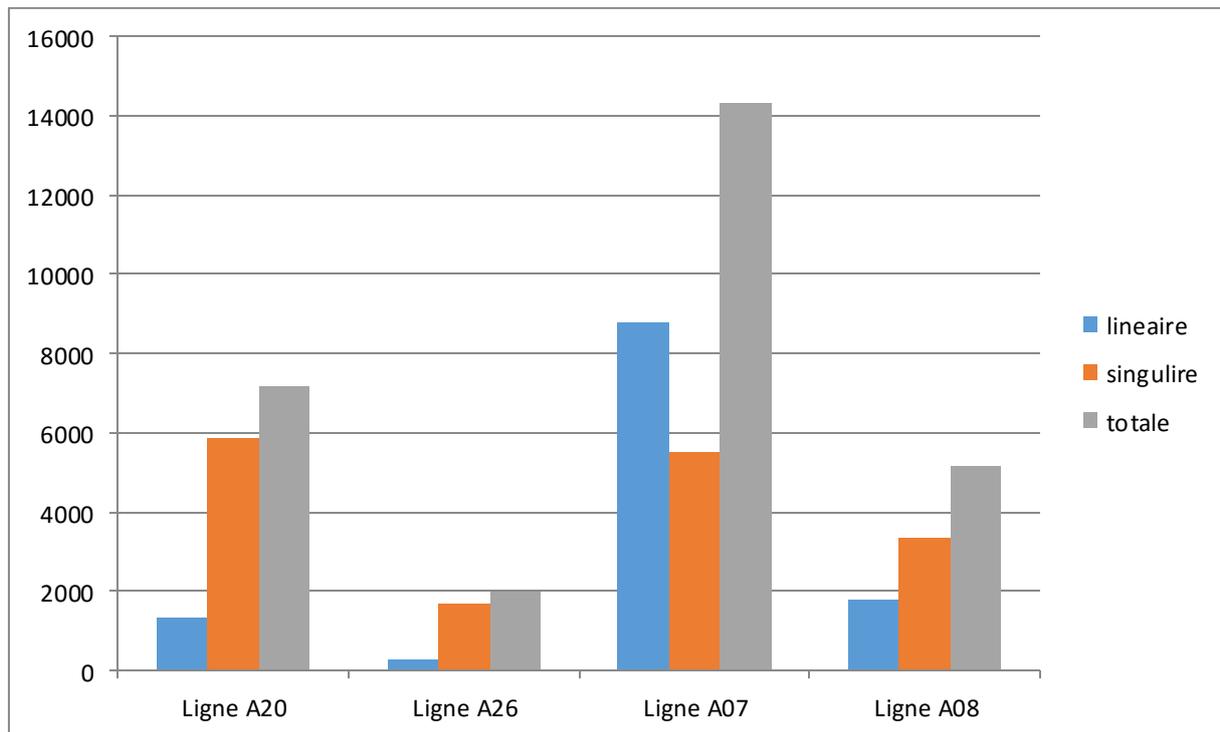


Figure (III.10) : Représentation des pertes de charge du circuit eau liquide

Commentaire :

Les résultats obtenus dans le tableau III.23 est représenté sous forme d'un histogramme dans la figure III.10 résume les pertes de charge (linéaire et singulière) dans la partie eau liquide, ce qui nous ramène à conclure que dans la ligne A07 la perte de charge totale est

maximale. Cela est dû à la longueur de cette conduite qui est suffisamment grande pour provoquer une perte de charge linéaire importante.

Tableau (III.23) : Récapitulatif des pertes de charge de circuit eau vapeur

Lignes	Vapeur			
	Ligne B13	Ligne B16	Ligne B14-250	Ligne B14-400
ΔP_L [Pa]	16924,86	7301,19	48739,46	1296,2
ΔP_S [Pa]	49118,63	16767,819	85531,18	0
ΔP_{totale} [Pa]	66043,49	24069,009	134270,6	1296,2
$\Sigma \Delta P_{totale}$ [Pa]	225679,299			

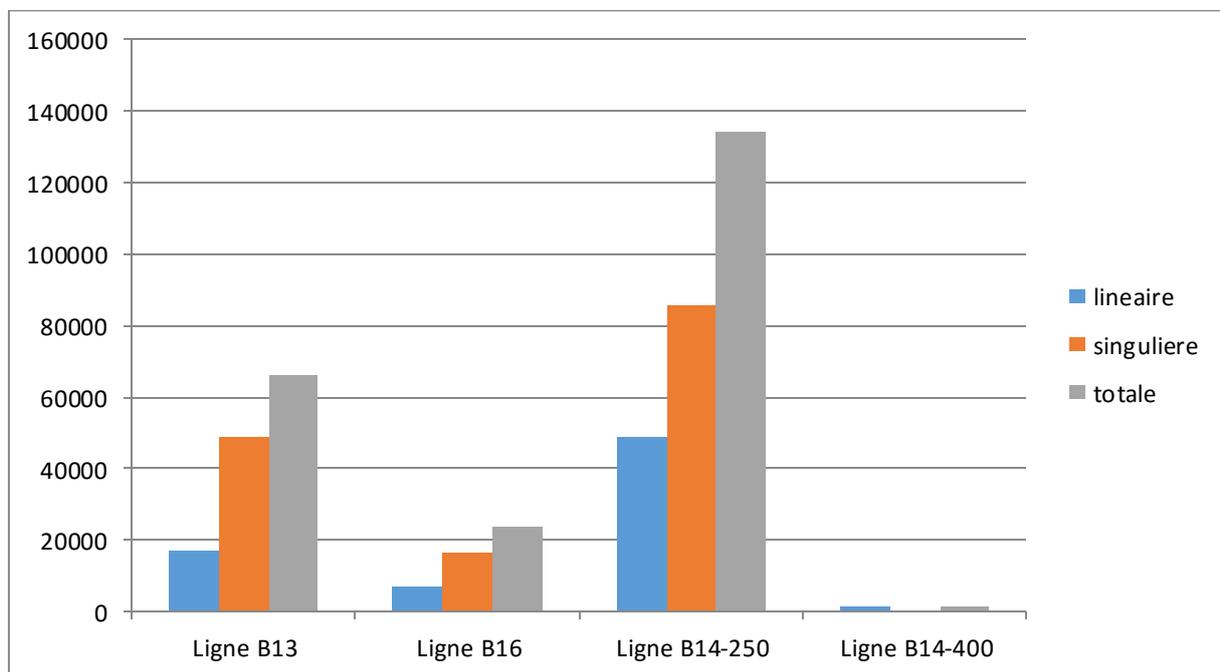


Figure (III.11) : Représentation des pertes de charge du circuit eau vapeur

Commentaire :

Le tableau III.24 illustre les pertes de charge totale dans les conduites de la partie eau vapeur, et la conduite B14-DN250 présente la perte de charge totale la plus grande et pour être plus précis c'est la perte de charge singulière qui a joué un grand rôle (voir la figure III.11), cela est due aux nombre de singularités installée toute au long de cette conduite c'est-à-dire une valeur de coefficient de perte de charge singulière assez grand.

III.3.11. Comparaison les pertes de charge entre la partie eau liquide et eau vapeur.

D'après les résultats obtenus dans les calculs de pertes de charge totale (linéaires et singulières) dans tout le réseau, nous avons constaté que les pertes de charge totales dans la partie eau vapeur sont d'environ sept fois plus grandes que celle dans la partie eau liquide. Cela est dû au fait de la diminution de la masse volumique et l'augmentation de la vitesse d'écoulement, ce qui provoque un écoulement beaucoup plus turbulent dans la partie eau vapeur.

III.3.12. Les pertes de charge des accessoires de la chaudière :

Les pertes de charges des accessoires installés de la partie aval de la pompe [16], sont données dans le tableau suivant :

Tableau (III.24) : Données de pertes de charge dans les accessoires

Les accessoires	Valeur en bars
Perte de charge dans l'économiseur	1,3
Pertes de charge dans les surchauffeurs SBT et SHT	2,4
Perte de charges dans les vannes à passage directe	0,63
Perte de charge dans la vanne de contrôle	5,6
Perte de charge dans les clapets non-retour	0,2
Perte de charge dans les diaphragmes	0,6
Perte de charge totale	10,73

Comme notre installation se compose de deux chaudières cela nous conduit à multiplier la perte de charge totale des accessoires par deux, le résultat est donc estimé à 21,46 bars. Les pertes de charges de l'installation est la sommes des pertes de charge des deux chaudières et les pertes de charge de la tuyauterie qui est 2,54 bars, cela donne un résultat de 24 bar. A l'issu de ce résultats nous pouvons facilement déterminer la pression à l'entrée de la turbine sachant que la pression de refoulement de la pompe est 78 bars.

Ce qui nous conduite à déduire la pression à l'entrée de la turbine qui est estimé à 54 bars.

III.4. Conclusion

Au cours de ce chapitre nous avons effectué deux grandes parties, dans la première nous avons accordé une grande attention aux généralités des installations basées sur le réseau de circuit ainsi que aux formules des pertes de charge linéaires et singulières engendrées dans une installation étudiée. Les informations obtenues sur les pertes de charge au cours de cette partie sont données en fonction du nombre de Reynolds R_e et de la rugosité ϵ , ces deux coefficients ont un rôle très important dans les calculs.

La deuxième partie est consacrée aux calculs des pertes de charges dans les différentes lignes et à la détermination de la pression à l'entrée de la turbine.

CHAPITRE IV
ÉTUDE THERMODYNAMIQUE DE LA TURBINE
A VAPEUR

IV.1. Introduction

La turbine à vapeur demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermique conventionnels.

Dans ce présent chapitre nous allons faire l'étude thermodynamique et le dimensionnement de la turbine à vapeur à action de complexe Cevital afin de vérifier les caractéristiques thermodynamiques de cette dernière.

IV.2. Triangle des vitesses

On peut décrire le mouvement d'une particule de fluide qui s'écoule à l'intérieur d'une turbine à vapeur, comme dans toutes les turbomachines, à l'aide des trois vitesses :

- ✓ Une vitesse absolue \vec{c}
- ✓ Une vitesse d'entraînement autour de l'axe de la turbine \vec{u}
- ✓ Une vitesse relative \vec{w} , correspondant à la circulation du fluide entre les aubes de la machine

Ces vitesses sont liées par la relation cinématique vectorielle telle que :

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \dots\dots\dots (IV. 1)$$

La représentation vectorielle de cette somme constitue le triangle des vitesses.

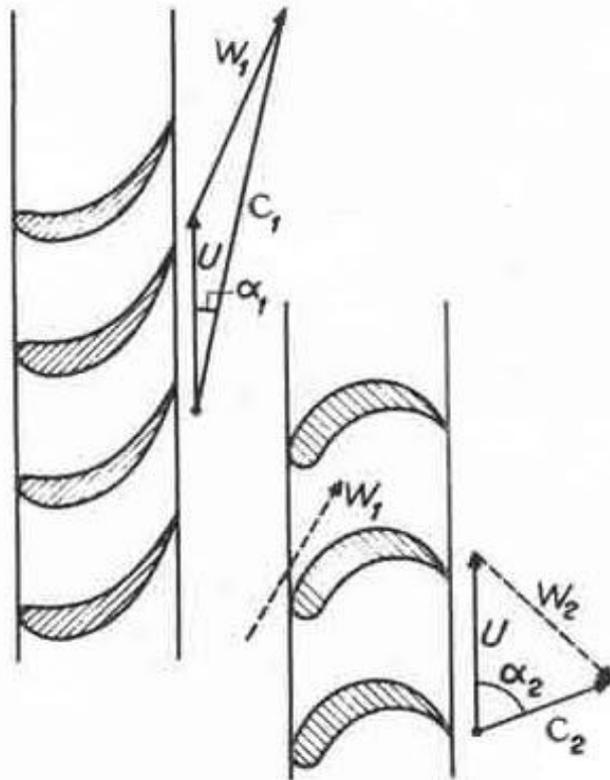


Figure (IV.1) : Composition des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue d'une turbine

IV.3. Expression du travail technique

L'expression d'Euler qui donne le travail technique dans le cas d'une turbomachine [10] :

$$\tau = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \dots\dots\dots (IV. 2)$$

c_{u2} Et c_{u1} sont respectivement la projection des vitesses c_1 et c_2 sur l'axe de la vitesse d'entraînement \vec{u}

Dans le cas de la machine motrice $\tau < 0$

On pose $\tau_e = -\tau$

Donc $\tau_e = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = -\Delta_1^2 u c_u > 0 \dots\dots\dots (IV. 3)$

Le triangle des vitesses donne :

$$c_{u1} = C_1 \cdot \cos a_1$$

$$c_{u2} = C_2 \cdot \cos a_2$$

Examinons le triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie d'un étage, la formule précédente peut s'écrire :

$$\tau_e = u_1 c_1 \cos a_1 - u_2 c_2 \cos a_2 > 0$$

Sous forme différentielle :

$$\partial \tau_e = d u \cdot c \cdot \cos \alpha$$

τ_e : Travail technique fournit par la turbine

A partir de la relation : $\vec{w} = \vec{c} - \vec{u} \Rightarrow w^2 = c^2 + u^2 - 2uc_u$

On aura : $uc_u = \frac{c^2}{2} - \frac{w^2}{2} + \frac{u^2}{2} \dots\dots\dots (IV.3 Bis)$

D'autre part on a : $\tau_e = -\Delta_1^2 u c_u$

$$\tau_e = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \dots\dots\dots (IV.4)$$

Finalement : $\tau_e = -\Delta_1^2 \left(\frac{c^2}{2} - \frac{w^2}{2} + \frac{u^2}{2} \right) \dots\dots\dots (IV.5)$

La relation (IV.4) est désignée sous l'appellation : « Deuxième équation d'Euler »

Les équations (IV.4) et (IV.5) permettent de calculer le travail technique massique fourni par le fluide au canal mobile, en fonction des vitesses du fluide uniquement.

Comme on peut atteindre le même résultat en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert en régime permanent :

$$\delta\tau + \delta q = dh + d\frac{C^2}{2} + gdz$$

Comme $\tau_e = -\tau$:

$$\delta q - \delta\tau_e = dh + d\frac{c^2}{2} + gdz \dots\dots\dots (IV.6)$$

On remplace l'équation (IV. 5) dans (IV.6) :

$$\delta q + d\frac{c^2}{2} + d\frac{u^2}{2} - d\frac{w^2}{2} = dh + \frac{dc^2}{2} + gdz$$

Après l'élimination :

$$\delta q + d\frac{u^2}{2} - d\frac{w^2}{2} = dh + gdz$$

$$\delta q + d\frac{u^2}{2} = dh + d\frac{w^2}{2} + gdz \dots\dots\dots (IV.7)$$

Les équations (IV. 6) et (IV.7) caractérisent l'expression du premier principe de la thermodynamique établi respectivement en repère fixe, et en repère mobile lié au rotor de la machine.

IV.4. Equations fondamentales des systèmes ouverts en régime permanent

Les systèmes ouverts en régime permanent, sont régis par un certain nombre d'équations que nous allons résumer dans un seul système d'équation :

Deuxième relation de Gibbs

$$dh = vdP + Tds \dots\dots\dots(a)$$

Le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert :

$$\tau + \delta q = dh + d\frac{c^2}{2} + gdz \dots\dots\dots (b)$$

Deuxième principe de la thermodynamique

$$Tds = \delta q + \delta f \dots\dots\dots(c)$$

Deuxième équation d'Euler

$$\tau_e = -\Delta_1^2 \left(\frac{c^2}{2} - \frac{w^2}{2} + \frac{u^2}{2} \right) \dots\dots\dots(d)$$

La combinaison des relations (a) et (c) donne :

L'équation (a) donne $-vdP = Tds - dh$

L'équation (c) donne $-vdP = \delta q + \delta f - dh$

Finalement

$$\left\{ \begin{array}{l} -vdP = Tds - dh \\ -vdP = \delta q + \delta f - dh \end{array} \right\} \dots\dots\dots (IV.8)$$

Par ailleurs les équations (b) et (d) permet d'écrire :

Pour (b) : $\delta\tau + \delta q = \delta q - \delta\tau_e = dh + d\frac{c^2}{2} + gdz$

Donc $\delta\tau_e = \delta q - dh - d\frac{c^2}{2} - gdz$

Or $\delta q = Tds - \delta f$

$$\delta\tau_e = Tds - \delta f - dh - d\frac{c^2}{2} - gdz$$

On a aussi

$$-dh = -vdP - Tds$$

$$\delta\tau_e = Tds - \delta f - vdP - Tds - d\frac{c^2}{2} - gdz$$

$$\delta\tau_e = -\delta f - vdP - d\frac{c^2}{2} - gdz$$

$$-vdP = \delta\tau_e + \delta f + d\frac{c^2}{2} + gdz \dots\dots\dots (IV. 9)$$

Et pour (d) :

$$\tau_e = -d\frac{c^2}{2} + d\frac{w^2}{2} - d\frac{u^2}{2}$$

$$\delta\tau_e + d\frac{c^2}{2} = d\frac{w^2}{2} - d\frac{u^2}{2}$$

$$-vdP = d\frac{w^2}{2} - d\frac{u^2}{2} + \delta f + gdz \dots\dots\dots (IV.9 bis)$$

Finalement :

$$\left\{ \begin{array}{l} -vdP = \delta\tau_e + \delta f + vdP + d\frac{c^2}{2} + gdz \\ -vdP = d\frac{w^2}{2} - d\frac{u^2}{2} + \delta f + gdz \end{array} \right\}$$

En rassemblant dans un même système les relations (IV. 8), (IV. 9), (IV. 9 bis) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta\tau_e + \delta f + d\frac{c^2}{2} + gdz = -vdP = \delta q + \delta f - dh \\ d\frac{w^2}{2} - d\frac{u^2}{2} + \delta f + gdz = -vdP = Tds - dh \end{array} \right\} \dots\dots\dots (IV. 10)$$

Le système (IV.10) regroupe les équations fondamentales du système ouvert, en régime permanent, traversé par un écoulement admis monodimensionnel.

IV.5. Application aux canaux fixe et mobile de la machine

IV.5.1. Application au canal fixe

D'après le premier principe on a :

$$-\delta\tau_e + \delta q = dh + \frac{dc^2}{2} + gdz$$

Hypothèse :

Canal fixe : $\delta\tau_e = 0$

Adiabatique : $\delta q = 0$

Donc :

$$dh + \frac{dc^2}{2} + gdz = 0$$

Comme l'écoulement est axial à l'intérieur du la turbine, donc la variation de l'énergie potentielle est négligeable $gdz = 0$

$$dh + \frac{dc^2}{2} = 0$$

$$d\left(h + \frac{c^2}{2}\right) = 0$$

$$h + \frac{c^2}{2} = cst = h_c \dots\dots\dots (IV.11)$$

Avec

h_c : Enthalpie totale

h : Enthalpie statique

$\frac{c^2}{2}$: Enthalpie dynamique

Il y a conservation d'enthalpie totale dans un canal fixe adiabatique.

IV.5.2. Application au canal mobile

Le deuxième terme de gauche de système (IV.10) donne :

$$d\frac{w^2}{2} - d\frac{u^2}{2} + \delta f + gdz = -vdP = \delta q + \delta f - dh$$

En négligeant l'effet de la gravité,

$$d\frac{w^2}{2} - d\frac{u^2}{2} + \delta f = -vdP \dots\dots\dots (IV.12)$$

Et en adiabatique :

$$d \frac{w^2}{2} - d \frac{u^2}{2} + dh = 0$$

On pose :

$$dh_{wu} = d \left(\frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} + h \right) = 0 \dots\dots\dots (IV.13)$$

$$\frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} + h = cte = h_{wu}$$

On appelle h_{wu} Enthalpie totale relative

Il s'agit d'une turbomachine axiale à aubages courtes, la variation de l'énergie cinétique $d \frac{u^2}{2}$ est nul.

Il convient alors de considérer l'état totale caractérisé par l'enthalpie totale relative tel que :

$$h_w = \frac{w^2}{2} + h$$

On voit que l'enthalpie totale relative ne se conserve pas en roue mobile, elle se conservera que si l'écoulement se fait sur des cylindres c'est-à-dire $u = \omega r = cte$

On définit dans la littérature le concept de Rothalpie » appelée aussi enthalpie totale Rothalpie.

Nous avons d'après l'équation (IV.13) :

$$dh_{wu} = d \left(\frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} + h \right) = 0$$

$$h_{wu} = \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} + h + \frac{c^2}{2} - \frac{c^2}{2} = cte$$

$$h_{wu} = h + \frac{c^2}{2} - \left(\frac{c^2}{2} - \frac{w^2}{2} + \frac{u^2}{2} \right) = cte$$

On sait que dans l'équation (IV.3 Bis) :

$$\frac{c^2}{2} - \frac{w^2}{2} + \frac{u^2}{2} = uc_u$$

Alors :

$$h_{wu} = h + \frac{c^2}{2} - uc_u = h_c - uc_u$$

L'équation (IV.13) devient :

$$dh_{wu} = d(h_c - uc_u)$$

Cette grandeur se conserve dans le canal mobile :

$$h_{wu} = h_c - uc_u = cte \dots\dots\dots (IV.14)$$

IV.6. Etudes d'une turbine monocellulaire à action

Pour qu'on puisse décrire de façon précise l'évolution du fluide à partir des lois que suit son état moyen, tant cinétique que physique, on se base sur la théorie unidimensionnelle des machines à aubages courts, dans lesquelles le rapport de la hauteur des canaux au diamètre moyen de la veine est suffisamment faible [17].

IV.6.1. Description et fonctionnement d'une turbine à action

La turbine monocellulaire comporte deux couronnes d'aubages : l'une est fixe appelée stator qui est situé en amont, et l'autre mobile appelée rotor, l'ensemble de ces deux organes constitue un étage ou une cellule de turbine.

Le fluide se présente à l'admission de la machine avec une pression total P_0 et se détente jusqu'à la pression statique P régnant à l'échappement. Par définition, on dit que la turbine est à action si la totalité de la détente se produit dans les aubages fixes. Les pressions statiques considérées en amont et en aval des aubages mobiles sont égales $P_1 = P_2 = P$.

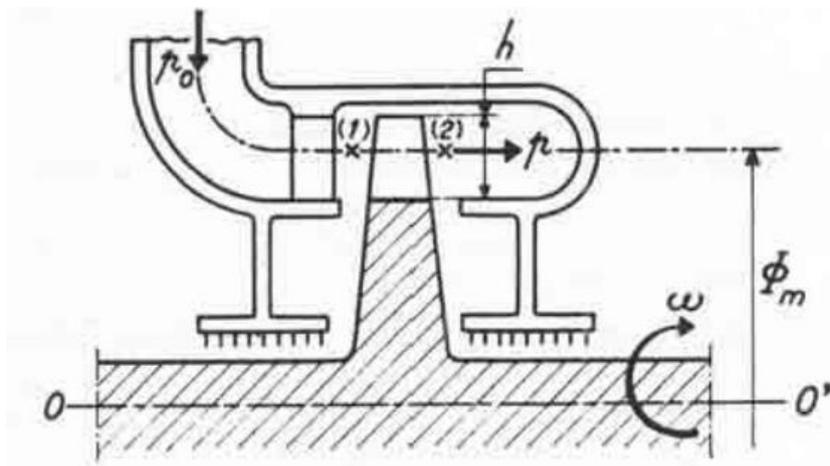


Figure (IV.2) : turbine à action multicellulaire

Et, puisque la machine est motrice, elle se produit sur l'arbre un travail moteur égal d'après l'équation (IV.2) :

$$\tau_e = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}$$

Ecoulement monodimensionnelle, et cylindrique : $u_1 = u_2 = u$

Donc :

$$\tau_e = u(c_{u1} - c_{u2})$$

IV.6.2. Etude sans frottement. Règle de ξ

IV.6.2.1. Conservation de la vitesse relative

En applique la relation (VI.12) au canal mobile :

$$d \frac{w^2}{2} - d \frac{u^2}{2} + \delta f = -v dP$$

Entre 1 et 2 sous forme intégrée :

$$\Delta_1^2 \frac{w^2 - u^2}{2} + \Delta_1^2 f + \int_1^2 v dP = 0$$

Hypothèse :

- $\delta f = 0$, on néglige l'influence des frottements dans les canaux mobiles.
- $\int_1^2 v dP = 0$, puisque les pressions dans l'amont et l'aval de la roue sont égales ($P_1 = P_2$, turbine à action).
- $u_1 = u_2$ écoulement sur le cylindre

Finalement :

$$\Delta \frac{w^2}{2} = 0$$

Donc

$$w_1 = w_2$$

En absence de frottement, la vitesse relative se conserve en valeur absolue.

Si de plus, l'on fixe par construction une égale hauteur "h" aux aubages fixes et mobiles, une autre propriété importante résulte de la conservation de débit massique q_m la traversée de la roue :

$$q_m = \rho_1 \pi \phi_m h w_1 \sin \beta_1 = \rho_2 \pi \phi_m h w_2 \sin \beta_2$$

ρ_1 et ρ_2 : sont les masses volumiques à l'entrée et à la sortie des ailettes :

β_1 et β_2 : sont les angles que font respectivement les vitesses relative w_1 et w_2 avec la vitesse d'entraînement.

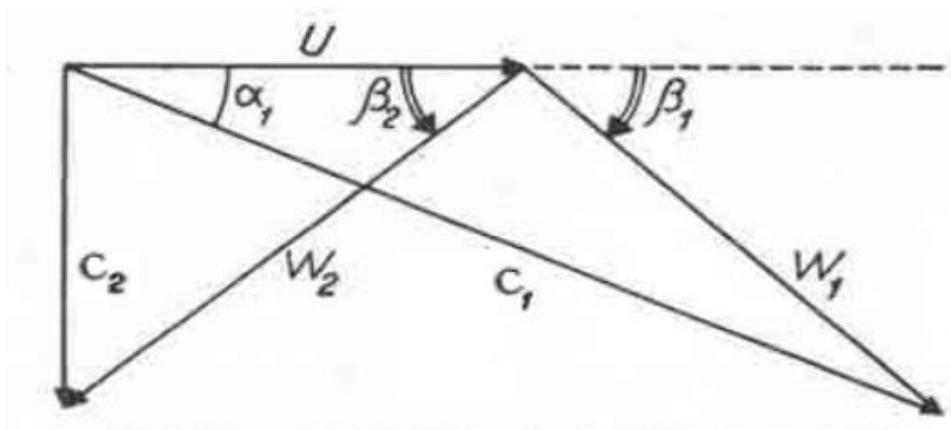


Figure (IV.3) : convention d'orientation de l'angle β

Par l'égalité des pressions $P_1 = P_2$ et de la loi de compressibilité isentropique on sait que :

$$\rho_1 = \rho_2$$

Fonctionnement sans frottement :

$$w_1 = w_2$$

On aboutit :

$$\beta_1 = \beta_2$$

Pour une turbine à action en fonctionnement réversible, on aboutit à $w_1 = w_2$ et $\beta_1 = \beta_2$.

Aussi les aubages mobile font subir à la vitesse relative une symétrie par rapport à la direction axiale axe, et on dit souvent pour caractériser ce rôle aérodynamique qu'il s'agit d'aubages symétriques

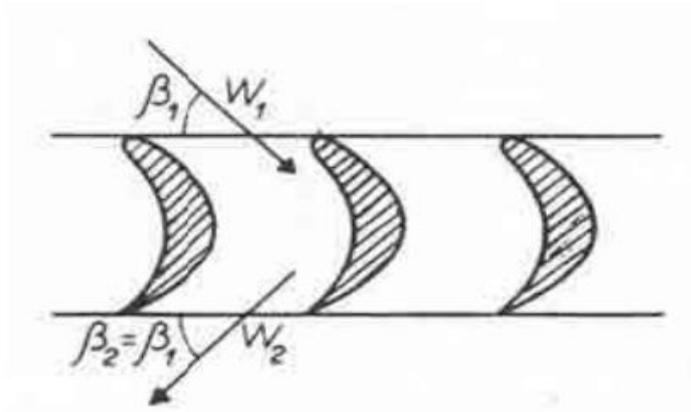


Figure (IV 4) : aubages à profil symétrique

IV.6.2.2. Etablissement du rendement aérodynamique d'une cellule

On définit le rendement de la turbine comme étant le rapport du travail recueilli sur l'arbre à celui que libérerait une détente adiabatique réversible (isentropique).

$$\eta = \frac{\tau_e}{h_{c0} - h} = \frac{\tau_e}{q} \dots\dots\dots (IV.15)$$

q : est appelée chute disponible de l'étage.

Hypothèse :

- Etudes sans frottement
- Canal fixe

On a : $h_{c0} = h_{c1}$

Alors :

$$h_{c0} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$$

Donc :

$$\frac{c_1^2}{2} = h_{c0} - h_1 = q$$

En remplace τ_e par la formule d'Euler on obtient une autre expression de rendement :

$$\eta = \frac{2u(cu_1 - cu_2)}{c_1^2} \dots\dots\dots (IV.16)$$

IV.6.2.3. Calcul et discussion du rendement

En égalité vectorielle suivant

$$\begin{aligned}\vec{c}_1 &= \vec{u} + \vec{w}_1 \\ \vec{c}_2 &= \vec{u} + \vec{w}_2\end{aligned}$$

On projetant ces deux égalités sur la direction tangentielle de la vitesse \vec{u}

$$\begin{aligned}\vec{c}_{u1} &= \vec{u} + \vec{w}_{u1} \\ \vec{c}_{u2} &= \vec{u} + \vec{w}_{u2}\end{aligned}$$

On sait que :

$$\begin{aligned}w_1 &= w_2 \\ \vec{w}_1 &= -\vec{w}_2 \quad \text{Car la direction de la vitesse relative } w_2 \text{ est opposé à } w_1 \\ \vec{w}_{u1} &= -\vec{w}_{u2}\end{aligned}$$

Donc :
$$c_{u1} - c_{u2} = 2w_{u1} = 2(c_{u1} - u) = 2(c_1 \cdot \cos a_1 - u)$$

Finalement en remplace dans l'équation IV.16 on aura :

$$\eta = \frac{4u \cdot (c_1 \cdot \cos a_1 - u)}{c_1^2} = 4\xi (\cos a_1 - \xi)$$

On obtient un rendement dépendant uniquement de l'angle d'injection a_1 de fluide et le rapport

sans dimension
$$\xi = \frac{u}{c_1}$$

IV.6.2.4. Variation de rendement en fonction de ξ :

A partir de l'expression du rendement en fonction du ξ on trace la courbe suivant : $\eta = f(\xi)$

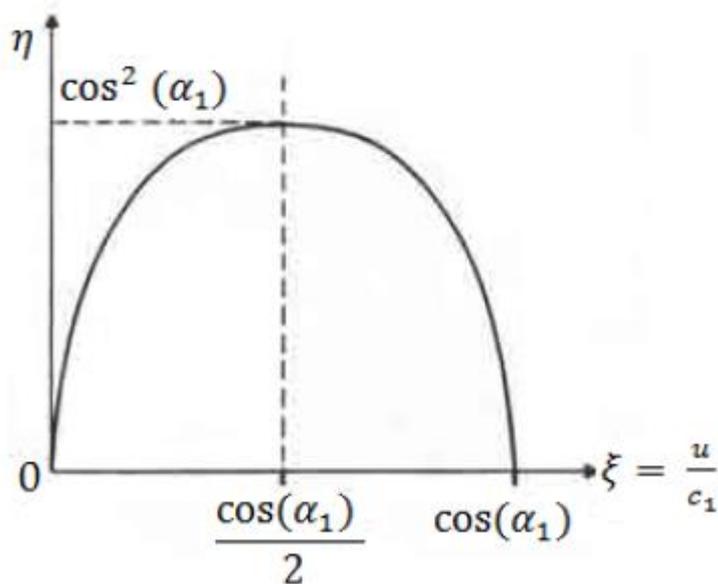


Figure (IV.5) : Courbe de rendement aérodynamique en fonction de ξ (fonction sans frottement)

D'après la fonction : $\eta = f(\xi) = 4\xi(\cos a_1 - \xi)$

Premier dérivé on trouve : $\frac{d\eta}{d\xi} = -8\xi + 4 \cos a_1$

η_{\max} Pour $\frac{d\eta}{d\xi} = 0$

Alors : $-8\xi + 4 \cos a_1 = 0$

Donc : $\xi_{opt} = \frac{\cos a_1}{2}$

On aura : $\eta_{\max} = \cos^2 a_1$

Le meilleur rendement est obtenu pour un angle a_1 qui tend vers zéro

IV.6.3. Etude avec frottement

On introduit l'influence des frottements dans les calculs au moyen de deux coefficients de ralentissement φ et ψ relatifs respectivement aux canaux fixes et mobiles tel que :

$$c_1 = \varphi c_{1th} \dots\dots\dots (IV.17)$$

$$w_2 = \psi w_1 \dots\dots\dots (IV.18)$$

Ces coefficients sont inférieurs à l'unité, ils sont déterminés expérimentalement par des essais en soufflerie.

D'après l'équation (IV.12) :

$$d \frac{w^2}{2} - d \frac{u^2}{2} + \delta f = -v dP$$

Hypothèse :

- $\int_1^2 v dP = 0$, puisque les pressions dans l'amont et l'aval de la roue sont égales ($P_1 = P_2$ turbine à action).
- $u_1 = u_2$ écoulement sur le cylindre

Finalement :

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = -\delta f < 0$$

Le frottement réduit la vitesse relative de la roue mobile.

IV.6.3.1. Rendement aérodynamique dans le cas des ailettes symétrique ($\beta_1 = \beta_2$)

Le rendement de l'étage dans ce cas conserve la même définition que dans le cas de l'étude sans frottement.

$$\eta = \frac{\tau_e}{q} \dots\dots\dots (IV.19)$$

$$q = \frac{c_{1th}^2}{2} = \frac{1}{\varphi^2} \frac{c_1^2}{2}$$

Et $\tau_e = (c_{u1} - c_{u2})$

D'où : $\eta = \varphi^2 2u \frac{c_{u1} - c_{u2}}{c_1^2}$

Par composition des vitesses on a :

$$c_{u1} = u + w_{u1}$$

$$c_{u2} = u + w_{u2}$$

Comme : $w_2 = \psi w_1$

On fait la projection sur l'axe u :

$$w_{u2} = \psi w_{u1}$$

Donc : $c_{u2} = u - \psi w_{u1}$

Et $c_{u1} - c_{u2} = (u + w_{u1}) - (u - \psi w_{u1})$
 $= w_{u1} + \psi w_{u1}$

$$\begin{aligned}
 &= w_{u1}(1+\psi) \\
 &= (c_{u1} - u)(1+\psi) \\
 &= (c_1 \cos a_1 - u)(1+\psi)
 \end{aligned}$$

On trouve donc :

$$\eta = \frac{2\varphi^2 u (c_1 \cos a_1 - u)(1+\psi)}{c_1^2}$$

Comme : $\xi = \frac{u}{c_1}$

Finalemnt : $\eta = \varphi^2 (1+\psi) 2\xi (\cos a_1 - \xi)$ (IV.20)

IV.6.3.2. Variation de rendement en fonction de ξ :

A partir de l'expression du rendement en fonction de ξ , on trace la courbe de $\eta = f(\xi)$

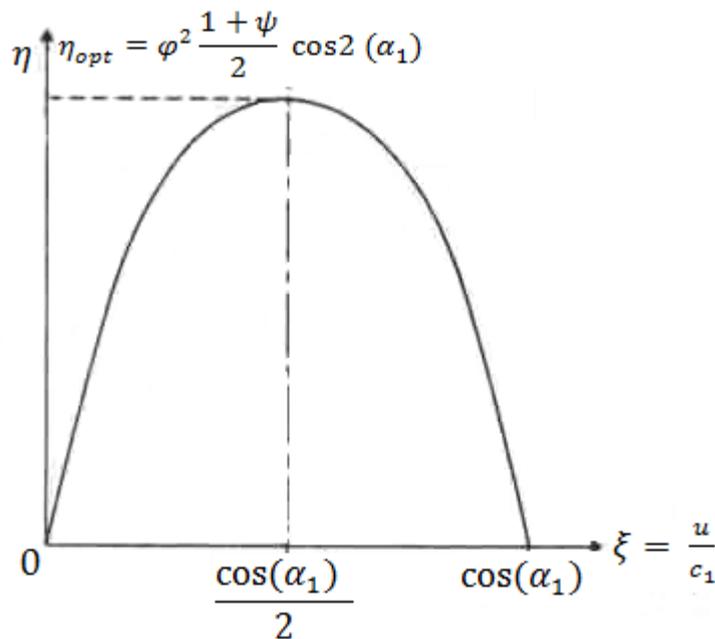


Figure (IV.6) : Courbe de rendement aérodynamique en fonction de ξ (fonctionnement avec frottement)

On remarque que pour a_1 donner le rendement devient maximale lorsque $\xi = \frac{\cos^2 a_1}{2}$ et sa valeur est alors égale à :

$$\eta_{max} = \varphi^2 \frac{1+\psi}{2} \cos^2(a_1) \dots\dots\dots (IV.21)$$

IV.6.4. Dimensionnement de la cellule

Pour définir la turbine, nous disposons des données suivantes :

- La nature du fluide
- Les conditions totales à l'admission P_0 et T_0
- La pression statique finale : $P = P_1 = P_2$
- Le débit masse q_m
- La vitesse de rotation ω

IV.6.4.1. Calcul des différents éléments de triangle des vitesses

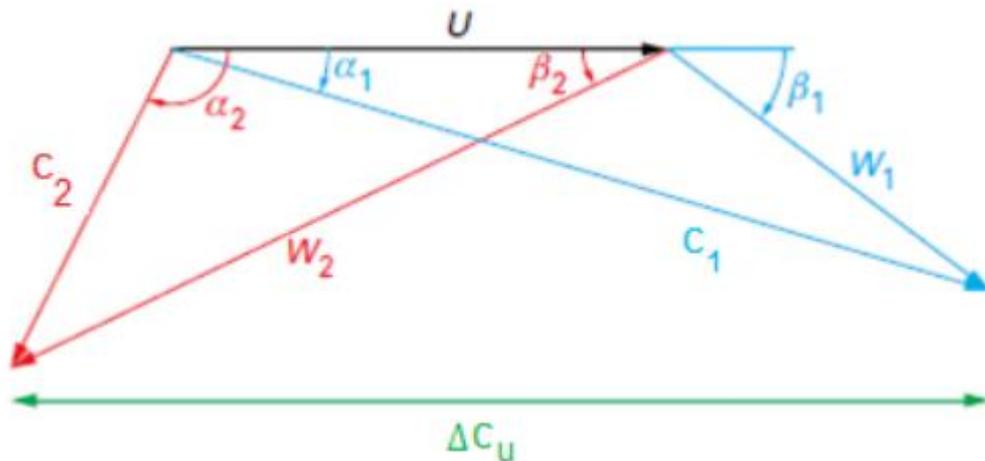


Figure (IV.7) : triangle des vitesses

- A l'entrée de la roue

Calculs de la valeur de w_1 :

D'après le triangle des vitesses de la figure (IV.7) on a :

$$c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1 \text{ Et } w_{a1} = c_{a1} = c_1 \sin \alpha_1$$

Donc :

$$w_1 = \sqrt{(c_{u1} - u)^2 + w_{a1}^2}$$

Avec: $w_{u1} = c_{u1} - u_1$

$$w_1 = \sqrt{w_{u1}^2 + w_{a1}^2}$$

Calcul de la valeur de β :

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{w_{a1}}{w_{u1}}$$

- A la sortie de la roue

Calcul de c_2 :

On a : $w_{u2} = w_2 \cos \beta_2$ Et $w_{a2} = c_{a2} = w_{u2} \tan \beta_2$

Si $a_2 > 90^\circ$: $\Rightarrow c_{u2} = w_{u2} - u_1$

Si $a_2 < 90^\circ$: $\Rightarrow c_{u2} = u_2 - w_{u2}$

$$c_2 = \sqrt{c_{a2}^2 + c_{u2}^2}$$

IV.6.4.2. Analyse des pertes

- Pertes dans les distributeurs :

On a vu auparavant que :

$$h_0 - h_{th1} = \frac{c_{th1}^2 - c_0^2}{2}$$

Et

$$h_0 - h_1 = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2}$$

$$\pi_d = (h_0 - h_{th1}) - (h_0 - h_1) = \frac{c_{th1}^2 - c_0^2}{2} - \frac{c_1^2 - c_0^2}{2}$$

$$\pi_d = h_1 - h_{th1} = \frac{c_{th1}^2 - \varphi^2 c_1^2}{2}$$

Finalement on trouve que :

$$\pi_d = h_1 - h_{th1} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{th1}^2}{2} \dots \dots \dots (IV.22)$$

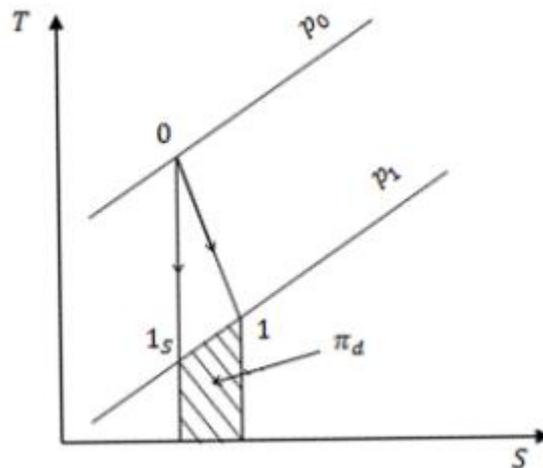


Figure (IV.8) : la détente dans le distributeur

- Pertes dans les aubage mobiles

La turbine étant à action, il n'y a aucune détente dans la roue mobile :

D'après le système (IV.10) en mouvement relatif entre l'état 1 et 2 on trouve :

$$\pi_a = h_2 - h_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

$$\pi_a = \frac{w_1^2 - \psi^2 w_1^2}{2} = (1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{2} \dots\dots\dots (IV.23)$$

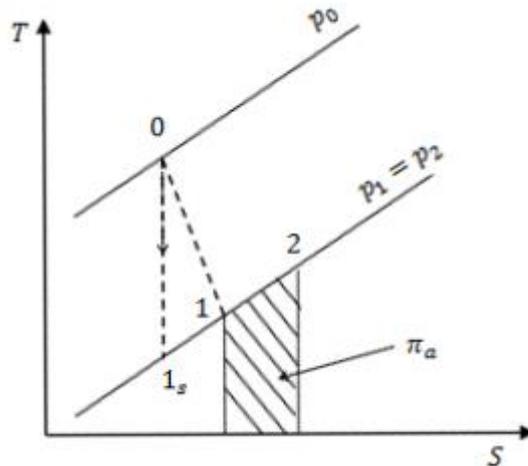


Figure (IV.9) : représentation graphique de la perte dans la roue mobile

IV.6.5. Représentation de la détente sur le diagramme thermodynamique

IV.6.5.1. Evolution propre à un étage

Il est commode de représenter l'évolution du fluide sur les diagrammes thermodynamique Et d'y faire apparaître les quantités d'énergie qui interviennent dans le rendement d'un étage.

Sur la figure IV.10, on reconnaît dans la courbe 0-1-2 le trajet réellement suivi par l'état statique du fluide qui passe par 1 à la sortie des aubages du distributeur. Dans une machine adiabatique réversible, 1_s 1 et 2 sont des points confondus.

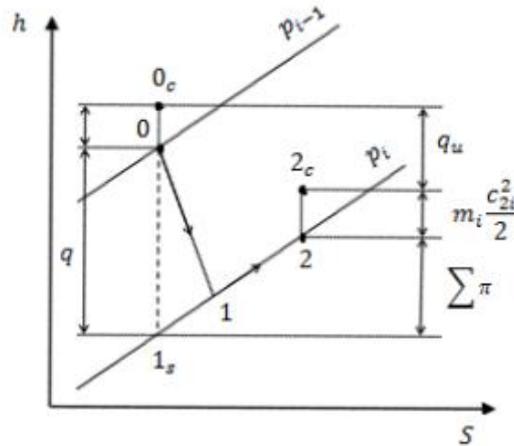


Figure (IV.10) : détente d'un étage dans une turbine multicellulaire à action.

IV.7. Partie calcul

IV.7.1. Objectif

Dans cette partie nous allons appliquer les étapes essentielles étudiée précédemment pour le calcul et le dimensionnement de la turbine à vapeur du complexe Cevital de type 6-7-MP 5 qui possède 5 étage.

Tableau (IV.1) : données de la turbine à vapeur

Donnée	Admission	Echappement
Pression [bar]	54	2,7
Température [°C]	480	/
Enthalpie [kJ/kg]	3382,1	2772 ,1
Débit massique [T/h]	150	150
Puissance utile 25 MW		
Vitesse de rotation 5900 tr/mn		

Cette figure représente le processus que l'on va suivre afin de déterminer les caractéristiques de la turbine dans chaque étage au cours de la détente.

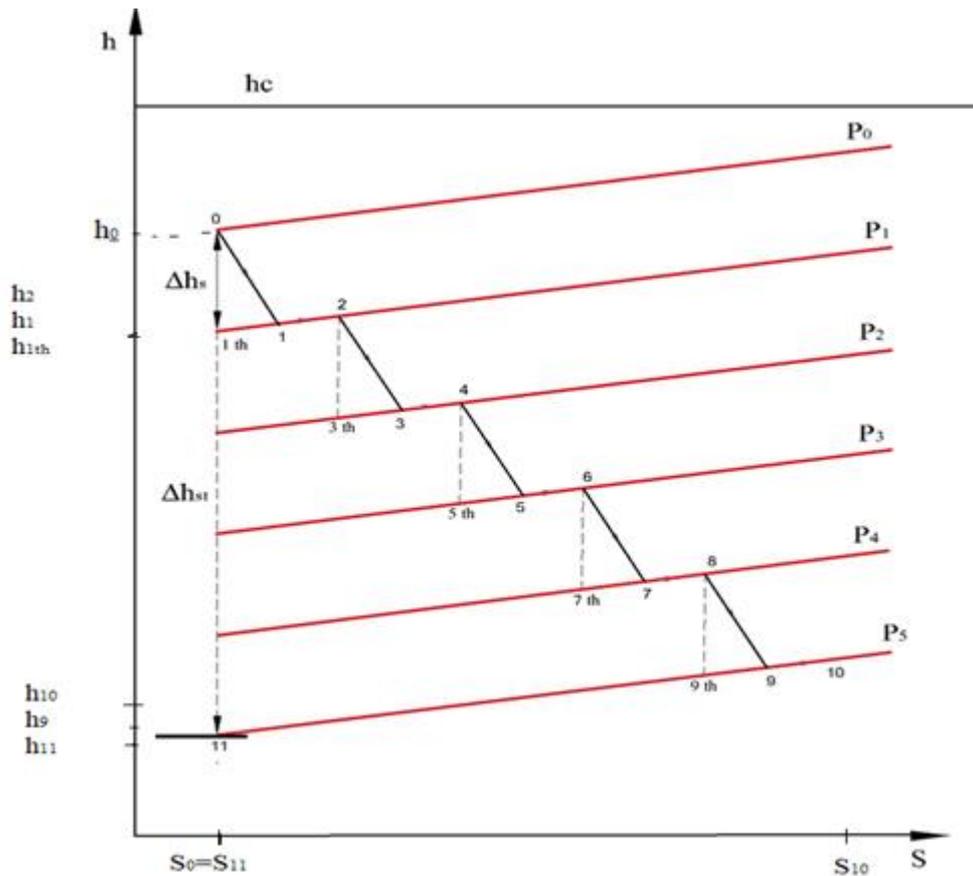


Figure (IV.11) : représentation graphique de la détente dans une turbine multicellulaire à action

Calcul de la chute théorique d'enthalpie statique

$$\Delta h_{st} = h_0 - h_{11}$$

Avec : h_{11} c'est l'enthalpie théorique à la sortie de dernier étage qui a la même entropie avec le point 0

$$\Delta h_{st} = 3382,1 - 2651,3 = 730,80 \text{ kJ / kg}$$

Pour un nombre d'étage égal à 5 on aura : (I=5)

$$\Delta h_s = \frac{\Delta h_{st}}{I} = \frac{730,80}{5} = 146,16 \text{ kJ / kg}$$

Avec : $\Delta h_s = \Delta h_{s1} = \Delta h_{s2} = \Delta h_{s3} = \Delta h_{s4} = \Delta h_{s5}$

IV.7.2. Dimensionnement du premier étage

Tableau (IV.2) : donnée de premier étage

φ	α_1	ξ
0,95	14°	0,40

- Calcul la chute disponible dans le premier étage

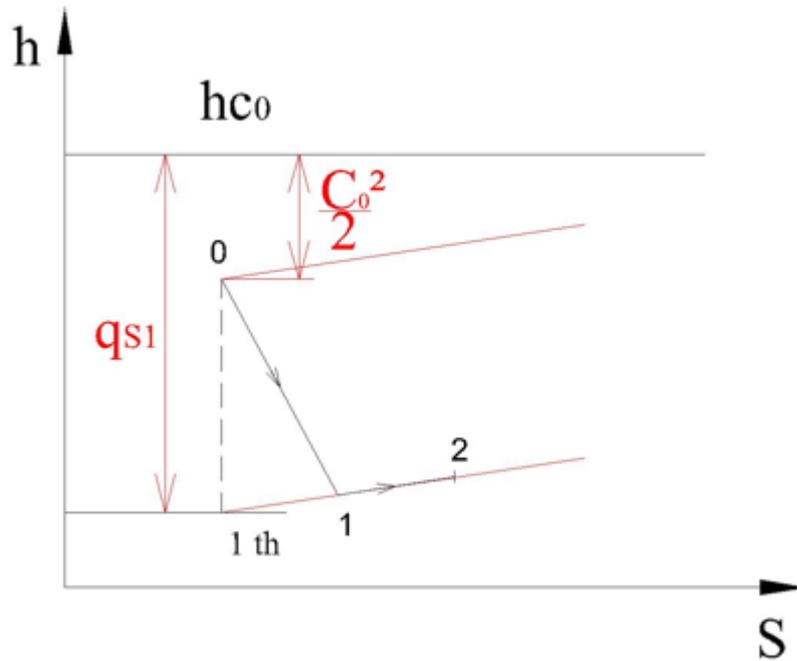


Figure (IV.12) : représentation graphique de la chute disponible dans le premier étage

$$q_{s1} = \Delta h_s + \frac{c_0^2}{2}$$

$$q_{s1} = 146,16 + \frac{(22,53)^2 \cdot 10^{-3}}{2} = 146,41 \text{ kJ / kg}$$

D'autre part on a :

$$q_{s1} = h_{c0} - h_{1th} \Rightarrow h_{1th} = h_{c0} - q_{s1}$$

$$h_{c0} = \frac{c_0^2}{2} + h_0 = \frac{(22,53)^2 \cdot 10^{-3}}{2} + 3382,1 = 3382,35 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{1th} = 3382,35 - 146,41 = 3235,94 \text{ kJ / kg}$$

- Calculs les éléments des triangles de vitesses
- ❖ A l'entrée de la roue

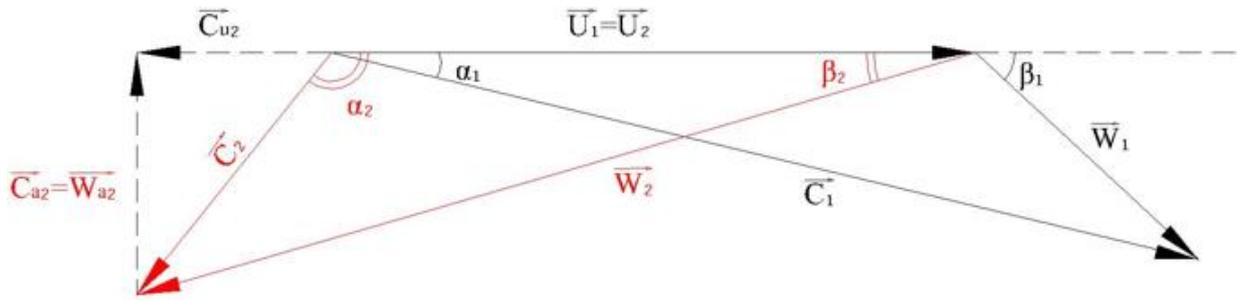


Figure (IV.13) : triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue dans le premier étage

Calcul de la vitesse théorique à la sortie du distributeur du premier étage c_{1th} :

$$c_{1th} = \sqrt{2 \cdot q_{s1}}$$

$$c_{1th} = \sqrt{2 \cdot 146,41 \cdot 10^3} = 541,12 \text{ m/s}$$

$$c_{1th} = 540,75 \text{ m/s}$$

Calcul de la vitesse réelle C_1 :

En introduisant le coefficient de ralentissement φ pour calculer C_1

$$\text{On a : } c_1 = \varphi \cdot c_{1th} = 0,95 \cdot 541,12 = 514,1 \text{ m/s}$$

Calcul de la vitesse d'entraînement :

$$u_1 = u_2 \quad \text{Écoulement dans un cylindre}$$

$$\xi = \frac{u_1}{c_1} = 0,4$$

$$\text{D'où : } u_1 = 0,4 \cdot 514,1 = 205,64 \text{ m/s}$$

Calcul de c_{u1} :

$$c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1 = 514,1 \cos 14^\circ = 498,82 \text{ m/s}$$

Calcul de w_1 :

$$w_1 = \sqrt{w_{u1}^2 + w_{a1}^2} \quad \text{Avec} \quad w_{a1} = c_{a1}$$

$$w_{a1} = c_1 \sin \alpha_1 = 514,1 \sin 14^\circ = 124,37 \text{ m/s}$$

$$w_{u1} = c_{u1} - u_1 = 498,82 - 205,64 = 293,18 \text{ m/s}$$

$$\text{Donc } w_1 = \sqrt{293,18^2 + 124,37^2} = 318,46 \text{ m/s}$$

Calcul de β_1 :

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{w_{a1}}{w_{u1}} = \tan^{-1} \frac{c_{a1}}{w_{u1}} = \tan^{-1} \frac{124,37}{293,18} = 22,98^\circ$$

Les aubages mobile sont symétriques ce qui donne $\beta_1 = \beta_2$

❖ A la sortie de la roue :

Le coefficient de ralentisseur relatif dans la roue mobile variait avec la somme $(\beta_1 + \beta_2)$.

Le tableau suivant présenté quelques valeur de ψ correspondant à la somme $(\beta_1 + \beta_2)$:

$(\beta_1^\circ + \beta_2^\circ)$	40°	60°	80°	100°
ψ	0,85	0,90	0,93	0,95

Puisque la turbine est à aubages symétriques $\beta_1 = \beta_2$ on prend $\psi = 0,87$ dans ce premier étage pour une valeur de la somme $(\beta_1 + \beta_2) = 45,97^\circ$

Calcul de w_2 :

$$w_2 = \psi \cdot w_1 = 0,87 \cdot 318,46 = 277,1 \text{ m/s}$$

Avec w_2 c'est la vitesse relative à la sortie de premier étage

$$w_{u2} = w_2 \cos \beta_2 = 277,1 \cos 22,98 = 255,10 \text{ m/s}$$

$$w_{a2} = c_{a2} = w_{u2} \tan \beta_2 = 255,1 \tan 22,98^\circ = 108,19 \text{ m/s}$$

Calcul de c_{u2} :

$$c_{u2} = w_{u2} - u_1 = 255,1 - 205,64 = 49,45 \text{ m/s}$$

$$c_2 = \sqrt{c_{a2}^2 + c_{u2}^2} = \sqrt{108,19^2 + 49,45^2} = 118,95 \text{ m/s}$$

Calcul α_2 :

$$\alpha_2^* = \tan^{-1} \frac{c_{a2}}{c_{u2}} = \tan^{-1} \frac{108,19}{49,45} = 65,44^\circ$$

$$\alpha_2 = 180 - \alpha_2^* = 180 - 65,44 = 114,56^\circ$$

On voit que la valeur α_2 est supérieure à 90° c'est-à-dire $c_{u2} < 0$

- Calcul de perte d'énergie cinétique dans le distributeur :

$$\pi_{d1} = \frac{C_{1th}^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} = \frac{1}{2}(1-\varphi^2) \cdot C_{1th}^2$$

$$\pi_{d1} = \frac{1}{2}(1-0,95^2) \cdot 541,12^2 \cdot 10^{-3} = 14,27 \text{ kJ / kg}$$

D'où l'enthalpie à la sortie du distributeur est

$$h_1 = h_{1th} + \pi_{d1} = 3235,94 + 14,27 = 3250,21 \text{ kJ / kg}$$

- Calcul de perte d'énergie cinétique dans le canal mobile :

$$\pi_{a1} = \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{1}{2}(1-\psi^2)w_1^2$$

Avec $w_{2th} = w_1$

$$\text{D'où } \pi_{a1} = \frac{1}{2}(1-0,87^2)318,46^2 \cdot 10^{-3} = 12,32 \text{ kJ / kg}$$

D'où l'enthalpie à la sortie du premier étage :

$$h_2 = h_1 + \pi_{a1} = 3250,39 + 12,32 = 3362,71 \text{ kJ / kg}$$

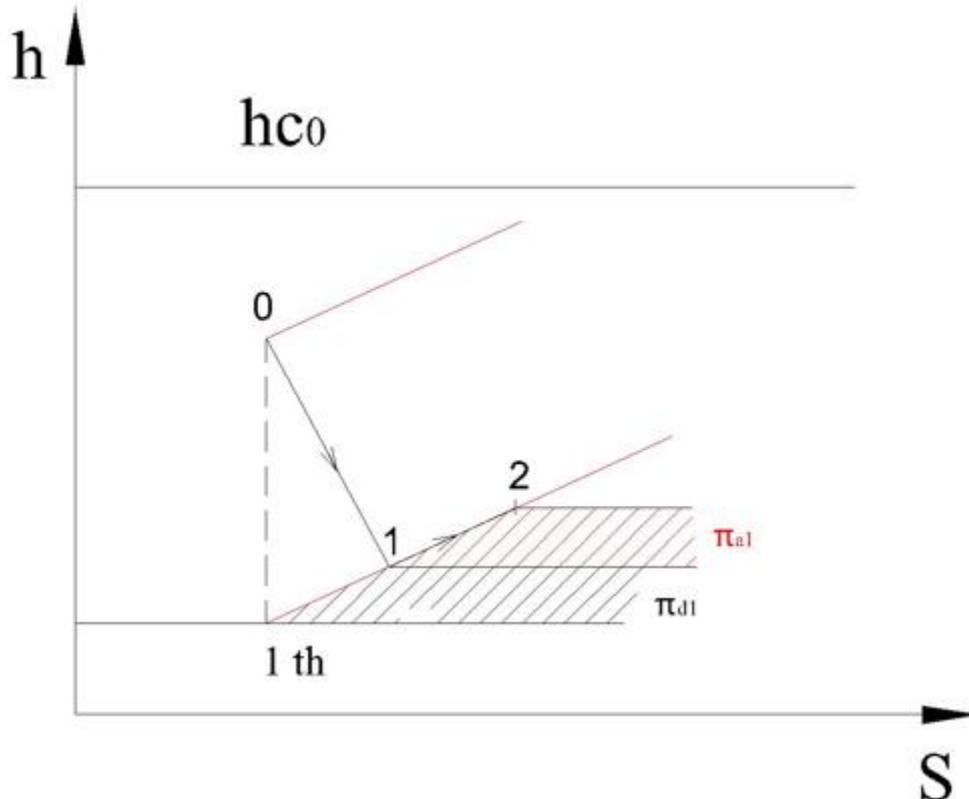


Figure (IV.14) : représentation graphique pour les pertes π_a et π_d

- Calcul du travail développé dans le premier étage :

Il est maintenant possible de calculer le travail fourni par la roue :

$$\tau_{e1} = u_1(c_{u1} - c_{u2}) = 205,64(498,82 - (-49,45)) \cdot 10^{-3} = 112,75 \text{ kJ / kg}$$

- Calcul le rendement de premier étage :

$$\eta_1 = \frac{\tau_{e1}}{q_{s1}} = \frac{112,75}{146,41} = 77,01\%$$

IV.7.3. Dimensionnement du deuxième étage

Tableau (IV.3) : donnée du deuxième étage

φ	α_3	ξ	m_2
0,95	14°	0,48	1

A la sortie du premier étage, l'état de la vapeur est représenté par le point 2

- Calcul la chute disponible dans le deuxième étage

$$q_{s2} = \Delta h_s + m_2 \frac{c_2^2}{2}$$

Pour $m_2 = 1$

$$q_{s2} = 146,16 + \frac{(118,95)^2 \cdot 10^{-3}}{2} = 153,23 \text{ kJ / kg}$$

D'autre part on a :

$$q_{s2} = h_{c2} - h_{3th} \Rightarrow h_{3th} = h_{c2} - q_{s2}$$

Entre les deux étages l'enthalpie devient donc :

$$h_{c2} = h_2 + m_2 \frac{c_2^2}{2} = 3262,71 + \frac{(118,95)^2 \cdot 10^{-3}}{2} = 3269,78 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{3th} = 3269,78 - 153,23 = 3116,55 \text{ kJ / kg}$$

- Calculs les éléments des triangles de vitesses :
 - ❖ A l'entrée de la roue :

Calcul de la vitesse théorique à la sortie du distributeur du deuxième étage :

$$q_{s2} = \frac{c_{3th}^2}{2}$$

$$c_{3th} = \sqrt{2 \cdot q_{s2}}$$

$$c_{3th} = \sqrt{2.153,23.10^3}$$

$$c_{3th} = 553,58 \text{ m/s}$$

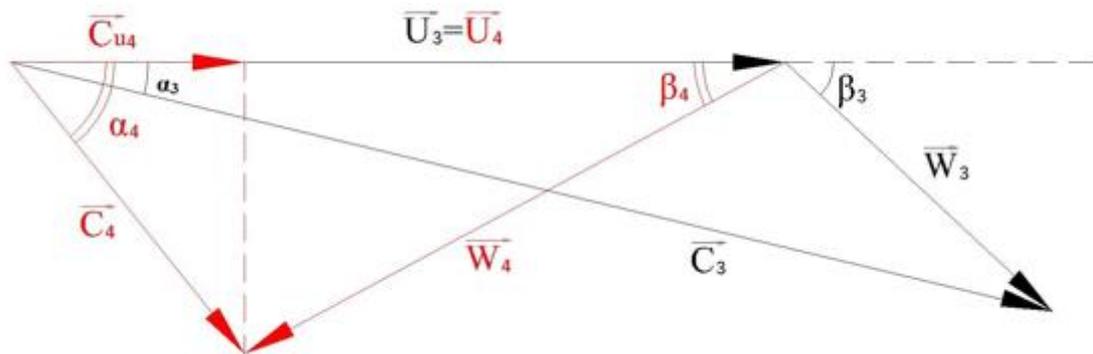


Figure (IV.15) : triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue dans le deuxième étage

Calcul de la vitesse réelle C_3 :

En introduisant le coefficient de ralentissement φ

$$\text{On a : } c_3 = \varphi.c_{3th} = 0,95.553,58 = 525,90 \text{ m/s}$$

Calcul de la vitesse d'entraînement :

$$u_3 = u_4$$

$$\xi = \frac{u_3}{c_3} = 0,48$$

$$\text{D'où : } u_3 = 0,48.525,90 = 252,43 \text{ m/s}$$

Calcul de c_{u3} :

$$c_{u3} = c_3 \cos a_3 = 525,9 \cos 14^\circ = 510,28 \text{ m/s}$$

Calcul de w_3 :

$$w_3 = \sqrt{w_{u3}^2 + w_{a3}^2} \quad \text{Avec} \quad w_{a3} = c_{a3}$$

$$w_{a3} = c_{a3} = c_3 \sin a_3 = 525,9 \sin 14^\circ = 127,22 \text{ m/s}$$

$$w_{u3} = c_{u3} - u_3 = 510,28 - 252,43 = 257,85 \text{ m/s}$$

$$\text{Donc } w_3 = \sqrt{w_{u3}^2 + w_{a3}^2} = \sqrt{257,85^2 + 127,22^2} = 287,53 \text{ m/s}$$

Calcul de β_3 :

$$\beta_3 = \tan^{-1} \frac{w_{a3}}{w_{u3}} = \tan^{-1} \frac{c_{a3}}{w_{u3}} = \tan^{-1} \frac{127,22}{257,85} = 26,26^\circ$$

❖ A la sortie de la roue :

Le coefficient de ralentisseur relatif dans la roue mobile variait avec la somme $(\beta_3 + \beta_4)$.

Le tableau suivant présenté quelques valeur de ψ correspondant à la somme $(\beta_3 + \beta_4)$:

$(\beta_1^\circ + \beta_2^\circ)$	40°	60°	80°	100°
ψ	0,85	0,90	0,93	0,95

Puisque la turbine est à aubages symétriques $\beta_3 = \beta_4$ on prend $\psi = 0,88$ dans ce deuxième étage pour une valeur de la somme $(\beta_1 + \beta_2) = 52,52^\circ$

Calcul de w_4 :

$$w_4 = \psi \cdot w_3 = 0,88 \cdot 287,53 = 253,03 \text{ m/s}$$

$$w_{u4} = w_4 \cos \beta_4 = 253,03 \cos 26,26 = 226,92 \text{ m/s}$$

$$w_{a4} = c_{a4} = w_{u4} \tan \beta_4 = 226,92 \tan 26,26^\circ = 111,95 \text{ m/s}$$

Calcul de c_{u4} :

$$c_{u4} = u_4 - w_{u4} = 252,43 - 226,92 = 25,51 \text{ m/s}$$

$$c_4 = \sqrt{c_{a4}^2 + c_{u4}^2} = \sqrt{111,95^2 + 25,51^2} = 114,82 \text{ m/s}$$

Calcul α_4 :

$$\alpha_4 = \tan^{-1} \frac{c_{a4}}{c_{u4}} = \tan^{-1} \frac{111,95}{25,51} = 77,16^\circ$$

• Calcul de la perte d'énergie cinétique dans le distributeur :

$$\pi_{d2} = \frac{C_{3th}^2}{2} - \frac{C_3^2}{2} = \frac{1}{2} (1 - \varphi^2) \cdot C_{3th}^2$$

$$\pi_{d2} = \frac{1}{2} (1 - 0,95^2) \cdot 553,58^2 \cdot 10^{-3} = 14,94 \text{ kJ/kg}$$

D'où l'enthalpie à la sortie du distributeur est

$$h_3 = h_{3th} + \pi_{d2} = 3116,55 + 14,95 = 3131,49 \text{ kJ/kg}$$

- Calcul de la perte d'énergie cinétique dans le canal mobile :

$$\pi_{a2} = \frac{w_3^2}{2} - \frac{w_4^2}{2} = \frac{1}{2}(1 - \psi^2)w_3^2$$

$$\text{D'où } \pi_{a2} = \frac{1}{2}(1 - 0,88^2)287,53^2 \cdot 10^{-3} = 9,32 \text{ kJ / kg}$$

D'où l'enthalpie à la sortie du deuxième étage :

$$h_4 = h_3 + \pi_{a2} = 3131,49 + 9,32 = 3140,81 \text{ kJ / kg}$$

- Calcul du travail développé dans le deuxième étage :

$$\tau_{e2} = u_3(c_{u3} - c_{u4}) = 252,43(510,28 - 25,51) \cdot 10^{-3} = 122,37 \text{ kJ / kg}$$

- Calcul le rendement de deuxième étage :

$$\eta_2 = \frac{\tau_{e2}}{q_{s2}} = \frac{122,37}{153,23} = 79,86\%$$

IV.7.4. Dimensionnement du troisième étage

Tableau (IV.4) : donnée du troisième étage

φ	α_5	ξ	ψ	m_3
0,95	14°	0,48	0,88	1

A la sortie de deuxième étage l'état de la vapeur est représenté par le point 4

- Calcul la chute disponible dans troisième étage

$$q_{s3} = \Delta h_s + m_3 \frac{c_4^2}{2}$$

$$q_{s3} = 146,16 + \frac{(114,82)^2 \cdot 10^{-3}}{2} = 152,75 \text{ kJ / kg}$$

On a aussi :

$$q_{s3} = h_{c4} - h_{5th}$$

$$h_{c4} = h_4 + m_3 \frac{c_4^2}{2} = 3147,40 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{On aura donc : } h_{5th} = 3147,40 - 152,75 = 2994,65 \text{ kJ / kg}$$

- Calculs les éléments des triangles de vitesses :
 - ❖ A l'entrée de la roue :

Calcul de la vitesse théorique à la sortie du distributeur du troisième étage :

$$q_{s3} = \frac{c_{5th}^2}{2}$$

$$c_{5th} = \sqrt{2 \cdot q_{s3}}$$

$$c_{5th} = \sqrt{2 \cdot 152,75 \cdot 10^3} = 552,72 \text{ m/s}$$

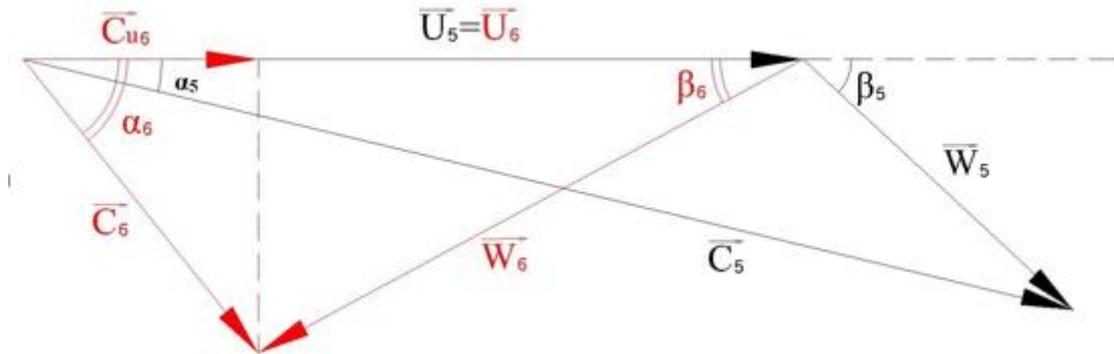


Figure (IV.16) : triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue dans le troisième étage

Calcul de la vitesse réelle C_5 :

On a : $c_5 = \varphi \cdot c_{5th} = 0,95 \cdot 552,72 = 525,08 \text{ m/s}$

Calcul de la vitesse d'entraînement :

$$u_5 = u_6$$

$$\xi = \frac{u_5}{c_5} = 0,48$$

D'où : $u_5 = 0,48 \cdot 525,08 = 252,03 \text{ m/s}$

Calcul de c_{u5} :

$$c_{u5} = c_5 \cos \alpha_5 = 525,08 \cos 14^\circ = 509,48 \text{ m/s}$$

Calcul de w_5 :

$$w_5 = \sqrt{w_{u5}^2 + w_{a5}^2} \quad \text{Avec} \quad w_{a5} = c_{a5}$$

$$w_{a5} = c_{a5} = c_5 \sin \alpha_5 = 525,08 \sin 14^\circ = 127,03 \text{ m/s}$$

$$w_{u5} = c_{u5} - u_5 = 509,48 - 252,53 = 257,45 \text{ m/s}$$

Donc $w_5 = \sqrt{w_{u5}^2 + w_{a5}^2} = \sqrt{257,45^2 + 127,03^2} = 287,08 \text{ m/s}$

Calcul de β_5 :

$$\beta_5 = \tan^{-1} \frac{w_{a5}}{w_{u5}} = \tan^{-1} \frac{c_{a5}}{w_{u5}} = \tan^{-1} \frac{127,03}{257,45} = 26,26^\circ$$

❖ A la sortie de la roue :

Calcul de w_6 :

$$w_6 = \psi \cdot w_5 = 0,88 \cdot 287,08 = 252,63 \text{ m/s}$$

$$w_{u6} = w_6 \cos \beta_6 = 252,63 \cos 26,26 = 226,55 \text{ m/s}$$

$$w_{a6} = c_{a6} = w_{u6} \tan \beta_6 = 226,55 \tan 26,26^\circ = 111,77 \text{ m/s}$$

Calcul de c_{u6} :

$$c_{u6} = u_6 - w_{u6} = 252,03 - 226,55 = 25,48 \text{ m/s}$$

$$c_6 = \sqrt{c_{a6}^2 + c_{u6}^2} = \sqrt{111,77^2 + 25,48^2} = 114,64 \text{ m/s}$$

Calcul α_6 :

$$\alpha_6 = \tan^{-1} \frac{c_{a6}}{c_{u6}} = \tan^{-1} \frac{111,77}{25,48} = 77,15^\circ$$

- Calcul de la perte d'énergie cinétique dans le distributeur :

$$\pi_{d3} = \frac{c_{5th}^2}{2} - \frac{c_5^2}{2} = \frac{1}{2} (1 - \varphi^2) \cdot C_{5th}^2$$

$$\pi_{d3} = \frac{1}{2} (1 - 0,95^2) \cdot 552,72^2 \cdot 10^{-3} = 14,89 \text{ kJ/kg}$$

D'où l'enthalpie à la sortie du distributeur est

$$h_5 = h_{5th} + \pi_{d3} = 2994,65 + 14,89 = 3009,54 \text{ kJ/kg}$$

- Calcul de la perte d'énergie cinétique dans le canal mobile :

$$\pi_{a3} = \frac{w_5^2}{2} - \frac{w_6^2}{2} = \frac{1}{2} (1 - \psi^2) w_5^2$$

$$\text{D'où } \pi_{a3} = \frac{1}{2} (1 - 0,88^2) 287,08^2 \cdot 10^{-3} = 9,29 \text{ kJ/kg}$$

D'où l'enthalpie à la sortie du troisième étage :

$$h_6 = h_5 + \pi_{a3} = 3009,54 + 9,29 = 3000,25 \text{ kJ/kg}$$

- Calcul du travail développé dans le troisième étage :

$$\tau_{e3} = u_5 (c_{u5} - c_{u6}) = 252,03 (509,48 - 25,48) \cdot 10^{-3} = 121,98 \text{ kJ/kg}$$

- Calcul le rendement de troisième étage :

$$\eta_3 = \frac{\tau_{e3}}{q_{s3}} = \frac{121,98}{152,75} = 79,85\%$$

IV.7.5. Dimensionnement du quatrième étage

Tableau (IV.5) : donnée du quatrième étage

φ	α_7	ξ	ψ	m_4
0,95	14°	0,486	0,89	1

A la sortie de troisième étage, la vapeur est représentée par l'état 6

- Calcul la chute disponible dans le quatrième étage

$$q_{s4} = \Delta h_s + m_4 \frac{c_6^2}{2}$$

$$q_{s4} = 146,16 + \frac{(114,64)^2 \cdot 10^{-3}}{2} = 152,73 \text{ kJ / kg}$$

D'autre part on a :

$$q_{s4} = h_{c6} - h_{7th} \Rightarrow h_{7th} = h_{c6} - q_{s4}$$

$$\text{Avec : } h_{c6} = h_6 + m_4 \frac{c_6^2}{2} = 3000,25 + \frac{(114,64)^2 \cdot 10^{-3}}{2} = 3006,82 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{7th} = 3006,82 - 152,73 = 2854,1 \text{ kJ / kg}$$

- Calculs les éléments des triangles de vitesses :
- ❖ A l'entrée de la roue :

Calcul de la vitesse théorique à la sortie du distributeur du quatrième étage :

$$q_{s4} = \frac{c_{7th}^2}{2}$$

$$c_{7th} = \sqrt{2 \cdot q_{s4}}$$

$$c_{7th} = \sqrt{2 \cdot 152,73 \cdot 10^3} = 552,68 \text{ m / s}$$

Calcul de la vitesse réelle C_7 :

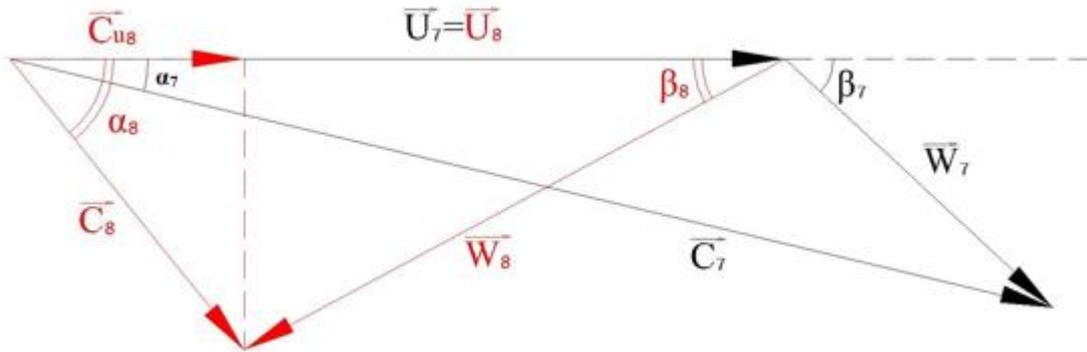


Figure (IV.17) : triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue dans le quatrième étage

On a : $c_7 = \varphi \cdot c_{7th} = 0,95 \cdot 552,68 = 525,04 \text{ m/s}$

Calcul de la vitesse d'entraînement :

$$u_7 = u_8$$

$$\xi = \frac{u_7}{c_7} = 0,486$$

D'où : $u_7 = 0,486 \cdot 529,04 = 257,27 \text{ m/s}$

Calcul de c_{u7} :

$$c_{u7} = c_7 \cos \alpha_7 = 525,04 \cos 14^\circ = 509,44 \text{ m/s}$$

Calcul de w_7 :

$$w_7 = \sqrt{w_{u7}^2 + w_{a7}^2} \quad \text{Avec} \quad w_{a7} = c_{a7}$$

$$w_{a7} = c_{a7} = c_7 \sin \alpha_7 = 525,04 \sin 14^\circ = 127,02 \text{ m/s}$$

$$w_{u7} = c_{u7} - u_7 = 509,44 - 257,27 = 252,17 \text{ m/s}$$

$$\text{Donc} \quad w_7 = \sqrt{w_{u7}^2 + w_{a7}^2} = \sqrt{252,17^2 + 127,02^2} = 282,35 \text{ m/s}$$

Calcul de β_7 :

$$\beta_7 = \tan^{-1} \frac{w_{a7}}{w_{u7}} = \tan^{-1} \frac{c_{a7}}{w_{u7}} = \tan^{-1} \frac{127,02}{252,17} = 26,73^\circ$$

❖ A la sortie de la roue :

Calcul de w_8 :

$$w_8 = \psi \cdot w_7 = 0,89 \cdot 282,35 = 251,29 \text{ m/s}$$

$$w_{u8} = w_8 \cos \beta_8 = 251,28 \cos 26,73 = 224,44 \text{ m/s}$$

$$w_{a8} = c_{a8} = w_{u8} \tan \beta_8 = 251,29 \tan 26,73^\circ = 126,55 \text{ m/s}$$

Calcul de c_{u8} :

$$c_{u8} = u_8 - w_{u8} = 257,27 - 224,44 = 32,83 \text{ m/s}$$

$$c_8 = \sqrt{c_{a8}^2 + c_{u8}^2} = \sqrt{126,55^2 + 32,83^2} = 130,74 \text{ m/s}$$

Calcul α_8 :

$$\alpha_8 = \tan^{-1} \frac{c_{a8}}{c_{u8}} = \tan^{-1} \frac{126,55}{32,83} = 75,45^\circ$$

- Calcul de la perte d'énergie cinétique dans le distributeur :

$$\pi_{d4} = \frac{C_{7th}^2}{2} - \frac{C_7^2}{2} = \frac{1}{2} (1 - \varphi^2) \cdot C_{7th}^2$$

$$\pi_{d4} = \frac{1}{2} (1 - 0,95^2) \cdot 552,68^2 \cdot 10^{-3} = 14,89 \text{ kJ/kg}$$

D'où l'enthalpie à la sortie du distributeur est

$$h_7 = h_{7th} + \pi_{d4} = 2854,1 + 14,89 = 2868,99 \text{ kJ/kg}$$

- Calcul de la perte d'énergie cinétique dans le canal mobile :

$$\pi_{a4} = \frac{w_7^2}{2} - \frac{w_8^2}{2} = \frac{1}{2} (1 - \psi^2) w_7^2$$

$$\text{D'où } \pi_{a4} = \frac{1}{2} (1 - 0,89^2) 282,35^2 \cdot 10^{-3} = 8,28 \text{ kJ/kg}$$

D'où l'enthalpie à la sortie du quatrième étage :

$$h_8 = h_7 + \pi_{a4} = 2868,99 + 8,28 = 2860,71 \text{ kJ/kg}$$

- Calcul du travail développé dans le quatrième étage :

$$\tau_{e4} = u_7 (c_{u7} - c_{u8}) = 257,27 (509,44 - 32,83) \cdot 10^{-3} = 122,62 \text{ kJ/kg}$$

- Calcul le rendement de quatrième étage :

$$\eta_4 = \frac{\tau_{e4}}{q_{s4}} = \frac{122,62}{152,73} = 80,28\%$$

IV.7.6. Dimensionnement du cinquième étage

Tableau (IV.6) : donnée du cinquième étage

φ	α_9	ξ	ψ	m_5
0,95	14°	0,5	0,9	1

A la sortie de quatrième étage, la vapeur est représentée par l'état 8

- Calcul la chute disponible dans le cinquième étage

$$q_{s5} = \Delta h_s + m_5 \frac{c_8^2}{2}$$

$$q_{s5} = 146,16 + \frac{(130,74)^2 \cdot 10^{-3}}{2} = 154,70 \text{ kJ / kg}$$

D'autre part on a :

$$q_{s5} = h_{c8} - h_{9th} \Rightarrow h_{9th} = h_{c8} - q_{s5}$$

Avec: $h_{c8} = h_8 + m_5 \frac{c_8^2}{2} = 2869,26 \text{ kJ / kg}$

$$h_{9th} = 2869,26 - 154,70 = 2714,46 \text{ kJ / kg}$$

- Calculs les éléments des triangles de vitesses :
❖ A l'entrée de la roue :

Calcul de la vitesse théorique à la sortie du distributeur du cinquième étage :

$$c_{9th} = \sqrt{2 \cdot q_{s5}}$$

$$c_{9th} = \sqrt{2 \cdot 154,70 \cdot 10^3} = 556,24 \text{ m / s}$$

Calcul de la vitesse réelle C_9 :

On a : $c_9 = \varphi \cdot c_{9th} = 0,95 \cdot 556,24 = 528,43 \text{ m / s}$

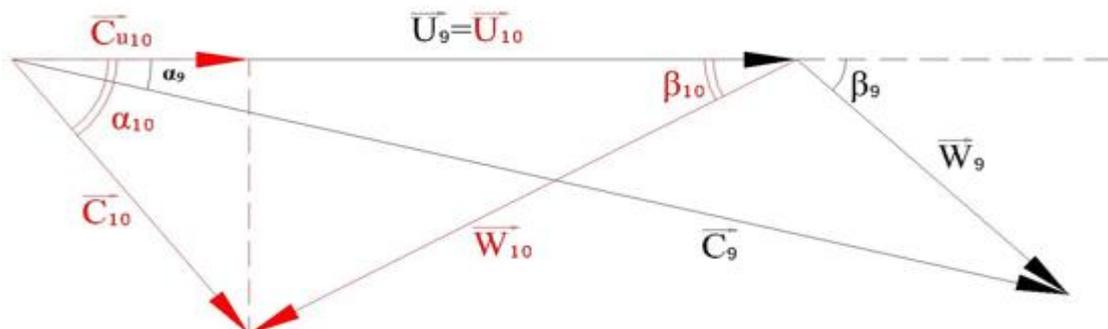


Figure (IV.18) : triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue dans le cinquième étage

Calcul de la vitesse d'entraînement :

$$u_9 = u_{10}$$

$$\xi = \frac{u_9}{c_9} = 0,5$$

D'où : $u_9 = 0,5 \cdot 528,43 = 264,22 \text{ m/s}$

Calcul de c_{u9} :

$$c_{u9} = c_9 \cos a_9 = 528,43 \cos 14^\circ = 512,73 \text{ m/s}$$

Calcul de w_7 :

$$w_9 = \sqrt{w_{u9}^2 + w_{a9}^2}$$

Avec : $w_{a9} = c_{a9} = c_9 \sin a_9 = 528,43 \sin 14^\circ = 127,84 \text{ m/s}$

$$w_{u9} = c_{u9} - u_9 = 512,73 - 264,22 = 248,51 \text{ m/s}$$

Donc : $w_9 = \sqrt{248,51^2 + 127,84^2} = 279,46 \text{ m/s}$

Calcul de β_9 :

$$\beta_9 = \tan^{-1} \frac{w_{a9}}{w_{u9}} = \tan^{-1} \frac{127,84}{248,51} = 27,22^\circ$$

❖ A la sortie de la roue :

Calcul de w_{10} :

$$w_{10} = \psi \cdot w_9 = 0,9 \cdot 279,46 = 251,51 \text{ m/s}$$

$$w_{u10} = w_{10} \cos \beta_{10} = 251,51 \cos 27,22^\circ = 223,65 \text{ m/s}$$

$$w_{a10} = c_{a10} = w_{u10} \tan \beta_{10} = 223,65 \tan 27,22^\circ = 115,04 \text{ m/s}$$

Calcul de c_{u10} :

$$c_{u10} = u_{10} - w_{u10} = 264,22 - 223,65 = 40,57 \text{ m/s}$$

$$c_{10} = \sqrt{c_{a10}^2 + c_{u10}^2} = \sqrt{115,04^2 + 40,57^2} = 121,98 \text{ m/s}$$

Calcul α_8 :

$$\alpha_{10} = \tan^{-1} \frac{c_{a10}}{c_{u10}} = \tan^{-1} \frac{115,04}{40,57} = 70,57^\circ$$

- Calcul de la perte d'énergie cinétique dans le distributeur :

$$\pi_{d5} = \frac{c_{9th}^2}{2} - \frac{c_9^2}{2} = \frac{1}{2}(1-\phi^2).c_{9th}^2$$

$$\pi_{d5} = \frac{1}{2}(1-0,95^2).556,24^2.10^{-3} = 15,08kJ / kg$$

D'où l'enthalpie à la sortie du distributeur est

$$h_9 = h_{9th} + \pi_{d4} = 2714,56 + 15,08 = 2729,64kJ / kg$$

- Calcul de la perte d'énergie cinétique dans le canal mobile :

$$\pi_{a5} = \frac{w_9^2}{2} - \frac{w_{10}^2}{2} = \frac{1}{2}(1-\psi^2)w_9^2$$

$$D'où \quad \pi_{a5} = \frac{1}{2}(1-0,9^2)279,46^2.10^{-3} = 7,41kJ / kg$$

D'où l'enthalpie à la sortie du cinquième étage :

$$h_{10} = h_9 + \pi_{a5} = 2729,64 + 7,41 = 2737,05kJ / kg$$

- Calcul de la perte par vitesse restante :

$$\pi_v = \frac{c_{10}^2}{2} = \frac{(121,98)^2.10^{-3}}{2} = 7,44kJ / kg$$

- Calcul du travail développé dans le cinquième étage :

$$\tau_{e5} = u_9(c_{u9} - c_{u10}) = 264,22(512,73 - 40,57).10^{-3} = 124,75kJ / kg$$

- Calcul le rendement de cinquième étage :

$$\eta_5 = \frac{\tau_{e5}}{q_{s5}} = \frac{124,75}{154,70} = 80,63\%$$

Nous allons résumer dans deux tableaux (IV.7) et (IV.8) tous les paramètres des étages précédents

Tableau (IV.7) : récapitulation les éléments de triangle des vitesses

Vitesses en [m/s]	Etage 1		Etage 2		Etage 3		Etage 4		Etage 5	
	Entrée point 1	Sortie point 2	Entrée point 3	sortie point 4	Entrée point 5	sortie point 6	Entrée point 7	sortie point 8	Entrée point 9	sortie point 10
c_{th}	541,12	/	553,58	/	552,72	/	552,58	/	556,24	/
c	514,1	118,95	525,90	114,82	525,08	114,64	525,04	130,74	528,34	121,98
u	205,64		252,43		252,03		257,27		264,22	
c_u	498,82	49,45	510,28	25,51	509,48	25,48	509,44	32,83	512,73	40,57
w	318,46	277,10	287,53	253,03	287,08	252,63	282,35	251,29	279,46	251,51
$c_a = w_a$	127,37	108,19	127,22	111,95	127,03	111,67	127,02	126,55	127,84	115,04
w_u	293,18	255,10	257,85	226,92	257,45	226,55	252,17	224,44	248,51	223,65
α	14	114,18	14	77,16	14	77,15	14	75,45	14	70,57
β	22,98		26,26		26,26		26,73		27,22	

Tableau (IV.8) : récapitulation des paramètres thermodynamique

Unité [kJ / kg]	Etage 1		Etage 2		Etage 3		Etage 4		Etage 5	
	Entrée point 1	Sortie point 2	Entrée point 3	sortie point 4	Entrée point 5	Entrée point 6	Entrée point 7	Sortie point 8	Entrée point 9	sortie point 10
q_s	146,41		153,23		152,75		152,73		154,70	
h_{th}	3235,94	/	3116,55	/	2994,65	/	2854,1	/	2714,56	/
h	3250,21	3262,71	3131,41	3140,81	3009,54	3000,25	2868,99	2860,71	2729,64	2737,05
π_d	14,27		14,94		14,89		14,89		15,08	
π_a	12,32		9,32		9,29		8,28		7,41	
τ	112,75		122,37		121,98		122,62		124,75	
$\eta\%$	77,01		79,86		79,85		80,28		80,63	

- Calcul de la chute globale :

$$q_{s,gl} = q_{s1} + q_{s2} + q_{s3} + q_{s4} + q_{s5}$$

$$q_{st} = 146,41 + 153,23 + 152,75 + 152,73 + 154,70 = 759,82 \text{ kJ / kg}$$

- Calcul du travail global :

$$\tau_{e,gl} = \sum_{i=1}^{i=5} \tau_{e_i} = \tau_{e1} + \tau_{e2} + \tau_{e3} + \tau_{e4} + \tau_{e5}$$

$$\tau_{e,gl} = 112,75 + 122,37 + 121,98 + 122,62 + 124,75 = 604,47 \text{ kJ / kg}$$

- Calcul du rendement global :

$$\eta_{gl} = \frac{\tau_{e,gl}}{q_{s,gl}} = \frac{604,47}{759,82} = 79,55\%$$

Les résultats obtenus nous permettent de vérifier la puissance de la turbine :

$$\dot{P} = \sum_{i=1}^{i=5} \tau_{e_i} \cdot q_m$$

$$\sum_{i=1}^{i=5} \tau_{e_i} = 112,75 + 122,37 + 121,98 + 122,62 + 124,75 = 604,47 \text{ kJ / kg}$$

$$P_{ui} = 604,47 \frac{150 \cdot 10^3}{3600} = 25186,25 \text{ kW}$$

$$P_{ui} = 25,186 \text{ MW}$$

IV.8. Conclusion :

Nous considérons que l'étude théorique réalisée a mené à déterminer la puissance de la turbine, elle est en conformité avec le modèle de turbine à vapeur à action de type axiale existante (6-7 MP 5) au sein de l'entreprise, ce qui prouve que la démarche suivie est exacte, le dimensionnement obtenu est légèrement supérieure avec le prototype ,cela est due aux coefficients que nous avons pris et probablement non confondus aux coefficients qu'a pris le constructeur..

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Notre présente étude effectuée au sein de l'entreprise Cevital Béjaia port sur l'étude du circuit vapeur de la centrale électrique en cogénération. Durant notre stage et tout au long de ce travail, nous avons pu acquérir d'innombrables connaissances pertinentes.

Afin de se placer dans le meilleur concept général du travail ainsi que d'élaborer une étude bien organisée à chaque chapitre, il est nécessaire d'entamer la première démarche, qui s'agit d'une étude bibliographique sur les notions de base de la mécanique et la thermodynamique...etc. Par la suite nous avons basculé vers la description de l'installation de l'usine Cevital.

Après l'acquisition des informations et des données essentielles, nous avons débuté par le traitement des problèmes de perte de charge dans le circuit hydraulique d'une installation industrielle, ce qui permet absolument à aboutir l'objectif primordial qui consiste à vérifier la pression en amont de la turbine. Par la suite en menant une étude et dimensionnement d'une turbine à vapeur à action à contre pression de type axiale sous l'hypothèse de turbine à aubages courts, consistant d'abord à la détermination des paramètres thermodynamiques et des éléments de triangles des vitesses de chaque étages de la turbines. Ces calculs appropriés nous ont conduits à déterminer la puissance de la turbine, qui est en conformité avec la puissance de fonctionnement au sein de complexe.

Enfin nous espérons et que ce modeste travail puisse constituer un point de départ fiable pour les futures études se rapportant à la centrale en cogénération de Cevital.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

- [1] Méziane BOUDELLAL, livre sur «la cogénération, efficacité énergétique»
- [2] «Hydraulique urbain, Tome II, ouvrage de transport, élévation et distribution des eaux Dupont. A Edition EYROLLES1979
- [3] «Contrôle industriel et régulation automatique Mécanique des fluide» Michel ROQUES. BTS CIRA 2005
- [4] «Thèse de développement d'un système de combustion pour les résidus forestiers» Anthony GONCALVES. Année 2010
- [5] Cours «Chaudière à vapeur à combustion» lycée PILOT invention international
- [6] www.scribd.com/doc/125864445/MEMOIRE-MASTER-2-MECANIQUE-PDF
- [7] Aide aux calculs de mécanique des fluide Mecafluxe
- [8] CHRISTOPHE Alleau, « la vapeur d'eau », lycée Pilot innovation international.
- [9] R.Positello, livre sur «la vapeur d'eau industrielle», France, Août 1983.
- [10] Lucien BOREL, «Thermodynamique et énergétique (volume 1), 1987»
- [11] Cours de «turbomachines hydraulique-machines hydraulique» I. François AVELLAN. Ecole polytechnique Fédérale de Lausanne-IMHEF-Laboratoire de machines hydraulique, suisse 2001.
- [12] «Mécanique des fluides appliquée-écoulements incompressibles dans les circuit, les canaux et rivières, autours des structures et dans l'environnement». P.L.Viollet, J.P Chabard, P.Esposito, D. Laurence. Presse de l'école Nationale des ponts et chaussées 1998
- [13] « Contrôle Industriel et régulation automatique- Mécanique des fluides». Michel ROQUES. BTS CIRA 2005.
- [14] « Mécanique des fluides expérimentale-dynamique des fluides réels turbomachines». 4^{ème} édition. Raymond comolet. Edition DUNOD 2006
- [15] Cours de «turbomachines hydraulique-pertes énergétiques». François AVELLAN. Ecole polytechnique Fédérale de Lausanne-IMHEF-Laboratoire de machines hydraulique, suisse 2007.
- [16] documentation interne de Cevital
- [17] Technique de l'ingénieur « Théorie des turbine à vapeur et à fluide compressible »1969, Gilbert RIOLLET

ANNEXES

Annexe 01

CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DE L'EAU BOUILLANTE avant vaporisation												
Température	Pression vaporisation	Masse volumique Density	Chaleur sensible Enthalpie spécifique			Chaleur massique Heat capacity			Chaleur volumique Heat capacity			Viscosité dynamique de l'eau
			°C	Bar	kg/m ³	kJ/kg	W/kg	kcal/kg (4.1868J)	kJ/kg	w/kg	kcal/kg (4.1868J)	
http://www.thermexcel.com/french/index.htm												
100°C	1,013	958,05	419,06	266,13	100,09	4,194	1,171	1,007	4038,86	1121,90	964,665	0,000282
101°C	1,050	957,33	423,28	265,93	101,10	4,195	1,171	1,007	4036,95	1121,38	964,210	0,000279
102°C	1,088	956,60	427,50	265,72	102,11	4,196	1,172	1,007	4035,05	1120,85	963,755	0,000276
103°C	1,127	955,87	431,73	265,52	103,12	4,197	1,172	1,008	4033,15	1120,32	963,302	0,000273
104°C	1,167	955,13	435,95	265,31	104,12	4,198	1,172	1,008	4031,10	1119,75	962,813	0,000271
105°C	1,208	954,39	440,17	265,11	105,13	4,199	1,173	1,008	4029,37	1119,27	962,399	0,000268
106°C	1,250	953,65	444,40	264,90	106,14	4,200	1,173	1,009	4027,49	1118,75	961,948	0,000265
107°C	1,294	952,90	448,63	264,69	107,15	4,201	1,174	1,009	4025,61	1118,22	961,499	0,000263
108°C	1,339	952,14	452,85	264,48	108,16	4,202	1,174	1,009	4023,57	1117,66	961,014	0,000260
109°C	1,385	951,38	457,08	264,27	109,17	4,203	1,174	1,010	4021,86	1117,18	960,605	0,000257
110°C	1,433	950,62	461,32	264,06	110,18	4,204	1,175	1,010	4019,99	1116,67	960,159	0,000255
111°C	1,481	949,85	465,55	263,85	111,19	4,205	1,175	1,010	4018,13	1116,15	959,715	0,000252
112°C	1,532	949,08	469,78	263,63	112,21	4,206	1,175	1,011	4016,12	1115,59	959,235	0,000250
113°C	1,583	948,31	474,02	263,42	113,22	4,207	1,175	1,011	4014,43	1115,12	958,830	0,000248
114°C	1,636	947,53	478,26	263,20	114,23	4,208	1,176	1,011	4012,59	1114,61	958,390	0,000245
115°C	1,691	946,74	482,50	262,98	115,24	4,210	1,177	1,012	4010,75	1114,10	957,952	0,000243
116°C	1,746	945,95	486,74	262,77	116,26	4,211	1,177	1,012	4008,77	1113,55	957,477	0,000241
117°C	1,804	945,16	490,98	262,55	117,27	4,212	1,178	1,013	4007,10	1113,08	957,079	0,000239
118°C	1,863	944,37	495,23	262,32	118,28	4,214	1,178	1,013	4005,28	1112,58	956,644	0,000236
119°C	1,923	943,57	499,47	262,10	119,30	4,215	1,179	1,013	4003,47	1112,07	956,212	0,000234
120°C	1,985	942,76	503,72	261,88	120,31	4,216	1,179	1,014	4001,66	1111,57	955,780	0,000232
121°C	2,049	941,95	507,97	261,65	121,32	4,217	1,179	1,014	3999,71	1111,03	955,314	0,000230
122°C	2,114	941,14	512,22	261,43	122,34	4,219	1,180	1,015	3998,07	1110,58	954,923	0,000228
123°C	2,182	940,32	516,47	261,20	123,36	4,220	1,181	1,015	3996,29	1110,08	954,497	0,000226
124°C	2,250	939,50	520,73	260,97	124,37	4,222	1,181	1,016	3994,51	1109,59	954,072	0,000224
125°C	2,321	938,67	524,99	260,74	125,39	4,223	1,182	1,016	3992,58	1109,05	953,612	0,000222
126°C	2,393	937,84	529,25	260,51	126,41	4,225	1,182	1,016	3990,97	1108,60	953,228	0,000220
127°C	2,467	937,01	533,51	260,28	127,43	4,226	1,183	1,017	3989,22	1108,12	952,809	0,000218
128°C	2,543	936,17	537,77	260,05	128,44	4,228	1,183	1,017	3987,47	1107,63	952,391	0,000216
129°C	2,621	935,33	542,03	259,81	129,46	4,229	1,184	1,018	3985,57	1107,10	951,938	0,000214
130°C	2,701	934,48	546,31	259,58	130,48	4,231	1,184	1,018	3983,99	1106,66	951,561	0,000213
131°C	2,783	933,63	550,58	259,34	131,50	4,232	1,185	1,019	3982,27	1106,19	951,148	0,000211
132°C	2,867	932,78	554,85	259,11	132,52	4,234	1,185	1,019	3980,55	1105,71	950,738	0,000209
133°C	2,953	931,92	559,12	258,87	133,54	4,235	1,186	1,020	3978,68	1105,19	950,292	0,000207

Annexe 02

Température °C	Pression vaporisation Bar	Masse volumique Density kg/m ³	Chaleur sensible Enthalpie spécifique			Chaleur massique Heat capacity			Chaleur volumique Heat capacity			Viscosité dynamique de l'eau kg/ms
			kJ/kg	W/kg	kcal/kg (4.1868J)	kJ/kg	w/kg	kcal/kg (4.1868J)	kJ/m ³	W/m ³	kcal/kg (4.1868J)	
165°C	7,008	902,24	697,25	250,62	166,54	4,201	1,210	1,041	3928,57	1091,27	938,322	0,000164
166°C	7,183	901,24	701,62	250,35	167,58	4,202	1,210	1,041	3927,16	1090,88	937,985	0,000163
167°C	7,362	900,24	705,99	250,07	168,62	4,204	1,211	1,042	3925,60	1090,45	937,615	0,000162
168°C	7,544	899,24	710,36	249,79	169,67	4,207	1,212	1,042	3924,37	1090,10	937,319	0,000161
169°C	7,731	898,22	714,74	249,51	170,71	4,209	1,213	1,043	3922,99	1089,72	936,991	0,000160
170°C	7,920	897,21	719,12	249,22	171,76	4,212	1,214	1,044	3921,63	1089,34	936,665	0,000159
171°C	8,114	896,19	723,50	248,94	172,80	4,214	1,215	1,045	3920,28	1088,97	936,342	0,000158
172°C	8,311	895,17	727,89	248,66	173,85	4,217	1,216	1,046	3918,79	1088,55	935,986	0,000157
173°C	8,511	894,14	732,28	248,37	174,90	4,219	1,217	1,046	3917,61	1088,23	935,705	0,000156
174°C	8,716	893,10	736,67	248,09	175,95	4,222	1,218	1,047	3916,30	1087,86	935,391	0,000155
175°C	8,925	892,07	741,07	247,80	177,00	4,225	1,219	1,048	3915,00	1087,50	935,081	0,000154
176°C	9,137	891,02	745,47	247,51	178,05	4,227	1,220	1,049	3913,56	1087,10	934,737	0,000153
177°C	9,353	889,98	749,86	247,22	179,10	4,230	1,221	1,050	3912,44	1086,79	934,469	0,000152
178°C	9,574	888,92	754,29	246,92	180,16	4,233	1,222	1,051	3911,18	1086,44	934,169	0,000151
179°C	9,798	887,87	758,70	246,63	181,21	4,236	1,223	1,052	3909,93	1086,09	933,871	0,000150
180°C	10,027	886,81	763,10	246,34	182,27	4,238	1,224	1,053	3908,55	1085,71	933,542	0,000149
181°C	10,260	885,74	767,54	246,04	183,32	4,241	1,225	1,054	3907,49	1085,41	933,287	0,000148
182°C	10,497	884,67	771,96	245,74	184,38	4,244	1,227	1,055	3906,29	1085,08	933,001	0,000148
183°C	10,738	883,60	776,39	245,44	185,44	4,247	1,228	1,056	3905,10	1084,75	932,718	0,000147
184°C	10,984	882,52	780,83	245,14	186,50	4,250	1,229	1,057	3903,79	1084,38	932,403	0,000146
185°C	11,234	881,43	785,26	244,84	187,56	4,253	1,230	1,058	3902,78	1084,11	932,164	0,000145
186°C	11,488	880,34	789,71	244,54	188,62	4,256	1,231	1,059	3901,65	1083,79	931,893	0,000144
187°C	11,748	879,25	794,15	244,24	189,68	4,259	1,232	1,060	3900,53	1083,48	931,626	0,000143
188°C	12,011	878,15	798,60	243,93	190,74	4,262	1,233	1,061	3899,43	1083,18	931,363	0,000143
189°C	12,279	877,05	803,06	243,62	191,81	4,265	1,235	1,062	3898,20	1082,83	931,069	0,000142
190°C	12,552	875,94	807,52	243,32	192,87	4,268	1,236	1,063	3897,28	1082,58	930,850	0,000141
191°C	12,830	874,83	811,98	243,01	193,94	4,271	1,237	1,064	3896,24	1082,29	930,601	0,000140
192°C	13,112	873,71	816,45	242,70	195,01	4,275	1,238	1,065	3895,21	1082,00	930,355	0,000139
193°C	13,399	872,59	820,92	242,38	196,07	4,278	1,240	1,066	3894,05	1081,68	930,079	0,000139
194°C	13,692	871,46	825,40	242,07	197,14	4,281	1,241	1,067	3893,22	1081,45	929,879	0,000138
195°C	13,989	870,32	829,88	241,76	198,21	4,284	1,242	1,068	3892,25	1081,18	929,648	0,000137
196°C	14,291	869,19	834,37	241,44	199,29	4,288	1,244	1,069	3891,30	1080,92	929,422	0,000136
197°C	14,598	868,04	838,86	241,12	200,36	4,291	1,245	1,070	3890,23	1080,62	929,165	0,000136
198°C	14,910	866,89	843,36	240,80	201,43	4,294	1,246	1,072	3889,47	1080,41	928,985	0,000135
199°C	15,228	865,74	847,86	240,48	202,51	4,298	1,248	1,073	3888,59	1080,16	928,775	0,000134
200°C	15,551	864,58	852,37	240,16	203,59	4,401	1,249	1,074	3887,74	1079,93	928,570	0,000134
201°C	15,879	863,42	856,88	239,84	204,66	4,405	1,250	1,075	3886,75	1079,65	928,334	0,000133

Annexe 03

Pression absolue	Température	Volume massique vapeur	Masse volumique (Densité)		Enthalpie spécifique eau liquide (Chaleur sensible)			Enthalpie spécifique vapeur (chaleur totale)			Chaleur latente de vaporisation			Chaleur spécifique (Heat capacity)		Conductivité thermique vapeur saturée	Viscosité dynamique de l'eau	Viscosité dynamique de la vapeur	Viscosité cinématique vapeur
			Vapeur	Eau condensée	kj/kg	W/kg	Kcal/kg	kj/kg	W/kg	Kcal/kg	kj/kg	W/kg	Kcal/kg	kj/kg	kj/kg				
bar	°C	m³/kg	kg/m³	kg/m³	kj/kg	W/kg	Kcal/kg	kj/kg	W/kg	Kcal/kg	kj/kg	W/kg	Kcal/kg	kj/kg	kj/kg	w / k m	kg/ms	kg/ms	
47	260,08	0,0421	23,763	783,80	1135,33	315,37	271,17	2796,40	776,78	667,91	1661,06	461,41	396,74	4,0492	4,9838	0,0544	0,000101	0,000018	0,76
48	261,38	0,0412	24,294	781,75	1141,80	317,17	272,71	2795,69	776,58	667,74	1653,89	459,41	395,03	4,0885	5,0004	0,0548	0,000101	0,000018	0,74
49	262,66	0,0403	24,827	779,72	1148,19	318,94	274,24	2794,96	776,38	667,57	1646,77	457,44	393,32	4,1278	5,0170	0,0553	0,000100	0,000018	0,73
50	263,92	0,0394	25,362	777,70	1154,50	320,69	275,75	2794,20	776,17	667,38	1639,70	455,47	391,64	4,1675	5,0339	0,0557	0,000100	0,000018	0,71
51	265,16	0,0386	25,898	775,70	1160,73	322,42	277,23	2793,41	775,95	667,19	1632,68	453,52	389,96	4,2077	5,0512	0,0561	0,000099	0,000018	0,70
52	266,38	0,0378	26,437	773,72	1166,88	324,13	278,70	2792,58	775,72	667,00	1625,70	451,58	388,29	4,2480	5,0683	0,0566	0,000099	0,000018	0,69
53	267,58	0,0371	26,978	771,75	1172,97	325,82	280,16	2791,74	775,48	666,79	1618,77	449,66	386,64	4,2884	5,0855	0,0570	0,000098	0,000018	0,68
54	268,77	0,0363	27,521	769,79	1178,98	327,49	281,59	2790,86	775,24	666,59	1611,88	447,74	384,99	4,3294	5,1031	0,0574	0,000098	0,000018	0,67
55	269,94	0,0356	28,067	767,85	1184,93	329,15	283,02	2789,95	774,99	666,37	1605,03	445,84	383,35	4,3705	5,1205	0,0579	0,000097	0,000018	0,65
56	271,09	0,0349	28,614	765,92	1190,81	330,78	284,42	2789,02	774,73	666,15	1598,21	443,95	381,73	4,4122	5,1385	0,0583	0,000097	0,000018	0,64
57	272,23	0,0343	29,164	764,00	1196,64	332,40	285,81	2788,07	774,46	665,92	1591,43	442,06	380,11	4,4541	5,1564	0,0587	0,000096	0,000018	0,63
58	273,36	0,0337	29,716	762,09	1202,40	334,00	287,19	2787,09	774,19	665,68	1584,69	440,19	378,50	4,4964	5,1745	0,0592	0,000096	0,000019	0,62
59	274,47	0,0330	30,270	760,20	1208,10	335,58	288,55	2786,08	773,91	665,44	1577,98	438,33	376,89	4,5388	5,1925	0,0596	0,000096	0,000019	0,61
60	275,56	0,0324	30,827	758,32	1213,75	337,15	289,90	2785,05	773,63	665,20	1571,31	436,47	375,30	4,5820	5,2112	0,0600	0,000095	0,000019	0,60
61	276,64	0,0319	31,386	756,44	1219,34	338,70	291,23	2784,00	773,33	664,95	1564,66	434,63	373,71	4,6254	5,2297	0,0605	0,000095	0,000019	0,59
62	277,71	0,0313	31,947	754,58	1224,88	340,24	292,56	2782,92	773,03	664,69	1558,04	432,79	372,13	4,6689	5,2483	0,0609	0,000094	0,000019	0,59
63	278,76	0,0308	32,511	752,72	1230,37	341,77	293,87	2781,82	772,73	664,43	1551,45	430,96	370,56	4,7133	5,2674	0,0613	0,000094	0,000019	0,58
64	279,80	0,0302	33,077	750,88	1235,81	343,28	295,17	2780,70	772,42	664,16	1544,89	429,14	368,99	4,7579	5,2866	0,0618	0,000093	0,000019	0,57
65	280,83	0,0297	33,646	749,04	1241,20	344,78	296,45	2779,55	772,10	663,89	1538,36	427,32	367,43	4,8029	5,3059	0,0622	0,000093	0,000019	0,56
66	281,85	0,0292	34,218	747,22	1246,54	346,26	297,73	2778,39	771,77	663,61	1531,85	425,51	365,88	4,8484	5,3254	0,0627	0,000093	0,000019	0,55
67	282,85	0,0287	34,792	745,40	1251,84	347,73	299,00	2777,20	771,44	663,32	1525,36	423,71	364,33	4,8943	5,3451	0,0631	0,000092	0,000019	0,54
68	283,85	0,0283	35,368	743,59	1257,09	349,19	300,25	2775,99	771,11	663,03	1518,90	421,92	362,78	4,9407	5,3650	0,0636	0,000092	0,000019	0,54
69	284,83	0,0278	35,948	741,79	1262,31	350,64	301,50	2774,76	770,77	662,74	1512,45	420,13	361,24	4,9874	5,3850	0,0640	0,000092	0,000019	0,53
70	285,80	0,0274	36,529	739,99	1267,48	352,08	302,73	2773,51	770,42	662,44	1506,03	418,34	359,71	5,0349	5,4055	0,0644	0,000091	0,000019	0,52
71	286,76	0,0269	37,114	738,20	1272,61	353,50	303,96	2772,24	770,07	662,14	1499,63	416,56	358,18	5,0827	5,4261	0,0649	0,000091	0,000019	0,51
72	287,71	0,0265	37,702	736,42	1277,70	354,92	305,17	2770,95	769,71	661,83	1493,25	414,79	356,66	5,1308	5,4466	0,0653	0,000090	0,000019	0,51
73	288,65	0,0261	38,292	734,65	1282,75	356,32	306,38	2769,64	769,35	661,52	1486,89	413,02	355,14	5,1799	5,4679	0,0658	0,000090	0,000019	0,50
74	289,59	0,0257	38,885	732,88	1287,77	357,71	307,58	2768,54	768,99	661,20	1480,54	411,26	353,62	5,2293	5,4891	0,0663	0,000090	0,000019	0,49
75	290,51	0,0253	39,481	731,12	1292,75	359,10	308,77	2767,47	768,60	660,88	1474,21	409,50	352,11	5,2791	5,5106	0,0667	0,000089	0,000019	0,49
76	291,42	0,0250	40,080	729,36	1297,70	360,47	309,95	2766,40	768,22	660,55	1467,90	407,75	350,60	5,3296	5,5323	0,0672	0,000089	0,000019	0,48
77	292,32	0,0246	40,681	727,61	1302,61	361,84	311,12	2765,39	767,84	660,22	1461,61	406,00	349,10	5,3806	5,5543	0,0676	0,000089	0,000019	0,48
78	293,22	0,0242	41,286	725,87	1307,49	363,19	312,29	2764,38	767,45	659,89	1455,32	404,26	347,60	5,4320	5,5763	0,0681	0,000088	0,000019	0,47
79	294,10	0,0239	41,894	724,13	1312,34	364,55	313,45	2763,39	767,05	659,55	1449,06	402,52	346,10	5,4843	5,5990	0,0686	0,000088	0,000019	0,46
80	294,98	0,0235	42,505	722,39	1317,15	365,88	314,60	2762,39	766,65	659,20	1442,80	400,78	344,61	5,5371	5,6217	0,0690	0,000088	0,000019	0,46

Annexe 04



Entrées

Pression et température de surchauffe

Sortie

valeur simple table

Pression

58

fre - bar absolute

Température de surchauffe

463

°C

Calculer

Réinitialiser

Imprimer

Température de vaporisation

546.568

K

Degrés de surchauffe

189.582

K

Enthalpie spécifique de l'eau (h_f)

1.20205E06

J/kg

Enthalpie spécifique de vaporisation (h_{fg})

1.58406E06

J/kg

Enthalpie spécifique de vapeur surchauffée (h)

3.33631E06

J/kg

Densité de la vapeur

18.0870

kg/m³

Volume spécifique de la vapeur (v)

0.0552883

m³/kg

Entropie spécifique de l'eau (s_f)

3006.49

J/kg K

Entropie spécifique de vaporisation (s_{fg})

2898.20

J/kg K

Entropie spécifique de la vapeur (s)

6781.37

J/kg K

Chaleur spécifique de la vapeur (C_p) (c_v)

1772.03

J/kg K

fre - Specific Heat of Steam (c_p)

2409.05

J/kg K

Vitesse du son

640.537

m/s

Viscosité dynamique de la vapeur

2.71276E-05

fre - Pa s

Coefficient isentropique (k)

1.28025

Facteur de condensation de la vapeur

0.943850

Annexe 05



Entrées

Pression et température de surchauffe

Sortie

valeur simple table

Pression

56

fre - bar absolute

Température de surchauffe

480

°C

Calculer

Réinitialiser

Imprimer

Température de vaporisation

544.306

K

Degrés de surchauffe

208.844

K

Enthalpie spécifique de l'eau (h_f)

1.19049E06

J/kg

Enthalpie spécifique de vaporisation (h_{fg})

1.59770E06

J/kg

Enthalpie spécifique de vapeur surchauffée (h)

3.37962E06

J/kg

Densité de la vapeur

16.9452

kg/m³

Volume spécifique de la vapeur (v)

0.0590137

m³/kg

Entropie spécifique de l'eau (s_f)

2985.77

J/kg K

Entropie spécifique de vaporisation (s_{fg})

2935.29

J/kg K

Entropie spécifique de la vapeur (s)

6854.87

J/kg K

Chaleur spécifique de la vapeur (C_p) (c_v)

1764.98

J/kg K

fre - Specific Heat of Steam (c_p)

2378.30

J/kg K

Vitesse du son

649.977

m/s

Viscosité dynamique de la vapeur

2.78500E-05

kg/m s

Coefficient isentropique (k)

1.27923

Facteur de condensation de la vapeur

0.950752

ANNEXE 06



Entrées	Pression et température de surchauffe	
Sortie	<input checked="" type="radio"/> valeur simple <input type="radio"/> table	
Pression	<input type="text" value="54"/>	fre - bar absolute
Température de surchauffe	<input type="text" value="480"/>	°C
<input type="button" value="Calculer"/> <input type="button" value="Réinitialiser"/> <input type="button" value="Imprimer"/>		
Température de vaporisation	<input type="text" value="541.981"/>	K
Degrés de surchauffe	<input type="text" value="211.169"/>	K
Enthalpie spécifique de l'eau (h_f)	<input type="text" value="1.17867E06"/>	J/kg
Enthalpie spécifique de vaporisation (h_{fg})	<input type="text" value="1.61148E06"/>	J/kg
Enthalpie spécifique de vapeur surchauffée (h)	<input type="text" value="3.38214E06"/>	J/kg
Densité de la vapeur	<input type="text" value="16.3086"/>	kg/m ³
Volume spécifique de la vapeur (v)	<input type="text" value="0.0613175"/>	m ³ /kg
Entropie spécifique de l'eau (s_f)	<input type="text" value="2964.50"/>	J/kg K
Entropie spécifique de vaporisation (s_{fg})	<input type="text" value="2973.31"/>	J/kg K
Entropie spécifique de la vapeur (s)	<input type="text" value="6874.19"/>	J/kg K
Chaleur spécifique de la vapeur (C_p) (c_v)	<input type="text" value="1760.85"/>	J/kg K
fre - Specific Heat of Steam (c_p)	<input type="text" value="2367.77"/>	J/kg K
Vitesse du son	<input type="text" value="650.596"/>	m/s
Viscosité dynamique de la vapeur	<input type="text" value="2.78438E-05"/>	N s/m ²
Coefficient isentropique (k)	<input type="text" value="1.27915"/>	
Facteur de condensation de la vapeur	<input type="text" value="0.952586"/>	

Résumé

Dans le présent travail, il s'agit d'un mémoire de fin d'étude de master au sein de l'entreprise Cevital-Bejaia. Dans le cadre de ce projet nous sommes intéressés au circuit vapeur de la centrale électrique en cogénération.

Dans une première étape et afin de déterminer la pression à l'entrée de la turbine à vapeur, on s'est intéressés aux pertes de charge de ce circuit.

Dans une deuxième étape nous avons abordé l'étude thermodynamique et cinématique de la turbine à vapeur qui est de type à action.

ABSTRACT

In the work , presente a master thesis realised in the compant Cevital-Bejaia. As part of this project. We were interested in the steam circuit of the cogeneration power station.

In a first step and to determine the pressure at the inlet of the steam turbine, we looked at the pressure drops of this circuit

In a second step we approached the thermodynamic and kinematic study of the steam turbine which is of action type.