

Sommaire

REMERCIEMENTS	i
Sommaire	ii
Listes des figures	v
Listes des tableaux.....	vi
Liste des abréviations	vii
INTRODUCTION.....	1
Partie I GENERALITES	2
I.1 La JIRAMA	3
I.1.1 Généralité.....	3
I.1.2 La centrale hydroélectrique Mandraka.....	4
I.1.3 Système de production d'électricité	4
I.2 Le transfert thermique	6
I.2.1 Généralités	6
I.2.2 La conduction.....	8
I.2.3 La convection.....	11
I.2.4 Le rayonnement.....	13
Partie II REFROIDISSEMENT INDUSTRIEL.....	14
II.1 Conséquences de l'échauffement.....	15
II.1.1 Généralités	16
II.1.2 Dilatation	17
II.1.3 Conséquences de la dilatation thermique sur le jeu mécanique.....	18
II.1.4 Effet des propriétés des matériaux	19
II.1.5 Effet sur les éléments constitutifs	19
II.1.6 Diminution de la durée de vie du moteur et de l'isolation	19
II.1.7 Autres conséquences de l'échauffement	21
II.2 Les différentes techniques pour refroidir	21
II.2.1 Quelques définitions à savoir.....	21
II.2.2 Les différentes techniques de refroidissement.....	22
II.2.3 Le refroidissement évaporatif ou par voie humide	23
II.2.4 Le refroidissement par voie sèche et humide	26
II.2.5 Le refroidissement par voie sèche.....	28

II.2.6	Le refroidissement par eau en circuit ouvert	30
II.2.7	Autres types de refroidissement	31
II.2.8	Caractéristiques techniques et thermodynamiques des différents systèmes de refroidissement	34
II.2.9	Types de refroidissement selon le niveau de chaleur et type d'application	35
II.2.10	Choix du type de refroidissement	35
II.2.11	Modèle de dimensionnement de tour de refroidissement	37
Partie III REFROIDISSEMENT DE L'ALTERNATEUR DE LA CENTRALE HYDROELECTRIQUE MANDRAKA.....41		
III.1	L'alternateur	42
III.1.1	Généralité sur l'alternateur	42
III.1.2	Le rotor	42
III.1.3	Le stator	43
III.1.4	Principe de fonctionnement	44
III.2	Les sources de pertes thermiques dans l'alternateur	46
III.2.1	Les pertes mécaniques	46
III.2.2	Les pertes par effets Joule.....	47
III.2.3	Les pertes fer.....	47
III.2.4	Schéma récapitulatifs de ces différentes pertes.....	48
III.3	Circuit de refroidissement de l'alternateur	48
III.3.1	Le système utilisé	48
III.3.2	Problème d'exploitation	50
III.3.3	Solutions proposées.....	51
III.3.3.1	Amélioration du circuit de refroidissement.....	51
III.3.3.2	Dimensionnement de l'échangeur	53
III.3.3.3	Bonne maintenance de l'alternateur	65
III.3.3.4	Autre proposition d'optimisation de l'exploitation	65
Partie IV ETUDE D'IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX ET DEVIS DE L'AMELIORATION.....68		
IV.1	L'énergie.....	69
IV.2	L'eau	69
IV.3	Entraînement des diverses organismes.....	70
IV.4	Rejets de substances dans les eaux de surface.....	71
IV.5	Émissions dans l'atmosphère	71

IV.6	Bruit	72
IV.7	Le risque de prolifération des légionelles	72
IV.8	Devis du projet d'amélioration du système de refroidissement.....	73
CONCLUSION.....		76
BIBLIOGRAPHIE		VIII
WEBOGRAPHIE.....		IX

Listes des figures

<i>Figure 1: Schéma général d'une centrale hydroélectrique</i>	4
<i>Figure 2: Gradient de température</i>	7
<i>Figure 3: La conduction</i>	8
<i>Figure 4: Mur de 3 couches</i>	10
<i>Figure 5: Les contraintes</i>	16
<i>Figure 6: Contrainte en fonction de la température</i>	18
<i>Figure 7: Durée de vie en fonction de la température</i>	20
<i>Figure 8: Tour de refroidissement ouverte</i>	23
<i>Figure 9: Tour ouverte avec échangeur accolé</i>	24
<i>Figure 10: Tour de refroidissement fermé</i>	25
<i>Figure 11: Tour hybride fermée</i>	27
<i>Figure 12: Sonde verticale</i>	32
<i>Figure 13: Champ horizontal</i>	33
<i>Figure 14: Système d'un tour à tirage naturel</i>	39
<i>Figure 15: Tour de refroidissement sèche à tirage naturel</i>	40
<i>Figure 16: L'alternateur</i>	42
<i>Figure 17: Rotor</i>	43
<i>Figure 18: Stator</i>	43
<i>Figure 19: Une phase d'un alternateur</i>	45
<i>Figure 20: Les pertes présentes dans l'alternateur</i>	46
<i>Figure 21: Courbe des différentes pertes</i>	48
<i>Figure 22: Refroidissement de l'alternateur</i>	49
<i>Figure 23: Circuit hydraulique dans le système de refroidissement</i>	49
<i>Figure 24: Circuit d'air au sein de l'alternateur</i>	50
<i>Figure 25: Circuit d'eau rectifié</i>	51
<i>Figure 26: Principe de filtrage de l'eau brute</i>	52
<i>Figure 27: Schéma d'un échangeur</i>	53
<i>Figure 28: Interface calculant les débits</i>	56
<i>figure 29: Faisceau aligné</i>	61
<i>Figure 30: Interface calculant la surface d'échange</i>	62
<i>Figure 31: Courbe de la surface d'échange en fonction du débit d'air</i>	64
<i>Figure 32: Composition vectorielle des puissances</i>	66
<i>Figure 33: Principe de la compensation d'énergie réactive</i>	67

Listes des tableaux

<i>Tableau 1: Classes d'isolation des matériaux et température max. permanente admissible des enroulements</i>	<i>20</i>
<i>Tableau 2: Caractéristiques des différents systèmes.....</i>	<i>34</i>
<i>Tableau 3: Type de refroidissement</i>	<i>35</i>
<i>Tableau 4: Différents résultats obtenus.....</i>	<i>63</i>
<i>Tableau 5: Comparaison des valeurs obtenues</i>	<i>64</i>
<i>Tableau 6: Tableau de comparaison</i>	<i>I</i>

Liste des abréviations

Abréviation	Signification	Unité
$\frac{1}{R}$	Conduction thermique	W/K
C_p	Chaleur spécifique du fluide	$\frac{J}{kg.K}$
C_v	Chaleur massique à volume constante	$\frac{J}{kg.K}$
f	Fréquence	Hz
g	Accélération de la pesanteur	m^2/s
Gr	Nombre de GRASHOF	Adimensionnel
I	Intensité	A
N	Vitesse de rotation	tr/min
Nu	Nombre de NUSSELT	Adimensionnel
P	Energie active	kWh
Pr	Nombre de PRANDTL	Adimensionnel
Q	Energie réactive	$kVARh$
R	Résistance thermique à la conduction	K/W
R_{cv}	Résistance thermique à la convection	K/W
S	Energie apparente	$kVAh$
S	Surface	m^2
St	Constante de Staton	-
t	Temps	s
T	Température	K ou $^{\circ}C$
U	Tension	V
Lettres grecques		
Φ	Densité du flux de chaleur	W/m^2
φ	Flux de chaleur	W
λ	Conductivité thermique	$W/m.K$ ou $W/m.^{\circ}C$
λ	Perméabilité thermique par convection	$W/m.^{\circ}C$
μ	Viscosité dynamique	$\frac{kg}{m} . s$
ν	viscosité cinématique du fluide	m^2/s
ρ	Masse volumique	kg/m^3
σ	Constante de Stefan	$W m^{-2} K^{-4}$

INTRODUCTION

Plusieurs systèmes et techniques sont utilisés dans la centrale hydroélectrique de Mandraka pour alimenter en électricité quelques villes de Madagascar dont surtout Tananarive et Moramanga.

L'alternateur est la partie la plus pertinente de la centrale car il assure un grand rôle dans la production. Ce type de machine se rencontre dans de nombreuses applications et secteurs industriels.

Les alternateurs synchrones à pôles saillants sont comme toutes machines électriques : le siège de nombreuses pertes qui constituent les sources de chaleur pendant son fonctionnement. Ces pertes provoquent des conséquences néfastes sur le fonctionnement de la machine voire même la détruire. Cela entraînera une diminution de production voire à l'arrêt total du groupe concerné.

L'optimisation de l'exploitation d'une machine est très importante pour maintenir une bonne production. L'amélioration du système de refroidissement de l'alternateur est l'une des importantes solutions pour une meilleure exploitation. C'est pourquoi nous avons fait cette étude qui s'intitule :

« CONTRIBUTION A L'AMELIORATION DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT D'UN ALTERNATEUR (JIRAMA MANDRAKA) »

Pour bien mener cette étude, cet ouvrage va exposer, en premier lieu, la généralité sur la JIRAMA et le complexe hydroélectrique Mandraka. En second lieu, nous allons voir pourquoi le refroidissement est nécessaire dans le milieu industriel, dans la même partie seront donnés les différents types de systèmes de refroidissement possibles. La partie trois est réservée à l'étude faite pour la centrale de Mandraka, des solutions y sont proposées pour améliorer l'exploitation de l'alternateur de la centrale. Et comme on vit dans une planète où sont conçus des multitudes de composants naturels, la dernière partie sera consacrée aux impacts environnementaux.

Partie I GENERALITES

I GENERALITES

I.1 La JIRAMA

I.1.1 Généralité

La JIRAMA ou Jiro sy RAno MAlagasy est une société de production d'eau et d'électricité de Madagascar. Due à la décolonisation, JIRAMA a été conçue par la privatisation des sociétés énergétiques françaises à Madagascar SMEE (Société Malgache des Eaux et Electricité), EEM (Eau et Electricité de Madagascar) et SEM (Société d'Energie de Madagascar) en 1975 [21].

La JIRAMA est l'ensemble des centrales hydrauliques et thermiques. Concernant les RI (Réseaux Interconnectés d'Antananarivo), on a :

- **Centrale hydraulique :**
 - ✓ *Centrale Andekaleka* : elle est constituée de trois groupes de puissance 100MW, de tension 138kV. Les turbines utilisées sont de types FRANCIS à axe vertical.
 - ✓ *Centrale Mandraka* : composée de quatre groupes avec turbine PELTON double à axe horizontal, avec une puissance 24MW et une tension 63kV.
 - ✓ *Centrale Antelomita* : comporte six groupes de puissance 8,2MW et de tension 35kV. Les turbines utilisées sont de types KAPLAN.
 - ✓ *Centrale Manandona-Antsirabe* : constituée de trois groupes avec turbine PELTON simple et une puissance de 1,2MW ainsi qu'une tension de 20kV.
- **Centrale thermique :**
 - ✓ *Centrale Mandroseza* : composée de quatre groupes qui utilisent comme carburant du fuel ou huile lourde. La puissance développée est de 40MW avec une tension de 63kV.
 - ✓ *Centrale d'Ambohimambola* : comporte quatre groupes comme ceux de Mandroseza et développent une puissance de 20MW, de tension 63kV.
 - ✓ *Centrale Ambalavato-Antsirabe* : apporte une puissance de 4,5MW générée par trois groupes Diesel avec une tension de sortie 63kV.

I.1.2 La centrale hydroélectrique Mandraka

La centrale Hydroélectrique de Mandraka est ravitaillée en eau par le lac Mantasoa. Ce lac a été créé en 1938 et appartenait aux travaux publics d'Antananarivo. Pour que le projet à Mandraka soit réalisable, SEM a créée le lac Tsiacompaniry et l'a échangé contre celui de Mantasoa en 1954. Le lac Mantasoa appelé aussi stockage annuel a une capacité de $122\,000\,000\text{ m}^3$, d'altitude $1385,10\text{m}$ par rapport au niveau de la mer.

Partant de ce lac, l'eau est conduite jusqu'au barrage de Mandraka par un canal d'amené de 11km . Le barrage appelé aussi barrage de retenu ou barrage de régulation a une capacité de $360\,000\text{m}^3$ et se situe à 1152m au dessus du niveau de la mer. L'eau est ensuite conduite par une galerie ou tunnel de 1500m de section 7m^2 , qui peut être soit par simple roche, soit revêtu de béton armé. Cette galerie se termine à Angavo.

De là, la traversée de l'eau est assurée par 2 conduites forcées de forme télescopique ou conique de longueur 750m , de débit maximal $6\text{ m}^3/\text{s}$ et de diamètre maximale $1\,350\text{mm}$, diamètre minimale 1250mm .

Chaque conduite de pression 25 bars alimente 2 groupes soit CF1(Conduite Forcée 1) pour G_1 et G_2 , soit CF2 (Conduite Forcée 2) pour G_3 et G_4 . Le diamètre 1250mm devient 800mm une fois la conduite divisée en deux.

I.1.3 Système de production d'électricité

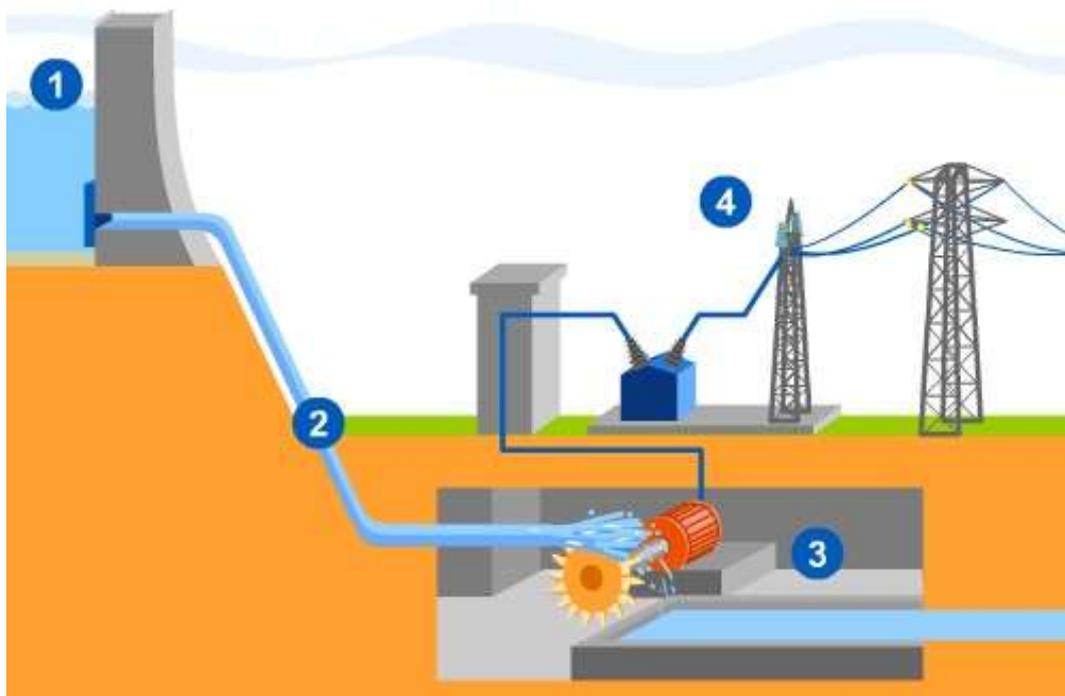


Figure 1: Schéma général d'une centrale hydroélectrique

- 1 : la retenue d'eau
- 2 : la conduite forcée
- 3 : la production d'électricité
- 4 : l'adaptation de la tension

Le barrage retient l'écoulement naturel de l'eau. De grandes quantités d'eau s'accumulent et forment un lac de retenue. Une fois l'eau stockée, des vannes sont ouvertes pour que l'eau s'engouffre dans les conduites forcées. Ces tuyaux conduisent l'eau vers la centrale hydraulique. À la sortie de la conduite, dans la centrale, la force de l'eau fait tourner une turbine qui va entraîner à son tour un alternateur. Grâce à l'énergie mécanique fournie par la turbine, l'alternateur produit un courant électrique alternatif.

Le courant produit passe ensuite à travers un transformateur élévateur pour que la tension du courant électrique produite par l'alternateur puisse être plus facilement transportée dans les lignes à très haute tension.

I.2 Le transfert thermique

Les multiples procédés utilisés dans l'industrie sont très souvent le siège d'échanges de chaleur. Pour mieux entamer cette étude, nous allons détailler ci-après ce qui concerne le transfert thermique.

Le terme "faire du froid" n'est, physiquement parlant, pas exact, car le mode de fonctionnement est de *retirer la chaleur existante* à un milieu, ce qui entraîne son refroidissement, et *non d'injecter du froid* dans ce milieu [19].

La branche de la physique qui traite les rapports entre les phénomènes thermiques et les phénomènes non thermiques, qui ont des effets thermiques, est la thermodynamique.

I.2.1 Généralités

Un transfert thermique est un transfert d'énergie microscopique désordonnée correspondant en réalité à un transfert d'agitation thermique entre particules, au gré des chocs aléatoires qui se produisent à l'échelle microscopique.

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre.

La thermique est la science qui traite la production d'énergie, l'utilisation de l'énergie pour la production de chaleur ou de froid, et les transferts de chaleur suivant différents phénomènes physiques, en particulier la conduction, la convection et le rayonnement[19].

La thermique ou thermocinétique se propose de décrire quantitativement et qualitativement l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final et la quantité d'énergie échangée [13].

- **Quelques définitions**

Champ de température

C'est un scalaire représentant la valeur instantanée de la température en tout point de l'espace. Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température : $T = f(x,y,z,t)$.

Le régime est dit *permanent ou stationnaire* quand le champ de température est indépendant du temps c'est-à-dire $T = f(x,y,z)$.

Il est dit *variable ou transitoire* lorsque le champ de température s'évolue avec le temps.

Gradient de température

L'ensemble des points de même température de l'espace est appelé surface isotherme. Le long de la normale à cette surface, la variation de température par unité de longueur est maximale.

Cette variation est définie par le gradient de température.

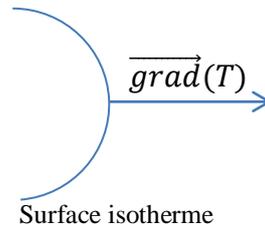


Figure 2: Gradient de température

$$\overrightarrow{\text{grad}}(T) = \vec{n} \frac{\partial T}{\partial n} \quad (1.1)$$

Avec \vec{n} : vecteur unitaire de la normale

$\frac{\partial T}{\partial n}$: dérivée de la température le long de la normale

Flux de chaleur

Le transfert de chaleur va de la surface à haute température vers la basse sous l'influence du gradient de température. Soit Φ la densité de flux de chaleur qui se définit par la quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme.

$$\Phi = \frac{dQ}{Sdt} \quad (1.2)$$

où S est l'aire de la surface [m^2]

Le flux de chaleur est la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps :

$$\varphi = \frac{dQ}{dt} \quad (1.3)$$

Conductivité thermique

C'est l'aptitude du matériau à conduire la chaleur. Elle varie avec la température.

- Pour les solides, les variations sont approximativement linéaires.

$$\lambda = \lambda_0(1 + a) \quad (1.4)$$

Avec λ_0 : conductivité thermique à une température 0°C

a : coefficient du température du solide considéré

- Pour les liquides, la conductivité thermique diminue quand la température augmente sauf pour l'eau et le glycérol mais croît avec la pression.

– Pour les gaz, la conductivité augmente avec la température et ne dépend que très peu de la pression [16].

I.2.2 La conduction

Il y a conduction lorsque la chaleur se propage à travers le corps. C'est donc un transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans transfert de matière. Deux mécanismes distincts assurent cette propagation de chaleur à l'intérieur d'un corps :

- Une transmission par les vibrations des atomes ou molécules
- Une transmission par les électrons libres

Les molécules sont en perpétuelle interaction les unes avec les autres; au cours de ces chocs, elles échangent de l'énergie; une molécule "excitée" peut ainsi perdre un peu de son énergie au profit de ses voisines avec lesquelles elle interagit [16].

En conduction, la densité de flux est proportionnelle au gradient de température.

$$\vec{\phi} = -\lambda S \overrightarrow{\text{grad}}(T) \text{ ou } \phi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1.5)$$

Avec ϕ : flux de chaleur transmis par conduction [W]

λ : Conductivité thermique du matériau [W/m.°C]

x : Variable d'espace dans la direction du flux [m]

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur [m²]

Cette formule suit la loi de Fourier.

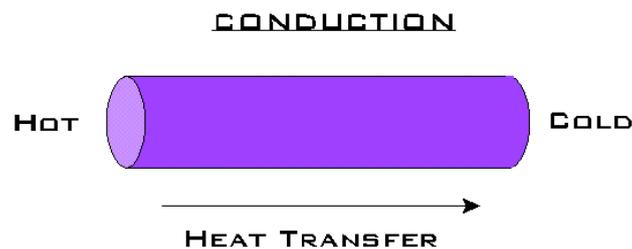
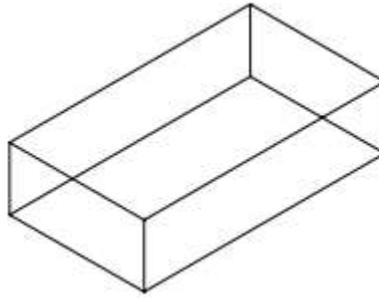


Figure 3: La conduction

- Equation générale de la chaleur [5]



Considérons un élément de forme parallélépipède dans un milieu isotrope, d'arête dx , dy , dz .

Bilan thermique :

$Q_{entrant} = Q_{sortant} + Q_{emmagasinée}$

$$Q_{entrant} = -\lambda dy \cdot dz \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$Q_{sortant} = -\lambda dy \cdot dz \frac{\partial \left(T + \frac{\partial T}{\partial x} dx \right)}{\partial x}$$

$$Q_{emmagasinée} = -\lambda dy \cdot dx \cdot dz \frac{\partial T}{\partial x}$$

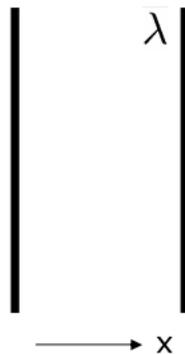
A partir de ce bilan, on obtient l'équation générale de la conduction :

$$\lambda(\Delta T) = \rho C_v \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.6)$$

Avec $\Delta T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$: le Laplacien de la température

C_v : la chaleur massique à volume constant

- Conduction à travers un mur



Le mur est un milieu conducteur homogène limité par deux plans parallèles indéfinis.

On a la formule (1.6).

Supposons qu'on est en régime permanent, c'est-à-dire que la température ne varie pas avec le temps.

$$D'où \frac{\partial T}{\partial t} = 0$$

On constate que seule la variable x intervient.

On a alors :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0 \text{ puisque } \lambda \text{ est constante}$$

$$\frac{dT}{dx} = A : \text{constante}$$

$$D'où T = Ax + B$$

Les conditions initiales :

$$\left. \begin{array}{l} x = 0 \longrightarrow T = T_0 \\ x = e \longrightarrow T = T_1 \end{array} \right\} \begin{array}{l} A = \frac{T_1 - T_0}{e} \\ B = T_1 \end{array}$$

$$T = \frac{T_1 - T_0}{e} x + T_1$$

$$\text{Or : } \varphi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \longrightarrow \varphi = -\lambda S \frac{T_1 - T_0}{e}$$

$$\frac{\varphi \cdot e}{\lambda S} = T_0 - T_1 \text{ où } R = \frac{e}{\lambda S} : \text{résistance thermique}$$

$$\frac{1}{R} = \frac{\lambda S}{e} : \text{conductance thermique}$$

$$\text{Finalement, on a : } \varphi = \frac{T_0 - T_1}{R} \tag{1.7}$$

Conduction à travers un mur multicouche

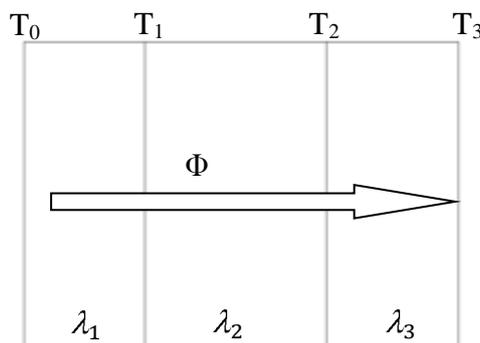


Figure 4: Mur de 3 couches

Considérons un mur à trois couches de conductivités thermiques respectives $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$.

Le flux correspondant est donné par la relation suivante :

$$\varphi = \frac{T_0 - T_3}{\frac{1}{S} \left(\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} \right)} \tag{1.8}$$

En généralisant pour un mur formé par n couches successives :

$$\varphi = \frac{T_0 - T_n}{\sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i S}} \quad (1.9)$$

1.2.3 La convection

C'est un transfert de chaleur entre deux phases de nature différente. Elle intervient, par exemple, à la surface de séparation entre un solide et un fluide ou aussi bien, à la surface libre entre un liquide et un gaz.

Dans ce type de transfert de chaleur, il y a déplacement de matières et parfois même des masses. Ce phénomène a lieu souvent entre deux matières dont l'une est en mouvement et l'autre au repos. L'énergie est ainsi transmise par déplacement du fluide.

Ce mécanisme de transfert thermique est régi par la loi de Newton :

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty) \quad (1.10)$$

Avec φ : Flux de chaleur transmis par convection [W]

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection [W/m².K ou W/m².°C]

T_p : Température de surface du solide [K ou °C]

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide [K ou °C]

S : Aire de la surface de contact solide/fluide [m²]

La résistance thermique par convection est :

$$R_{cv} = \frac{1}{hS} \quad (1.11)$$

Pour mieux le comprendre, nous allons parler de la cuisson. En recevant la chaleur du foyer, l'eau se met en mouvement spontanément. Les groupes de particules de fluide proches du fond de la casserole sont chauffés, leurs masses volumiques diminuent. Ces particules montent alors à la surface pour être remplacées par du fluide plus lourd, celui de la surface de la casserole qui sont refroidis par le contact de la surface avec un milieu moins chaud.

Il existe deux types de convection :

- *la convection naturelle* où le mouvement du fluide résulte de la différence de masse volumique due aux différences de températures ;
- *la convection forcée* qui est provoquée par une circulation artificielle d'un fluide par exemples : chauffage central avec accélérateur, chauffage électrique avec soufflerie, chauffe-eau solaire et four à convection de cuisinière. Le transfert est plus rapide que dans le cas de convection naturelle.

Détermination du coefficient de transfert de chaleur h[5]

Il existe des nombres adimensionnels qu'il faut connaître :

– Le nombre de NUSSELT : $Nu = \frac{h*d}{\lambda}$ (1.12)

Avec d : longueur caractéristique[m]

λ : perméabilité thermique par convection [W / m.°C]

h : coefficient d'échange par convection [W / m².°C]

– Le nombre de GRASHOF qui caractérise la force de viscosité du fluide :

$$Gr = \frac{g*d^3*\beta*\Delta T}{\nu^2} \quad (1.13)$$

Avec g : accélération de la pesanteur[m/s²]

d : longueur caractéristique [m]

β : coefficient d'expansion du fluide

ν : viscosité cinématique du fluide [m²/s]

– Le nombre de PRANDTL qui caractérise la distribution des vitesses par rapport à la distribution de la température : $Pr = \frac{u*c_p}{\lambda}$ (1.14)

Avec $u = \rho\nu$: viscosité dynamique [kg / m .s]

C_p : chaleur spécifique du fluide [J / kg.K]

λ : perméabilité thermique par convection [W / m.K]

– Le nombre de REYNOLDS qui se caractérise par le passage d'un type d'écoulement du fluide à un autre.

$$Re = \frac{U*d}{\nu} \quad (1.15)$$

U : vitesse d'écoulement[m/s]

d : longueur caractéristique [m]

ν : viscosité cinématique du fluide [m²/s]

Remarquons qu'il existe deux régimes d'écoulement du fluide : régime laminaire où les filets du fluide se déplacent parallèlement à la paroi ; régime turbulent où le frottement intervient et il se forme un tourbillon.

I.2.4 Le rayonnement

Tous les corps solide, liquide ou gazeux émettent de l'énergie sous forme de radiation. Et quand ils reçoivent un rayonnement, ils en absorbent une partie qui se transforme en chaleur. Par définition, un rayonnement est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces. L'émission d'énergie dépend de l'énergie interne du corps émetteur.

En prenant en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant, on a la relation :

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (1.16)$$

Avec φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement [W]

σ : Constante de Stefan [$5,67 \cdot 10^{-8} W m^{-2} K^{-4}$]

T_p : Température de surface du solide [K]

T_∞ : Température du milieu environnant la surface [K]

S : Aire de la surface [m^2]

On note que le rayonnement thermique émis par les corps se situe entre 0,1 et 100 μm .

Partie II REFROIDISSEMENT INDUSTRIEL

II REFROIDISSEMENT INDUSTRIEL

Les moteurs électriques sont des transformateurs d'énergie. Ils reçoivent de l'énergie électrique et la transforment en énergie mécanique. Il en résulte des pertes qui sont dissipées en chaleur et influent des conséquences négatives sur le fonctionnement du moteur.

II.1 Conséquences de l'échauffement

La perte totale peut se subdiviser en deux composantes :

➤ *Les pertes indépendantes du courant* : elles sont pratiquement constantes, c'est-à-dire qu'elles existent également en fonctionnement à vide.

- Pertes dans le fer par démagnétisation et par courant parasite
- Pertes mécaniques par frottement et ventilation

➤ *Les pertes dépendantes du courant* : elles augmentent avec la charge, c'est-à-dire avec l'intensité du courant.

- Pertes par effet Joule dans le stator
- Perte par effet Joule dans le rotor

L'élévation de température a pour effet de dilater les pièces, de modifier les propriétés des matériaux, d'altérer le lubrifiant [11]. Elle peut donc provoquer aussi la diminution de l'isolement et de la durée de vie des pièces.

Notons que le dégagement de chaleur dans les machines industrielles est inévitable.

Avant d'entrer dans le vif de cette partie, quelques définitions sont à savoir :

➤ *La contrainte* :

Lorsqu'une charge ou une force est appliquée à un matériau, ce matériau est assujéti à une contrainte définie comme étant la force appliquée sur une unité de surface. Par exemple, une force externe due à la pesanteur est exercée sur tous les matériaux.

Il existe plusieurs types de contraintes comme[18]:

- La contrainte de traction qui tend à allonger un matériau.

Exemple : un ressort muni d'un poids attaché à l'une de ses extrémités.

- La contrainte de compression qui tend à comprimer un matériau.

Exemple : un cric d'automobile soumis à une charge.

- Les contraintes de cisaillement qui résultent de l'application d'une charge transversale.

Exemple : contrainte exercée sur un arbre qui est mal aligné.

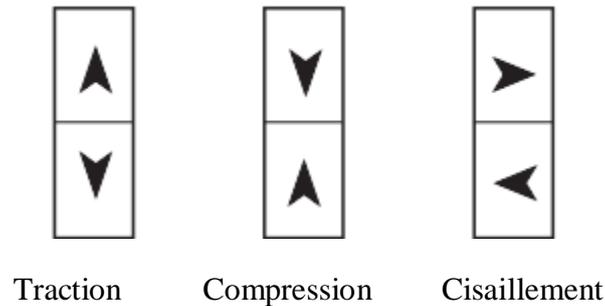


Figure 5: Les contraintes

➤ *La déformation :*

C'est l'effet résultant de la contrainte.

– Lorsque le matériau est soumis à une contrainte relativement faible, il subit une déformation élastique, et retourne à son état initial après l'élimination de la contrainte.

– Lorsqu'il est soumis à des niveaux de contrainte modérés, le matériau atteint sa limite d'élasticité, ou limite apparente d'élasticité et commence à subir une déformation plastique. Il ne retournera pas à son état initial, mais subira une déformation permanente.

– Lorsqu'il est soumis à des niveaux de contrainte relativement élevés, le matériau connaît une défaillance ou une rupture parce que sa limite conventionnelle de proportionnalité a été dépassée.

II.1.1 Généralités

Tous les procédés industriels et manufacturiers qui utilisent de l'énergie transforment plusieurs formes d'énergie (mécanique, chimique, électrique, etc.) en chaleur et en bruit. Dans le cas général, on peut citer quelques sources d'échauffement:

– La friction :

C'est, par définition, la transformation de l'énergie mécanique en chaleur. Les systèmes de refroidissement de ces procédés sont généralement des systèmes indirects utilisant l'huile comme fluide de refroidissement primaire.

– La combustion :

La transformation d'énergie chimique par oxydation en chaleur. Le niveau de chaleur résiduelle des procédés de combustion est variable.

– Les procédés exothermiques (chimiques) :

De nombreux procédés chimiques sont exothermiques : l'énergie chimique est transformée en chaleur sans aucune combustion.

– La compression :

La compression d'un gaz entraîne la génération de chaleur.

- La condensation (cycles thermodynamiques) :

De nombreux procédés utilisent le principe des cycles thermodynamiques. Un fluide liquide s'évapore, consommant de l'énergie, et est ensuite condensé, transformant l'énergie rejetée en chaleur. Les systèmes thermodynamiques sont très sensibles à la température [17].

II.1.2 Dilatation

Sous l'effet de la chaleur, le métal se dilate et se rétracte provoquant des contraintes dans la matière et des déformations souvent importantes. Les pièces subissent alors une dilatation. La dilatation se définit par une augmentation de volume. Par exemple il existe une dilatation linéaire provoquant l'augmentation en longueur :

$$\Delta l = \sigma l(\theta_2 - \theta_1) \quad (2.1)$$

Où l : la longueur initiale [mm]

σ : Coefficient de dilatation linéaire [$mm\ mm^{-1}\ ^\circ C^{-1}$]

θ_1 et θ_2 : les températures initiale et finale [$^\circ C$]

Ainsi, les parties les plus chaudes du matériau subissent généralement une dilatation plus importante que les parties plus froides, ce qui génère des contraintes de traction dans les parties plus chaudes et des contraintes de compression dans les parties plus froides.

On distingue :

- La dilatation thermique (ou l'allongement), dans la plupart des matériaux, résulte d'une augmentation de la température. L'ampleur de la dilatation dépend du changement de température, de la température elle-même, de la longueur de la pièce et des matériaux qui la composent.

- La dilatation thermique différentielle survient lorsqu'il y a une différence de température ou un gradient entre deux points d'une même pièce en métal. On qualifie cette dilatation de différentielle parce que la plupart des métaux se dilatent lorsque la température augmente. Si l'augmentation (ou la diminution) de température n'est pas la même dans les différentes parties d'une même pièce, ces différentes parties ne subiront pas la même dilatation. Dans ce cas, les contraintes de compression et de traction entraîneront le pliage de la pièce, tel qu'indiqué à la figure ci-dessous. [18].

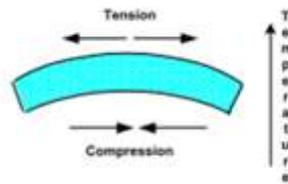


Figure 6: Contrainte en fonction de la température

Il en résulte que la surface de la pièce chauffée se dilate davantage que l'intérieur de la pièce, ce qui crée des contraintes de compression près de la surface et des contraintes de traction et de cisaillement à l'intérieur de la pièce.

II.1.3 Conséquences de la dilatation thermique sur le jeu mécanique

Mécaniquement parlant, cette dilatation détruit le mécanisme présent entre les pièces. Par exemple, au lieu d'une présence de jeu entre vis et écrou, on aura un serrage.

Pour illustrer, considérons un roulement monté sur un arbre. L'arbre et le logement sont en acier, mais la température de l'arbre est plus élevée que celle du logement. Le jeu radial vaut :

$$\Delta J = C_1(D \cdot \Delta t_l - d \cdot \Delta t_a) \quad (2.2)$$

C_1 : coefficient de dilatation de l'acier

D : diamètre extérieur du roulement

Δt_l : différence entre la température en fonctionnement du logement et la température ambiante

d : alésage du roulement

Δt_a : différence entre la température en fonctionnement de l'arbre et la température ambiante

La dilatation différentielle entre la bague intérieure et la bague extérieure du roulement va réduire ce jeu.

Prenons un roulement 6305(25*62) après montage à 20°C:

- La température de l'arbre et de la bague intérieur est de 70°C
- La température du logement et de la bague extérieur est de 50°C
- Son jeu résiduel après montage à température ambiante est de 10µm
- La réduction de jeu radial est de $\Delta J = 12 \cdot 10^6 \times ((62 \times 30) - (25 \times 50)) = 7\mu\text{m}$
- Le jeu radial résiduel de fonctionnement est donc $J_{rf} = 10 - 7 = 3\mu\text{m}$

Dans ce cas, le jeu nominal est réduit à 30%.

II.1.4 Effet des propriétés des matériaux

Différents types de matériaux sont nécessaires pour la conception et l'exploitation des centrales comme celle de Mandraka. Par exemple, le système de vernissage pourrait être abîmé sous l'effet de la chaleur. Une augmentation de chaleur a beaucoup d'influence sur certains matériaux. Tous les matériaux peuvent connaître des défaillances à cause de forces externes ou internes, comme les contraintes mécaniques et thermiques, ou à cause de phénomènes connexes comme le fluage, la fatigue et l'érosion [18].

II.1.5 Effet sur les éléments constitutifs [14]

Le choc thermique est une contrainte interne qui résulte du réchauffement ou du refroidissement rapide d'une pièce.

Lorsque la contrainte augmente, le matériau subit des déformations plus importantes, jusqu'à ce que le matériau atteigne sa limite d'élasticité ou limite de la déformation réversible. Toute augmentation ultérieure de la contrainte appliquée peut donner lieu à une déformation plastique ou irréversible. À un certain moment, le matériau commence à se fissurer, puis la contrainte diminue.

Dans le cas du réchauffement, les contraintes de compression élevées près de la surface de la pièce peuvent causer une fissuration interne alors que dans le cas du refroidissement, des contraintes de traction élevées apparaissant à la surface de la pièce pourraient donner lieu à une fissuration externe.

On peut dire alors que la chaleur diminue la résistance mécanique de la pièce.

II.1.6 Diminution de la durée de vie du moteur et de l'isolation [14]

Si la température limite est respectée, on peut compter sur une durée de vie des enroulements définie par les constructeurs. Le vieillissement de l'isolation est un processus chimique fortement dépendant de la température. L'échauffement entraîne une évaporation d'une partie du matériau de l'isolation, ce qui provoque une augmentation de porosité et donc une diminution de la résistance à la traction. A titre indicatif, si la température de fonctionnement est supérieure à la température permanente admissible la plus élevée, la durée de vie du dispositif en question est réduite. En d'autres termes, une forte élévation de température peut aboutir au dépassement de la limite de résistance d'une pièce, cela peut entraîner une défaillance prématurée de la pièce, avec toutes les conséquences qui en découlent. Les surtempératures de courte durée n'influencent pas fortement la durée de vie d'un moteur. En revanche la température permanente de fonctionnement ne doit pas être

supérieure à la valeur admissible la plus élevée.

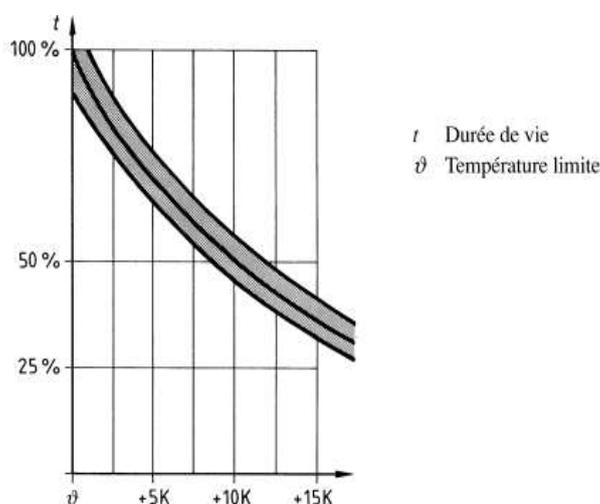


Figure 7: Durée de vie en fonction de la température [14]

Les températures limites des enroulements sont déterminées par l'isolation des enroulements. Les recommandations de la Commission Electrotechnique Internationale (IEC) pour les machines électriques (IEC 34-1 et IEC 85) ainsi que la norme VDE 0530 partie 1, parlent de :

- Température maxi. du fluide de refroidissement : de cette température, on peut déduire la puissance nominale du moteur.
- Elévation de température limite en K, représentée par la valeur moyenne des mesures de résistance. La température des enroulements résulte de l'équilibre entre la température du fluide de refroidissement et de l'échauffement des enroulements. Si la température du fluide de refroidissement est supérieure à 40°C, la charge doit être réduite.
- Température maximale permanente admissible en °C du point le plus chaud des enroulements.

Pour des températures ambiantes très élevées, le moteur est conçu avec une isolation spéciale résistant à la chaleur. Ces machines peuvent également fournir leur puissance nominale avec des températures du fluide de refroidissement plus élevées.

Classe isolation	Temp. fluide refr. maxi. en °C	Elévation temp. limite en K	Temp. max. perm. admissible en °C
E	40	75	120
B	40	80	130
F	40	105	155
H	40	125	180

Tableau 1: Classes d'isolation des matériaux et température max. permanente admissible des enroulements [14]

II.1.7 Autres conséquences de l'échauffement

- Altération des lubrifiants : l'augmentation de la température d'huile empêche une bonne lubrification.
- Pour les moteurs moyenne tension et les gros moteurs basse tension, il peut y avoir des problèmes au démarrage car la densité des pertes peut limiter le temps de démarrage. L'échauffement important peut entraîner des tensions mécaniques et le dessoudage des barres du rotor.
- Dans une centrale électrique, où le système de refroidissement alternatif, présumé moins efficace, entraîne une perte d'efficacité de la centrale électrique d'environ 3 %.

Pour éviter ces mauvaises conséquences de l'échauffement, on doit chercher à l'atténuer par différentes méthodes de refroidissement. Le circuit de refroidissement a généralement trois fonctions :

- évacuer les calories ;
- réguler la température de fonctionnement du moteur ;
- assurer le chauffage de l'habitacle en cas de récupération de la chaleur à évacuer.

II.2 Les différentes techniques pour refroidir

On entend par "systèmes de refroidissement industriel" des systèmes destinés à extraire le trop-plein de chaleur d'un fluide par échange calorifique avec de l'eau ou de l'air, de manière à abaisser la température de ce fluide à une température bien déterminée. Les systèmes de refroidissement sont fondés sur les principes de la thermodynamique.

La température du procédé et la capacité de refroidissement nécessaire doivent être garanties à tout moment pour améliorer l'efficacité du procédé industriel ou de fabrication et réduire la perte de produit et les émissions rejetées dans l'environnement. Plus les procédés sont sensibles à la température, plus le rôle de ce paramètre est important.

Le climat local constitue également un facteur important en matière de refroidissement parce qu'il influence la température des réfrigérants que sont l'eau et l'air. Et avant de choisir le type de refroidissement nécessaire pour le processus, il faut prendre en compte les contraintes liées au site comme la législation locale, les critères environnementaux et le niveau de chaleur résiduelle.

II.2.1 Quelques définitions à savoir

– *La chaleur résiduelle* est la chaleur inhérente non récupérable qui doit être extraite des procédés industriels et qui est rejetée dans l'environnement.

– Le *niveau de chaleur résiduelle* se définit comme le niveau de température auquel la chaleur doit être transférée.

Plus le niveau de chaleur résiduelle est faible, et plus il sera difficile de le refroidir avec des systèmes de refroidissement à air.

– Le *panache* est l'air saturé en vapeur d'eau provenant de la quantité évaporée pour assurer le refroidissement du fluide qui crée un nuage visible à la sortie des tours de refroidissement. Ce panache est constitué par de l'eau pure.

– Le *pincement* est l'écart de température en Kelvin entre la sortie du fluide primaire et l'entrée du fluide secondaire. Il est généralement dû à la présence d'un échangeur intermédiaire. Par exemple, pour obtenir une température de fluide refroidi, pour le procédé, de 27°C à la sortie de l'échangeur intermédiaire, la température d'eau du circuit tour sera de 25°C en entrée de l'échangeur intermédiaire si ce dernier présente un pincement de 2 K .

– L'*appoint* est la quantité d'eau qui rentre dans le circuit de pulvérisation ou le circuit de refroidissement pour compenser celle perdue par évaporation, par les entraînements vésiculaires et les purges de déconcentration.

– L'*entraînement vésiculaire* : émissions d'une installation de refroidissement par voie humide, constituées de fines particules d'eau (ou aérosols) entraînées dans l'atmosphère à la sortie de la tour de refroidissement. Ces gouttelettes ont la même composition que l'eau du circuit de la tour.

– La *purge de déconcentration* est la quantité d'eau que l'on prélève au circuit de la tour pour contrôler la concentration en sels dissous. La quantité d'eau à purger est fonction de la concentration en sels admise par le circuit de refroidissement.

– La *température de bulbe humide* est la température la plus basse à laquelle l'air peut être refroidi par évaporation adiabatique. La température de bulbe humide est toujours inférieure à la température de bulbe sec, et dépend de la température atmosphérique mesurée, de l'humidité et de la pression de l'air.

– La *température de bulbe sec* est la température de l'air sec et représente un facteur très important dans la conception des aéroréfrigérants. Les températures de bulbe sec et de bulbe humide peuvent être identiques lorsque l'air ambiant est complètement saturé.

II.2.2 Les différentes techniques de refroidissement

Dans le milieu industriel, on distingue la chaleur non récupérable présentant un niveau de température faible variant de 10 à 25°C , moyen de 25 à 60°C et élevé 60°C .

Généralement, il comprend quatre grands types de refroidissement [12]:

- les installations de refroidissement par voie humide ou évaporatif (avec dispersion d'eau) ;
- les installations de refroidissement par voie sèche et humide (avec ou sans dispersion d'eau) ;
- les installations de refroidissement utilisant l'air sec ;
- les installations de refroidissement par eau en circuit ouvert.

En général, le refroidissement par voie humide est appliqué en présence de faible température et le refroidissement sec à des niveaux de température élevés. Il n'y a pas de technique de prédilection pour les températures moyennes, des différentes configurations sont possibles.

II.2.3 Le refroidissement évaporatif ou par voie humide

Il existe :

✚ La tour ouverte

Dans ce système, l'eau provenant du procédé à refroidir est dispersée en fines gouttelettes par une ou plusieurs rampes de dispersion. L'eau traverse alors de haut en bas une surface d'échange constituée par le packing. Ce packing est un dispositif à travers lequel s'effectue le transfert thermique entre l'eau et l'air. L'eau refroidie est collectée dans un bassin de rétention en bas de la tour avant de retourner vers le procédé à refroidir, directement ou via l'échangeur intermédiaire. L'air est mis en mouvement par un ventilateur ou par tirage naturel. Il y a donc contact direct de l'eau venant du procédé avec l'air extérieur. Ce flux d'air se charge en humidité prélevant de la chaleur à l'eau pour s'évaporer et peut entraîner des gouttelettes d'eau. Un pare-gouttelettes est disposé au sommet de la tour pour éviter le passage de ces gouttelettes à l'atmosphère.

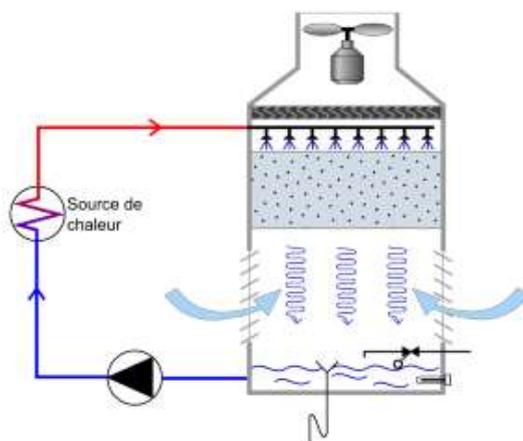


Figure 8: Tour de refroidissement ouverte

Dans ce système de réfrigération, deux circuits sont possibles :

– Soit le circuit primaire (circuit d'eau à refroidir) est en contact direct avec la tour aéroréfrigérante ouverte. Le refroidissement se produit par dispersion de l'eau du circuit primaire dans l'air humide en circulation dans la tour.

– Soit le circuit primaire se relie avec la tour par l'intermédiaire d'un échangeur un peu distant. Le circuit secondaire de l'échangeur intermédiaire constitue le circuit tour dont l'eau est dispersée dans l'air humide en circulation dans la tour. Ce principe est nommé aussi une *tour ouverte avec un échangeur non accolé*.

Le premier type de circuit présente quelques avantages dont :

- investissement modéré en raison du rendement élevé ;
- surface au sol et masse en service réduites ;
- niveau sonore faible surtout si la tour de refroidissement utilise un ou des ventilateur(s) centrifuge(s) ;
- consommation d'exploitation modérée (électricité, eau, traitement d'eau, maintenance et analyses).

Tour ouverte avec un échangeur accolé

Ce système n'est pas très différent du précédent. Sur cette tour, l'eau dispersée par la rampe provient d'un échangeur intermédiaire qui réalise l'échange entre l'eau de la tour et le fluide provenant du procédé à refroidir. Il n'y a donc plus de contact direct entre le fluide du procédé à refroidir et l'air de refroidissement. Ainsi le circuit d'eau de la tour est fermé.

La température de l'eau en entrée de la tour est plus basse pour obtenir une température encore plus basse. A travers ce système, on peut obtenir une température de 25 à 50°C, et les puissances thermiques évacuées peuvent varier de quelques centaines de *kW* à plusieurs *MW*.

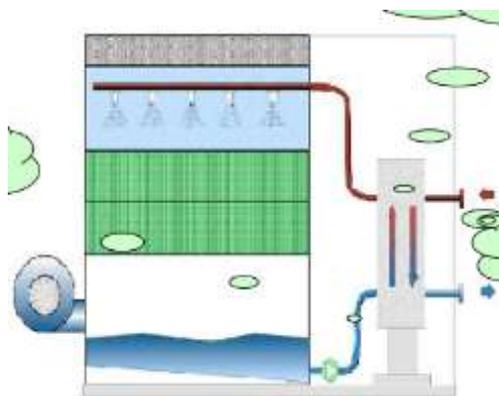


Figure 9: Tour ouverte avec échangeur accolé [12]

Remarquons que l'échangeur à plaques intermédiaires est accolé physiquement à la tour équipée d'un corps d'échange.

Avantages	inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - diminution du circuit d'eau à traiter ; - le procédé à refroidir ne peut pas être pollué par le circuit de la tour. 	<ul style="list-style-type: none"> - réduction des performances due à la présence de l'échangeur intermédiaire induisant un pincement de $2 K$; - le coût d'investissement, l'encombrement et le poids de ce type de tour sont nettement supérieurs à ceux d'une tour ouverte classique ; - consommation électrique augmentée à cause de la présence d'une deuxième pompe ; - le niveau sonore est légèrement plus élevé ; - la nécessité d'une autre pompe et une tuyauterie de raccordement.

✚ Tour fermée (avec échangeur tubulaire intérieur à la tour)

Le fluide à refroidir circule dans un échangeur tubulaire disposé dans la tour de refroidissement. Il n'y a donc plus de contact direct entre le fluide du circuit primaire et l'air. Le refroidissement évaporatif est assuré par le circuit d'eau secondaire propre à la tour. La production est assurée par évaporation d'une partie de l'eau dispersée du circuit tour, provenant du bassin de rétention et complétée par l'appoint en eau.

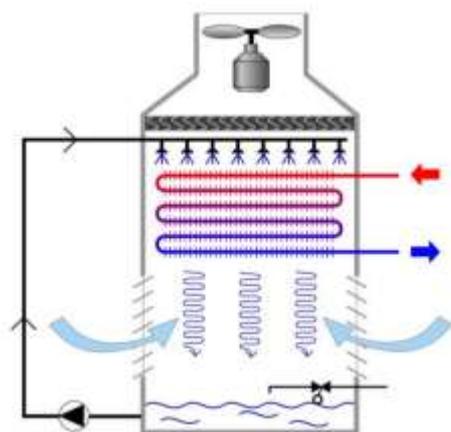


Figure 10: Tour de refroidissement fermé

Comme la puissance disponible avec ce type de tour est légèrement inférieure à celle d'une tour ouverte, il est nécessaire de la surdimensionner en augmentant le débit d'air et sa taille. En comparant cette tour avec celle précédemment, les avantages et inconvénients par rapport

à la tour ouverte classique sont les mêmes. Mais il y en a encore d'autres pour ses points négatifs :

- entartrage possible de l'échangeur tubulaire ;
- utilisation recommandée d'eau glycolée sur le circuit tour afin de prévenir les risques de gel à l'arrêt de l'installation.

II.2.4 Le refroidissement par voie sèche et humide

Les installations dans ce type de refroidissement combinent à la fois un échange sec et un échange humide. L'échange sec est assuré par une batterie à ailettes, appelée également batterie anti-panache ou désurchauffeur. Cet échangeur est placé au sommet de la tour. L'échange thermique est réalisé par convection et conduction. Le désurchauffeur assure la suppression du panache visuel.

Les systèmes hybrides mélangent deux technologies, on peut les utiliser comme suit [8] :

- durant les périodes relativement fraîches que sont les intersaisons, le système fonctionne comme un simple drycooler ;
- en été lorsque la température ambiante est trop élevée, le système passe en mode évaporatif similaire à une tour humide pour avoir un niveau de température du fluide de refroidissement suffisamment faible.

On distingue :

Tour hybride ouverte

Cette tour est constituée d'une batterie désurchauffeur et d'un corps d'échange. Le fluide à refroidir circule d'abord dans la batterie située au sommet de la tour de refroidissement. Si le refroidissement n'est pas suffisant, le fluide est alors dispersé sur un corps d'échange, s'évapore en partie puis retourne vers le procédé à refroidir.

Tour hybride fermée

Ce type de tour est constitué d'une batterie et d'un échangeur extérieur accolé avec une surface de ruissellement de l'eau ou un échangeur tubulaire interne à la tour.

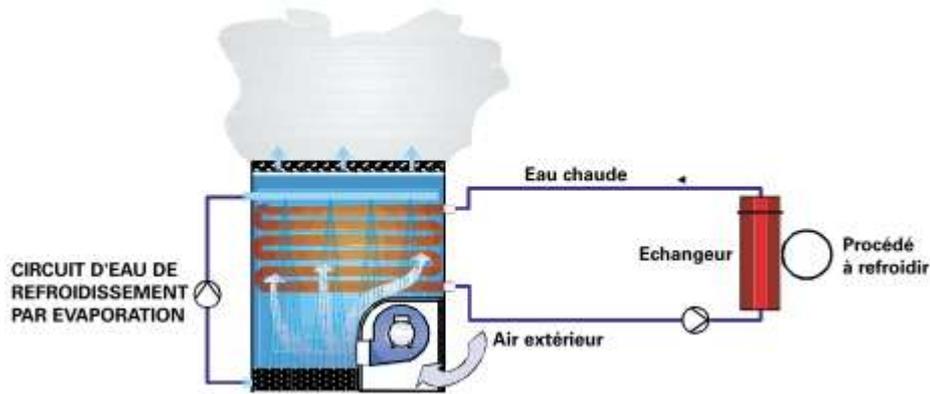


Figure 11: Tour hybride fermée [9]

Deux cas peuvent donc se présenter :

- Le fluide à refroidir circule dans la batterie, puis dans l'échangeur accolé à la tour de refroidissement. Le circuit secondaire de cet échangeur est parcouru par de l'eau dispersée.
- Le fluide à refroidir circule dans la batterie au sommet de la tour, puis circule si nécessaire dans un échangeur tubulaire interne à la tour sur lequel l'eau du circuit tour est dispersée.

Avantages de ces deux types de systèmes:

- la suppression du panache visuel, grâce à la batterie désurchauffeur ;
- la batterie pour refroidissement sec est à haute densité d'ailettes, ce qui se traduit par des performances énergétiques élevées ;
- la réduction de la consommation d'eau du système de refroidissement et des coûts d'exploitation ;
- pas de risque de prolifération des légionelles.

Spécialement pour la tour hybride fermée, le volume du circuit d'eau à traiter (rampes de dispersion, bassin de rétention et tuyauterie de retour d'eau du bassin vers les rampes) est limité et nettement plus faible que sur une tour ouverte, ce qui simplifie les traitements d'eau.

Les principaux inconvénients sont différents pour ces deux tours :

Pour la tour ouverte	Pour la tour fermée
<ul style="list-style-type: none"> - masse en service du système très élevée ; - consommation d'énergie électrique (ventilateurs et pompes circuit tour) plus élevée, en raison du fonctionnement avec des débits d'air élevés ; - le faible volume d'eau à traiter entraîne des variations sensibles et rapides de ses caractéristiques et exige donc un suivi régulier ; - entartrage éventuel de l'échangeur tubulaire ou de l'échangeur intermédiaire et du packing ; - niveau sonore généralement élevé (de 3 à 6 dB maximum) du fait d'un fonctionnement avec des débits d'air importants afin de compenser les pertes de puissance liées au contact indirect entre le fluide du procédé à refroidir et l'air. 	<ul style="list-style-type: none"> - coût d'investissement environ trois fois plus élevé ; - encombrement important : caractérisé par une plus grande surface au sol, ainsi qu'une hauteur plus élevée ; - nécessité d'une pompe de circulation sur le circuit tour ; - plus les même que pour la tour ouverte.

II.2.5 Le refroidissement par voie sèche

Ce système de refroidissement sec sans évaporation (aérorefroidisseur), est également appelé « drycoolers ». Il existe :

L'aéroréfrigérant sec

Le fluide à refroidir circule dans les tubes d'un échangeur à ailettes et est refroidi par de l'air circulant à l'extérieur des tubes. Cet air venu de l'extérieur est mis en mouvement par des ventilateurs et traversant cet échangeur. L'échange se fait à courant croisé, c'est-à-dire les flux d'air et d'eau se croisent à environ 90°. Ce type de système ne fonctionne qu'en mode sec. Les conditions de fonctionnement nominales sont 35°C en température d'air sec, pour des températures d'entrée/sortie d'eau de 50/45°C. La température de retour de l'eau est alors de quelques degrés plus élevée que la température de l'air ambiant.

Par rapport à la tour ouverte classique, ses principaux avantages sont :

- coût d'investissement comparable à celui d'une tour ouverte,
- pas de consommation d'eau,
- absence de panache,
- entretien aisé, bien que la batterie à ailettes demande à être nettoyée régulièrement.

Les aéroréfrigérants secs présentent les inconvénients suivants :

- limitation de la température de sortie d'eau, en fonction du niveau de la température de l'air ambiant, ce qui détruit la performance énergétique du procédé,
- surface au sol importante,
- consommation d'énergie électrique élevée ainsi que le coût d'exploitation,
- niveau sonore plus élevé à cause des débits d'air supérieurs,
- nombreux moteurs électriques tels que les ventilateurs,
- nécessité d'utiliser de l'eau glycolée pour prévenir le gel de l'installation.

Groupe refroidisseur de liquides à condensation par air

Le fluide à refroidir circule dans l'évaporateur d'un groupe refroidisseur de liquide basé sur le principe du cycle thermodynamique avec un compresseur. La chaleur est évacuée au condenseur directement à l'air ambiant. Les niveaux de températures obtenus sont généralement de 7°C , mais peuvent atteindre 15 à 20°C . Ce système est utilisé principalement dans le domaine de la climatisation, pour des puissances relativement faibles, mais peuvent également être utilisés en applications industrielles de puissances inférieures à 2 MW .

Les principaux composants utilisés dans ce groupe sont comme dans les installations frigorifiques :

- le ou les compresseur (s) frigorifique (s),
- l'évaporateur qui permet le refroidissement du fluide du procédé à la température désirée, généralement inférieure à 15°C . Les évaporateurs utilisés sont à plaques pour les puissances inférieures à 250 kW et tubulaires pour des puissances thermiques supérieures ;
- le condenseur à air constitué d'une ou plusieurs batteries à ailettes. L'air qui y circule est éjecté par des ventilateurs,
- le fluide frigorigène faisant partie intégrante du refroidisseur d'eau, et devant respecter les réglementations en vigueur,

➤ le détendeur jouant le rôle d'abaisseur de pression donc permettant d'abaisser la différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur.

Les atouts présentés par ce groupe sont :

- l'absence de contact entre l'eau du procédé à refroidir et l'air,
- la possibilité d'adaptation de la puissance du groupe, par rapport à la charge thermique demandée, la régulation se faisant sur la température de retour d'eau.

Ses principaux inconvénients sont :

- le coût d'investissement environ cinq fois plus élevé qu'une tour de refroidissement ouverte,
- la consommation électrique très importante (au moins 10 à 15 fois supérieure),
- le niveau sonore élevé (avec deux sources : ventilateurs et compresseurs),
- l'encrassement des échangeurs à eau (évaporateur) et à air (batterie à ailettes).

II.2.6 Le refroidissement par eau en circuit ouvert

Il est appelé aussi système à passage unique. Le système utilisé dans la centrale de Mandraka correspond à ce type. On utilise dans ce cas un refroidissement par l'eau de nappe, de la mer, des rivières, ou des sources. Le principe de cette solution de refroidissement est d'utiliser une grande réserve d'eau à température quasi-constante pour refroidir le procédé. L'eau utilisée est ensuite rejetée à une température plus élevée. L'énergie du circuit de refroidissement du procédé est transmise à l'eau de pompage via un échangeur. Parmi les différents échangeurs disponibles (échangeurs tubulaires, échangeurs à spirale, etc.) les plus adaptés à cette application sont les échangeurs à plaques qui allient performance, compacité, fiabilité, et facilité d'entretien.

Le réglage température retour dans le circuit de refroidissement peut se régler très finement en faisant varier le débit de l'eau pompée grâce à une pompe à débit variable ou vanne 3 voies du côté du circuit de pompage.

Dans le cas des centrales électriques, l'eau est prélevée dans une rivière à l'amont de l'installation et rejetée à l'aval. L'eau prélevée circule dans un échangeur thermique afin de refroidir l'eau provenant de la centrale électrique.

Les principaux composants de ce type de refroidissement par eau sont :

- la ou les pompes de sous-tirage de l'eau,
- l'échangeur,
- les canalisations plus précisément les tuyaux pour conduire l'eau extraite à

l'échangeur et ceux ramenant l'eau au milieu naturel (nappe ou rivière). Cette dernière est d'une longueur particulièrement importante car la réglementation en vigueur impose des distances minimales de l'ordre de 80 m.

Les avantages de cette technique sont :

- la possibilité d'obtenir des niveaux de température correspondant à la plupart des applications industrielles et tertiaires,

- la surface au sol réduite,

- le niveau sonore minimal,

- la bonne résistance à la corrosion de l'échangeur à plaques ou à tubes.

Mais il y a aussi quelques inconvénients à considérer, dont :

- le coût élevé d'investissement,

- le coût d'installation élevé en raison de la réglementation exigeante relative aux prélèvements, à la consommation d'eau ainsi qu'aux rejets dans la nappe ou la rivière : de nombreux suivis, analyses, maintenance et contrôles doivent être effectués régulièrement afin de protéger le milieu naturel,

- l'encrassement de l'échangeur à plaques ou à tubes exige un entretien régulier,

- l'eau prélevée dans la nappe ou dans la rivière est taxée en fonction de sa situation géographique : il existe des taxes sur le captage en fonction de la profondeur (pour la nappe phréatique) et de la zone géographique et sur la restitution en fonction du milieu et de l'usage.

II.2.7 Autres types de refroidissement



Refroidisseurs adiabatiques [8]

Les refroidisseurs adiabatiques sont des échangeurs de chaleur. L'atmosphère c'est-à-dire le milieu extérieur prend ici une grande place car la chaleur y est envoyée en sec. Ce principe nécessite la présence d'une pièce sèche où traverse l'air ambiant entraîné par des ventilateurs. L'eau passe dans cette pièce pour se refroidir. La ventilation est réglée en fonction de la charge thermique afin de maintenir constante la température de sortie du fluide. L'air est ensuite évacué vers le haut plus précisément vers l'extérieur.

Mais comme la température extérieure varie saisonnièrement, cet échangeur utilise l'évaporation de l'eau lorsqu'elle augmente. L'air ambiant traversant le média subit un pré-refroidissement par évaporation. Ainsi, il dissipe les calories en maintenant une température d'eau froide inférieure à celle de l'air ambiant. L'air ainsi pré-refroidi traverse

ensuite la pièce pour refroidir le fluide. L'eau d'humidification excédentaire est collectée dans un bac en acier inox, puis évacuée.

Ce refroidisseur adiabatique résulte donc de l'association d'un aéroréfrigérant sec et d'une section de pré refroidissement adiabatique : cette section de pré-refroidissement a pour rôle d'abaisser la température de l'air ambiant par évaporation d'eau sur un média conçu spécifiquement pour cet usage.

✚ Refroidissement par géothermie [8]

La géothermie, du grec géo (la terre) et thermie (la chaleur), est la science qui étudie les phénomènes thermiques internes du globe terrestre et la technique qui vise à l'exploiter.

On distingue trois types de géothermie :

- la géothermie peu profonde à basse température qui est exploitée pour une utilisation dans un procédé de climatisation,
- la géothermie profonde à haute température,
- la géothermie très profonde à très haute température.

L'idée est d'utiliser l'inertie du sol, et non pas de récupérer de la chaleur. En effet, en dessous de 4.50 m, la température du sol est constante tout au long de l'année avec une température moyenne de 12°C.

Parmi ce type de géothermie, deux techniques existent pour le refroidissement:

- les sondes géothermiques verticales
- les champs géothermiques horizontaux



Figure 12: Sonde verticale[8]



Figure 13: Champ horizontal[8]

+ Récupération de l'énergie pour chauffage d'un système de faible niveau de température

Au lieu de rejeter ou évacuer la chaleur émise par les machines industrielles, on peut la réutiliser pour d'autres applications. En effet, certaines applications ont besoin d'énergie mais à un faible niveau de température. Typiquement c'est l'exemple du chauffage de piscine, où l'objectif est de chauffer l'eau de la piscine jusqu'à environ 28°C maximum. D'autres applications ou procédés industriels dans lesquelles un besoin d'énergie à faible température est présent peuvent être envisagés. Dans ce cas la quantité de chaleur émise par le complexe industriel n'est plus appelée « chaleur résiduelle » ou quantité de chaleur non récupérable.

II.2.8 Caractéristiques techniques et thermodynamiques des différents systèmes de refroidissement [7]

Système de refroidissement	Réfrigérant	Principal mode de réfrigération	Ecart minimale [K]	Température finale du fluide [°K]	Puissance industrielle [MW]
Système ouvert à une passe : système directe	Eau	Conduction Convection	3-5	18-20	0,01<P<2000
Système ouvert à une passe : système indirecte	Eau	Conduction Convection	6-10	21-25	0,01<P<1000
Aéroréfrigérant en circuit ouvert : système directe	Eau Air	Evaporation	6-10	27-31	0,1<P<2000
Aéroréfrigérant en circuit ouvert : système indirecte	Eau Air	Evaporation Convection	9-15	30-36	0,1<P<200
Aéroréfrigérant en circuit fermé humide	Eau Air	Convection	7-14	28-35	0,2<P<10
Aéroréfrigérant en circuit fermé sec	Air	Evaporation Convection	10-15	40-45	0,1<P<100
Aéroréfrigérant en circuit ouvert humide sec	Eau Air	Evaporation Convection	7-14	28-35	0,15<P<2,5
Aéroréfrigérant humide sec	Eau Air	Evaporation Convection	7-14	28-35	0,15<P<2,5

Tableau 2: Caractéristiques des différents systèmes [7]

– Les températures finales dépendent du climat local. Les données affichées dans ce tableau sont valables pour des conditions climatiques moyennes en Europe de 30°/21°C pour les températures sèche et humide et 15°C maximum pour la température de l'eau).

La température finale du fluide de procédé correspond à la somme de la température ambiante (température du réfrigérant) la plus basse et de l'écart de température minimum exigé entre le réfrigérant (à l'entrée du système de refroidissement) et le fluide de procédé (à la sortie du système de refroidissement) en aval de l'échangeur de chaleur, également appelée "approche thermique".

II.2.9 Types de refroidissement selon le niveau de chaleur et type d'application

[7]

Plage de températures	Système de refroidissement	Applications
<ul style="list-style-type: none"> • Basse température (10 – 15°C) 	<ul style="list-style-type: none"> • Système à passage unique • Tours de refroidissement par voie humide (tirage forcé ou naturel) • tours de refroidissement hybrides • systèmes de refroidissement combinés 	<ul style="list-style-type: none"> • production d'électricité • procédés pétrochimiques
Température moyenne (25 – 60°C)	<ul style="list-style-type: none"> • systèmes à passage unique • tours de refroidissement par voie humide (tirage forcé/naturel) • tours de refroidissement en circuit fermé • condenseurs par évaporation • refroidisseurs à air • condenseurs à air • tours de refroidissement hybrides/condenseurs • tours de refroidissement hybrides en circuit fermé 	<ul style="list-style-type: none"> • cycles de réfrigération • compresseurs • refroidissement de machines • refroidissement d'autoclaves • refroidissement de fours rotatifs • aciéries • cimenteries • production d'électricité dans les régions plus chaudes (méditerranéennes)
Température élevée (supérieure à 60°C)	<ul style="list-style-type: none"> • systèmes à passage unique dans des cas particuliers • tours de refroidissement par voie humide (tirage forcé/naturel) • refroidisseur à air/condenseurs 	<ul style="list-style-type: none"> • usines d'incinération de déchets • refroidissement du moteur • refroidissement des gaz d'échappement • procédés chimiques • centrale électrique

Tableau 3: Type de refroidissement[7]

II.2.10 Choix du type de refroidissement [7]

D'une manière générale, les paramètres à considérer lors d'une sélection des systèmes de refroidissement techniquement envisageables sont les suivantes :

- la température de retour du fluide désirée,
- la puissance thermique totale du procédé à refroidir,

- le débit d'eau ou fluide circulant dans la tour qui dépendra de l'écart de température souhaité pour le fluide venant du procédé à refroidir,
- le temps de fonctionnement de la machine à refroidir,
- les conditions climatiques, la disponibilité en eau et les besoins d'espace

Et lors de sa conception, il faut considérer :

- la quantité, la qualité et les coûts du fluide de refroidissement disponible (eau et air),
- la taille disponible (aire, hauteur, poids des installations de refroidissement),
- les effets sur l'environnement,
- les effets météorologiques,
- les dépenses en capital pour les systèmes de refroidissement, les pompes, le traitement des conduits et de l'eau,
- les coûts de fonctionnement des pompes, des ventilateurs et du traitement de l'eau,
- les coûts annuels de maintenance et de réparation. En général, les coûts de maintenance pour les systèmes à air sont considérés comme inférieurs, car le traitement antitartre et le nettoyage mécanique de la surface de l'eau n'est pas nécessaire,
- les paramètres de fonctionnement tels que la durée de vie minimale, le temps de fonctionnement annuel, la charge moyenne dans le taux de production thermique et le débit d'eau.

Il est nécessaire également de surdimensionner le système de refroidissement au moment de sa phase d'installation pour prévenir à une augmentation de la capacité de production. Cela ne va pas suffire pour une grande extension mais peut servir jusqu'à l'ajout d'une nouvelle tour.

A part le choix de la tour, on doit faire aussi le choix des matériaux à utiliser. Les matériaux dépendront du :

- type de fonctionnement de la tour,
- niveau de pression,
- composition et corrosivité de l'eau de refroidissement,
- composition et corrosivité du fluide à refroidir,
- longévité de la conduite.

L'utilisation des matériaux sensibles à la corrosion nécessite un traitement sévère de l'eau qui circule dans le circuit. Généralement, on utilise souvent de l'acier carbone, l'acier galvanisé, l'aluminium/laiton, le cuivre/nickel, les types adaptés d'acier inoxydable et le titane.

II.2.11 Modèle de dimensionnement de tour de refroidissement [10]

Méthode d'analyse de Merkel

Cette méthode est utilisée pour une tour à tirage naturel : un système à passage unique.

On suppose qu'on est dans les conditions normales de température et de pression :

$$t_a = 0^\circ\text{C} \text{ et } p_a = 101325 \text{ Pa}$$

On assimile l'air sec et la vapeur d'eau contenus dans l'air humide à des gaz parfaits indépendants.

- L'humidité relative de l'air est :

$$\varphi = \frac{p_v}{p'_v} \quad (2.3)$$

Avec p_v : pression partielle de vapeur d'eau aux conditions actuelles [Pa]

p'_v : pression partielle de vapeur d'eau à saturation pour la même température [Pa]

φ varie de 0 à 1, elle vaut 1 lorsque l'air est saturé.

On détermine cette pression p'_v par la formule :

$$\ln p'_v = \frac{b_1}{T_a} + b_2 + b_3 T_a + b_4 T_a^2 + b_5 T_a^3 + b_6 \ln T_a \quad (2.4)$$

Avec $T_a = t_a + 273.15$: température absolue de l'air humide [K]

$$b_1 = -5800.2206$$

$$b_2 = 1.39114993$$

$$b_3 = 0.04860239$$

$$b_4 = 0.41764768 \times 10^{-4}$$

$$b_5 = -0.14452093 \times 10^{-7}$$

$$b_6 = 6.5459673$$

- Le rapport des masses moléculaires de l'eau et de l'air :

$$\frac{18.01534}{28.9645} = 0.62198$$

- La teneur en eau de l'air, en kg de vapeur d'eau par kg d'air sec est:

$$x = \frac{0.62198 \varphi p'_v}{p_a - \varphi p'_v} \quad (2.5)$$

Cette teneur peut se calculer aussi par la relation suivante :

$$x = \frac{(2501 - 2.381 t_a^*) x^* - (t_a - t_a^*)}{2501 + 1.805 t_a - 4.186 t_a} \quad (2.6)$$

Avec t_a : température de l'air sec [K]

t_a^* : température humide [K]

x^* : teneur en eau à saturation calculée à la température t_a^*

- Le volume spécifique de l'air humide en m^3/kg s'exprime :

$$v = 2.833 * 10^{-3} T_a (1 + 1.6078x) \quad (2.7)$$

- La masse volumique en kg/m^3 d'un mélange d'air et de vapeur est :

$$\rho = \frac{1+x}{v} \quad (2.8)$$

- L'enthalpie en J/kg de l'air humide :

Admettons que l'enthalpie d'un mélange de deux gaz parfaits est la somme des enthalpies des de chaque gaz. D'où :

$$h_a = h_{as} + xh_v \quad (2.9)$$

Avec $h_{as} = C_{as}t_a$: enthalpie représentant la chaleur sensible de l'air sec dans les conditions normales, avec $C_{as} \cong 1000J/kgK$

$h_v = r + C_v t_a$: enthalpie de la vapeur d'eau dont :

- $r = 2501000j/kg$: chaleur latente et
- $C_v t_a = 1805t_a$: chaleur sensible

On a alors :

$$h_a = 1000t_a + 1000x(2501 + 1.805t_a) \quad (2.10)$$

On sait que le transfert d'énergie, en tour de refroidissement ouvert, se fait entre l'eau et l'air dans le packing. On a dans ce cas une convection.

L'interface eau-air est un film mince d'air saturé de température t .

- L'échange de chaleur convectif de l'eau vers l'air sur un élément dz du tour vaut :

$$Gc_a dt_a = UaAdz(t_e - t_a) \quad (2.11)$$

Avec $aAdz$: surface d'échange effective entre eau-air [m^2]

G : débit massique de l'air humide [kg/s]

c_a : chaleur spécifique de l'air [$J/kg.K$]

- Il existe aussi une diffusion de vapeur d'eau vers l'air :

$$Gdx = KaAdz(x'_{ae} - x_a) \quad (2.12)$$

Avec K : coefficient de diffusion de la vapeur d'eau

x'_{ae} : teneur en eau de l'air à saturation à la température t_e

x_a : teneur en eau de l'air dans l'écoulement

On utilise l'approximation de Lewis pour combiner le transfert de masse et de chaleur sensible en un seul coefficient :

$$\frac{U}{Kc_a} = 1 \quad (2.13)$$

- D'où l'échange de chaleur s'écrit :

$$Gc_a dt_a = KaAdz c_a(t - t_a) \quad (2.14)$$

- Le transfert total de chaleur sera alors :

$$q = G dh_a = KaA dz(h'_{ae} - h_a) \quad (2.15)$$

Avec h'_{ae} : enthalpie de l'air à saturation à la température de l'eau

La quantité de chaleur q doit être sensiblement égale à la chaleur transférée par l'eau. C'est à dire :

$$Lc_a dt_a = KaA dz(h'_{ae} - h_a) \quad (2.16)$$

L : débit massique de l'eau [kg/s]

- Le bilan thermique sur toute la hauteur du corps d'échange s'obtient par la relation :

$$\int_{t_{eb}}^{t_{eh}} \frac{c_a dt_e}{h_{ae} - h_a} = \frac{KaV_T}{L} \quad (2.17)$$

V_T : volume total du packing

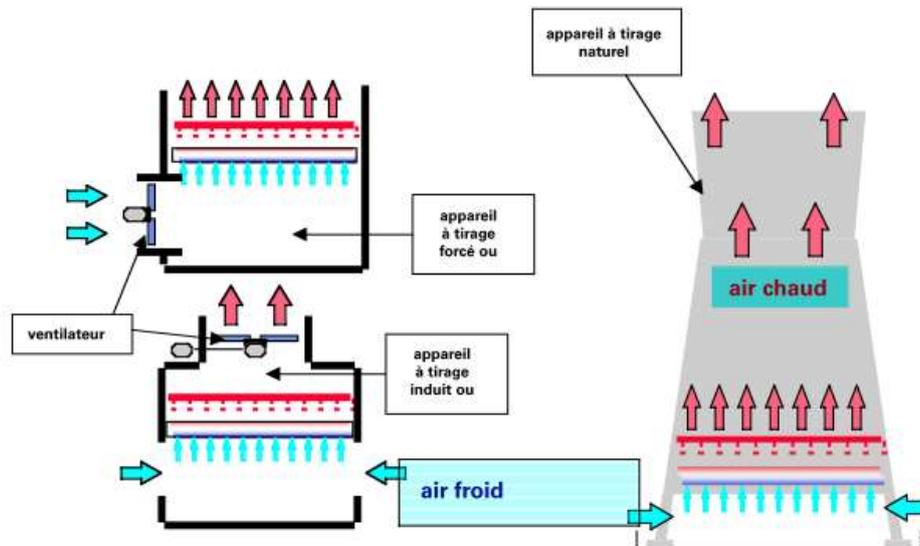


Figure 14: Système d'un tour à tirage naturel [9]

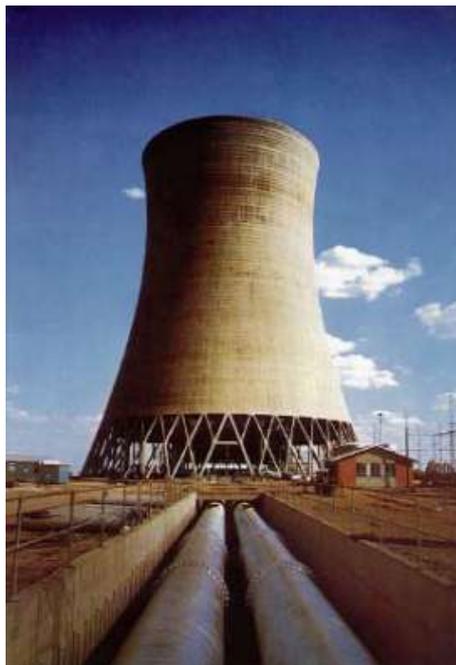


Figure 15: Tour de refroidissement sèche à tirage naturel [13]

**Partie III REFROIDISSEMENT DE
L'ALTERNATEUR DE LA
CENTRALE HYDROELECTRIQUE
MANDRAKA**

III REFROIDISSEMENT DE L'ALTERNATEUR DE LA CENTRALE HYDROELECTRIQUE MANDRAKA

III.1 L'alternateur

III.1.1 Généralité sur l'alternateur

L'alternateur a été inventé en 1878 par un belge, nommé Zenobe. Un alternateur est un mécanisme qui, par transformation de l'énergie mécanique, produit un courant alternatif. Il fournit donc de l'électricité.

Un alternateur est constitué principalement de deux éléments :

- le rotor au niveau duquel sont créés les champs magnétiques par des aimants permanents ou des électroaimants. Le courant est injecté au rotor par les balais (communément appelé charbons) ;

- le stator ou la bobine qui est fixe, il récupère l'énergie magnétique créée par le rotor.

Il est composé aussi différents éléments dont :

- le pont de diodes (sert à canaliser l'énergie du stator). Le pont de diodes redresse les tensions c'est à dire qu'il est capable de transformer les tensions alternatives du stator en une seule tension quasi continue. C'est cette tension qui sera utilisé par le réseau électrique ;

- le régulateur, proche du pont de diodes, est l'organe intelligent de l'alternateur. Il cherche en permanence à maintenir une tension stable en sortie d'alternateur.

L'alternateur exploite la manifestation d'un phénomène physique qui est l'induction, c'est-à-dire qu'un aimant en mouvement fait naître une tension aux bornes de la bobine.

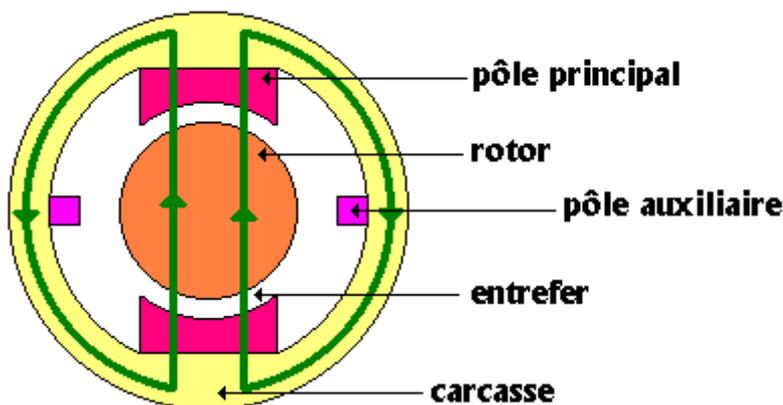


Figure 16: L'alternateur

III.1.2 Le rotor [3]

Le rotor (l'inducteur) qui tourne à l'intérieur du stator immobile. Le rotor porte, dans les encoches disposées à sa périphérie, un enroulement parcouru par un courant continu. Ce

Le courant provient du système d'excitation. Le rotor excité, en tournant, produit un champ tournant avec lui. Ce champ tournant engendre des forces électromotrices dans chacune des phases de l'enroulement du stator.



Figure 17: Rotor[20]

Les pôles sont alternativement nord et sud ; leur nombre total $2p$ est toujours pair. Certains rotors n'ont que 4 pôles, il en est qui en possèdent plusieurs dizaines.

III.1.3 Le stator [3]

Le stator (l'induit) comprend un circuit magnétique constitué par un empilage de tôles en forme de couronne, isolées les unes des autres pour limiter les courants de Foucault. L'ensemble des couronnes avec leur isolation est fortement serré, il constitue le circuit magnétique du stator. Dans sa partie intérieure, le circuit magnétique comporte des encoches uniformément réparties dans lesquelles vient se loger l'enroulement triphasé du stator. Le circuit magnétique du stator est en fer afin d'augmenter le champ magnétique engendré par le rotor, il supporte le bobinage du stator. Le bobinage d'un stator triphasé comprend trois bobines décalées l'une par rapport à l'autre de 120° .



Figure 18: Stator[22]

Les deux extrémités de l'enroulement aboutissent chacune à une borne à la plaque de bornes de la machine. Elles constituent l'entrée et la sortie de l'enroulement. Elles ne sont pas connectées ensemble : l'enroulement est ouvert. C'est à l'utilisateur de réaliser le couplage.

Parce que l'induit est fixe, on peut isoler fortement ses conducteurs. Cela permet de construire des alternateurs qui produisent des f.é.m. atteignant jusqu'à 15 000 volts.

Le champ du rotor est proportionnel au courant d'excitation; le champ du stator est proportionnel au courant I dans les phases de l'enroulement du stator.

III.1.4 Principe de fonctionnement

On fait donc tourner le rotor (l'aimant) dans le stator (la bobine). Lors de la rotation de l'aimant, on a successivement l'approche puis l'éloignement du pôle Sud puis du pôle Nord. L'alternateur livre donc une tension qui est alternativement positive puis négative. La tension alternative est produite par les bornes de la bobine. Du coup l'énergie mécanique de l'aimant se transforme en énergie électrique.

Plus explicitement, en tournant, les lignes de flux électromagnétiques produites par les pôles inducteurs balayent les trois enroulements du stator et induisent dans ceux-ci des tensions triphasées. On dit alors que le champ tournant au stator accroche le champ inducteur au rotor : le rotor tourne alors à la vitesse de synchronisme.

L'excitatrice a pour but de fournir le courant d'excitation aux inducteurs du rotor principal. Le champ créé par le rotor principal induit la tension souhaitée mais il doit être capable de varier rapidement lorsque la charge varie brusquement, autrement dit le courant d'excitation doit être ajusté rapidement. Pour cela, on distingue en réalité deux excitatrices sur la machine :

– l'excitatrice principale : elle fournit le courant d'excitation de l'inducteur. Il s'agit de l'Alternateur d'Excitation (AE) ;

– l'excitatrice pilote : elle fournit le courant d'excitation à l'excitatrice principale. Elle est directement reliée à un régulateur capable de détecter les changements de vitesses et d'ajuster rapidement le courant d'excitation.

Le nombre de pôles du rotor dépend intrinsèquement de la charge qu'entraîne l'alternateur. La charge imposera alors la vitesse de rotation pour une fréquence de réseau électrique donné.

$$N = \frac{60f}{p} \quad (3.1)$$

N : la vitesse de rotation en tr/min

f : la fréquence en Hz

p : le nombre de paires de pôles

Expression de la f.e.m.

La formule générale est :

$$E = 2.22k_f k_b f N \Phi \quad (3.2)$$

k_f : coefficient de forme

k_b : coefficient de bobinage

f : fréquence en Hz

N : nombre de conducteurs

Φ : flux maximum à travers un enroulement

$K = 2.22k_f k_b$: coefficient de Kapp, caractéristique de la machine synchrones

En simplifiant la relation (3.2), on a :

$$E = KNf\Phi = KNpn\Phi \quad (3.3)$$

p : nombre de paires de pôles du rotor

n : vitesse en tr/min

Modèle électrique :

Une phase d'un alternateur est représenté par le circuit équivalent suivant :

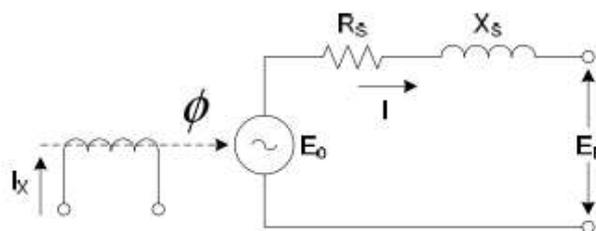


Figure 19: Une phase d'un alternateur

Le courant inducteur du rotor I_x produit un champ magnétique de flux Φ tournant. Les lignes de forces magnétiques traversent les enroulements du stator et chaque phase est le siège d'une tension induite E . Les enroulements peuvent être modélisés par une résistance en série avec une réactance inductive X_s .

III.2 Les sources de pertes thermiques dans l'alternateur [2]

Les alternateurs synchrones sont comme toutes machines électriques où se présentent de nombreuses pertes. Elles constituent les sources de chaleur d'origine mécanique et électrique.

Les sources d'origine électrique ont lieu dans les pièces métalliques du rotor et du stator, surtout dans les cuivres. La dissipation de cette production de chaleur est réalisée par deux mécanismes de transport : le transfert de chaleur par conduction et par convection.

Bien que les pertes aient de nombreuses origines, on peut les regrouper en trois catégories :

- les pertes mécaniques,
- les pertes dans les conducteurs (les pertes par effet Joule),
- les pertes dans le circuit magnétique (les pertes fer).

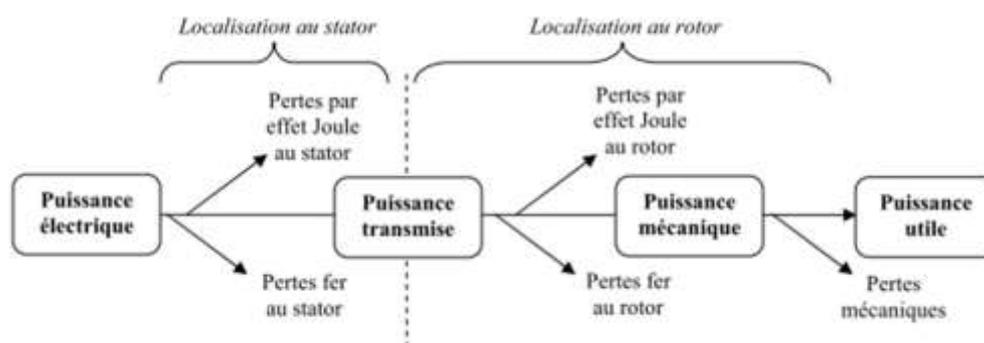


Figure 20: Les pertes présentes dans l'alternateur

III.2.1 Les pertes mécaniques

Les pertes mécaniques sont liées à l'ensemble des frottements dus à la rotation de la partie tournante de la machine. Elles apparaissent sous forme d'échauffement ou d'énergie cinétique.

Ces pertes sont d'origine diverses :

- les pertes par frottement dans les paliers : la quantité de chaleur correspondant à ces pertes est évacuée par l'huile passant dans les paliers qui sert au graissage. Mais elle doit être refroidie dans un réfrigérant avant d'être renvoyée dans les paliers ;
- les pertes aérodynamiques dues au frottement de l'air (en particulier au niveau de l'entrefer) et les pertes par ventilation nécessaire à la circulation de l'air (par exemple ventilateur) pour évacuer les pertes de l'alternateur. Elles sont petites par rapport aux autres.

III.2.2 Les pertes par effets Joule

Tout courant passant dans un fil conducteur provoque l'échauffement du conducteur. Les courants passant dans l'enroulement du stator et dans l'enroulement du rotor produiront donc un échauffement des conducteurs.

– Les pertes Joule dans l'inducteur : $P_{jr} = R_r I_r^2$ (3.4)

– Les pertes Joule au stator :

▪ Pour une phase de résistance r : $P_{js} = r I_s^2$ (3.5)

▪ Pour l'ensemble de trois phases : $P_{js} = 3 \times r I_s^2$ (3.6)

La quantité de chaleur dégagée est proportionnelle au carré de l'intensité I du courant qui circule dans le conducteur, et à la résistance électrique R du conducteur au temps t de passage du courant dans le conducteur.

L'énergie transformée en chaleur vaut RI^2t où $R = \frac{\rho L}{S}$ (3.7)

Avec ρ : coefficient caractéristique du conducteur proportionnel avec la température

L : longueur du conducteur

S : section du conducteur

A part cela, il existe aussi des pertes supplémentaires par exemple les pertes par effet Field. Ces pertes sont liées à l'apparition d'un flux de fuite d'encoche, entre le bas et le haut de l'encoche, dû à la variation de l'intensité du champ électromagnétique à proximité. Cette variation modifie en effet la distribution de la densité de courant.

III.2.3 Les pertes fer

Les pertes fer se situent dans les parties magnétiques de l'alternateur. On distingue les pertes dites par hystérésis et les pertes dites par courant de Foucault.

– Les pertes par hystérésis représentent la puissance nécessaire à l'aimantation cyclique alternative du fer. Elles sont directement liées à l'évolution irréversible de la structure cristalline du matériau constituant les tôles magnétiques.

– Les pertes par courant de Foucault sont dues à la création de forces électromagnétiques induites dans le fer. Cette création est due à l'aimantation cyclique alternative. Ces forces donnent naissance à des courants qui se forment dans la masse du fer. Ces courants de Foucault produisent un échauffement des tôles par effet Joule.

A ces deux types de pertes viennent s'ajouter des pertes supplémentaires d'origines diverses.

A savoir par exemple des pertes par pulsation sur la surface du rotor. Ces pertes se développent dans une très petite épaisseur de fer.

Remarquons que les pertes supplémentaires ne sont pas mesurables. Par contre, les pertes mesurables sont les pertes par effet Joule qui croissent avec la charge, et les pertes fer et mécaniques qui sont indépendantes.

III.2.4 Schéma récapitulatifs de ces différentes pertes

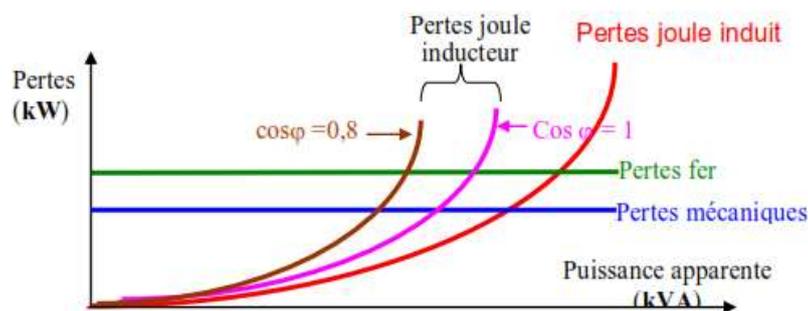


Figure 21: Courbe des différentes pertes

Cette figure montre les différentes pertes rencontrées au sein de l'alternateur. D'après elle, on constate que certaines pertes, telles les pertes mécaniques et fer, sont constantes. Mais les pertes joules dans l'inducteur et l'induit sont proportionnelles avec la puissance apparente et le facteur de puissance.

Dans le cas général, les pertes mécaniques et pertes fer représentent 70% de la perte totale, la perte joule dans l'inducteur 14% et celle dans l'induit 16%.

III.3 Circuit de refroidissement de l'alternateur

L'amélioration du circuit de refroidissement contribue à l'amélioration et l'optimisation de l'exploitation de l'alternateur.

III.3.1 Le système utilisé

L'eau venant de la conduite forcée, après avoir fait tourner la turbine, se perd dans la fosse de la turbine. C'est là que l'échangeur puise son liquide refroidisseur : l'eau brute. Cette dernière est aspirée par une électropompe, puis refoulée par elle-même vers une conduite qui mène à l'échangeur. Au dessus de la pompe se trouve un clapet anti-retour pour éviter, en cas de panne, le retour de l'eau vers la pompe. Avant son entrée dans l'hydoréfrigérant, le circuit se partage encore pour acheminer l'eau qui va refroidir la lubrification dans les paliers de l'alternateur.

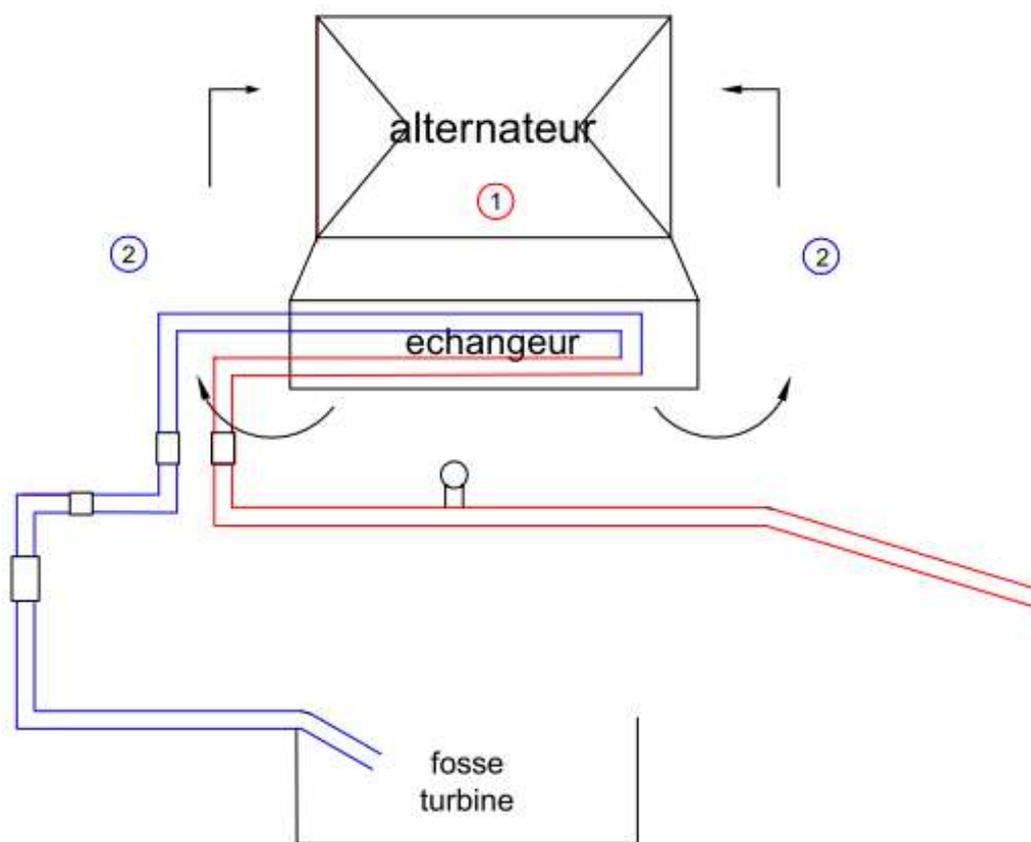


Figure 22: Refroidissement de l'alternateur

- ① : la partie où circule l'air chaud
- ② : la partie où circule l'air froid

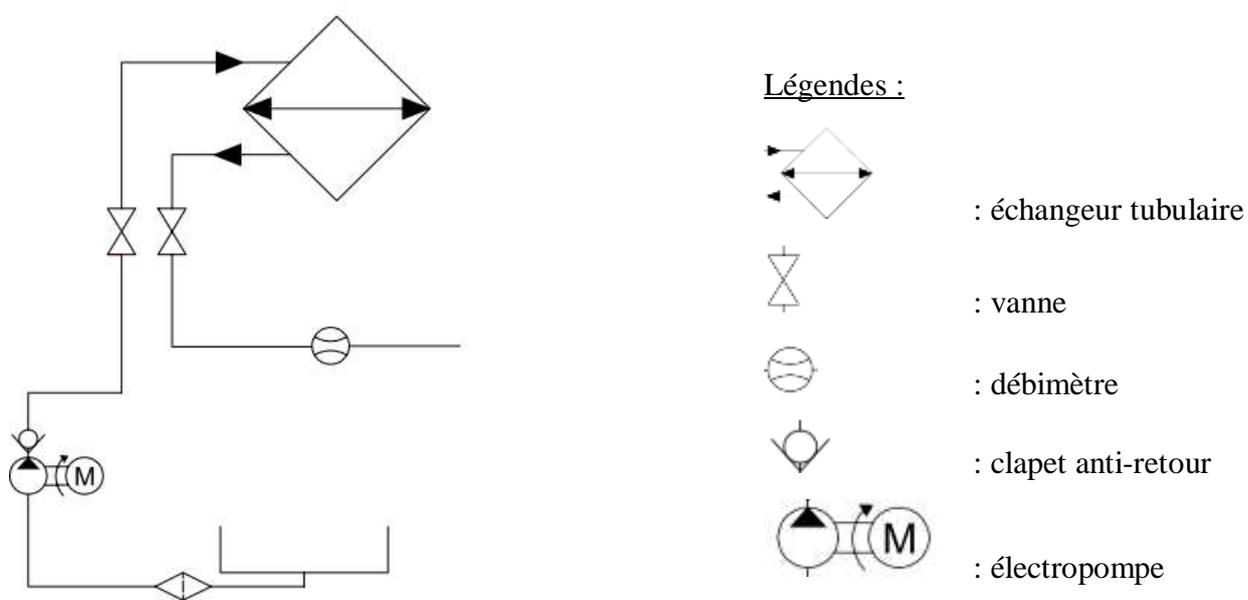


Figure 23: Circuit hydraulique dans le système de refroidissement

Dans le circuit principal, l'eau passe par la vanne d'entrée de l'échangeur et passe dans les tubes. Dans cet endroit se trouve une multitude de convections car on y trouve l'échange thermique entre l'air chaud et l'eau froide. L'air chargée de chaleur se rafraîchit donc à travers ses tubes et se retourne de nouveau dans le caisson de l'alternateur. De son côté, après avoir pris de température, l'eau est conduite à l'extérieur de la centrale : vers une rivière. La chambre de refroidissement est bien étanche afin que le circuit fermé d'air ne soit pas rompu. Le mouvement de l'air est assuré par des pales fixées sur le rotor de l'alternateur.

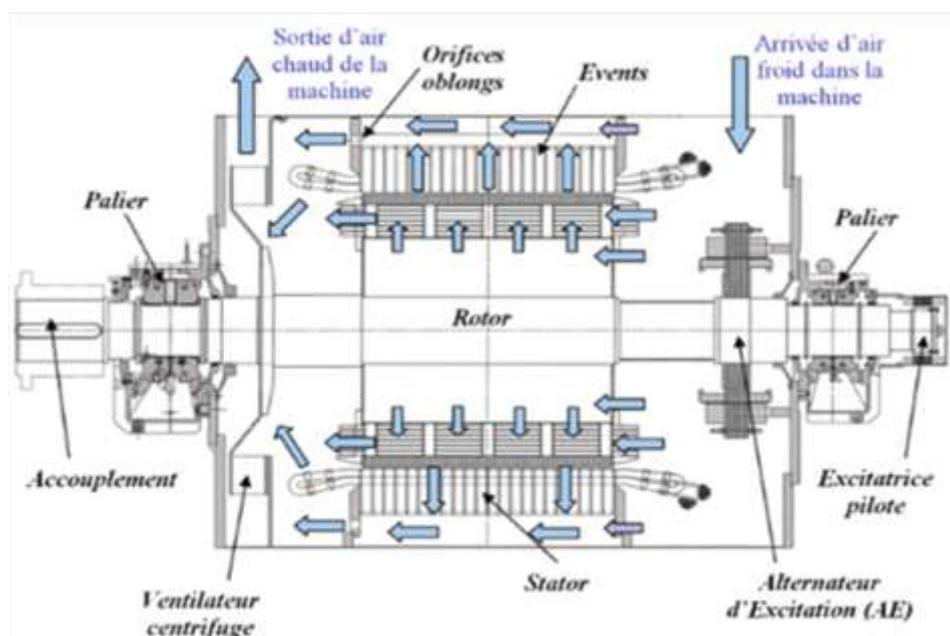


Figure 24: Circuit d'air au sein de l'alternateur[2]

III.3.2 Problème d'exploitation

Le liquide refroidisseur est de l'eau brute de la fosse de la turbine. Ce liquide est chargé de sable et même des cailloux. Ces derniers peuvent endommager le circuit. Ils bouchent aussi la conduite.

Une petite grille constituée des mailles de 1mm^2 a été mise en place en amont de l'électropompe. Elle joue ainsi le rôle d'un filtre. Cette solution possède également des limites :

- les grains de sables et d'autres petits organismes arrivent encore dans le tuyau de refoulement,
- la grille se bouche aussi et le débit d'eau diminue.

III.3.3 Solutions proposées

III.3.3.1 Amélioration du circuit de refroidissement

Le refroidissement contribue un rôle important au bon fonctionnement de l'alternateur. Or, surtout pendant la période d'été, les conduites sont parfois bouchées. D'où la température optimale de la machine pourrait être dépassée. Si elle augmenterait de plus en plus, l'exploitation va s'arrêter et cela entraînera une perte pour la société. Pour résoudre ce problème, on peut imaginer à convertir le circuit d'eau en un circuit fermé. L'eau sera ainsi bien filtrée et bien traitée.

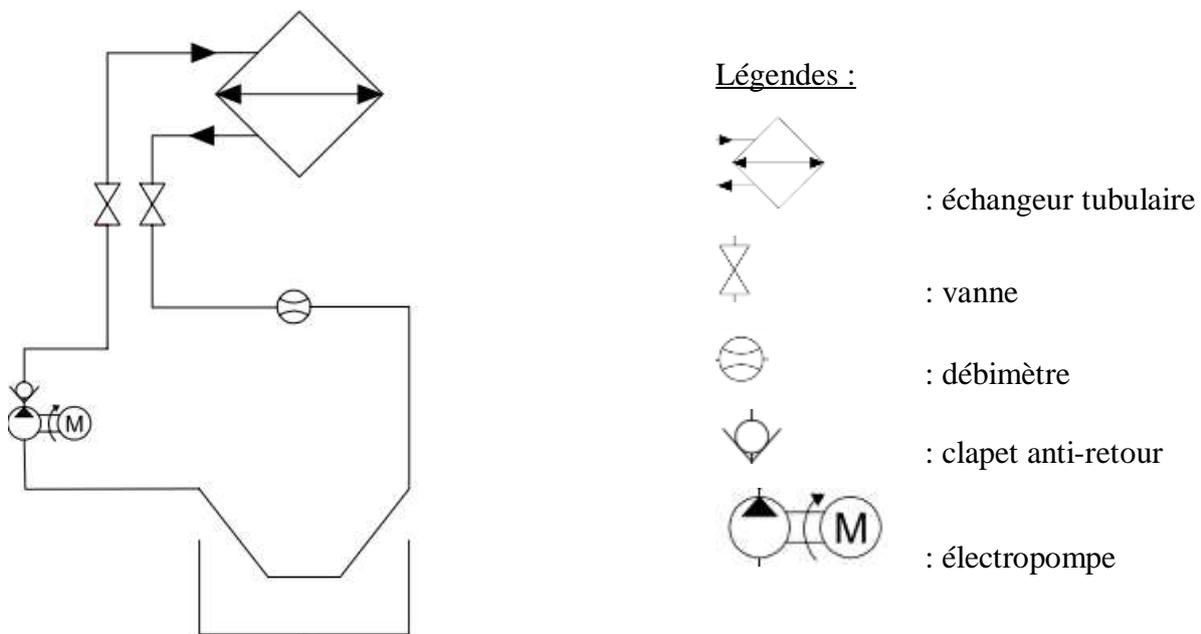


Figure 25: Circuit d'eau rectifié

Quant au refroidissement de l'eau du circuit, on fait passer une partie de la conduite dans la fosse de la turbine pour rejeter de la chaleur.

Exemple de composition d'eau traitée:

- $pH = 0.7$ à 8
- Chlorures : $< 50 ppm$
- Teneur en fer : $< 0.3 ppm$
- Dureté : $< 150 ppm$
- Alcalinité : $< 200 ppm$
- Sulfate : $< 150 ppm$
- Nitrate : $< 10 ppm$

- Ammoniac : < 150 ppm
- Taille maximale des particules chargées dans l'eau : $\leq 0.1mm$

Cette solution présente aussi des limites :

Lorsque le circuit d'eau est fermé, la température d'eau à l'entrée de l'échangeur présente une petite augmentation à chaque retour à l'échangeur, cela nécessite un remplacement régulier de l'eau suivant l'augmentation thermique. Il y aussi le changement de pression dans le ballon de détente. On doit donc chercher d'autre solution.

L'utilisation d'un filtre performant en amont de la pompe peut être envisagée. Le dispositif est constitué de deux voies, chaque voie est équipée de grilles fixes avec dégrilleurs, et un tambour filtrant rotatif. Le dégrilleur en faisant un mouvement vertical nettoie les grilles des débris et corps flottants accumulés devant lui.

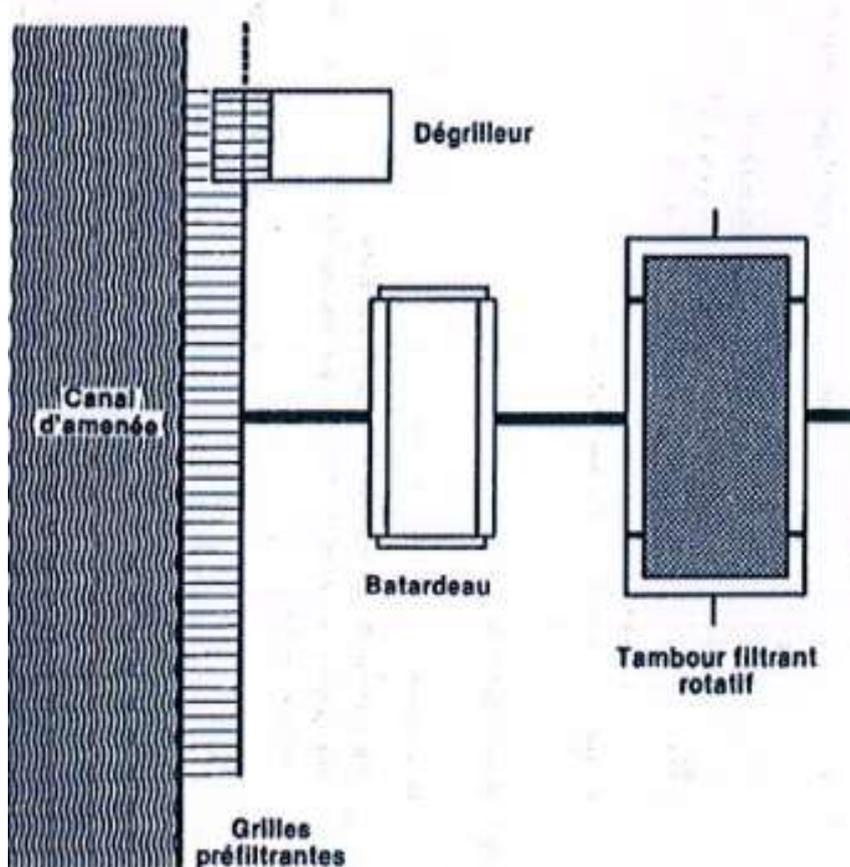


Figure 26: Principe de filtration de l'eau brute [principe de pompage]

Avant le filtre, on met d'abord une attrape caillou, une petite fosse qui assurera l'enlèvement des petits cailloux emportés par l'eau.

III.3.3.2 Dimensionnement de l'échangeur

L'échangeur est la partie importante car il assure un rôle principal pour l'évacuation de la chaleur. Donc pour mieux optimiser le circuit de refroidissement, il est nécessaire d'avoir un échangeur correspondant au flux de chaleur à évacuer.

L'échangeur que la société utilise est un échangeur à faisceau tubulaire dont les tubes sont à ailettes.

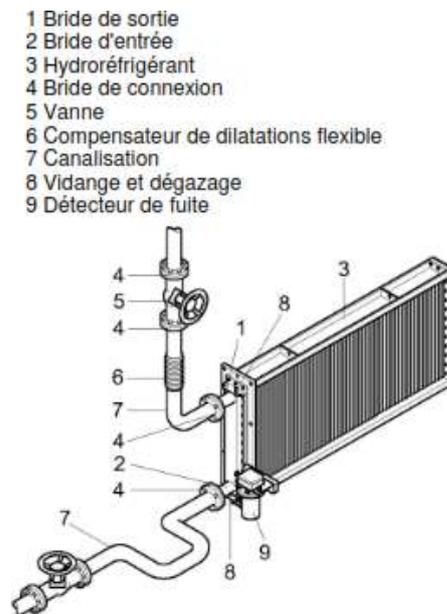


Figure 27: Schéma d'un échangeur [1]

a. Calcul de débit d'air nécessaire pour la ventilation de l'alternateur et le débit d'eau pour l'échangeur

- Paramètres de fonctionnement nominal de l'alternateur :

- Intensité :

$$I = \frac{S}{\sqrt{3} * U} = \frac{7500kVA}{\sqrt{3} * 3200} = 1353 \approx 1350A$$

- La tension :

$$V = \frac{U}{\sqrt{3}} = \frac{3200}{\sqrt{3}} = 1847.52 \approx 1850V$$

On va prendre une résistance statorique $r = 7 * 10^{-3} \Omega$

- La résistance dans la partie excitatrice :

$$r_e = \frac{U_e}{I_e} = \frac{105}{486} = 0.216\Omega$$

- Les pertes présentes dans l'alternateur :

➤ Perte par effet Joule dans la partie excitatrice :

$$P_{je} = r_e * i_e^2$$

$$r_e = 0.216\Omega$$

D'où la perte : $P_{je} = 0.216 * 486^2 = 51018W \simeq 51kW$

➤ Perte par effet Joule dans le stator :

$$P_{js} = 3 * r * I^2$$

$$P_{js} = 3 * 7 * 10^{-3} * 1350^2 = 38272W \simeq 40kW$$

➤ Perte mécanique et perte fer

Ces pertes représentent en général 70% de la totalité des pertes et elles sont souvent données.

➤ La perte totale est :

$$P_{tot} = P_{je} + P_{js} + P_m$$

Dans le cas de l'alternateur que nous sommes entrain d'étudier, la puissance totale à dissiper est donnée (annexe 5).

$$P_{tot} = 105kW$$

- Le débit massique d'air \dot{m}_{air} :

Etudions d'abord les unités de grandeurs de la formule de la puissance calorifique :

$$\dot{m} * C_p * \Delta T = \left[\frac{kg}{s} * \frac{J}{kg * K} * K \right] = \left[\frac{J}{s} \right] = [W]$$

D'après les données reçues, on a les valeurs suivantes :

- Température de l'air à l'entrée de l'échangeur : $60^\circ C$
- Température de l'air à la sortie : $35^\circ C$
- Température de l'eau à l'entrée : $25^\circ C$
- Température de l'eau à la sortie : $30^\circ C$

La température à évacuer vaut donc:

$$\Delta T = 60 - 35 = 25^\circ C$$

$$\dot{m}_{air} = \frac{P_{tot}}{C_{pair} * \Delta T} \quad (3.8)$$

La chaleur spécifique de l'air à 20°C est : $C_{pair} = 1.01 \frac{kJ}{kg * K}$

$$\dot{m}_{air} = \frac{105 * 10^3}{1.01 * 10^3 * (60 - 35)} = 4.158 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{air} = 4.158 \frac{kg}{s}$$

- Le débit volumique de l'air :

$$\dot{v}_{air} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air}} \quad (3.9)$$

$\rho_{air} = 1.16 kg / m^3$ à 20°C

$$\dot{v}_{air} = \frac{4.158}{1.16}$$

$$\dot{v}_{air} = 3.6 m^3 / s$$

Cette valeur n'est pas loin de la réalité, car d'après l'annexe 5 on a $\dot{v}_{air} = 3.84 m^3 / s$

Pour se refroidir, l'air doit céder de la chaleur à l'eau via l'échangeur. On va limiter la température d'élévation d'eau à 5°K pour éviter toute conséquence négative de l'eau chaude perdue dans la nature.

- Le débit massique et volumique de l'eau :

$$\dot{m}_{eau} = \frac{P_{tot}}{C_{peau} * \Delta T} \quad (3.10)$$

A 20°C, on a : $C_{peau} = 4.19 \frac{kJ}{kg * K}$

$$\dot{m}_{eau} = \frac{105 * 10^3}{4.19 * 10^3 * 5}$$

$$\dot{m}_{eau} = 5 kg / s$$

$$\dot{v}_{eau} = \frac{\dot{m}_{eau}}{\rho_{eau}} \quad (3.11)$$

$\rho_{eau} = 10^3 kg / m^3$ à 20°C

$$\dot{v}_{eau} = \frac{5}{10^3}$$

$$\dot{v}_{eau} = 5 * 10^{-3} m^3 / s$$

Cette valeur est aussi égale à celle dans la pratique qui est de : $\dot{v}_{eau} = 18.08 m^3 / h$

$$\dot{v}_{eau} = \frac{18.08}{3600} = 5.02 * 10^{-3} m^3 / s$$

Pour calculer ces débits pour d'autres alternateurs, on peut utiliser l'interface suivante :

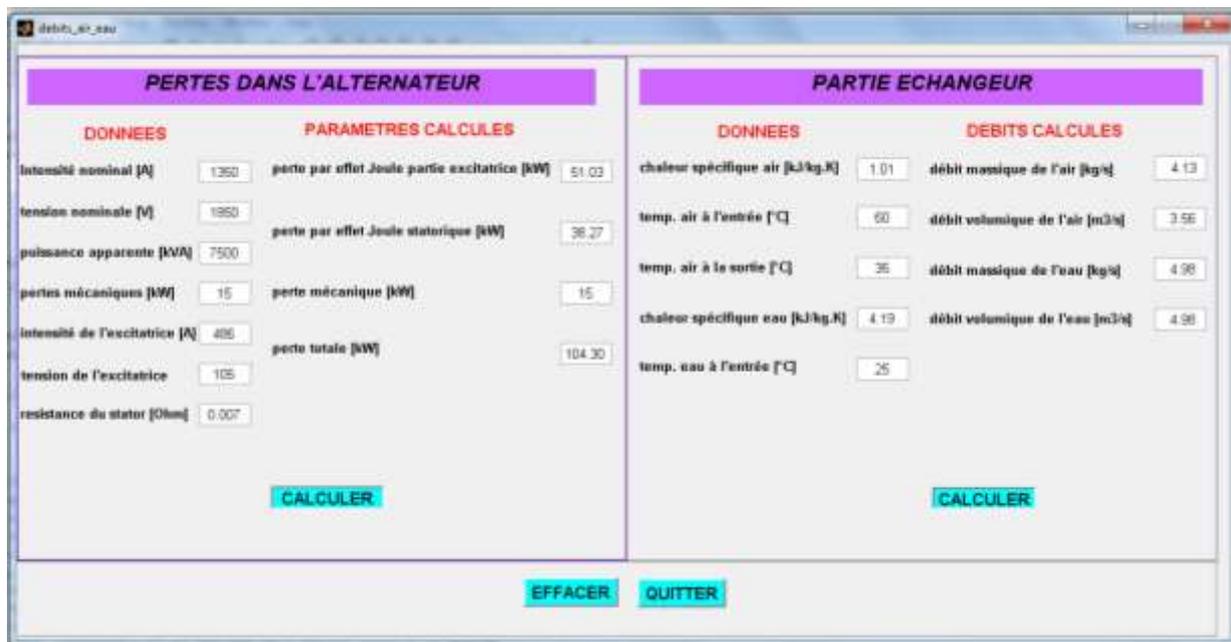


Figure 28: Interface calculant les débits

La centrale utilise comme échangeur un échangeur à courants croisés. Les mouvements des fluides sont alors perpendiculaires.

b. Calcul de la surface d'échange :

Signification des indices :

1 : pour le fluide chaud

2 : pour le fluide froid

Les débits calorifiques : $q_{c1} = \dot{m}_1 * C_{p1}$ (3.12)

$$q_{c2} = \dot{m}_2 * C_{p2}$$
 (3.13)

\dot{m} : débit massique du fluide

Le flux de chaleur échangé : $\phi = q_{c1} (T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2} (T_{2e} - T_{2s})$ (3.14)

Soit une constante z telle que : $z = \frac{q_{c\min}}{q_{c\max}}$

On sait que les deux fluides sont non brassés : $NUT = \frac{hS}{q_{c1}} = \frac{T_{1e} - T_{2e}}{\Delta T_m}$ (3.15)

$$\text{Avec } \Delta T_m = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \quad (3.16)$$

$$\text{Et } \Delta T_s = T_{1s} - T_{2s}$$

$$\Delta T_e = T_{1e} - T_{2e}$$

L'efficacité de l'échangeur :

$$\eta = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-z * NUT^{0.78}) - 1}{z * NUT^{-0.22}}\right] \quad (3.17)$$

$$\text{Avec } NUT = \frac{1}{z-1} \ln\left(\frac{\eta-1}{z*\eta-1}\right) = \frac{h*S}{q_{c\min}} \quad (3.18)$$

Détermination de la surface d'échange :

Méthode MLDT (moyenne logarithmique de la différence de température):

$$S_2 = \frac{\phi}{h * \Delta T_m} \quad (3.19)$$

$$\text{Méthode NUT : } S_2 = NUT * \frac{q_{c\min}}{h} \quad (3.20)$$

Où h : coefficient global de transfert

Démonstration de la formule (3.16)

$$\text{On a } \begin{cases} dT_1 = -\frac{d\phi}{q_{c1}} \\ dT_2 = -\frac{d\phi}{q_{c2}} \end{cases}$$

Hypothèse :

Les flux sont de même sens, alors la résistance équivalente du système est égale à la somme des résistances thermiques de chaque couche.

$$\text{d'où } dT_1 - dT_2 = d(T_1 - T_2) = -\left(\frac{d\phi}{q_{c1}} + \frac{d\phi}{q_{c2}}\right)$$

$$d(T_1 - T_2) = -\left(\frac{1}{q_{c1}} + \frac{1}{q_{c2}}\right) * d\phi$$

$$\text{Or on sait que } \phi = q_{c1} (T_{1e} - T_{1s}) = q_{c2} (T_{2e} - T_{2s})$$

$$d(T_1 - T_2) = -\left(\frac{1}{q_{c1}} + \frac{1}{q_{c2}}\right) * h * (T_1 - T_2) * dS$$

$$\frac{d(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_2)} = - \left(\frac{1}{q_{c1}} + \frac{1}{q_{c2}} \right) * h * dS$$

on a h : coefficient global de transfert thermique : constante

– A l'entrée de l'échangeur :

$$x = 0 \quad \Longrightarrow \quad T_1 - T_2 = T_{1e} - T_{2e}$$

$$x = S \quad \Longrightarrow \quad T_1 - T_2 = T_{1s} - T_{2s}$$

En intégrant :

$$\ln \frac{(T_{1s} - T_{2s})}{T_{1e} - T_{2e}} = - \left(\frac{1}{q_{c1}} + \frac{1}{q_{c2}} \right) * h * S$$

$$\ln \frac{(T_{1s} - T_{2s})}{T_{1e} - T_{2e}} = \frac{[(T_{1s} - T_{2s}) - (T_{1e} - T_{2e})]}{\phi} * h * S$$

$$\phi = h * \frac{(T_{1s} - T_{2s}) - (T_{1e} - T_{2e})}{\ln \frac{(T_{1s} - T_{2s})}{T_{1e} - T_{2e}}} * S$$

En identifiant avec la formule : $\phi = h * \Delta T_m * S$

$$\text{On obtient : } \Delta T_m = \frac{(T_{1s} - T_{2s}) - (T_{1e} - T_{2e})}{\ln \frac{(T_{1s} - T_{2s})}{T_{1e} - T_{2e}}}$$

C'est la moyenne logarithmique des écarts de température des deux fluides aux extrémités du tube.

- Calcul du coefficient global de transfert thermique :



A l'intérieur du tube, il existe une convection entre l'eau et la paroi intérieure. Et à travers le tube se présente une conduction. A l'extérieur on rencontre aussi une convection entre la paroi extérieure et l'air.

Pour un échangeur dont les tubes sont à ailette, l'expression de ce coefficient est la suivante :

$$h = \left[\left(\frac{1}{h_{et}} + R_i \right) * \frac{S_e}{S_i} + \frac{S_e}{2 * \pi * \lambda * l} * \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{1}{h_{at} * \eta_g} + R_e \right]^{-1} \quad (3.21)$$

h_{et} : coefficient de convection thermique entre l'eau et le tube

h_{at} : coefficient de convection thermique entre l'air et le tube

λ : conductivité thermique du tube

l : longueur du tube

Notre tube est en cuivre, alors on a : $\lambda = 390 \frac{W}{m \cdot K}$

$R_i = 4 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K/W$: encrassement intérieur

$R_e = 3 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K/W$: encrassement extérieur

$d_e = 16mm$: diamètre extérieur du tube

$d_i = 12mm$: diamètre intérieur du tube

$S_e = \pi \cdot r_e^2 = \pi \cdot \left(\frac{16}{2} \cdot 10^{-3} \right)^2$: section extérieur du tube

$S_i = \pi \cdot r_i^2 = \pi \cdot \left(\frac{12}{2} \cdot 10^{-3} \right)^2$: section intérieur du tube

On va supposer que $\eta_g \approx 1$: rendement de l'échangeur pour faciliter le calcul

L'encrassement :

Durant le fonctionnement de l'échangeur, un film sale s'amorce sur sa surface d'échange. Ce dépôt peut être de la rouille, du tartre... Son effet, qui se rapporte à l'encrassement, est d'augmenter la résistance thermique. Cette dernière peut se calculer par la relation :

$$R_d = \frac{1}{U_a} - \frac{1}{U} \quad (3.22)$$

R_d : résistance thermique unitaire du dépôt

U_a : conductance après l'encrassement de l'échangeur

U : conductance par unité de surface de l'échangeur

Quelques valeurs de ces résistances d'encrassement sont publiées dans plusieurs ouvrages.

Détermination des coefficients de convection thermique :

– Pour l'eau :

Le nombre de Reynolds est :

$$R_e = \frac{V \cdot d}{\nu_{eau}} \quad (3.23)$$

– $\nu_{eau} = 0.884 \cdot 10^{-6} m^2 / s$ à la température $25^\circ C$

$$V_{eau} = \frac{\dot{v}_{eau}}{S_i} = \frac{5 * 10^{-3}}{\pi * \left(\frac{12}{2} * 10^{-3}\right)^2} = 44.2 m/s$$

$$R_e = \frac{44.2 * 12 * 10^{-3}}{0.884 * 10^{-6}}$$

— $R_e = 600000$: ce résultat montre que c'est un régime turbulent

L'expression du nombre de Nusselt :

$$N_u = S_t * R_e * P_r \quad (3.24)$$

Le nombre de Stanton pour un fluide circulant à l'intérieur d'un tube vaut :

$$S_t = 1.86 * (R_e * P_r)^{-2/3} * \left(\frac{L}{d_{int}}\right)^{-1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} \quad (3.25)$$

Avec :

Le nombre de Prandtl :

$$P_r = \frac{\mu_{eau} * C_{peau}}{\lambda_{eau}} \quad (3.26)$$

$$\mu_{eau} = 10^{-3} \frac{kg}{m * s} : \text{viscosité dynamique de l'eau à la température } 20^\circ C.$$

$$\lambda_{eau} = 0.6 \frac{W}{m * K} : \text{conductivité thermique de l'eau } 20^\circ C.$$

$$P_r = \frac{10^{-3} * 4.19 * 10^3}{0.6} = 7$$

$$\mu_p = 4.74 * 10^{-4} \frac{kg}{m * s} : \text{viscosité dynamique de l'eau à la température } 60^\circ C \text{ (température maximale de la parois)}$$

On a donc, en appliquant la relation (3.25) : $S_t = 1.4276 * 10^{-5}$

Et en appliquant la formule (3.24) : $N_u = 59.95 \approx 60$

On a également :

$$N_u = \frac{h_{et} * d_{int}}{\lambda_{eau}} \quad (3.27)$$

$$\text{On en déduit : } h_{et} = \frac{\lambda_{eau} * N_u}{d_{int}}$$

d_{int} : diamètre intérieur du tube

$$h_{et} = \frac{0.6 * 60}{12 * 10^{-3}}$$

$$h_{et} \approx 3000 \frac{W}{m^2 * K}$$

d_{int} : diamètre intérieur du tube

– Pour l'air :

Le nombre de Reynolds vaut :

$$R_e = \frac{\rho * V_{air} * d}{\mu_{air}} \quad (3.28)$$

$$V_{air} = \frac{\dot{v}_{air}}{S_{ailette}} = \frac{3.6}{2 * 5 * 10^{-3}} = 360 m / s$$

$$\rho_{air} = 1.204 kg / m^3$$

$$\mu_{air} = 1.8 * 10^{-5} \frac{kg}{m * s} \text{ :viscosité dynamique de l'air}$$

$d = 5mm$: distance entre les tubes

$$R_e = \frac{1.204 * 360 * 5 * 10^{-3}}{1.8 * 10^{-5}}$$

$$R_e \approx 120400$$

Le régime est donc turbulent.

L'air se déplace par effet de ventilation à l'extérieur des tubes de l'échangeur.

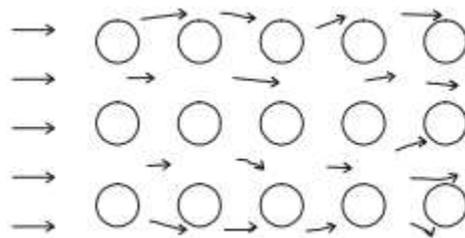


figure 29: Faisceau aligné

On a ici un faisceau aligné, d'où le nombre de Nusselt s'écrit :

$$Nu = 0.012 (R_e^{0.87} - 280) * P_r^{0.4} \quad (3.29)$$

Le nombre de Prandtl vaut :

$$P_r = \frac{C_{pair} * \mu_{air}}{\lambda_{air}} \quad (3.30)$$

$$\lambda_{air} = 0.0262 \frac{W}{m * K} : \text{conductivité thermique de l'air}$$

$$P_r = \frac{1.01 * 10^3 * 1.8 * 10^{-5}}{0.262}$$

$$P_r = 7 * 10^{-1}$$

On a enfin, avec (3.29):

$$N_u = 270.84$$

Et comme : $N_u = \frac{h * d}{\lambda_{air}}$

On en déduit : $h_{at} = \frac{\lambda_{air} * N_u}{d}$

$$h_{at} = \frac{0.0262 * 270.84}{2}$$

$$h_{at} \approx 3 \frac{W}{m^2 * K}$$

En appliquant la relation (3.21), on obtient :

$$\frac{1}{h} = 0.28$$

$$h = 3.53 \frac{W}{m^2 * K}$$

- La surface d'échange :

Pour calculer la surface d'échange, nous avons fait appel au logiciel MATLAB :



Figure 30: Interface calculant la surface d'échange

On obtient:

- Par la méthode MLDT : $S = 1.93m^2$
- Par la méthode NUT : $S = 2.70m^2$

Remarques :

– La méthode NUT, ou Nombre d'Unités de Transfert, est une méthode plus simple à utiliser, et surtout plus générale, développée par Kays et London. Cette méthode présente l'avantage de ne requérir que la connaissance des températures d'entrée des fluides, et non celles de sortie.

– Dans un échangeur de chaleur, les températures des fluides ne sont pas constantes, mais elles varient d'un point à un autre en fonction de la distribution des champs de températures dans les deux courants des fluides mis en contact thermiquement. De ce fait, le flux thermique échangé entre les deux courants est déterminé par l'introduction de la notion de la moyenne logarithmique de différence de températures : méthode MLDT.

En raison de ces remarques, on constate que la méthode MLDT est plus précise. Mais le transfert de chaleur augmente avec la surface d'échange, donc on va prendre comme surface de l'échangeur la valeur donnée par la méthode NUT.

On prendra alors comme surface de l'échangeur :

$$S = 2.70m^2$$

c. Interprétations

❖ Variation du débit de massique

En faisant varier la valeur du débit massique de l'air , on obtient les résultats suivants :

Débit massique de l'air [kg/s]	Surface d'échange [m ²]	
	MLDT	NUT
0	0	0
2	0.93	1.30
4.158	1.93	2.70
6	2.78	3.90
8	3.71	5.20

Tableau 4: Différents résultats obtenus

Avec ces résultats, on a la courbe suivante :

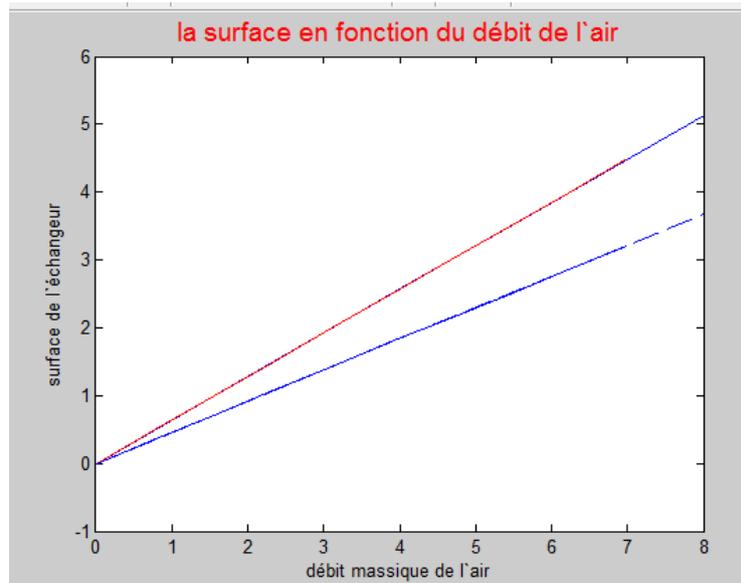


Figure 31: Courbe de la surface d'échange en fonction du débit d'air

Le rouge représente les résultats par la méthode NUT, et le bleu pour ceux obtenus par la méthode MLTD.

On constate que, plus le débit d'air augmente, plus la surface devrait augmenter. Cela demande donc une ventilation d'air qui assure un débit constant conforme au refroidissement.

❖ Variation de l'épaisseur des tubes de l'échangeur

L'épaisseur du tube influe évidemment sur la surface d'échange car le coefficient global de transfert thermique en dépende.

En faisant varier cet épaisseur, on a les résultats suivants :

$d_{ext} * d_{int}$ [mm * mm]	Coeff. h $\left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$	Surface d'échange [m^2]	
		Par MLDT	Par NUT
16 * 12	3.53	1.93	2.70
16 * 14	3.57	1.91	2.67

Tableau 5: Comparaison des valeurs obtenues

On constate que plus l'épaisseur du tube augmente, plus on a besoin d'une grande surface d'échangeur. Cela est dû à la résistance par conduction du tube :

$$R = \frac{e}{\lambda S}$$

Du point de vue économique, c'est plus bénéfique d'avoir une moindre surface. Cette

constatation mène à conclure que le tube de caractéristique 16 * 14 est plus rentable par rapport au tube 16 * 12. C'est-à-dire remettre l'échangeur de la Mandraka comme avant.

III.3.3.3 Bonne maintenance de l'alternateur

La maintenance industrielle se définit par l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé.

Tout comme toute grande entreprise, la centrale hydroélectrique Mandraka possède ses propres techniques et stratégies de maintenance pour assurer une production satisfaisante.

Plusieurs entretiens périodiques se présentent dans la centrale dont :

- entretien journalière,
- entretien hebdomadaire,
- entretien quinzaine,
- entretien mensuel.

Parmi les entretiens et supervisions faits tous les jours, on vérifie, pour l'alternateur :

- les niveaux d'huile pour les deux paliers de l'alternateur notés **P1A, P2A** ;
- les températures d'huile au niveau des deux paliers notées **T3, T4** ;
- le débit de l'eau qui circule dans la chambre de refroidissement.

Le côté alternateur est suivi tous les mois. Après le découplage du groupe, on effectue les opérations suivantes :

- nettoyage de l'alternateur et de son entourage,
- mesure des épaisseurs des balais,
- remplacement des balais usés,
- nettoyage de la cellule et de l'armoire d'excitation,
- vérification des conducteurs de fluide.

Après tous les entretiens liés à l'alternateur, la chambre froide et les autres organes, on remet le couplage du groupe.

D'autres actions de maintenance sont indiquées dans l'annexe 4.

III.3.3.4 Autre proposition d'optimisation de l'exploitation

Tout système électrique utilisant le courant alternatif met en jeu deux formes d'énergie: l'énergie active et l'énergie réactive.

L'énergie active consommée, en kWh, résulte de la puissance active P et se transforme intégralement en puissance mécanique et en chaleur.

$$P = \sqrt{3} * UI \cos \varphi \quad (3.31)$$

L'énergie réactive consommée, exprimée en kVARh, correspondant à la puissance réactive Q, sert à l'alimentation des circuits magnétiques des machines électriques.

$$Q = \sqrt{3} * UI \sin \varphi \quad (3.32)$$

L'énergie apparente en kVAh est la somme vectorielle de ces deux énergies et correspond à la puissance apparente S.

$$S = \sqrt{3} * UI \quad (3.33)$$

A chacune de ces énergies correspond un courant actif (I_a), en phase avec la tension du réseau et un courant réactif (I_r), appelé aussi courant magnétisant. Celui-ci étant déphasé de 90° en arrière par rapport au courant actif. Les deux courants actif et réactif se composent vectoriellement pour former le courant apparent, déphasé d'un angle Phi par rapport au courant actif.

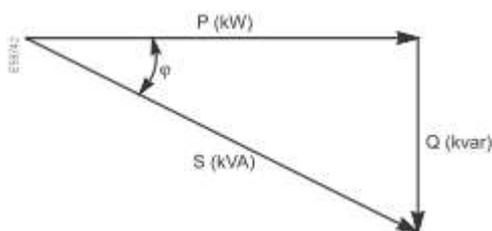


Figure 32: Composition vectorielle des puissances

Le facteur de puissance ou $\cos \varphi$ est le rapport entre la puissance active et la puissance apparente. Il doit rester haut pour avoir un bon rendement économique et technique de la machine.

– Un facteur de puissance égal à 1 ne conduira à aucune consommation d'énergie réactive.

– Un facteur de puissance inférieur à 1 conduira à une consommation d'énergie réactive.

La circulation de l'énergie réactive sur les réseaux de distribution entraîne la présence d'un courant plus important qui provoquera:

- des surcharges au niveau des transformateurs,
- un échauffement des câbles,
- des pertes supplémentaires,
- des chutes de tension importantes,
- une facturation importante voire même une pénalisation du point de vue économique.

Pour améliorer le facteur de puissance, on doit donc diminuer l'angle φ , c'est-à-dire diminuer la puissance réactive d'après le schéma.

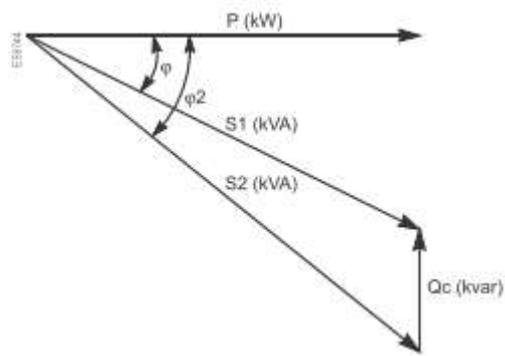


Figure 33: Principe de la compensation d'énergie réactive

On a intérêt à ramener la puissance apparente S_2 à S_1 . Ce phénomène aura lieu en utilisant une batterie de condensateurs.

Cette technique présente beaucoup d'avantages[5] :

- réduction de la puissance apparente demandée des installations de telle sorte à permettre une augmentation de la capacité des installations électriques,
- diminution du niveau des pertes électriques à travers le système électrique,
- augmentation des niveaux de tension,
- allongement de la durée de vie de l'installation.

Calcul de la puissance réactive Q_c requise pour la compensation

$$Q_c = P * (tg \varphi_i - tg \varphi_f) = P * K \quad [Var] \quad (3.34)$$

Avec : φ_i : angle de déphasage initial

φ_f : angle de déphasage désiré

K : coefficient donné dans l'annexe 2 .

**Partie IV ETUDE D'IMPACTS
ENVIRONNEMENTAUX ET DEVIS
DE L'AMELIORATION**

IV ETUDE D'IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX ET DEVIS DE L'AMELIORATION

Comme on vit dans un milieu où se présentent plusieurs interdépendances, il faut étudier l'impact de notre activité sur l'environnement. En froid industriel, plusieurs effets sont liés au système.

IV.1 L'énergie [7]

Il existe deux différentes formes de consommation d'énergie liée au système :

- La consommation spécifique directe d'énergie se rapporte à la quantité d'énergie consommée par l'ensemble des équipements du système (pompes, ventilateurs) pour chaque MW_{th} (MW thermique) dissipé.

- La consommation spécifique indirecte d'énergie correspond à l'énergie consommée pour refroidir le procédé. Cette consommation indirecte peut augmenter en cas de sous-performance de la configuration adoptée, ce qui peut entraîner une augmentation de la température du procédé, que l'on exprime en kW_e / K où MW_{th} / K .

Pour réduire la consommation indirecte d'énergie, on doit :

- bien choisir le type de refroidissement correspondant au système à refroidir,
- diminuer la résistance à l'échange de chaleur en assurant un bon entretien du système.

Un bon nettoyage chimique et mécanique est donc nécessaire.

Concernant la consommation directe, il existe des pompes et des ventilateurs plus efficaces qui permettent de la diminuer.

IV.2 L'eau[7]

Les prélèvements d'eau importants ont pour effet de choquer et d'entraîner les poissons et d'autres organismes aquatiques. Ce phénomène commence même en amont des conduites forcées. Le rejet de grandes quantités d'eau chaude peut également avoir une influence sur le milieu aquatique : les être aquatiques ont l'habitude de vivre dans un milieu à basse température bien définie.

Il faut donc bien choisir les sites de prélèvement et de rejet adéquats et bien étudier les courants marins pour que les eaux chaudes puissent se disperser dans le sens horizontal (advection).

On peut également introduire un prérefroidissement de l'eau sortant de la tour :

utilisation d'un bassin d'évaporation. Dans ce bassin, l'eau est refroidie en la pulvérisant sur un vaste périmètre, créant une surface importante de refroidissement ; elle pourra ensuite être réutilisée. En plus, cette technique empêche les émissions de chaleur dans les eaux de surface. Mais, il faut être vigilant vis-à-vis des risques microbiologiques liés à la formation d'aérosols.

Ensuite, on peut réduire l'impact des eaux chaudes sur les eaux superficielles en abaissant la capacité de refroidissement requise, si possible en réutilisant davantage la chaleur.

La quantité et le niveau de chaleur rejetée dans les eaux de surface par rapport à la dimension des eaux réceptrices sont également à prendre en compte car l'élévation de la température due au rejet de chaleur peut également accentuer la respiration et la production biologique et abaisser la concentration de l'eau en oxygène.

IV.3 Entraînement des diverses organismes[7]

L'eau est aspirée dans les conduites d'arrivée d'eau en grandes quantités et à une vitesse considérable. Les conduites d'eau sont généralement munies de filtres à débris pour protéger les échangeurs de chaleur contre les colmatages et les dommages mécaniques. La capture se produit lorsque le poisson est coincé contre les tamis placés sur les condenseurs ou les échangeurs de chaleur. Un grand nombre de petites créatures sont prises avec l'eau de refroidissement, puis tués par dommage mécanique, c'est ce que l'on appelle l'entraînement.

Mais sachons que l'emplacement de la prise d'eau et de divers équipements (filtres, barrières, protection contre la lumière et le bruit) permettent déjà de réduire les chocs et l'entraînement des organismes aquatiques.

On peut appliquer aussi les solutions suivantes :

- la mise en place des dispositifs sonores : le bruit fait éloigner les bancs de poissons à écailles, mais pas les anguilles ;
- la mise en place des systèmes d'éclairage avec des lampes sous-marines : ce système fait éloigner les anguilles ;
- la position, la profondeur et la conception de la prise d'eau ;
- la limitation de la vitesse du débit d'eau au minimum possible ;
- la diminution de la taille des mailles des treillis.

IV.4 Rejets de substances dans les eaux de surface[7]

Ces rejets sont dus principalement aux :

- additifs de l'eau de refroidissement ;
- substances présentes dans l'air qui se sont entrées par la tour de refroidissement ;
- dérivées de corrosion dus à la corrosion des équipements du système de refroidissement ;
- fuites des fluides de procédé et de leurs produits de réaction.

Il est ainsi nécessaire de traiter l'eau de refroidissement pour protéger les équipements de la corrosion et empêcher l'écaillage et l'encrassement. Mais ce traitement d'eau fait appel à des produits chimiques qui seront rejetés à l'eau.

Parfois, l'eau de refroidissement est traitée dans une installation de traitement des eaux usées avant d'être rejetée. Un exemple est le traitement de la purge avec les autres effluents dans les raffineries. Ce traitement pourrait vraisemblablement réduire l'effet des biocides dans l'eau de surface.

D'autres techniques sont aussi imaginables :

- la réduction de la corrosion de l'équipement de refroidissement ;
- la réduction des fuites des substances du processus dans le circuit de refroidissement ;
- l'utilisation d'un traitement de substitution de l'eau de refroidissement ;
- la sélection d'additifs moins dangereux pour l'eau de refroidissement.

IV.5 Émissions dans l'atmosphère [7]

Les émissions atmosphériques provenant des aéroréfrigérants secs ne sont généralement pas considérées. Il peut y avoir contamination en cas de fuite du produit.

Les gouttelettes présentes dans le circuit de rejet des aéroréfrigérants humides peuvent être contaminées par les produits chimiques de traitement de l'eau, par des microbes ou par des produits de corrosion. Il est donc utile d'utiliser des séparateurs de gouttes et optimiser un programme de traitement de l'eau.

La formation de panache est aussi à considérer lorsqu'il risque de parvenir au niveau du sol. Plus l'atmosphère est froide et humide, plus le panache sera stable et persistant, et cela entraîne du brouillard sur le sol. On peut le prévenir en mélangeant l'air humide avec de l'air sec chaud avant de le rejeté.

IV.6 Bruit [7]

Le système de refroidissement possède des équipements qui émettent de bruit. Les niveaux sonores non atténués vont de 70dB pour les systèmes à tirage naturel à 120dB pour les tours à circulation d'air forcée. Les écarts varient selon le type d'équipement et selon le point où fait la mesure. Les ventilateurs, les pompes et les chutes d'eau constituent généralement les principales sources de bruit. Ce problème se résout par le choix des équipements moins bruyants.

L'utilisation des murs anti-bruits (ou écrans), avec des couches absorbant les sons peut réduire le bruit d'environ 20dB . Avec ces constructions, l'efficacité dépend de la construction et de la distance de la base de la tour.

IV.7 Le risque de prolifération des légionelles [7]

La Legionella est une bactérie aérobie. Elle a été identifiée dans de nombreux milieux naturels (lacs, étangs, rivières) mais également dans certains réseaux d'eau chaude sanitaire, des forages et des circuits de refroidissement. Elle prolifère entre 20°C et 45°C . Au-dessous de 20°C , les bactéries sont viables mais ne se développent pas ; à partir de 60°C elles ne survivent pas. Dans les tours de refroidissement, les températures d'eau sont généralement comprises entre 10°C et 50°C . La Legionella peut être présente dans le biofilm qui est susceptible de se déposer dans ces installations. Celui-ci, composé de bactéries, de polymères naturels et de sels minéraux est susceptible, au cours de son évolution, de se détacher, libérant ainsi les bactéries dans l'eau.

L'accessibilité difficile au corps d'échange, aux rampes de dispersion et à l'échangeur rend délicat le nettoyage et le détartrage éventuel de ces surfaces. Un biofilm peut se former à la surface de ces composants entraînant un risque de prolifération des légionelles. Il faut mettre en place un traitement d'eau approprié: traitement, analyse de l'eau, conductivité, ...

Le biofilm est le dépôt associant bactéries, polymères naturels et sels minéraux se formant à la surface des eaux stagnantes et des canalisations.

Les infections qui peuvent être occasionnées par la Legionella sont de deux formes :

- une pneumopathie appelée maladie des légionnaires à déclaration obligatoire depuis 1987 ;
- une infection à caractère bénin appelée fièvre de Pontiac.

Dans ces deux formes, la transmission se fait par inhalation de fines gouttelettes d'eau ou

aérosols (taille $\leq 5\mu m$) contenant des Legionella qui vont pénétrer jusqu'au niveau des alvéoles pulmonaires [9].

La présence de Legionella pneumophila dans un système de refroidissement ne peut pas être totalement évitée, mais on peut l'atténuer ou la diminuer en:

- évitant les zones stagnantes et en maintenant une vitesse d'écoulement de l'eau suffisante ;
- utilisant de l'eau propre et optimisant le traitement de l'eau de refroidissement afin de diminuer l'encrassement, ainsi que la croissance et la prolifération des algues et des amibes ;
- nettoyant régulièrement le circuit de collecte des vidanges des bâches ;
- diminuant l'exposition des opérateurs en leur faisant porter une protection acoustique et buccale au moment où ils entrent dans l'installation ou dans la tour à haute pression ;
- évitant les fuites de process dans le système de refroidissement ;
- empêchant la formation d'algues par la réduction de l'énergie lumineuse dans la tour de refroidissement ;
- évitant les bassins d'eau ouverts ;
- facilitant l'accès à un nettoyage régulier ;
- utilisant des éliminateurs de gouttes qui peuvent être facilement nettoyés ou remplacés ;
- identifiant toute partie de l'installation susceptible de créer un bras mort, c'est-à-dire là où l'eau circule très peu ou très mal, car cela peut entraîner un développement facile des micro-organismes ;
- choisissant un corps d'échange qui s'entartre ou s'encrasse peu pendant toute la durée de vie de l'installation et qui est si possible démontable et facile à nettoyer.

Le développement de la legionella est favorisé par l'encrassement, la présence d'amibes, de ciliés et d'algues. Il se propage par les aérosols.

IV.8 Devis du projet d'amélioration du système de refroidissement

D'après l'étude faite précédemment, il est nécessaire de mettre un filtre en amont de la pompe qui assure l'alimentation en eau de l'échangeur. Puis, c'est plus rentable, en terme d'échange thermique, de changer les tubes dont la caractéristique est la suivante :

– Tube

Matière : laiton ou cuivre

Diamètre ext : 16 *mm*

Diamètre int : 14 *mm*

Longueur : 1940 à 2000 *mm*

– Ailettes

Matière : laiton ou cuivre

Diamètre ext : 35 *mm*

Epaisseur : 0.40 *mm*

Disposition : En spirale le long du tube à raison de 4 à 5 spires par 2 cm

– Manchon

Matière : laiton ou cuivre

Désignation	unité	quantité	prix	
			unitaire[Ar]	prix total[Ar]
tube à ailettes de 2m	U	284,00	143 630,75	40 791 133,00
filtre	U	1,00	1 051 324,11	1 051 324,11
Outil de montage manchon	U	1,00	3 750 000,00	3 750 000,00
Outil de montage tube	U	2,00	3 700 000,00	7 400 000,00
Joint NOVOGAN de 5mm - 1,25 x 0,5m	U	2,00	115 000,00	230 000,00
Boulon en laiton de 8 x 25 mm	U	24,00	1 500,00	36 000,00
Baguette laiton enrobée de 2 mm	U	15,00	3 000,00	45 000,00
Colle bleue MEILLOR de 100ml	U	2,00	6 000,00	12 000,00
Acétylène	m3	3,00	32 000,00	96 000,00
Oxygène	m3	7,00	10 000,00	70 000,00
MISSION ET DEPLACEMENT				
Carburant de déplacement	L	110,00	3 000,00	330 000,00
Chauffeur	U	3,00	10 000,00	30 000,00
Technicien	U	3,00	12 000,00	36 000,00
Cadre Technique	U	2,00	15 000,00	30 000,00
AUTRES CHARGES				
1 Cadre Technique	Jour	5,00	30 000,00	150 000,00
3 Techniciens	Jour	10,00	20 000,00	200 000,00
1 Chauffeur	Jour	4,00	15 000,00	60 000,00
Agents temporaires				
2 Maçons	Jour	10,00	6 400,00	64 000,00
5 Manœuvres	Jour	10,00	5 600,00	56 000,00
TOTAL				54 437 457,11

Ce tableau concerne seulement un échangeur pour un alternateur.

CONCLUSION

Le système de refroidissement tient une place importante dans le secteur industriel. Il est alors un aspect essentiel de nombreux procédés industriels et qu'il devrait être considéré comme un élément important du système global de gestion de l'énergie.

Pour assurer l'efficacité du système choisi, des études bien déterminées doivent être établies : il faut savoir la machine à refroidir, sa température de fonctionnement, les quantités de chaleur à évacuer, le système à adopter, les débits des fluides frigorigènes...

Comme on ne peut jamais éliminer la perte de chaleur dans un milieu industriel, le fait de l'atténuer favorise l'exploitation des différentes machines. Dans le cas de l'alternateur de Mandraka, l'obtention de la température de fonctionnement optimale est possible en améliorant son système de refroidissement. Après différents calculs et analyses, nous sommes arrivé à choisir une surface d'échange convenable, nous avons conclu aussi qu'il est mieux de diminuer l'épaisseur des tubes pour réduire la résistance due à la conduction à l'intérieur des tubes.

L'amélioration de l'exploitation des machines industrielles ne se limite pas au système de refroidissement mais elle concerne aussi d'autres domaines dont l'assurance d'une bonne maintenance et d'autres améliorations selon le cas. A savoir, pour Mandraka, on peut imaginer à mettre en place une batterie de condensateur. Mais quel que soit le perfectionnement nécessaire, on doit toujours se référer à la protection de l'environnement.

Finalement, on souhaite que ce travail puisse apporter une grande amélioration dans la production de la centrale Mandraka et même dans la société JIRAMA. L'étude n'a pas touché que la partie échangeur mais une étude d'approfondissement est souhaitable.

ANNEXE1 : Tableau de comparaison récapitulatif des tours de refroidissement

	SOLUTIONS TECHNIQUES POUR LES INSTALLATIONS DE REFROIDISSEMENT D'EAU						
CRITERES	Tour ouverte	Tour ouverte + échangeur accolé	Tour fermée avec échangeur intérieur	Tour hybride avec circuit primaire fermé	Aéroréfrigérant sec	Groupe froid à condensation à air	Puits sur nappe
Type de circuit Primaire (rubrique 2921)	NON FERME	FERME			NA	NA	NA
Plage de températures de sortie d'eau	Entre 25 et 50°C	Entre 25 et 50°C			Supérieure de 10°C à la température sèche de l'air	Entre 7 et 20°C	Entre 15 et 50°C
Plage de Puissances Thermiques évacuées	De quelques centaines de kW à plusieurs MW				Quelques centaines de kW à quelques MW	Quelques centaines de kW à 2 MW	De quelques centaines de kW à plusieurs MW

NA : non applicable

Tableau 6: Tableau de comparaison [12]

ANNEXE 2 : Tableau de calcul des puissances des condensateurs[15]

Facteur de puissance final		Puissance en kvar des condensateurs à installer par kW de charge pour atteindre un facteur de puissance de :										
cos φ		0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1
	tan φ	0,48	0,46	0,43	0,40	0,36	0,33	0,29	0,25	0,20	0,14	0,0
0,40	2,29	1,805	1,832	1,861	1,895	1,924	1,959	1,998	2,037	2,085	2,146	2,288
0,41	2,22	1,742	1,769	1,798	1,831	1,840	1,896	1,935	1,973	2,021	2,082	2,225
0,42	2,16	1,681	1,709	1,738	1,771	1,800	1,836	1,874	1,913	1,961	2,002	2,164
0,43	2,10	1,624	1,651	1,680	1,713	1,742	1,778	1,816	1,855	1,903	1,964	2,107
0,44	2,04	1,558	1,585	1,614	1,647	1,677	1,712	1,751	1,790	1,837	1,899	2,041
0,45	1,98	1,501	1,532	1,561	1,592	1,626	1,659	1,695	1,737	1,784	1,846	1,988
0,46	1,93	1,446	1,473	1,502	1,533	1,567	1,600	1,636	1,677	1,725	1,786	1,929
0,47	1,88	1,397	1,425	1,454	1,485	1,519	1,532	1,588	1,629	1,677	1,758	1,881
0,48	1,83	1,343	1,730	1,400	1,430	1,464	1,467	1,534	1,575	1,623	1,684	1,826
0,49	1,78	1,297	1,326	1,355	1,386	1,420	1,453	1,489	1,530	1,578	1,639	1,782
0,50	1,73	1,248	1,276	1,303	1,337	1,369	1,403	1,441	1,481	1,529	1,590	1,732
0,51	1,69	1,202	1,230	1,257	1,291	1,323	1,357	1,395	1,435	1,483	1,544	1,686
0,52	1,64	1,160	1,188	1,215	1,249	1,281	1,315	1,353	1,393	1,441	1,502	1,644
0,53	1,60	1,116	1,144	1,171	1,205	1,237	1,271	1,309	1,349	1,397	1,458	1,600
0,54	1,56	1,075	1,103	1,130	1,164	1,196	1,230	1,268	1,308	1,356	1,417	1,559
0,55	1,52	1,035	1,063	1,090	1,124	1,156	1,190	1,228	1,268	1,316	1,377	1,519
0,56	1,48	0,996	1,024	1,051	1,085	1,117	1,151	1,189	1,229	1,277	1,338	1,480
0,57	1,44	0,958	0,986	1,013	1,047	1,079	1,113	1,151	1,191	1,239	1,300	1,442
0,58	1,40	0,921	0,949	0,976	1,010	1,042	1,073	1,114	1,154	1,202	1,263	1,405
0,59	1,37	0,884	0,912	0,939	0,973	1,005	1,039	1,077	1,117	1,165	1,226	1,368
0,60	1,33	0,849	0,878	0,905	0,939	0,971	1,005	1,043	1,083	1,131	1,192	1,334

Exemple : Moteur 200kW - cos φ = 0.60 - cos φ désiré = 0.93 on a : $Q_c = 200 * 0.939 = 187.8kVar$

ANNEXE 3 : Les éléments caractéristiques du circuit de refroidissement de la centrale

Mandraka[6]

ALTERNATEUR

ALSTHOM BELFORT

Année de fabrication : 1995

Alternateur en étoile avec point neutre

N°351208

$U = 3200V$

$I = 1350A$

$n = 600tr/min$

$S = 7500kVA$

Service: continu

Echauffement: UTE

Isolement : classe B

$\cos \varphi = 0.8$

$f = 50Hz$

Protection fermé

Excitation: $U = 105V$

$I = 486A$

Température idéale de fonctionnement : 64 à 65°C

Alarme : à partir de 70°C

Déclenchement automatique : à partir de 75°C



POMPE

CALPEDA Montorso-Vicenza

Type : NM4 65/25AE

Hauteur de refoulement :

$H_{max} = 21.9 m$

$H_{min} = 12.8 m$

Débit : $Q_{min} = 21m^3/h$

$Q_{max} = 84m^3/h$

$n = 1450tr/min$

$\cos \varphi = 0.83$

$U = 380 \text{ à } 415V$

$I = 12.5A$

$U = 660 \text{ à } 720V$

$I = 72A$

Puissance : 7.5 HP ou 5.5kW



ANNEXE 3 : Les éléments caractéristiques du circuit de refroidissement de la centrale

Mandraka[6]

ECHANGEUR

Faisceau tubulaire composé de 284 tubes ailetés

Longueur : 1995 mm

Avant : tubes en laiton

Actuellement : tubes en cuivre

Diamètre :

Avant : 14×16

Actuellement : 12×16

Débit = 750l/min soit $45 \text{ m}^3/\text{h}$



CONDUITES

En amont de la pompe :

$D = 120 \text{ mm}$ $L = 350 \text{ mm}$

En aval de la pompe :

$D = 100 \text{ mm}$ $L = 710 \text{ mm}$

A la sortie du réfrigérant :

$D = 100 \text{ mm}$ $L = 340 \text{ mm}$

ANNEXE 5: Caractéristique de l'hydoréfrigérant[6] :

01	Puissance à dissiper	105 Kw
02	Débit d'air recyclé	3,84 m ³ /s
03	Température entrée eau	25 °C
04	Température air refroidi	35 °C
05	Hauteur de section de passage d'air	1250 mm
06	Longueur de section de passage d'air	800 mm
07	Pression d'épreuve de circuit d'air	10 Bars
08	Pression de service maximale	6 Bars
09	Perte de charge sur l'eau	0,4 Bar
		1/7000
10	Facteur d'encrassement	m ² .°C/kCal
11	Débit d'eau	18,08 m ³ /h
12	Température d'entrée air chaud	60° C
13	Température sortie eau	30° C
14	Masse de l'élément à vide	290 kg
15	Masse de l'élément plein d'eau	330 kg

ANNEXE 6: Résistance d'encrassement [4]

	$R_e = 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$
eau de mer à $T < 50 \text{ }^\circ\text{C}$	
eau de mer à $T > 50 \text{ }^\circ\text{C}$	$2 \cdot 10^{-4}$
eau de ville à $T < 50 \text{ }^\circ\text{C}$	$2 \cdot 10^{-4}$
eau de ville à $T > 50 \text{ }^\circ\text{C}$	$3,5 \cdot 10^{-4}$
eau de rivière	$3,5 \text{ à } 7 \cdot 10^{-4}$
vapeur d'eau non grasse	$1 \cdot 10^{-4}$
vapeur d'eau grasse	$2 \cdot 10^{-4}$
liquides réfrigérants	$1,8 \cdot 10^{-4}$
fioul	$4 \text{ à } 9 \cdot 10^{-4}$
essence, gazole	$2 \cdot 10^{-4}$
huiles de lubrification	$1,8 \cdot 10^{-4}$
air non dépoussiéré	$3,5 \cdot 10^{-4}$
produits de combustion gazeux	$20 \text{ à } 70 \cdot 10^{-4}$

BIBLIOGRAPHIE

- [1]: « ALTERNATEURS-Installation et Maintenance » LZ LEROY SOMER
- [2]: Augusto Salomao, « Optimisation aérothermique d'un alternateur à pôles saillants pour la production d'énergie électrique décentralisée » BORNSCHLEGELL, 18/09/2012
- [3]: Bapio BAYALA, « les machines electriques »_formation continue – techniciens superieurs – ingenieurs electrotechniciens _ « la machine synchrone »
- [4]: Chapitre 6 « ÉVALUATION DU NUT ET DU FLUX TRANSFERT »
- [5]: Correction du facteur de puissance et filtrage des harmoniques, « OPTIM Batterie de condensateurs automatiques » circutor_Technologie pour l'efficacité énergétique
- [6]: Document de la centrale hydroélectrique Mandraka JIRAMA
- [7]: « Document de référence sur les meilleures techniques disponibles Systèmes de refroidissement industriels » Décembre 2001
- [8]: « Fiche explicative détaillée #4 Systèmes de refroidissement »
- [9]: « GUIDE DES BONNES PRATIQUES_Legionella et tours aéroréfrigérantes »
- [10]: J.NICOLAS/J.L.VASEL, « Base de calcul pour le dimensionnement d'une tour de refroidissement à tirage naturel »
- [11]: « Le circuit de refroidissement technologie_1^{ère} GMB »
- [12]: « Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires », CETIAT
- [13]: Nancy Yves JANNOT, « Transferts thermiques », école des mines 2012
- [14]: « Notions fondamentales sur la protection des moteurs », Rockwell Automation
- [15]: « Optimisez la qualité de l'énergie- guide technique & catalogue compensation d'énergie réactive et contrôle de la qualité des réseaux électriques »
- [16]: S.BENSAADA, M. T. BOUZIANE « Transfert de chaleur »
- [17]: « SYSTEME DE REFROIDISSEMENT INDUSTRIELS », Décembre 2001
- [18]: « Théorie du réacteur et notions scientifiques fondamentales » – Matériaux Groupe de formation technique
- [19]: Wikipédia/refroidissement

WEBOGRAPHIE

- [20] : http://img.directindustry.fr/images_di/photo-g/centrale-hydroelectrique-29641-2339085.jpg
- [21]: <http://www.jirama.mg/>
- [22]: <http://www.mayrik.com/SXMEco/Images/DSCN0930R.jpg>

Titre : « **CONTRIBUTION A L'AMELIORATION DU SYSTEME DE
REFROIDISSEMENT D'UN ALTERNATEUR (JIRAMA
MANDRAKA)** »

Auteur : **RAFALIARISOA Ionjaniaina Julienne Iavotra**

Nombre de pages : 76

Nombre de figure : 33

Nombre de tableaux : 6



RESUME

L'objectif de cette étude est d'améliorer le système d'exploitation de l'alternateur (cas de la centrale complexe hydroélectrique Mandraka) en apportant quelques modifications sur son système de refroidissement surtout au niveau de l'échangeur.

Dans cet ouvrage, des études sur les pertes de la machine ont été faites pour déterminer les débits des fluides réfrigérants afin de dimensionner la surface d'échange nécessaire du circuit de refroidissement. La température optimale de fonctionnement de la machine devra donc être respectée, et les influences négatives de l'échauffement seront retirées. Deux interfaces conçues avec le logiciel Matlab sont proposées aussi pour faciliter les calculs pour d'autres applications similaires.

Mots clés : JIRAMA, centrale hydroélectrique, alternateur, tour de refroidissement, échangeur

ABSTRACT

The aim of this study is to improve the operating system of the alternator (case of the complex power station hydroelectric Mandraka) while making some modifications on its system of cooling mostly the heat exchanger.

In this work, some studies on the thermal losses of the machine were done to define the flows of the cooling fluids in order to dimension the heat-transferring surface necessary of the coolant circuit. The optimal temperature of working of the machine will have to be respected, and the negative influences of the heating will be remove. Two interfaces conceived with the Matlab software are also proposed to facilitate calculations for other similar applications.

Keywords : JIRAMA, hydroelectric power station, alternator, cooling tower, heat exchanger

Encadreur professionnel : **Monsieur RAKOTONDRAINITSIMBA Mamy Prudence**

Encadreur pédagogique : **Monsieur RAKOTONINDRINA Tahiry Fanantenana**

Contact de l'auteur : jrafaliarisoa@yahoo.com 0340310031-0330431204