



UNIVERSITE IBN KHALDOUN TIARET

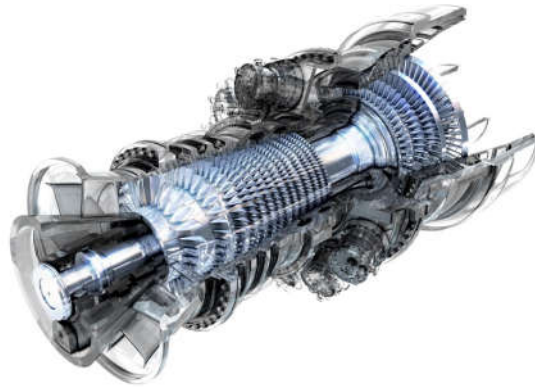
Faculté : Sciences appliquées

Domaine : sciences et technologies

Filière : Electromécanique



Technologie des machines thermiques et hydrauliques



Polycopié de cours destiné aux étudiants de 3^{ème} année Licence Maintenance industrielle (Semestre 6)

Préparé par :

Dr : BELMILOUD Mohamed Amine

Maitre de Conférences classe B

Département de Génie mécanique

Experts

Pr. SAD CHEMLOUL Nord-eddine

Dr. AKERMI Nasreddine

Année Universitaire : 2023/2024

Avant –propos

Le contenu de cette matière s'adresse principalement aux étudiants de troisième année de licence dans le secteur électromécanique spécialisés en maintenance industrielle. Il combine les fondements théoriques de thèmes tels que les systèmes thermiques et les systèmes hydrauliques afin que le sujet s'inscrive dans le contexte technologique en ce qui concerne le domaine du génie mécanique, notamment l'activité des biens d'équipement pour la maintenance. L'apport de ce matériau apparaît principalement dans les aspects industriels et de maintenance. Le contenu des différents modules pédagogiques traités est le contenu des programmes approuvés par la Commission pédagogique nationale dans le domaine des sciences et des technologies (CPNDST), après l'harmonisation des programmes 2021-2022.

Table des matières

	Page
Avant- propos	
CHAPITRE 01 : Échangeurs de chaleur	
1.1. Introduction.....	1
1.2. Classification des échangeurs	2
1.2.1. Suivant le processus de transfert thermique.....	2
1.2.2. Suivant le circuit des fluides.....	2
1.2.3. Suivant le type de construction.....	3
1.3. Technologie d'un échangeur de chaleur.....	4
1.3.1. Échangeurs tubulaires.....	4
1.3.2. Echangeurs a plaques.....	8
1.3.3. Comparaison entre ces deux technologies d'échangeur.....	13
1.4. Performance d'un échangeurs tubulaires simples.....	13
1.4.1. Coefficient global de transfert de chaleur K_G	14
1.4.2. Nombre d'unités de transfert (NUT).....	17
CHAPITRE 02 : conception des échangeurs	
2.1. Introduction.....	24
2.2. Domaine d'utilisation des échangeurs à changement de phase	24
2.3. Les condenseurs.....	25
2.3.1. Evolution des températures dans le condenseur.....	25
2.3.2. Classification des condenseurs.....	26
2.4. Évaporateurs.....	28
2.4.1. Pression d'évaporation.....	28
2.4.2. Processus à l'intérieur de l'évaporateur.....	28
2.4.3. Classification d'évaporateurs.....	30
CHAPITRE 03 : Les chaudières	
3.1. Introduction.....	32
3.2. Classification des chaudières.....	32
3.2.1. Selon le mode d'emploi.....	32
3.2.2. Selon la disposition générale.....	32
3.2.3. Selon le mode de construction.....	32
3.2.4. Selon le mode chauffage.....	32

3.2.5. Selon la nature de la vapeur produite.....	33
3.2.6. Selon la vitesse de circulation de l'eau.....	33
3.3. Technologie des chaudières.....	33
3.3.1. Chaudières en fonte.....	33
3.3.2. Chaudières en acier	33
3.4. Construction globale des chaudières.....	34
3.4.1. Le foyer d'une chaudière.....	34
3.4.2. Les grilles.....	34
3.4.3. Les tubes d'eau.....	34
3.4.4. Les tubes de fumées.....	34
3.4.5. Les bouilleurs.....	34
3.4.6. Les surchauffeurs et resurchauffeurs.....	35
3.4.7. Les économiseurs.....	35
3.4.8. Les réchauffeurs d'air.....	35
3.5. Principaux circuits d'une chaudière et les facteurs influençant leur fonctionnement.....	36
3.6. Chaudières à vapeur.....	36
3.6.1. Chaudières à tubes de fumées.....	36
3.6.2. Chaudières à tubes d'eau.....	37
3.7. Combustibles.....	39
3.7.1. Combustibles solides	39
3.7.2. Combustibles liquides.....	39
3.7.3. Combustibles gazeux.....	39

CHAPITRE 04 : Turbine à vapeur

4.1. Introduction.....	41
4.2. Principe de fonctionnement de la turbine à vapeur.....	41
4.3. Description de la turbine à vapeur.....	41
4.4. Les différentes catégories de la turbine à vapeur	42
4.4.1. Turbine à action (impulsion)	43
4.4.2. Turbine à réaction.....	43
4.5. Cycle théorique d'une machine à vapeur (cycle de Rankine)	43
4.5.1. Bilan énergétique (cycle de Rankine de base).....	45
4.5.2. Bilan énergétique (cycle de Rankine surchauffe).....	46
4.5.3. Bilan énergétique (cycle de Rankine resurchauffe).....	47

CHAPITRE 05 : dimensionnement des turbines

5.1. Introduction	48
5.2 Dimensionnement théorique	48
5.2.1. Puissance hydraulique d'une turbine.....	48
5.2.2. Vitesse de rotation	48
5.2.3. La vitesse de rotation spécifique.....	48
5.2.4. Couple C	49
5.2.5. Puissance mécanique à l'arbre de la turbine.....	49
5.2.6. Rendement.....	49

CHAPITRE 06 : Turbine à gaz

6.1. Introduction	50
6.2. Caractérisation des organes	50
6.3. Classification des turbines à gaz	51
6.3.1. Par le mode de travail.....	51
6.3.2. Par le mode de fonctionnement thermodynamique.....	52
6.3.3. Par le mode de construction	53
6.4. Bilan Énergétique	55
6.4.1. Cycle de Brayton (cycle idéal)	55
6.4.2. Rendement thermique du cycle.....	56

CHAPITRE 07 : Turbines hydrauliques

7.1. Introduction	58
7.2. Différents types de turbines hydrauliques.....	58
7.2.1. Turbine a action.....	58
7.2.2. Turbine à réaction.....	62

Références

CHAPITRE 01 :

Échangeurs de chaleur

1.1. Introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Les échangeurs de chaleur dans l'industrie peuvent assurer de nombreuses fonctions. Voici leurs principaux rôles :

- **Préchauffer** ou **refroidir** un liquide ou un gaz, par exemple de l'air.
- **Récupérer** de l'énergie thermique (de la chaleur). Une fonction très intéressante, si vous vous intéressez comme nous à la performance énergétique de vos installations.
- **Réfrigérer**, c'est-à-dire dissiper l'énergie produite vers un milieu extérieur. Lorsqu'on refroidit grâce à l'air, on parle d'aéroréfrigérant, qui peut être sec ou humide.
- **Capter** ou **émettre** de l'énergie thermique. Dans ce cas, l'échangeur est en charge de capter l'énergie et la transmettre vers l'endroit où elle sera utilisée. Exemple concret : nos radiateurs, qui capturent la chaleur du système de chauffage et la transmettent vers l'air ambiant des pièces que nous chauffons.
- **Condenseurs**. L'échangeur assure la condensation partielle ou totale d'un gaz.
- **Évaporateurs**. L'échangeur assure tout ou partie de l'évaporation d'un liquide.

On cherche en général à transférer un flux de chaleur entre un fluide chaud et un fluide froid, séparés par une paroi imperméable qui peut être plane ou tubulaire. La chaleur est transférée par « conduction » et/ou « convection » au sein de chaque fluide, et par conduction au sein du matériau qui les sépare.

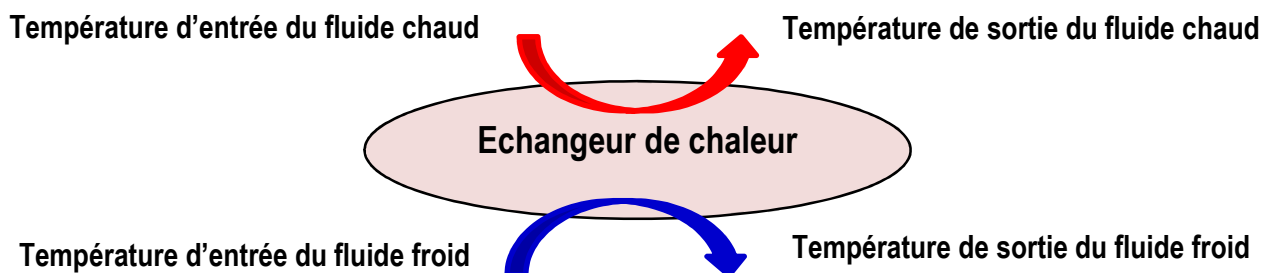


Fig. 1.1 : Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur

1.2. Classification des échangeurs

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de multiples façons, ainsi dans ce qui suit, on ne cite que les groupes qui nous paraissent importants :

1.2.1. Suivant le processus de transfert thermique

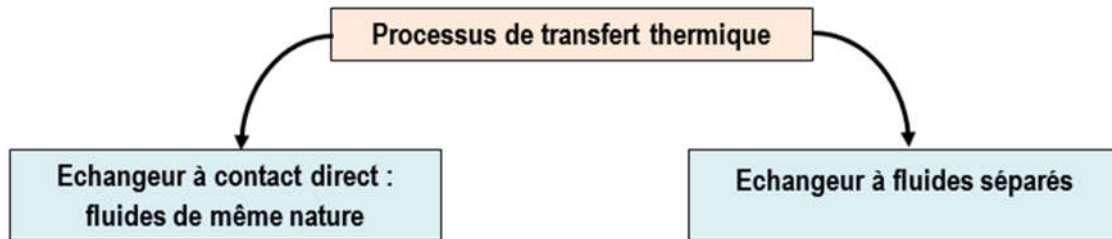


Fig. 1.2 : Processus de transfert thermique

1.2.2. Suivant le circuit des fluides

Il existe suivant ce classement les dispositifs suivants :

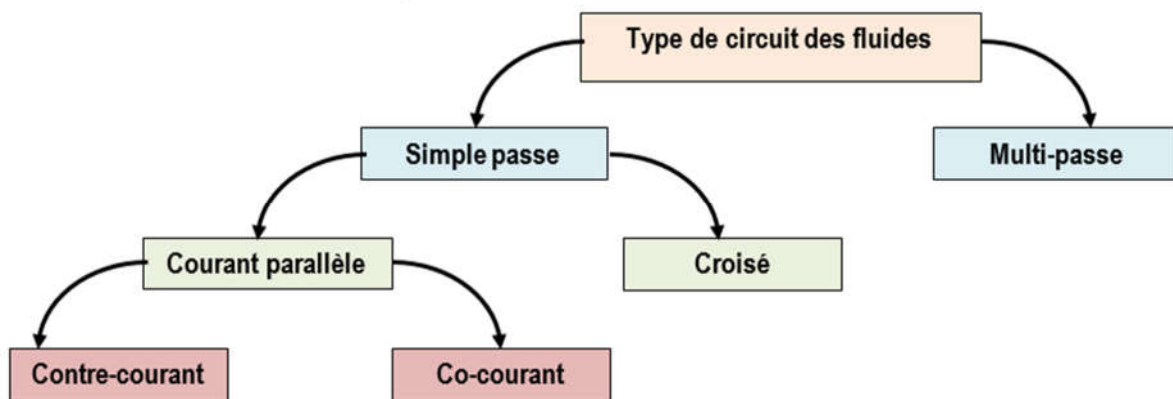


Fig. 1.3 : Type de circuit des fluides dans les échangeurs

1.2.2.1. Echangeur à courant parallèle

Les deux fluides s'écoulent dans la même direction. Cette circulation est dite parallèle de même sens (co-courant) ou anti-méthodique

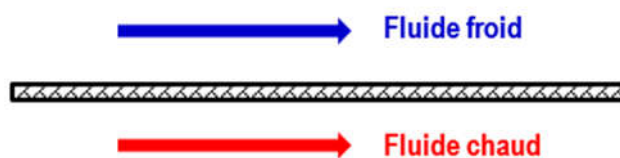


Fig. 1.4 : échangeur à courant anti-méthodique

Si la circulation a lieu dans le sens contraire, les écoulements sont dits à contre-courant ou méthodique

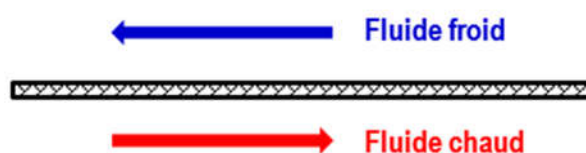


Fig. 1.5: échangeur à courant méthodique

1.2.2.2. Echangeur à courant croisé

Dans ce type d'échangeur les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre. Le sens d'écoulement est sans importance

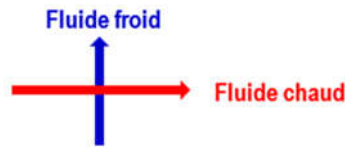


Fig. 1.6 : échangeur à courant croisé

Dans la plupart des cas, l'un des fluides traverse l'écoulement de l'autre fluide plusieurs fois, et l'échangeur est appelé à multiple passe. On distingue deux modes de circulation :

a) Circulation à courants croisés :

L'un des fluides entre par l'extrémité de l'appareil d'où sort le deuxième fluide (courants croisés méthodiques)

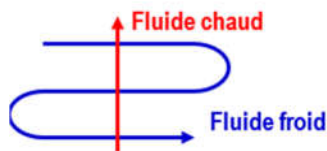


Fig. 1.7 : échangeur à courant croisé méthodique

Dans le cas contraire, où les deux fluides entrent par la même extrémité du dispositif, l'échangeur est dit à circulation à courant anti-méthodique

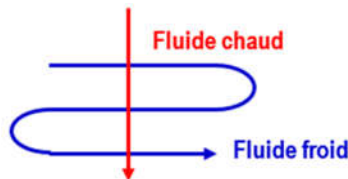


Fig. 1.8 : échangeur à courant croisé anti-méthodique

1.2.3. Suivant le type de construction

On retrouve trois grandes familles d'échangeurs

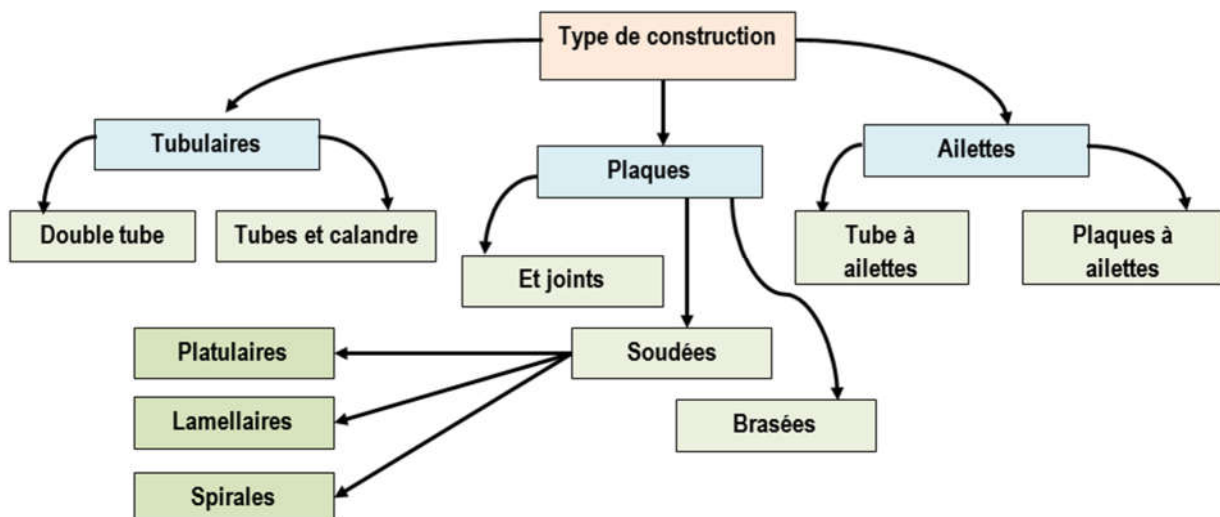


Fig. 1.9 : les différents types de construction des échangeurs

1.3. Technologie d'un échangeur de chaleur

Dans ce cours, on cite uniquement les échangeurs de chaleur les plus utilisés

1.3.1. Échangeurs tubulaires

C'est le premier concept d'échangeur à avoir été mis en place. Ils sont donc caractérisés par une paroi d'échange en forme de tube. On peut distinguer trois catégories en fonction du nombre de tubes et de leur arrangement, qui autorisent une surface d'échange croissante entre les deux fluides du m^2 à quelques milliers de m^2

1.3.1.1. Échangeur monotube

Le tube dans cet échangeur est placé à l'intérieur d'un réservoir.

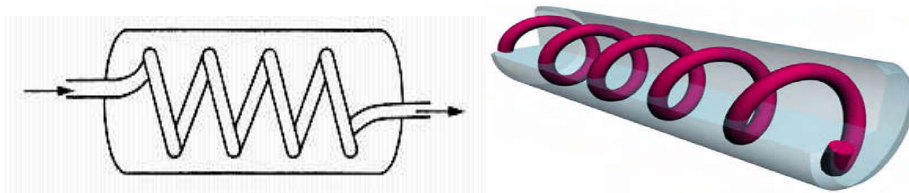


Fig. 1.10 : Échangeur monotube

Remarque : La forme en serpentín permet d'augmenter la longueur et donc la surface d'échange entre le fluide situé dans le tube et le fluide situé dans le réservoir.

1.3.1.2. Échangeur Coaxial (double enveloppe)

Il est formé de deux tubes l'un à l'intérieur de l'autre. Un des fluides circule dans le tube intérieur et l'autre circule dans l'espace annulaire.

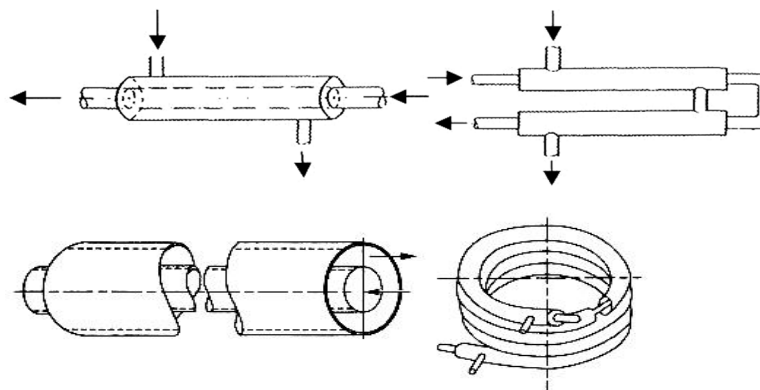


Fig. 1.11 : Exemple des échangeurs coaxiaux

Remarque : Ces tubes sont le plus souvent cintrés afin de diminuer l'encombrement.

1.3.1.3. Échangeur à tubes et calandres

Cet échangeur est à multi passe, il peut être assimilé à une superposition de plusieurs échangeurs à double tube. Les échangeurs à tubes et calandre sont construits de façon différente, selon l'état des fluides présents. A l'intérieur des tubes le premier fluide peut circuler en plusieurs passes. Le second fluide du côté de la

calandre peut circuler à multi-passe du fait de la présence des chicanes. Cela permet d'irriguer mieux tous les tubes.

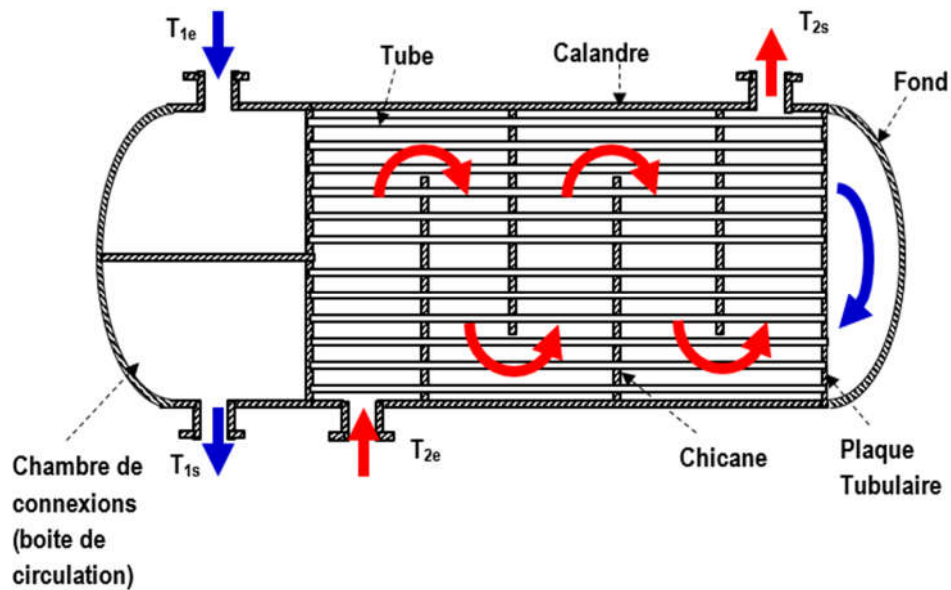


Fig.1.12 : Échangeur à tubes et calandre

Les chicanes peuvent être des plaques trouées de formes : segments, disques, orifices circulaires, troncs circulaires

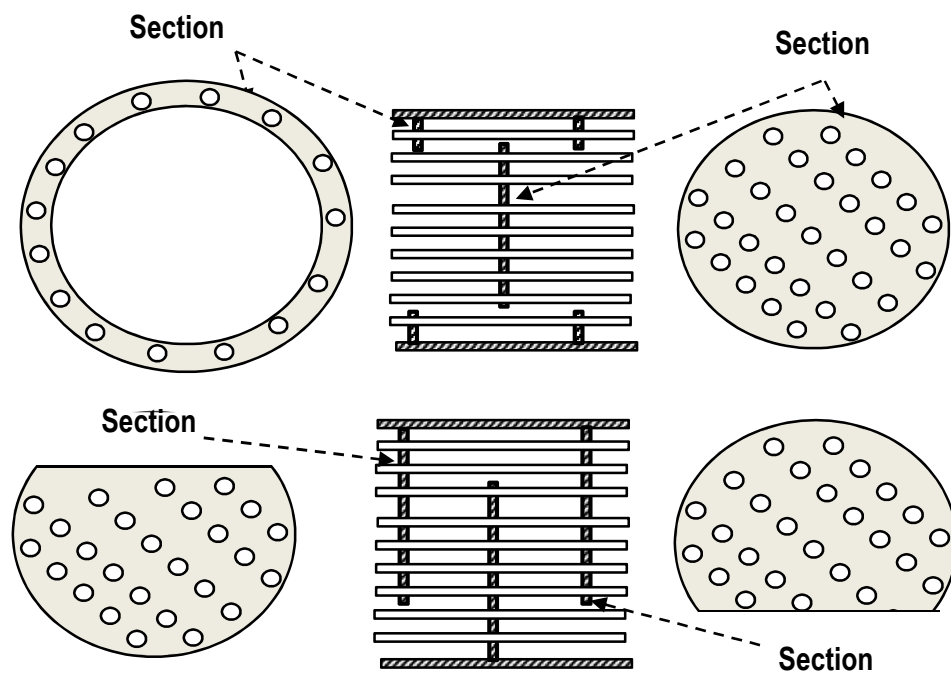


Fig.1.13 : les différentes formes des chicanes

1.3.1.4. Le circuit interne

- *Le faisceau de tubes* : Les tubes sont généralement de diamètre normalisé et de longueur standard : 2,44 m à 6,10 m.
- *Les plaques tubulaires* : Elles supportent les tubes à leurs extrémités.
- *Les boîtes d'échangeur* : Elles recueillent et distribuent le fluide aux deux extrémités de l'échangeur.

Deux dispositions de tubes possibles : le **pas triangulaire** et le **pas carré**.

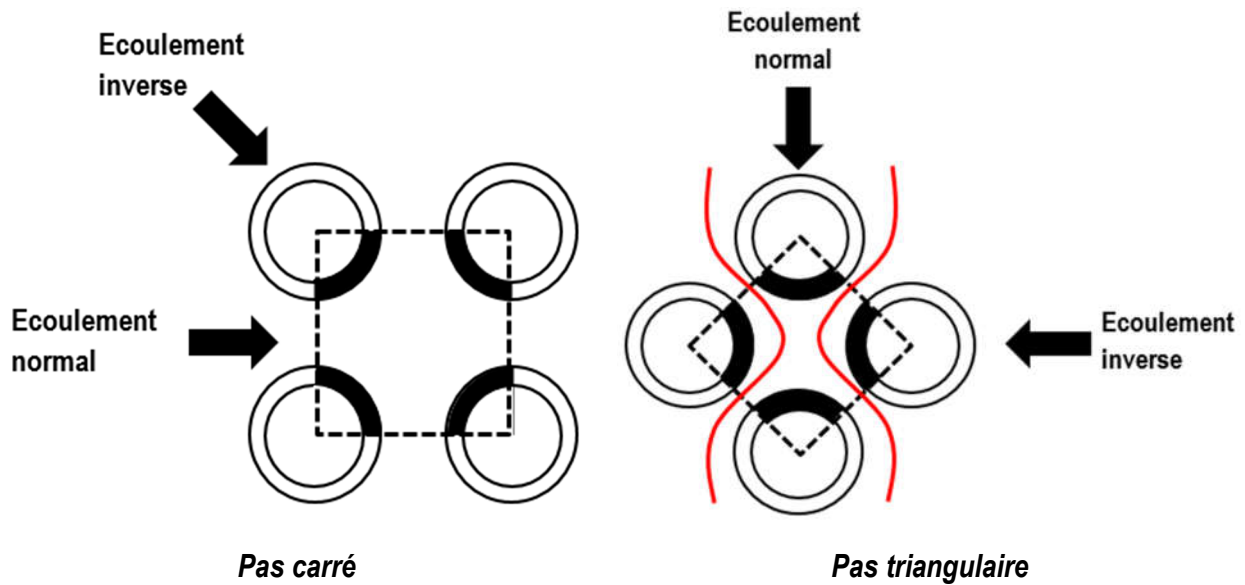


Fig. 1.14 : Dispositions possibles des tubes

Avantage du pas triangulaire : échangeurs plus compacts

Avantage du pas carré : plus grande facilité de nettoyage.

1.3.1.5. Configurations possibles

On peut distinguer de multiples configurations d'échangeurs suivant le nombre de passes (traversée de l'échangeur par l'un des fluides) souhaitées. On peut désigner ces **configurations par P-N**, **P** étant le nombre de fois que le fluide de la calandre traverse le volume d'échange, et **N** étant le nombre de fois que le fluide des tubes traverse ce même volume.

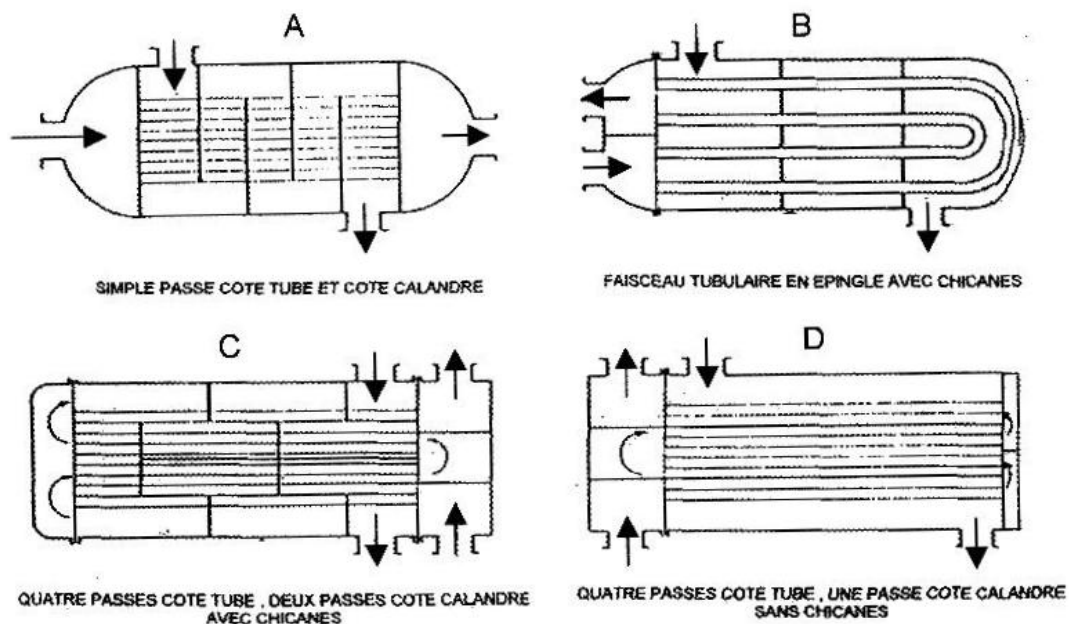


Fig. 1.15 : Exemples de configurations P-N : A : configuration 1-1 ; B : configuration 1-2 ; C : configuration 2-4 ; D : configuration 1-4

1.3.1.6. Amélioration de l'échange : les tubes à ailettes

Le but de l'utilisation des ailettes est l'amélioration de l'échange thermique. On utilise des ailettes quand un fluide est moins caloporteur que l'autre (deux fluides de caractéristiques thermiques différentes).

Les ailettes sont placées du côté du fluide le moins caloporteur (à l'intérieur ou à l'extérieur du tube), de manière à augmenter son échange avec la paroi séparative.

Il existe plusieurs configurations d'ailettes présentées sur le schéma suivant :

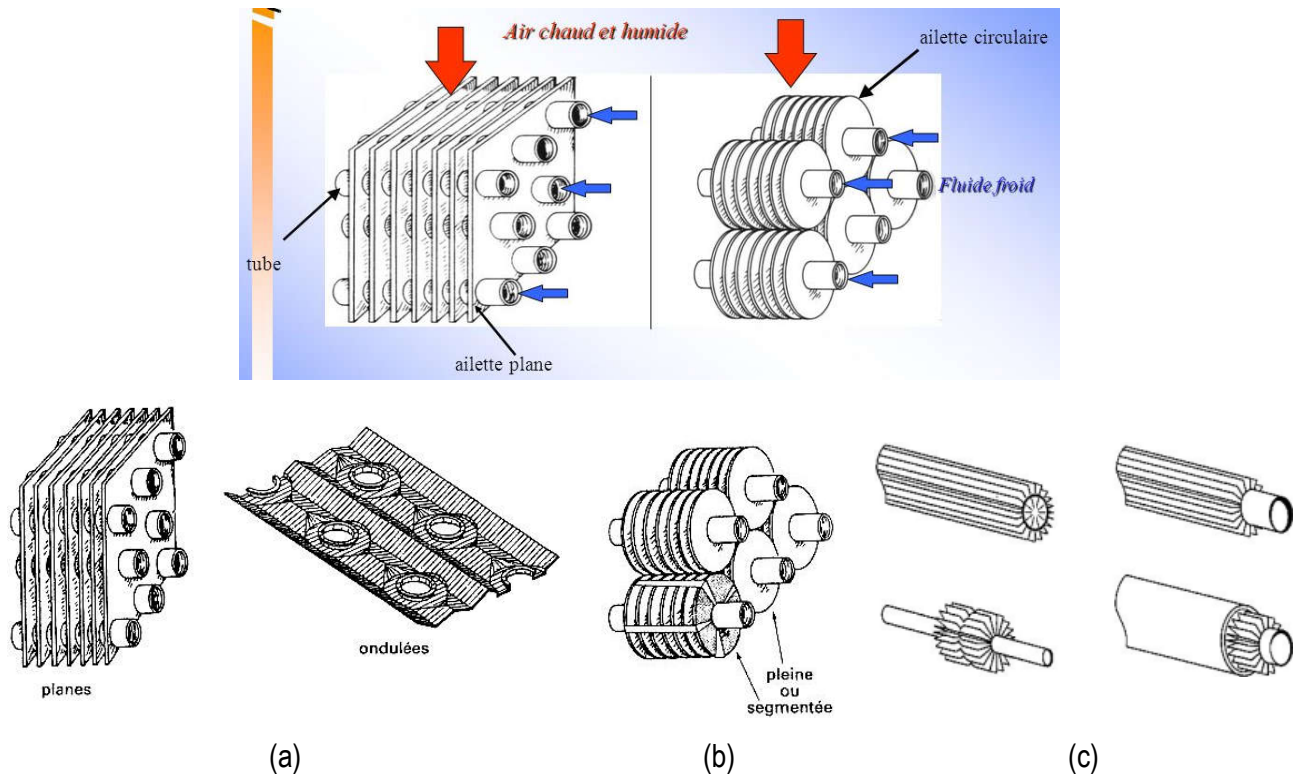


Fig. 1.16: Exemples de types d'ailettes

Remarque : les ailettes ondulées provoquent une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique.

Il existe beaucoup d'autres types d'ailettes, souvent spécifiques à chaque constructeur. De plus on peut rencontrer des ailettes externes comme internes.

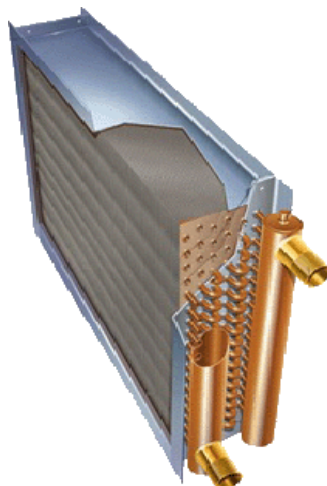


Fig. 1.17 : Echangeur gaz / liquide [batteries à ailettes].

1.3.1.7. Problèmes propres aux échangeurs tubulaires

Les problèmes sont de plusieurs types :

- **Fluide sous forte pression (> 10 bar par exemple)** : circulation du fluide de préférence à l'intérieur des tubes (pour éviter une trop grande épaisseur de la calandre).
- **Forts écarts de température** : entre les deux fluides (> 50 °C), risque de problèmes de dilatations différentielles surtout au niveau des plaques tubulaires choisies des tubes en U.
- **Fluide encrassant** : le faire circuler à l'intérieur des tubes de préférence (nettoyage possible sans démontage alors), boîtes avec couvercle démontable, éviter les tubes en U, choisir un pas de tube de type carré (si risque d'encrassement à l'extérieur des tubes)
- **Fluide corrosif ou ayant des conséquences graves en cas de fuite** : étanchéité des boîtes à contrôler, mettre en place les pressions des fluides de telles sortes que la fuite se fasse dans le sens le moins dangereux

1.3.2. Echangeurs a plaques

On distingue deux familles d'échangeurs à plaques suivant la géométrie du canal de circulation des fluides :

- Les échangeurs à surface primaire.
- Les échangeurs à surface secondaire.

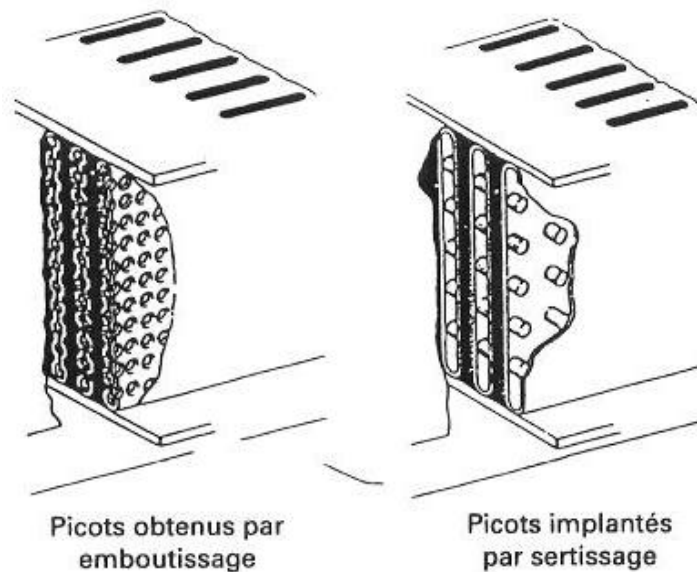


Fig. 1.18 : plaques picotées

1.3.2.1. Echangeurs surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques nervurées ou picotées.

Le dessin ci-dessous formé a deux rôles :

- Intensification du transfert de chaleur (par augmentation de la turbulence),
- Tenue à la pression (par multiplication des points de contact).



Fig. 1.19 : les différences forme des plaques

1.3.2.2. Echangeur à plaques et joints

C'est le type le plus connu, c'est pourquoi, nous allons détailler sa constitution. Voici le schéma type de cet échangeur :

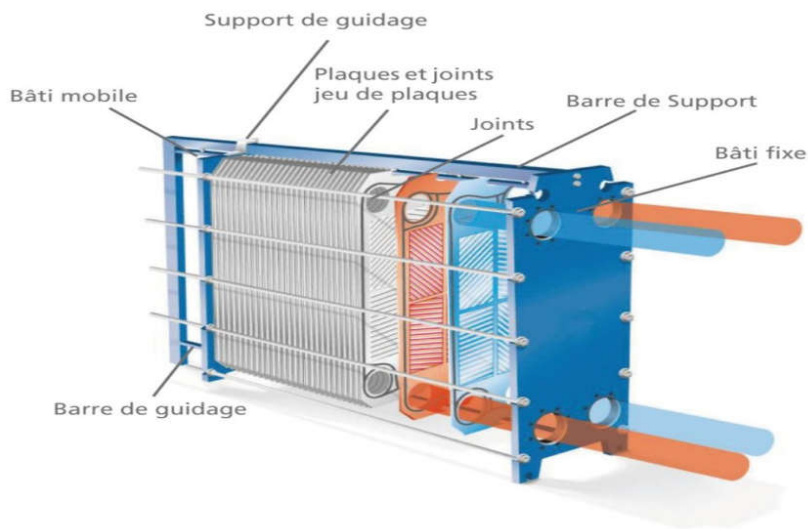


Fig. 1.20: Échangeur à plaques

- **Barres (rails) de guidage inférieur et supérieur** : permettent un déplacement des plaques lors des manutentions.
- **Flasque (bâti) fixe** : sert de butée pour la mise en place des plaques.
- **Flasque mobile** : assure le démontage possible des plaques.
- **Tirants de serrage** : permettent de serrer les plaques entre elles et contre le flasque fixe.
- **Pied support** : supporte l'ensemble des plaques.

Plaques métalliques : d'épaisseur 0,6 à 0,8 mm dans les cas courants, équipées de joints. Ces plaques forment les canaux de circulation des fluides

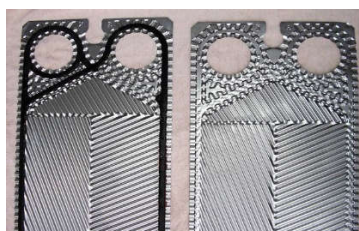


Fig. 1.21: exemple des plaques

1.3.2.3. Fabrication des plaques

Les plaques sont obtenues par emboutissage et sont pourvues de cannelures.

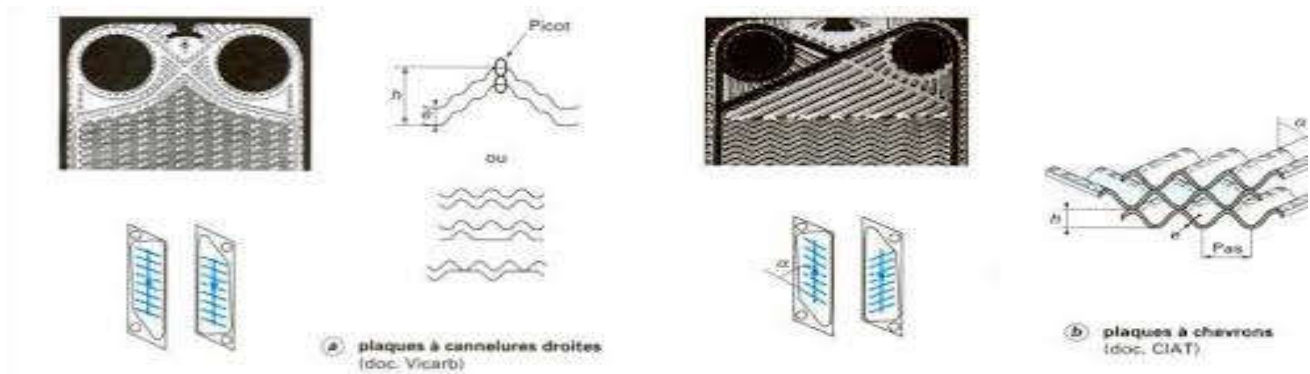


Fig. 1.22 : Différentes formes de cannelures

Le rôle de ces cannelures est :

- ✓ Augmenter la turbulence pour améliorer le coefficient d'échange thermique ;
- ✓ Assurer la rigidité mécanique par un très grand nombre de contacts métal/métal. Les matériaux utilisés pour la fabrication des plaques est en général de l'acier inoxydable ;

1.3.2.4. Échangeurs surface secondaire

Ces échangeurs sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes.

On distingue deux modes de fabrication :

- ✓ Les échangeurs à plaques serties : constitués de tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes.
- ✓ Les échangeurs à plaques brasées : les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermées par des barres.

1.3.2.5. Échangeur PLATULAIRE

Les canaux de circulation des fluides sont obtenus par soudure à la molette des plaques par paires. Les différentes paires de plaques sont ensuite fixées entre elles par soudure bord à bord.

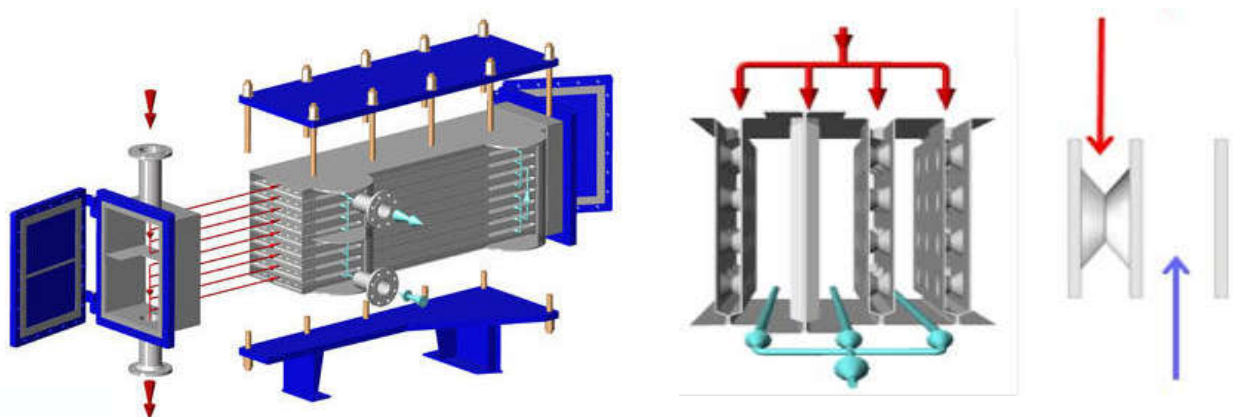


Fig. 1.23 : Échangeur PLATULAIRE

1.3.2.6. Échangeur COMPABLOC

Là aussi, les joints sont remplacés par des soudures. De plus la circulation des fluides est à courants croisés.

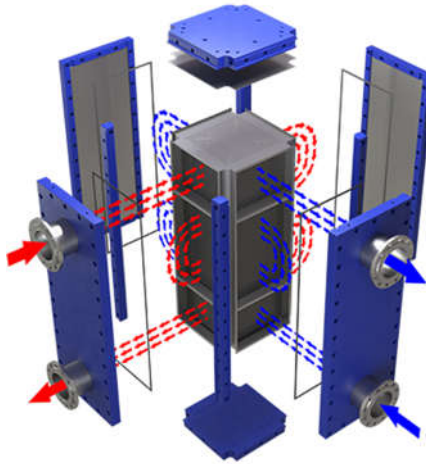


Fig. 1.24 : Échangeur COMPABLOC

1.3.2.7. Échangeur PACKINOX

C'est un échangeur à plaques de grandes dimensions (1000 à 8000 m²), ayant un Nombre d'Unités de Transfert élevé. Les plaques empilées sont insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m.



Fig. 1.25 : Échangeur PACKINOX

1.3.2.8. Échangeur LAMELLAIRE

C'est une variante de l'échangeur de type tube et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou en lamelles.

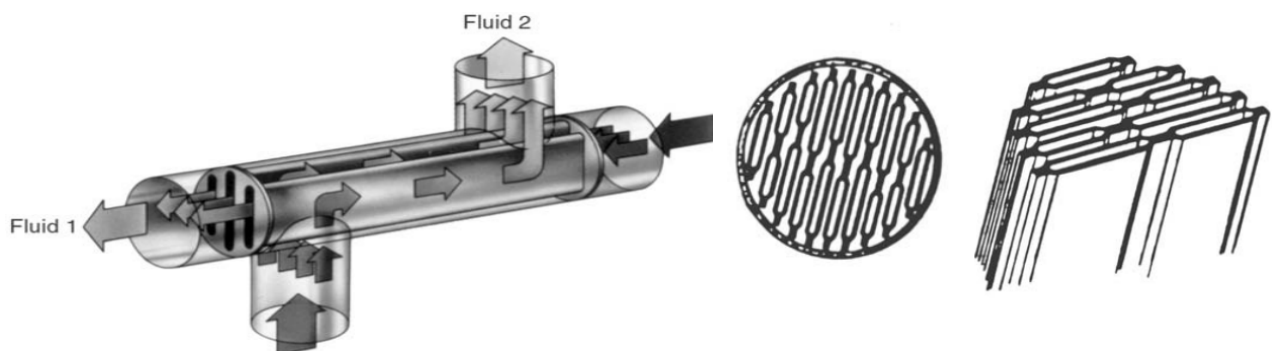


Fig. 1.26 : Échangeur LAMELLAIRE

1.3.2.9. Échangeur BRASÉ

C'est une variante de l'échangeur à plaques et joints conventionnel, mais il ne possède ni joints d'étanchéité, ni tirants de serrage : les plaques sont assemblées par brasure. L'échangeur est ainsi plus compact.

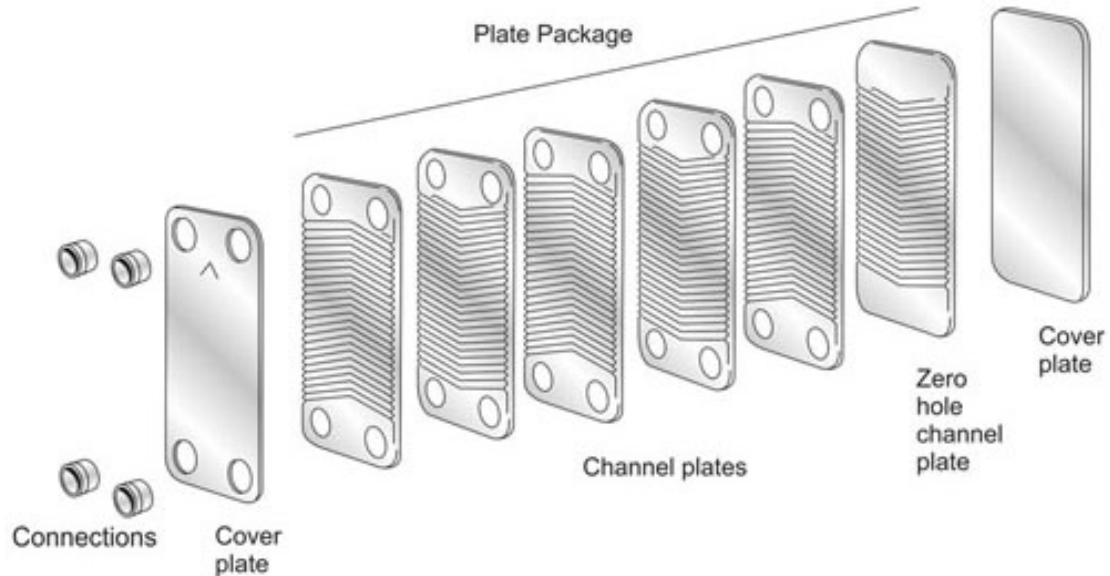


Fig. 1.27 : Échangeur BRASÉ

1.3.2.10. Problèmes propres aux échangeurs a plaques

Les problèmes sont du même type que pour les échangeurs tubulaires :

- **Fluide sous forte pression** : le tableau suivant permet de choisir l'échangeur approprié en fonction des pressions de service.

	Pression	Température
PLATULAIRE	30 à 40 bars	Jusqu'à 600°C
COMPABLOC	Jusqu'à 40 bars	Jusqu'à 300°C
PACKINOX	Jusqu'à 50 bars	Jusqu'à 600°C
LAMELLAIRE	Jusqu'à 25 bars	Jusqu'à 350°C
BRASE	30 bars	225°C

Tableau. 1.1 : Variation de la pression et de la température en fonction du modèle

- **Fortes températures** : entre les deux fluides ($> 50^{\circ}\text{C}$), risque de problèmes de dilatations différentielles des plaques
- **Fluide encrassant** : la technologie de l'échangeur à plaques est beaucoup moins adaptée pour les problèmes relatifs à l'encrassement. On placera le fluide susceptible d'être plus encrassant dans le canal le moins perturbé.
- **Fluide corrosif ou ayant des conséquences graves en cas de fuite** : étanchéité à contrôler aux niveaux des jonctions entre plaques : on préférera à la technologie des joints d'autres technologies plus étanches.

1.3.3. Comparaison entre ces deux technologies d'échangeur

	Avantages	Inconvénients
Échangeur tubulaire	- Fonctionnement à des pressions et températures importantes - Mieux adapté pour les fluides encrassant et visqueux	- Compacité faible - Encombrement important - Problème d'espace et de rigidité des tubes
Echangeur à plaques	- Compacité élevée - Faible encombrement en général - Manutention simple dans le cas de plaques à joints - Surface d'échange importante	- Pression et température maximales plus faibles - Moins bien adapté pour les fluides encrassant

Tableau. 1.2 : Comparaison entre les deux technologies d'échangeur (tubulaire et à plaque)

1.4. Performance d'un échangeurs tubulaires simples

Un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer un flux de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid (ou inversement) à travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides

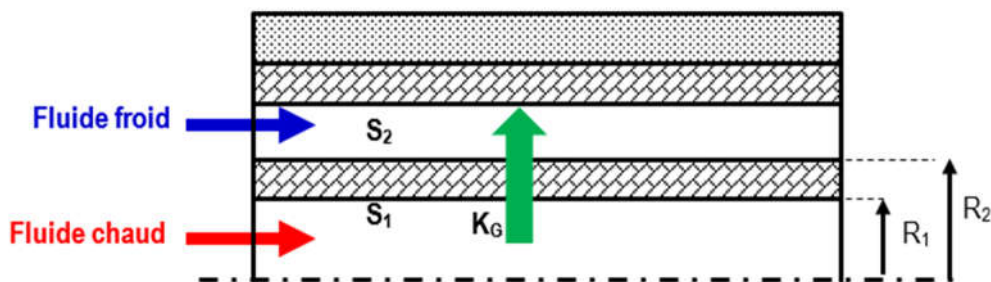


Fig. 1.28 : Schéma d'un échangeur tubulaire simple

Dans les calculs qui suivent, nous admettons les hypothèses suivantes :

- Pas de pertes thermiques : la surface de séparation est la seule surface d'échange.
- Pas de changement de phase au cours du transfert.

Le fluide chaud entre dans l'échangeur à la température T_{ce} et en sort à T_{cs} , le fluide froid entre dans l'échangeur de chaleur à la température T_{fe} et sort à T_{fs} . Deux modes de fonctionnement sont réalisables : le co-courant et le contre-courant.

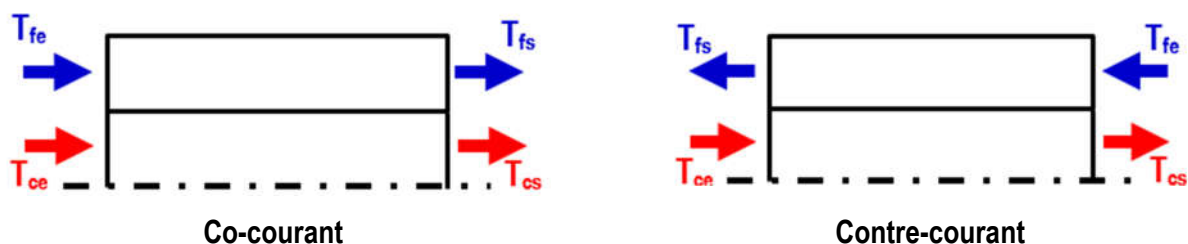


Fig.1.29 : Schématisation des fonctionnements à co-courant et à contre-courant

1.4.1. Coefficient global de transfert de chaleur K_G

L'expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur est :

$$\Phi = \dot{m}_c . C_{P(c)} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f . C_{P(f)} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (1.1)$$

Avec le débit calorifique : $C = \dot{m} . C_p$

$$\Phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (1.2)$$

Le flux de chaleur Φ transmis d'un fluide chaud à un fluide froid à travers la paroi d'un tube cylindrique est :

$$\Phi = \frac{\Delta T}{\frac{1}{h_1 . 2\pi R_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{\lambda . 2\pi L} + \frac{1}{h_2 . 2\pi R_2 L}} \quad (1.3)$$

On choisit de rapporter le flux de chaleur échangé à la surface externe $S_2 = 2\pi R_2 L$. Le coefficient global de transfert K_G s'écrit donc :

$$K_G = \frac{R_2}{h_1 . R_1} + \frac{R_2 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{\lambda} + \frac{1}{h_2} + R_{en} \quad (1.4)$$

Avec R_{en} est la résistance thermique due à l'encrassement des surfaces d'échange

1.4.1.1. Échangeur co-courant

On effectue un bilan thermique de la partie d'échangeur comprise entre les distances x et $x + dx$ de l'entrée de l'échangeur :

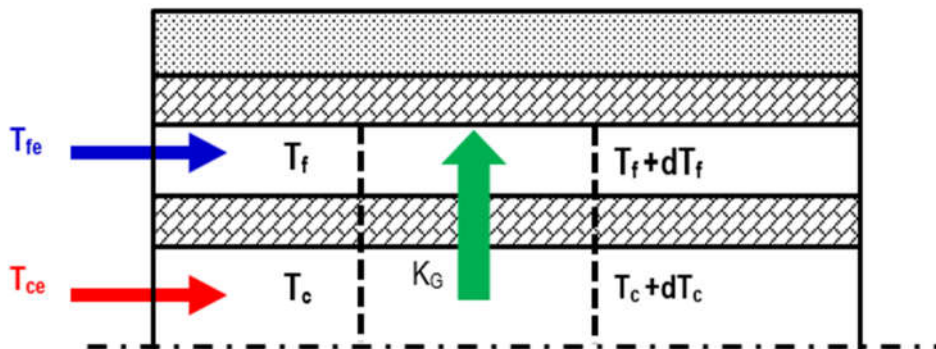


Fig. 1.30 : Schéma des flux élémentaires dans un échangeur tubulaire simple

Le bilan thermique consiste à écrire que le flux de chaleur perdu par le fluide chaud lors de son passage entre les plans d'abscisse x et $x + dx$ est passé intégralement à travers la paroi de séparation des deux fluides soit :

$$-C_c dT_c = K_G dS_2 (T_c - T_f) \quad (1.5)$$

L'équation du bilan thermique s'écrit :

$$\frac{dT_c}{(T_c - T_f)} = -\frac{K_G dS_2}{C_c} \quad (1.6)$$

D'autre part de la relation :

$$C_c (T_{ce} - T_c) = C_f (T_f - T_{fe})$$

On tire :

$$T_f = T_{fe} + \frac{C_c}{C_f} (T_{ce} - T_c) \quad (1.7)$$

Nous pouvons alors écrire en intégrant sur la surface S_2

$$-\int_0^{S_2} \frac{K_G dS_2}{C_c} = \int_{T_{ce}}^{T_{cs}} \frac{dT_c}{T_c - \frac{q_c}{q_f} (T_{ce} - T_c) - T_{fe}} \quad (1.8)$$

$$-\int_0^{S_2} \frac{K_G dS_2}{C_c} = \int_{T_{ce}}^{T_{cs}} \frac{dT_c}{\left(1 + \frac{C_c}{C_f}\right) T_c - \left(\frac{C_c}{C_f} T_{ce} + T_{fe}\right)} \quad (1.9)$$

D'où

$$-\frac{K_G S_2}{C_c} = \frac{1}{1 + \frac{C_c}{C_f}} \ln \left[\left(1 + \frac{C_c}{C_f}\right) T_c - \left(\frac{C_c}{C_f} T_{ce} + T_{fe}\right) \right]_{T_{ce}}^{T_{cs}} \quad (1.10)$$

D'après l'expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur l'équation Eq (1.1), permet d'écrire :

$$\frac{C_c}{C_f} T_{ce} + T_{fe} = \frac{C_c}{C_f} T_{cs} + T_{fs}$$

En reportant dans l'équation intégrée (1.10), on obtient :

$$-\frac{K_G S_2}{C_c} = \frac{1}{1 + \frac{C_c}{C_f}} \ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) \quad (1.11)$$

$$1 + \frac{C_c}{C_f} = 1 + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{cs}} = \frac{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})}{T_{ce} - T_{cs}}$$

D'où :

$$-\frac{K_G S_2}{C_c} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})} \ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) \quad (1.12)$$

Donc :

$$C_c (T_{ce} - T_{cs}) = K_G S_2 \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right)} \quad (1.13)$$

Avec $\Phi = C_c (T_{ce} - T_{cs})$; $\Delta T_S = T_{cs} - T_{fs}$ et $\Delta T_e = T_{ce} - T_{fe}$, on obtient finalement :

$$\Phi = K_G S_2 \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \quad (1.14)$$

Le rapport $\frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)}$ est la température logarithmique moyenne ΔTLM , et ΔT la différence de température

des deux fluides entre à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

Le flux de chaleur échangé se met alors sous la forme :

$$\Phi = K_G S_2 \Delta TLM \quad (1.15)$$

La distribution des températures des fluides le long de l'échangeur présente l'allure suivante :

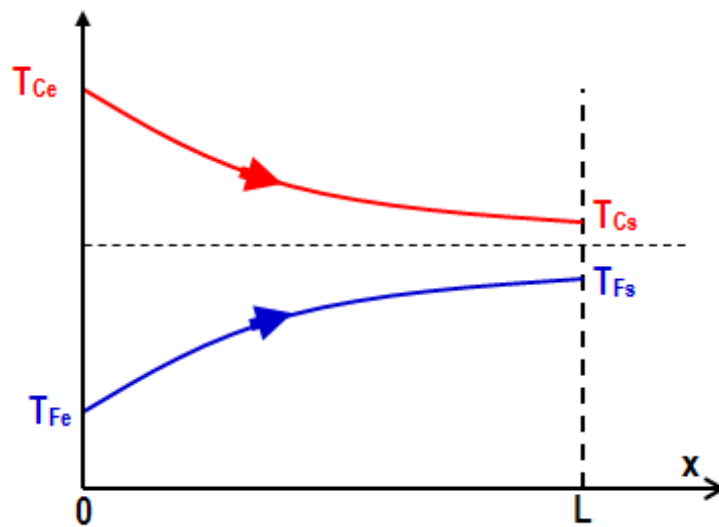


Fig. 1.31 : Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à co-courant

1.4.1.2. Échangeur contre-courant

On montre que la relation (1.15) s'applique aussi bien à un échange à contre-courant qu'à un échange à co-courant, mais les expressions de ΔT_s et de ΔT_e ne sont pas identiques dans les deux cas :

Co-courant :

$$\begin{aligned} \Delta T_e &= T_{ce} - T_{fe} \\ \Delta T_s &= T_{cs} - T_{fs} \end{aligned} \quad (1.16 a)$$

Contre-courant :

$$\begin{aligned} \Delta T_e &= T_{ce} - T_{fs} \\ \Delta T_s &= T_{cs} - T_{fe} \end{aligned} \quad (1.16 b)$$

La distribution des températures dans un échangeur à contre-courant présente l'une des allures suivantes :

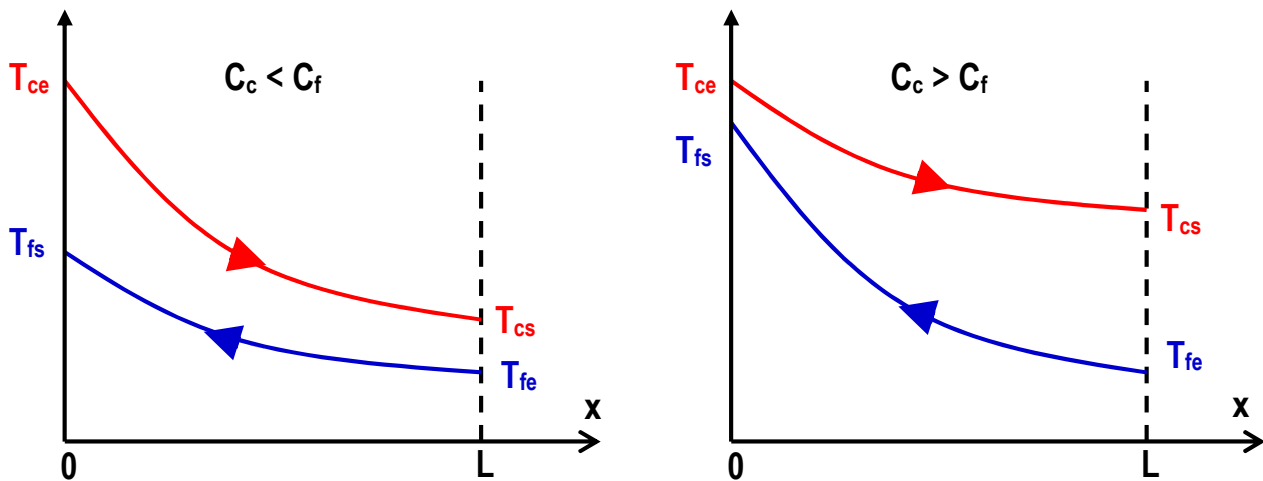


Fig. 1.32 : Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à contre –courant

$C_c < C_f$: On dit que le fluide chaud commande le transfert. Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{cs} \rightarrow T_{fe}$ et $T_{fs} \neq T_{ce}$

$C_c > C_f$: On dit que le fluide chaud commande le transfert. Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{fs} \rightarrow T_{ce}$ et $T_{cs} \neq T_{fe}$

1.4.1.3. Efficacité d'un échangeur

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré entre les deux fluides dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant :

a) Cas où $C_c < C_f$

$$\Phi_{\max} = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) = C_c (T_{ce} - T_{fe}) \quad (1.17)$$

On définit alors une efficacité de refroidissement :

$$\eta_r = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}} = \frac{C_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_c (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (1.18)$$

b) Cas où $C_c > C_f$

On définit alors une efficacité de chauffage :

$$\Phi_{\max} = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) = C_f (T_{ce} - T_{fe})$$

$$\eta_c = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}} = \frac{C_f (T_{fs} - T_{fe})}{C_f (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (1.19)$$

1.4.2. Nombre d'unités de transfert (NUT)

La méthode **NUT** permet d'apporter une réponse **élégante** et **rapide** à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs en particulier aux échangeurs à **faisceau et calandre**.

Ceux-ci se répartissent en **deux grandes** classes :

- Des problèmes de conception dans lesquels les températures **d'entrée** et une température de **sortie** sont imposées, les débits étant connus. La question est : sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface S nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée. La méthode à employer consiste à calculer C et η puis **NUT** d'où l'on tire S .
- Des problèmes de **performances** où les données sont le modèle et la **taille** de l'échangeur, les **débits** et les **températures d'entrée**. Il s'agit alors de déterminer la **puissance** et les températures de **sortie**.

On appelle nombre d'unité de transfert noté NUT le rapport adimensionnel $\frac{K_G S}{C_{\min}}$ (Avec $C_{\min} = C_c$) qui est

aussi égal à $\frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_{LM}}$ pour le fluide chaud dans le cas d'un échangeur tubulaire simple :

$$NUT = \frac{K_G S}{C_c} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_{LM}} \quad (1.22)$$

1.4.2.1. Relation entre NUT et efficacité

Considérons le cas d'un échangeur tubulaire simple fonctionnant à contre-courant et en supposant que le fluide

chaud commande le transfert : $C_c < C_f$, soit $\eta_r = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$, et donc :

$$NUT_1 = \frac{K_G S}{C_c} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)}} \quad (1.23)$$

$$\text{Posons } C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{C_c}{C_f} \text{ et } \Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{fe}$$

Nous en déduisons l'expression du NUT_1 en fonction de $\Delta T_{\max}$ et de η_r :

$$NUT_1 = \frac{\Delta T_{\max} \cdot \eta_r}{\Delta T_{\max} (1 - \eta_r) - \Delta T_{\max} (1 - C \eta_r)} \ln\left(\frac{\Delta T_{\max} (1 - \eta_r)}{\Delta T_{\max} (1 - C \eta_r)}\right) = \frac{1}{(1 - C)} \ln\left(\frac{1 - \eta_r}{1 - C \eta_r}\right) \quad (1.24)$$

En reprenant ce calcul dans le cas où le fluide froid commande le transfert et pour un fonctionnement à co-courant nous obtenons les relations générales suivantes :

Co-courant

$$NUT = \frac{1}{1 + C} \ln\left(\frac{1}{1 - \eta(1 + C)}\right) \quad (1.25)$$

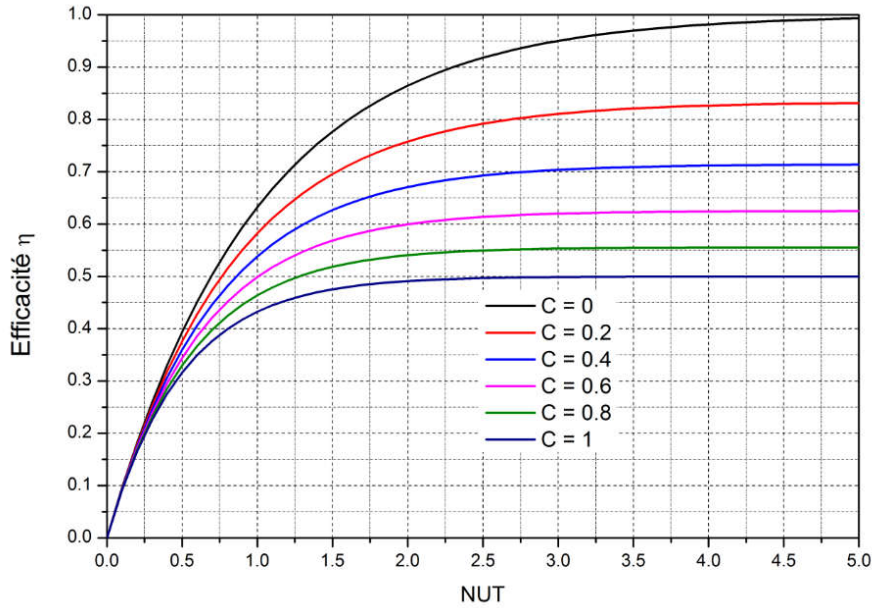
$$\eta = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C)]}{1 + C} \quad (1.26)$$

Contre-courant

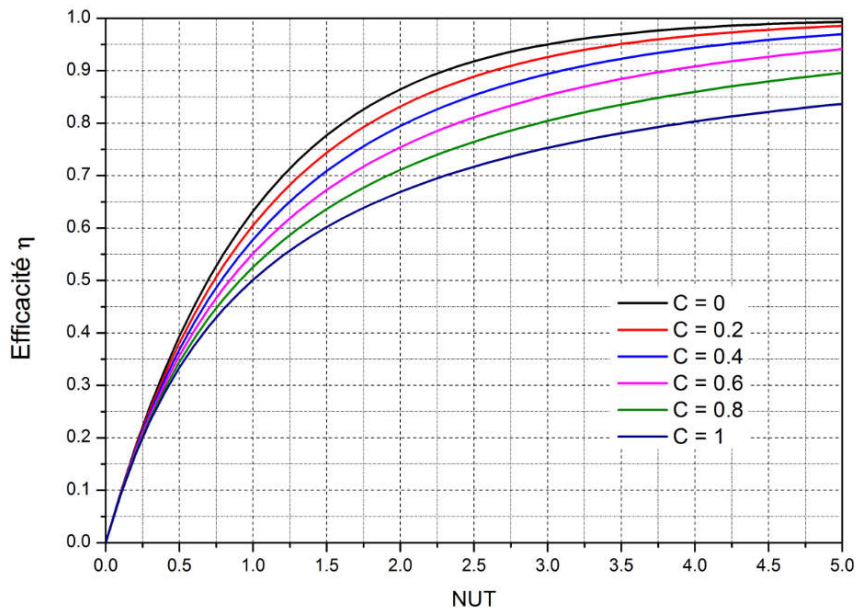
$$NUT = \frac{1}{1-C} \ln \left(\frac{1-C\eta}{1-\eta} \right) \quad (1.27)$$

$$\eta = \frac{1 - \exp[-NUT(1-C)]}{1 - C \cdot \exp[-NUT(1-C)]} \quad (1.28a)$$

$$\eta = \frac{1 - \exp[NUT(1-C)]}{C - \exp[NUT(1-C)]} \quad (1.28b)$$



Co-courant (Anti-méthodique)



Contre-courant (Méthodique)

Fig. 1.33 : variation de l'efficacité en fonction du nombre de NUT et le rapport du débit calorifique C et pour les deux configurations d'un échangeur tubulaire simple

1.4.2.2. Les échangeurs à faisceaux complexes

a) Echangeur 1-2

C'est l'échangeur à faisceau le plus simple : le fluide circulant dans l'enveloppe effectue un seul passage $P=1$ tandis que le fluide circulant dans le tube effectue deux passages côté tube $N=2$:

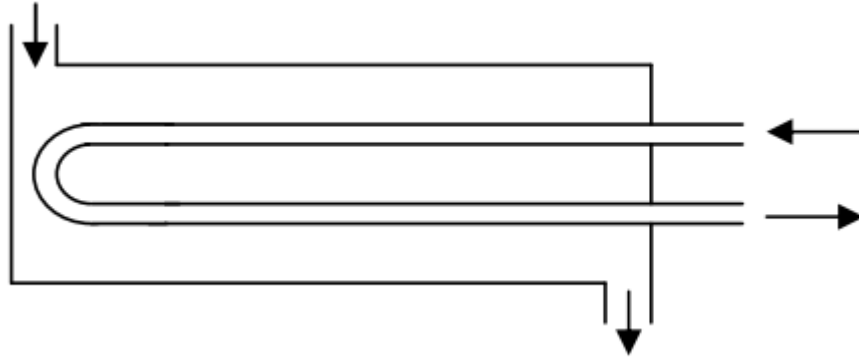


Fig. 1.34 : schéma d'un échangeur configuration 1-2

Comme pour l'échangeur tubulaire simple, il existe une relation reliant le nombre d'unités de transfert maximal NUT_{max} et l'efficacité de l'échangeur η :

$$NUT_{1-2} = \frac{1}{\sqrt{1+C^2}} \ln \left[\frac{2 - \eta_{1-2} (C + 1 - \sqrt{1+C^2})}{2 - \eta_{1-2} (C + 1 + \sqrt{1+C^2})} \right] \quad (1.29)$$

$$\eta_{1-2} = \frac{2}{1+C+\sqrt{1+C^2}} \frac{1 + \exp \left[-NUT_{1-2} \sqrt{1+C^2} \right]}{1 - \exp \left[-NUT_{1-2} \sqrt{1+C^2} \right]} \quad (1.30)$$

b) Echangeur 2-4

C'est l'échangeur à faisceau le plus simple : le fluide circulant dans l'enveloppe effectue un seul passage $P=2$ tandis que le fluide circulant dans le tube effectue quatre passages côté tube $N=4$:

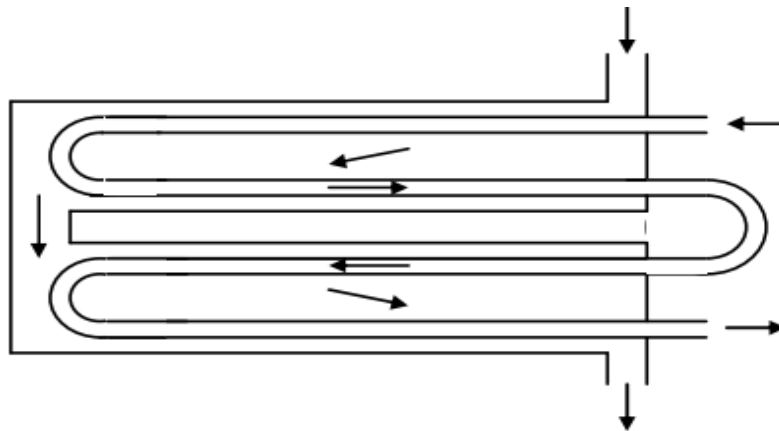
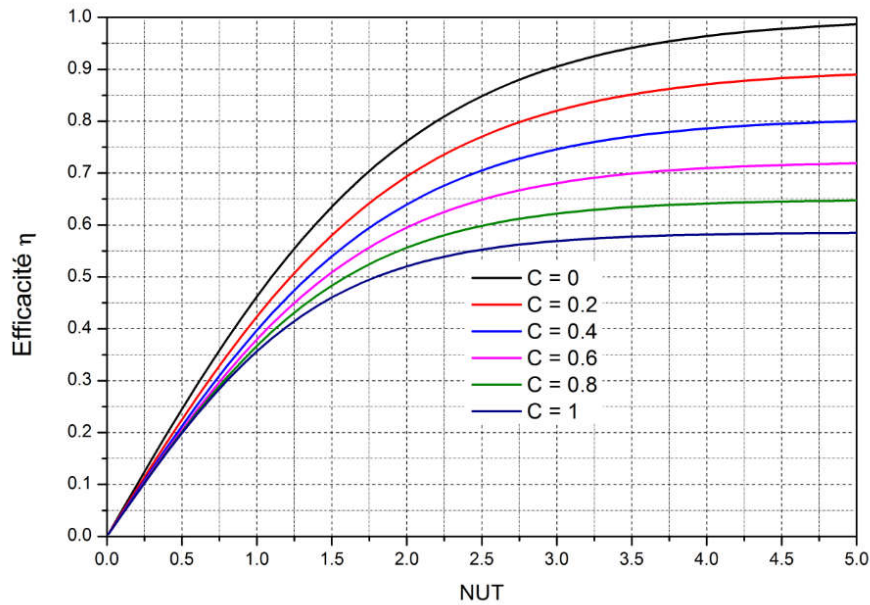


Fig. 1.35 : schéma d'un échangeur configuration 2-4

$$\eta_{2-4} = \frac{\left[(1 - \eta_{1-2}C)(1 - \eta_{1-2})^2 \right] - 1}{\left[(1 - \eta_{1-2}C)(1 - \eta_{1-2})^2 \right] - C} \quad (1.31)$$



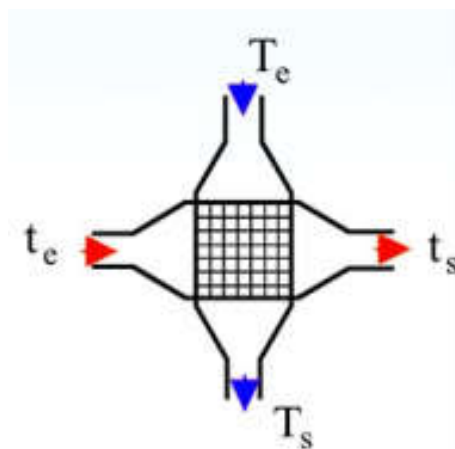
Echangeur 1-2

Fig. 1.36: variation de l'efficacité en fonction du nombre de NUT et le rapport du débit calorifique C et pour les deux configurations P-N

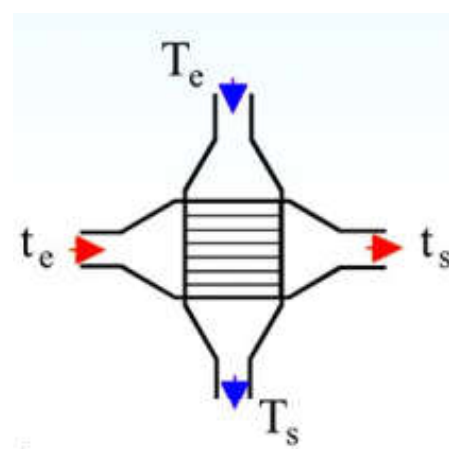
1.4.2.3. Echangeur à courants croisés

Dans un échangeur à courant croisé, il y a trois possibilités différentes d'entrées des fluides :

- Deux fluides non brassés (température non uniforme). Le brassage s'effectue à la sortie de l'échangeur.
- Un fluide brassé (ayant une température homogène) et l'autre non brassé.
- Les deux fluides sont brassés.



Echangeur à courants croisés (brassés)



Echangeur à courants croisés (non brassés)

Fig. 1.37 : schéma d'un échangeur à courants croisés

a) Un fluide brassé :

Le fluide brassé (chaud ou froid) **commande** le transfert de chaleur :

$$NUT = \frac{1}{C} \ln \left[\frac{1}{1 + C \ln(1 - \eta)} \right] \quad (1.32)$$

$$\eta = 1 - \exp \left[-\frac{1}{C} (1 - \exp(-C \times NUT)) \right] \quad (1.33)$$

Le fluide brassé (chaude ou froid) **ne commande pas** le transfert de chaleur :

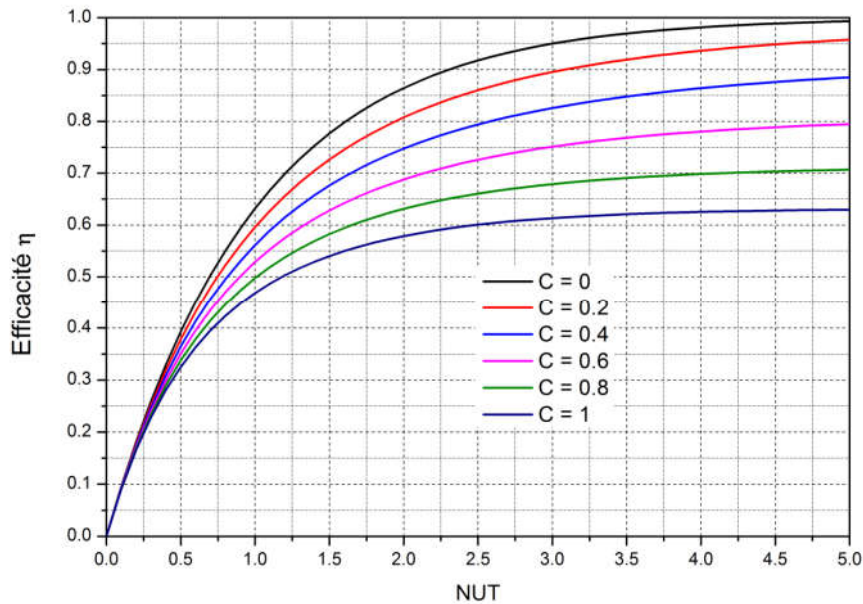
$$NUT = \ln \left[\frac{1}{1 + \frac{1}{C} \ln(1 - C\eta)} \right] \quad (1.34)$$

$$\eta = \frac{1}{C} \left[1 - \exp \left[-C (1 - \exp(-NUT)) \right] \right] \quad (1.35)$$

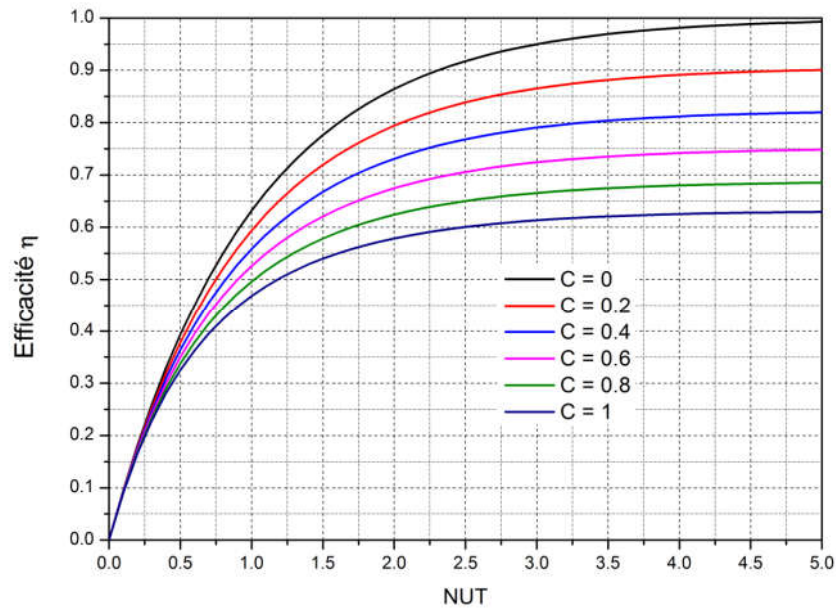
b) Deux fluides brassés

Dans le cas où fluides seraient brassées, on a

$$\eta = \frac{NUT}{\frac{NUT}{1 - \exp(-NUT)} + \frac{C \times NUT}{1 - \exp(-C \times NUT)}} - 1 \quad (1.36)$$



(a)



(b)

Fig. 1.38 : variation de l'efficacité en fonction du nombre de NUT et le rapport du débit calorifique C et pour les courants croisés : a) Le fluide brassé commande le transfert de chaleur et b) Le fluide brassé ne commande pas le transfert de chaleur

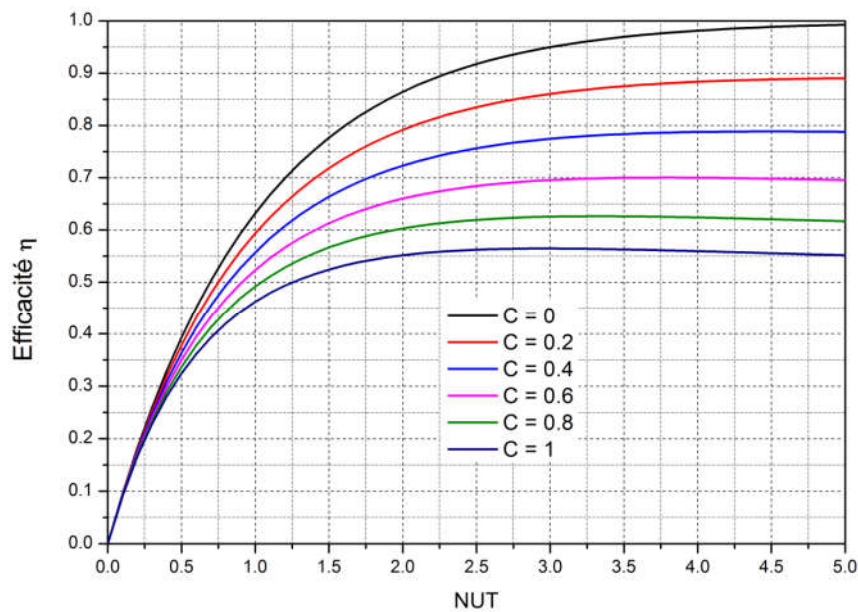


Fig. 1.39 : variation de l'efficacité en fonction du nombre de NUT et le rapport du débit calorifique C et pour les courants croisés (deux fluides brassés)

CHAPITRE 02 :

Conception des échangeurs

2.1. Introduction

Les échangeurs à changement de phase sont des échangeurs frigorifiques se caractérisent par un écoulement diphasique. Ce type des échangeurs généralement utilisée dans les installations frigorifiques. Une installation frigorifique est comporte au moins deux échangeurs de chaleur :

- **Un condenseur** : dont le but d'assurer le transfert de chaleur du fluide frigorigène au milieu extérieur.
- **Un évaporateur** : dont le rôle est d'assurer le transfert de chaleur du milieu à refroidir au fluide frigorigène.



Fig.2.1 : Schéma d'un condenseur.

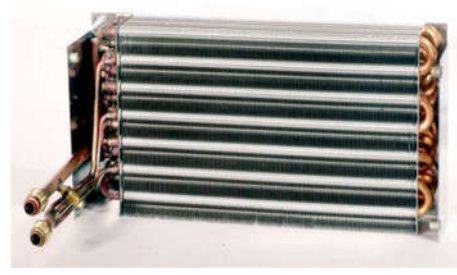


Fig. 2.2 : Schéma d'un évaporateur.

2.2. Domaine d'utilisation des échangeurs à changement de phase

Les échangeurs sont souvent utilisés dans les pompes à chaleur, les installations de refroidissement et dans les circuits frigorifiques de climatisation.

Si on prend un exemple d'utilisation, les pompes à chaleur sont constituées d'un évaporateur, d'un condenseur, d'un détendeur et d'un compresseur (**figure 2.3**). Ce dernier c'est une installation qui permet d'extraire des calories dans le milieu extérieur (air, sol, eau) appelé source froide et de les transférer à l'intérieur d'un bâtiment par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur (air, plancher chauffant, radiateur) appelé source chaude. Le transfert de chaleur s'effectue au travers d'un fluide frigorigène en circuit fermé. Cela fonctionne sur le même principe d'un réfrigérateur mais en sens inverse.

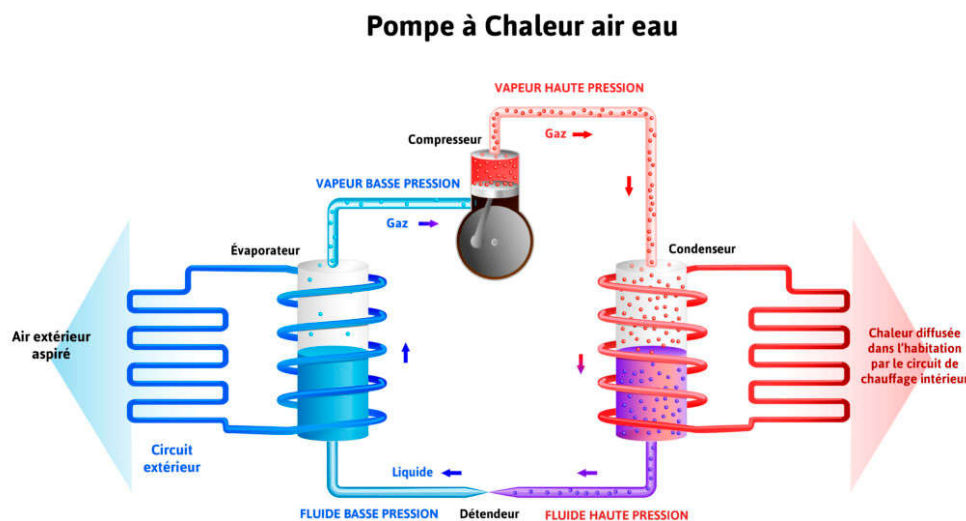


Fig.2.3 : Schéma d'installation d'une pompe à chaleur.

2.3. Les condenseurs

Cet échangeur de chaleur doit permettre au fluide d'évacuer la chaleur transportée par le fluide frigorigène vers un milieu de condensation (air ou eau). Le fluide frigorigène entre dans le condenseur en vapeur surchauffée, il sort en liquide sous-refroidi. Technologiquement, le condenseur est un échangeur entre le fluide frigorigène et un médium de condensation. On retrouve deux familles de condenseurs :

- **Le condenseur dit « à chaleur sensible »** : le médium de condensation évolue de façon « sensible » et s'échauffe. Dans cette famille, on a des condenseurs à air et à eau.
- **Le condenseur dit « à chaleur latente »** : le médium de condensation évolue de façon « sensible et latente », donc s'échauffe et change d'état. Ici, on parle de condenseur évaporatif.

2.3.1. Evolution des températures dans le condenseur

Le condenseur se divise en trois parties délimitées par les paramètres de fonctionnement (figure 2.4) :

- La zone de désurchauffe,
- La zone de condensation,
- La zone de sous-refroidissement

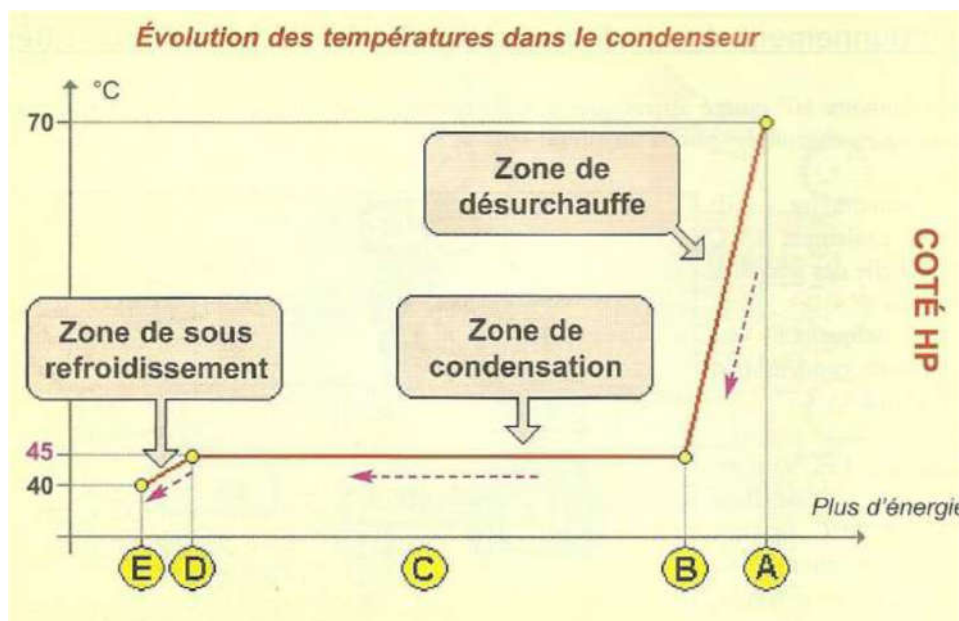


Fig.2.4 : Evolution des températures dans le condenseur.

2.3.1.1. La zone de captation de chaleur (désurchauffée) A/B

Le fluide frigorigène arrive sous forme gazeuse (désurchauffé) dans le condenseur. Il subit à ce niveau une captation de chaleur. Lors de cette opération, la température du fluide frigorigène diminue pour atteindre la température de condensation. La zone de captation de chaleur renferme un courant gazeux pur. Malgré une importante différence de température motrice et des vitesses d'écoulement élevées, le transfert thermique est moins important que lors de l'écoulement diphasique, en raison de la faible densité du fluide frigorigène. La valeur surfacique de la zone de captation de chaleur est d'environ 10 - 15 %.

2.3.1.2. La zone de condensation B/D

La phase de condensation commence dès que le fluide frigorigène a été refroidi à la température de condensation. La pression régnante détermine la température de condensation. Cette température reste constante pendant la condensation. La captation de chaleur conduit à un changement de phase et non pas à un abaissement de la température. Le transfert de chaleur est optimal dans cette zone.

2.3.1.3. La zone de sous-refroidissement D/E

Le sous-refroidissement débute avec une perte de chaleur supplémentaire dès que le fluide frigorigène ne renferme plus de vapeur. Dès lors que le changement de phase de l'état gazeux à l'état liquide est achevé, toute évacuation de chaleur conduit à une diminution de la température. Le transfert thermique est très mauvais en raison de la faible vitesse de débit du fluide frigorigène. Il est nécessaire, afin d'empêcher la formation de bulles de vapeur à l'avant du détendeur, de procéder à un sous-refroidissement. Le fluide frigorigène doit être liquide à l'avant du détendeur.

2.3.2. Classification des condenseurs

2.3.2.1. Condenseur à air

On utilise l'air ambiant pour absorber la chaleur que le condenseur doit dissiper. L'air a une très faible chaleur massique : $C_{p_{as}} = 1,02 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{K}$. (ou $0,28 \text{ Wh/kg}$).

- **Condenseur à air à circulation naturelle** : Ce type de condenseur équipant certaines armoires ménagères est constitué d'un serpentin recouvert de treillis de fil métallique soudé ou d'une feuille de tôle ajourée formant ailette.

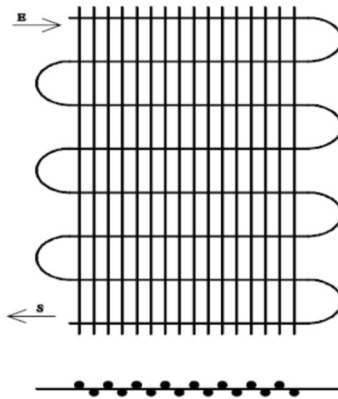


Fig.2.5 : Condenseur à air à circulation naturelle

- **Condenseur à air à circulation forcée** : Lorsque la surface du condenseur est trop importante, il est indispensable d'utiliser une ventilation. La constitution du condenseur est identique à celle de l'évaporateur, c'est un tube lisse serti d'une multitude d'ailettes augmentant la surface d'échange. Le condenseur est ventilé par une hélice montée en bout d'arbre pour les groupes ouverts ou par un ou plusieurs moto-ventilateurs sur les groupes hermétiques.



Fig.2.5 : Condenseur à air à circulation forcée.

2.3.2.2. Condenseur à refroidissement par eau

Technologiquement, les condenseurs à eau offrent plus de diversité que les condenseurs à air. Le coefficient K est amélioré, le refroidissement étant assuré par un liquide et la chaleur massique de l'eau est de : 4,18 kJ/kg°K (ou 1.16 Wh/kg, 4 fois supérieure à l'air). Grâce à ces deux qualités, la dimension d'un condenseur à eau à puissance égale sera nettement plus petite que celle d'un condenseur à air, K étant amélioré de 10 à 30 fois. Contrairement à l'air, l'eau n'est pas gratuite, son débit à l'intérieur du condenseur sera limité. Le $\Delta\theta$ voisin de 15 K verra sa valeur changée suivant le débit d'eau.

- **Condenseur à double tube et à contre-courant :** Pour permettre un bon échange, deux tubes concentriques sont parcourus, l'un par l'eau, l'autre par le réfrigérant. L'échange thermique est amélioré par la circulation des deux fluides à contrecourant. L'eau froide pénètre dans le condenseur ou sous refroidissement et ressort réchauffée par la zone de surchauffe.

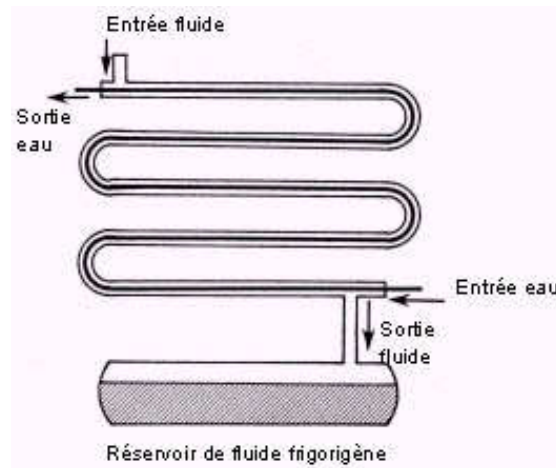


Fig.2.6 : Condenseur à double tube et contre-courant.

- **Condenseur à immersion :** Constitué d'une bouteille faisant également office de réservoir de liquide.

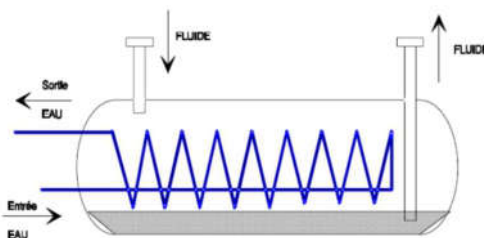


Fig.2.7 : Condenseur à immersion.

- **Condenseur multitubulaire** : Comme sur le condenseur à double tube et contre-courant, on utilise le phénomène de contrecourant pour les fluides mais le deuxième serpentin est annulé.

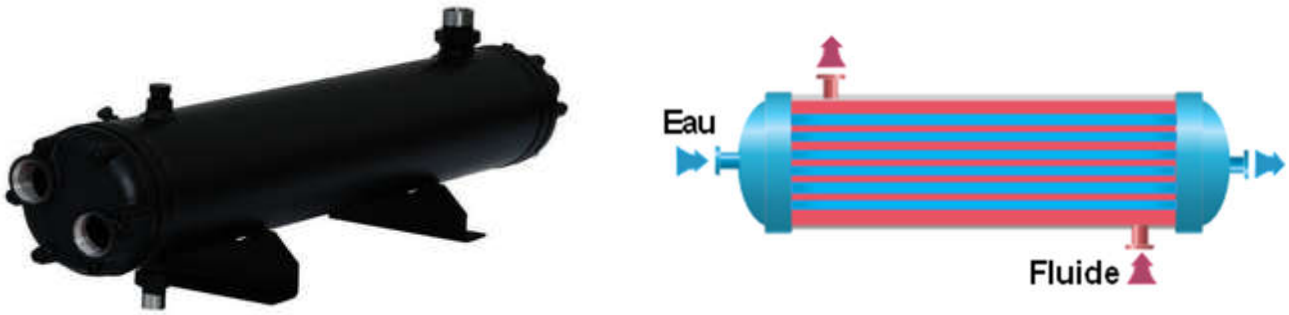


Fig.2.8 : condenseur multitubulaire.

2.4. Évaporateurs

C'est un échangeur dans lequel le fluide frigorigène liquide, après détente, est évaporé à température constante en prélevant de la chaleur au milieu ambiant à refroidir. La température d'évaporation doit être située lors de ce processus au-dessous de la température ambiante. La température d'évaporation souhaitée peut être obtenue avec précision grâce à un effet d'aspiration du compresseur de fluide frigorigène combiné à un étranglement de l'organe de détente. Le flux de chaleur généré entre l'évaporateur et le milieu ambiant, grâce à la différence de température, entraîne dans l'évaporateur une évaporation (zone d'évaporation) du liquide du fluide frigorigène par le détendeur et le cas échéant une surchauffe (zone de surchauffe).

2.4.1. Pression d'évaporation

La pression d'évaporation P_o est calculée à partir des paramètres définissant l'étranglement du détendeur ou capillaire et ceux de l'effet d'aspiration du compresseur. La superficie, son encrassement ou le givrage ainsi que le débit volumétrique et la température d'entrée du fluide réfrigérant (air, eau) exerce une influence sur la pression momentanée d'évaporation.

Effet des différents paramètres sur la pression d'évaporation :

- Augmentation de la température de l'air, P_o augmente.
- Diminution de la température de l'air, P_o diminue.
- Augmentation de la superficie, P_o augmente.
- Réduction de la superficie, P_o diminue.
- Encrassement, givrage (diminution de la valeur k) P_o diminue.
- Augmentation du débit volumétrique de l'air, de l'eau (augmentation de la valeur k), P_o augmente.

2.4.2. Processus à l'intérieur de l'évaporateur

Le fluide frigorigène pénétrant dans le détendeur (éventuellement sur-refroidi) est détendu à la pression d'évaporation P_o . Lors de cette opération, une partie du fluide frigorigène liquide s'évapore avant d'atteindre

l'évaporateur. Cette quantité de vapeur x est d'autant plus importante que la différence de température entre la température de condensation et la température d'évaporation est grande. Sur la figure 2.9, ci-dessous, cette quantité atteint 20 %.

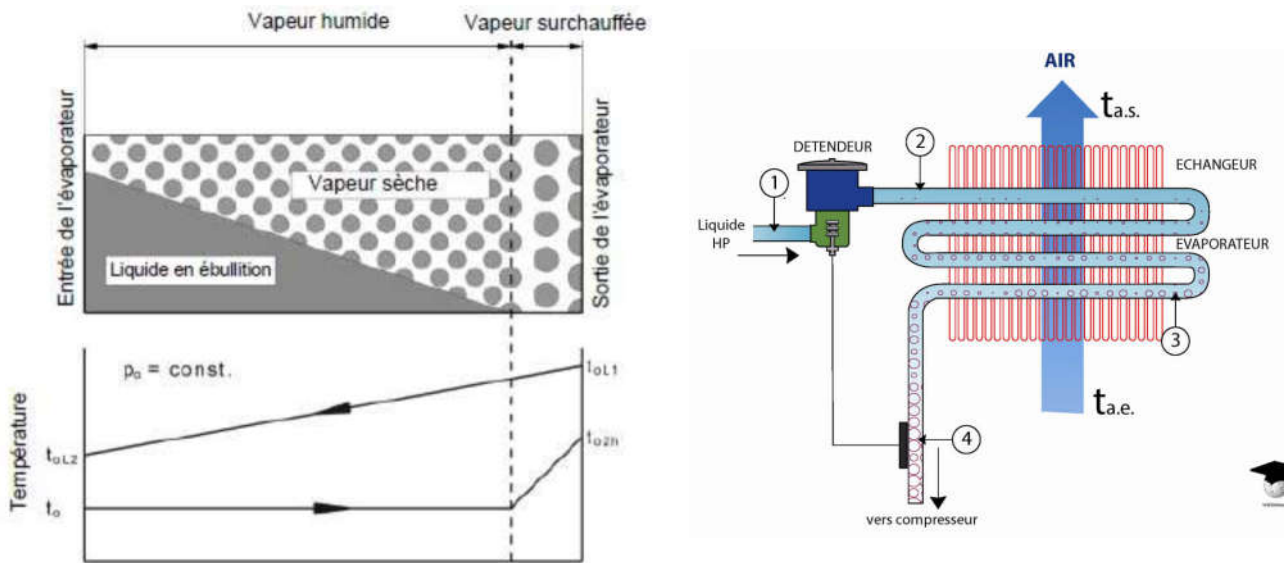


Fig. 2.9 : Processus à l'intérieur de l'évaporateur.

A l'extrémité de l'évaporateur, le fluide frigorigène a été entièrement évaporé et passé à l'état de surchauffe. La température du fluide frigorigène n'augmente que lorsque le liquide est entièrement évaporé. Ce mode de fonctionnement de l'évaporateur est appelé évaporation sèche (détente sèche).

La zone de surchauffe possède de mauvaises propriétés de transfert thermique. De plus, la différence de température avec le milieu ambiant est plus faible à la suite de l'augmentation de la température du fluide frigorigène. Il s'ensuit que la quantité de chaleur transmise à la zone désurchauffe est moins importante.

Le fluide frigorigène s'évapore à une pression basse et à une température située au-dessous de la température ambiante de l'évaporateur, absorbant ainsi la chaleur à l'environnement. Le fluide frigorigène est évaporé dans l'évaporateur à une pression d'évaporation constante P_o ou à une température d'évaporation T_o constante. (Zone de vapeur humide !).

2.4.2.1. Risque d'une surchauffe faible ou absente

Si le niveau d'aspiration du compresseur ou sortie de l'évaporateur, est situé directement sur la ligne de rosée (voir point 1, **figure 2.10**), une diminution de charge de l'évaporation peut entraîner une "aspiration" humide. Il peut en résulter deux conséquences néfastes pour le compresseur.

Le fluide frigorigère liquide lave le film lubrifiant entre le piston et les parois du cylindre ; une lubrification insuffisante provoque une usure plus importante. Si du liquide frigorigère liquide parvenait dans le cylindre, celui-ci entraînerait, lors de la compression, un transport direct de l'énergie du piston à la culasse du cylindre. La plaque de soupape peut être endommagée par les coups de liquide.

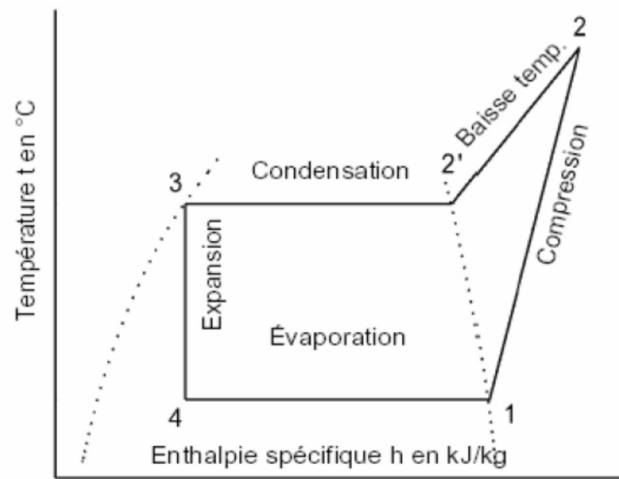


Fig. 2.10 : Evolution de température de liquide à l'intérieur de l'évaporateur.

2.4.2.2. Surchauffe dans l'évaporateur

La plupart des installations frigorifiques sont équipées d'organes de détente non réglable (capillaire). Elles ont pour fonction, à tous les stades de donner un fonctionnement correct de l'installation frigorifique et de réaliser une surchauffe après la phase d'évaporation dans l'évaporateur. Une partie de la surface de l'évaporateur (env. 20 %) permet de réaliser la surchauffe.

Surchauffe dans la conduite d'aspiration : La longueur des canalisations d'aspiration constitue aussi un élément de la surchauffe. Une surchauffe dans la conduite d'aspiration ne constitue pas une protection sûre du compresseur face aux liquides.

2.4.3. Classification d'évaporateurs

2.4.3.1. Evaporateur refroidisseur d'air :

Installé dans les enceintes à température positive et négative, ils peuvent être :

2.4.3.1.1. Evaporateur à circulation naturelle :

- **A ailettes** : Constitué de tube lisse et serti d'une multitude d'ailettes augmentant la surface d'échange, K de 6 à 8 w/m² K.

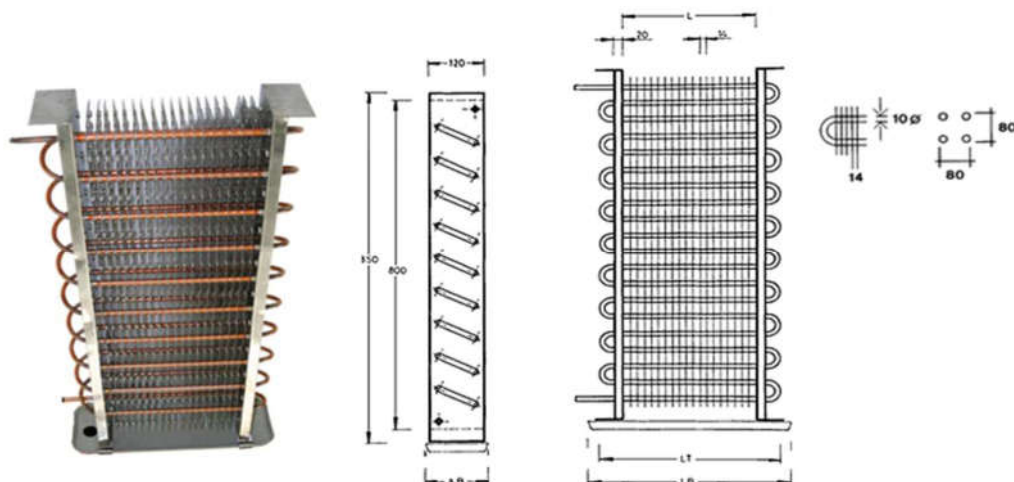


Fig.2.11 : Evaporateur à ailette.

- **Roll Bond** : Fabriqué à partir de deux feuilles d'aluminium Laminées dont un est recouverte d'une pâte spéciale figurant le : ($\Delta\theta$ de 18 K.)



Fig.2.12 : Evaporateur Roll Bond.

- **À plaque eutectique** : Constitué d'un caisson en tôle parcourue par un serpentin de fluide frigorigique baignant une saumure remplissant le caisson à 80%. Utilisée essentiellement dans les conteneurs, elle permet entre deux fonctionnements un arrêt prolongé de l'installation frigorifique sur le terrain et durant un transport de vivres.

Pendant le fonctionnement de l'installation, la saumure doit se congeler complètement. La température de solidification inscrite sur la plaque eutectique se situe entre -1°C et -26°C , $\Delta\theta = 3$ à 5°C .



Fig.2.13 : Evaporateur à plaque eutectique.

A l'arrêt, la décongélation de la saumure, de par sa chaleur latente de fusion, permet un refroidissement prolongé des denrées. Le $\Delta\theta$ entre la plaque et l'ambiance est difficilement contrôlable et maintenu.

2.4.3.1.2. Evaporateur à circulation forcée

L'évaporateur à ailettes est équipé d'un ventilateur qui augmente le débit d'air sur une partie des ailettes abaissant le $\Delta\theta$ et augmentant le coefficient K.

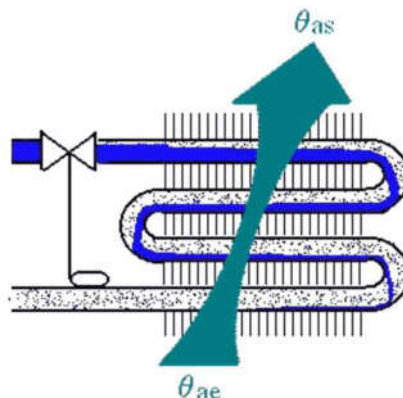


Fig.2.14 : Evaporateur à circulation forcée.

CHAPITRE 03 :

Les chaudières

3.1. Introduction

La chaudière est un dispositif permettant de chauffer l'eau et de produire de la vapeur si l'eau est chauffée au-delà de la pression atmosphérique.

Industriellement, on utilise les chaudières pour produire la vapeur nécessaire au fonctionnement des procédés. La source de chaleur peut être fournie par un combustible (gaz, fioul, charbon...) ou une résistance électrique.

Dans une chaudière, l'eau peut être successivement échauffée (chaudière à eau chaude), simplement vaporisée (chaudière à vapeur saturée) et surchauffée (chaudière à vapeur surchauffée). Ce qui donne une idée globale des types de chaudières en fonction de la vapeur produite.

3.2. Classification des chaudières

Il existe une grande variété de types de chaudières. Une classification peut considérer plusieurs points de vue.

3.2.1. Selon le mode d'emploi

Selon ce mode on distingue :

- Les chaudières fixes
- Les chaudières mobiles avec l'application à la traction motrice

3.2.2. Selon la disposition générale

On distingue dans ce mode :

- Les chaudières horizontales
- Les chaudières verticales

3.2.3. Selon le mode de construction

Il y a dans ce mode, trois types de chaudières :

- Les chaudières à bouilleurs ;
- Les chaudières à tubes fumées
- Les chaudières à tubes d'eau ou à faisceaux tubulaires.

C'est ce mode de classification qui est utilisé en pratique. Cependant, il existe d'autres modes de classification qui sont tout aussi employés que celui-ci.

3.2.4. Selon le mode chauffage

Dans ce mode, on se base sur la disposition du foyer ; ainsi, on distingue :

- Les chaudières à foyer intérieur à l'appareil
- Les chaudières à foyer extérieur.

3.2.5. Selon la nature de la vapeur produite

La nature de la vapeur générée par une chaudière est en étroite relation avec la pression de vapeur établie.

On distingue alors :

- Les chaudières à basse pression : $P < 5$ bars
- Les chaudières à moyenne pression : $5 \text{ bars} < P < 45$ bars
- Les chaudières à haute pression : jusqu'à la pression critique qui est $P = 225,5$ bars
- Les chaudières à pression supercritique : $P > 225,5$ bars

3.2.6. Selon la vitesse de circulation de l'eau

Selon ce mode de classification, on distingue quatre classes de chaudières :

- Classe A : ce sont les chaudières dites sans circulation : $V < 1$ m/s
- Classe B : ce sont les chaudières dites à circulation modérée : $1 < V < 5$ m/s
- Classe C : ce sont les chaudières dites à circulation accélérée : $5 < V < 9$ m/s
- Classe D : ce sont enfin les chaudières à circulation forcée : $V \geq 10$ m/s.

3.3. Technologie des chaudières

La construction des chaudières dépend des facteurs suivants :

- La nature du fluide caloporteur (eau chaude, vapeur d'eau saturée, vapeur surchauffée),
- Les conditions de service (état physique : pression et température) ;
- La nature du combustible (solide, liquide, gazeux) ;
- La mise en œuvre du combustible (manuelle, mécanique, brûleurs, ...).

Les chaudières, au point de vue construction peuvent être en fonte ou en acier.

3.3.1. Chaudières en fonte

Les différents éléments d'une chaudière en fonte sont obtenus par moulage à partir d'un modèle. Les chaudières en fonte se rencontrent dans la gamme des petites et moyennes puissances (puissances inférieures à 2000th/h). Ce sont généralement des chaudières à eau chaude. La législation actuelle interdit l'emploi de la fonte pour la réalisation des chaudières à eau surchauffée à plus de 110°C et à vapeur à la pression de 0,50 bars effectif (soit 1,50 bars absolus). Décret du 08 Septembre 1967 n°-67782. La construction de ces chaudières s'effectue par juxtaposition d'un certain nombre d'éléments semblables moulés et assemblés par boulons ou des tiges filetées.

3.3.2. Chaudières en acier

Les chaudières en acier sont obtenues par soudage à partir de tôles et de tubes. Il est alors possible de réaliser les formes les plus diverses. Ces chaudières sont utilisées pour toutes les gammes de puissances. Ce

type de construction est indispensable pour les appareils à forte pression contenant de l'eau (à plus de 110°C) ou de la vapeur (à plus de 0,50 bars).

3.4. Construction globale des chaudières

3.4.1. Le foyer d'une chaudière

Le foyer est dit intérieur quand il est placé à l'intérieur d'un des corps cylindriques de la chaudière, l'eau se trouvant autour du foyer.

Le foyer est dit extérieur quand les flammes et les fumées se développent à l'extérieur du ou des corps cylindriques constituant la chaudière. L'ensemble est enfermé dans une enceinte en maçonnerie réfractaire munie de chicanes obligeant les gaz de la combustion à balayer la surface extérieure des corps avant de se rendre à la cheminée.

3.4.2. Les grilles

Dans les chaudières chauffées au charbon, les grilles sur lesquelles brûle le charbon, et qui sont caractérisées par leur surface en m², sont de types fixes ou mobiles.

Les grilles fixes sont constituées par de simples barreaux de fonte juxtaposés et reposant sur des sommiers ; ces barreaux laissent entre eux l'espace nécessaire pour le passage de l'air de combustion.

Les grilles mécaniques sont de types variés. Les plus couramment employés affectent la forme d'une sorte de tapis métallique à claire-voie passant sur des rouleaux à axe horizontale.

3.4.3. Les tubes d'eau

Reliant entre elles et certaines parties du corps de la chaudière, ces tubes, remplis en permanence d'eau, sont disposés dans le passage des gaz chauds au-dessus du foyer. Ces tubes peuvent être verticaux, horizontaux ou inclinés. Dans certains types de chaudières, les tubes d'eau constituent un ensemble très important. Ces faisceaux tubulaires, qui contiennent la majeure partie de l'eau de la chaudière, réalisent la *surface de chauffe*. Quant au nombre de tubes de faisceaux, il est considérable et de l'ordre de plusieurs milliers dans les chaudières importantes (chaudières multitubulaires).

3.4.4. Les tubes de fumées

Ces tubes, dudgeonnés sur le fond des corps, sont en contact avec l'eau par leur surface extérieure, et parcourus intérieurement par les gaz chauds.

3.4.5. Les bouilleurs

Ce sont des corps cylindriques annexes de petites dimensions, exposés directement aux flammes et reliés par leurs deux extrémités au moyen de tuyaux courts et de large section au corps principal situé au-dessus. Une chaudière peut comporter 2, 4 ou même 6 bouilleurs.

3.4.6. Les surchauffeurs et resurchauffeurs

Les surchauffeurs et resurchauffeurs sont constitués d'une série de serpentins tubulaires généralement identiques dont l'une des extrémités est raccordée sur un tube de gros diamètre ou collecteur d'entrée de vapeur et l'autre sur un élément semblable ou collecteur de sortie. Suivant la longueur, chaque serpentins comprend un ou plusieurs tubes soudés bout à bout sur bagues. La liaison des tubes sur chaque collecteur se fait par soudure. Le mandrinage n'est réalisable que si l'épaisseur du tube reste assez faible (5mm maxi). Pour une forte épaisseur de tube, il devient impossible de faire pénétrer le métal dans la gorge ménagée dans l'épaisseur du collecteur en vue d'obtenir un complément de tenue et d'étanchéité. La fixation par soudage devient alors obligatoire.

Les serpentins sont disposés verticalement ou horizontalement. Dans chacun des cas, suivant les nécessités, des supports sont prévus pour éviter la déformation des éléments. Le choix des matériaux employés est lié à la température de surchauffe :

- Pour des températures inférieures à 425 – 450 °C, les tubes et les collecteurs en acier doux sont utilisables. Le surchauffeur est placé entre les faisceaux tubulaires du générateur après les rangées de tubes soumises au rayonnement direct du foyer ;
- A partir de 450 – 500 °C, il faut recourir à des aciers alliés. Les éléments incorporés (molybdène, chrome et parfois silicium) permettent d'améliorer les qualités de ces aciers. Le molybdène est utilisé en raison de sa qualité à favoriser l'amélioration de la résistance à chaud ; le chrome et éventuellement le silicium assurent une meilleure tenue à chaud, ceci étant surtout entraîné par une résistance plus élevée à l'oxydation et la rupture. Quand la température croît, on augmente le pourcentage de chrome. Le surchauffeur est placé immédiatement à la sortie de la chambre de combustion.

3.4.7. Les économiseurs

Placés sur le circuit des fumées, immédiatement après les derniers faisceaux du générateur dans les chaudières moyennes, à la suite des surchauffeurs et resurchauffeurs dans les installations de grandes puissances, les économiseurs peuvent être en fonte ou en acier. Ils sont constitués de tubes dont le nombre et la longueur varient selon :

- Le volume des fumées ;
- Les températures d'entrée et de sortie des fumées ;
- Les températures d'entrée et de sortie de l'eau d'alimentation ;
- L'espace dont on dispose à l'intérieur de la chaudière ou à l'extérieur.

3.4.8. Les réchauffeurs d'air

Les réchauffeurs d'air placés après les économiseurs reçoivent les fumées à des températures variant de 350 – 400°C. Ils sont constitués :

- Plaques parallèles (3 à 20mm d'écartement) entre lesquelles circulent alternativement l'air et les gaz ;
- Ou des faisceaux dudgeonnés ou soudés dans deux plaques tubulaires et où passent les gaz.

3.5. Principaux circuits d'une chaudière et les facteurs influençant leur fonctionnement

Les principaux circuits d'une chaudière sont :

- Le circuit d'eau d'alimentation de la chaudière ;
- Le circuit d'alimentation en combustible ;
- Le circuit d'alimentation en air ;
- Le circuit d'eau chaude ou de vapeur (saturée ou surchauffée) produite,
- Le circuit d'extraction des fumées produites par combustion.

Le fonctionnement d'une chaudière fait essentiellement intervenir trois facteurs :

- La combustion d'un combustible (ou la production de chaleur à partir de sources électrique et nucléaire respectivement pour les chaudières électriques et nucléaires) ;
- Le passage des fumées de combustion dans la chaudière depuis le foyer de combustion jusqu'à la cheminée,
- Et le transfert de chaleur des produits de la combustion au fluide caloporteur (de l'eau essentiellement dans le cadre de cette étude).

3.6. Chaudières à vapeur

Les chaudières à vapeur se classent en deux catégories essentielles selon les parcours des fumées de combustion. Ainsi, les fumées peuvent circuler soit :

- À l'intérieur des tubes et on désigne ces chaudières comme étant à tubes de fumées ;
- À l'extérieur des tubes, tubes à l'intérieur desquels circule l'eau : ce sont des chaudières à tubes d'eau.

3.6.1. Chaudières à tubes de fumées

Ce type de chaudière fournit un débit de vapeur saturée de 1 à 25 tonnes/heure, en basse et moyenne pression. Le combustible utilisé est soit du gaz soit du fioul.

Les chaudières à tubes de fumées sont des chaudières à circulation naturelle. Le volume de l'eau chauffée est assez important. Si ces chaudières sont chauffées au fuel, ou au gaz, elles peuvent alors être conduites de façon automatisée. Elles sont très compactes et peuvent donc être entièrement montées et essayées en atelier avant d'être expédiées sur le site pour la mise en marche. Mais à partir de 20 bars, cette construction devient délicate à cause des épaisseurs à prévoir pour le corps.

La puissance de ces chaudières est relativement faible. De nos jours, la production maximale de vapeur est de 30 tonnes/heure pour une pression maximale de 25 bars.

Le principe même de ces chaudières ne se prête guère à l'obtention de vapeur surchauffée. Cependant, la production de vapeur surchauffée est possible. La surchauffeur est alors placée, soit dans la boîte de retour, soit dans la chambre de réversion. Dans ces types de chaudière c'est le tube foyer, où se déroule la combustion qui risque le plus de détérioration par la surchauffe du métal (rayonnement des flammes). Pour limiter sa température, il est nécessaire de maintenir parfaitement propre la surface extérieure u tube foyer afin d'obtenir un échange thermique optimal. Le tube foyer, qui se trouve dans le ballon même de la chaudière, sous le plan d'eau, collecte les gaz chauds en sortie de brûleur. Les gaz chauds, accumulés dans un premier caisson à l'arrière de la chaudière, sont véhiculés par un groupe de tubes immergés dans l'eau du ballon vers un second caisson à l'avant de la chaudière.

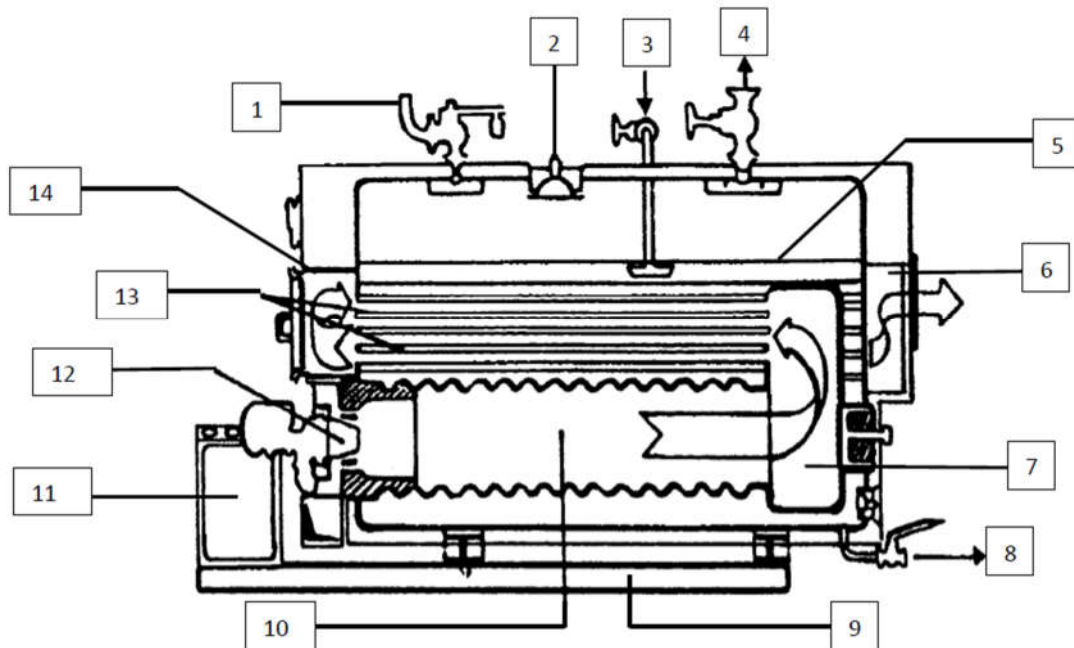


Fig. 3.1 : Chaudière à tube de fumée

- | | |
|--|--|
| 1. Foyer | 8. Vanne de régulation |
| 2. Tube de fumée 2ème passe | 9. Soupape de sécurité |
| 3. Tube de fumée 3ème passe | 10. Indicateur de niveau de sécurité d'eau |
| 4. Boîte arrière à refroidissement par eau | 11. Manomètre |
| 5. Chambre de combustion | 12. Indicateur de niveau à glace |
| 6. Brûleur | 13. Bloc d'isolement + manomètre |
| 7. Ventilateur de combustion | |

3.6.2. Chaudières à tubes d'eau

Ce type de chaudière fournit un débit de vapeur saturée supérieur à 20 tonnes/heure, en moyenne et haute pression. Le combustible utilisé est soit du gaz, du fioul, du charbon ou déchets.

Les chaudières à tubes d'eau sont de loin les plus utilisées. Dans ces chaudières, la circulation de l'eau peut se faire de différentes façons ; elle peut donc être :

- Naturelle (circulation naturelle)
- Contrôlée (circulation à circuit fermé ou à circuit ouvert).

Dans ce type de construction, c'est le fluide caloporteur (l'eau) qui circule à l'intérieur des tubes plongés dans les gaz de combustion. Comme chaudières à tubes d'eau, nous avons :

- Les chaudières sectionnelles ;
- Les chaudières à faisceaux tubulaires ;
- Les chaudières à rayonnement.

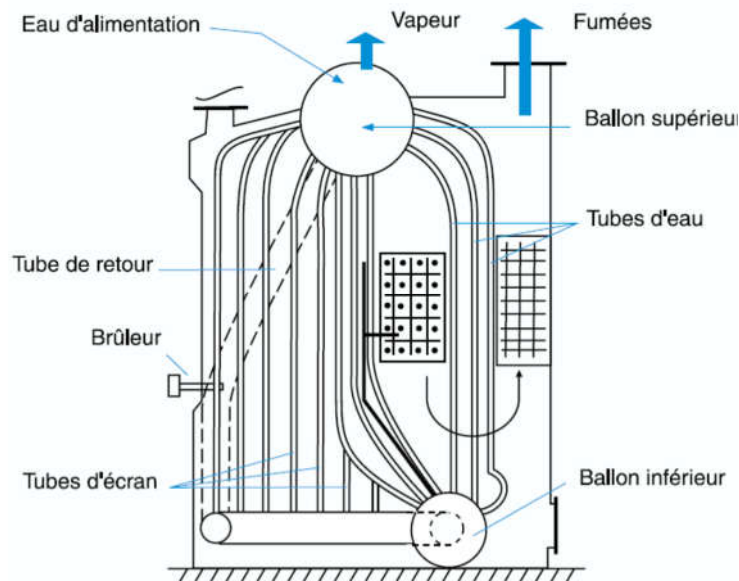


Fig. 3.2: Chaudières à tubes d'eau

La figure suivante est assez révélatrice des dispositions des différentes composantes d'une chaudière à tubes d'eau.

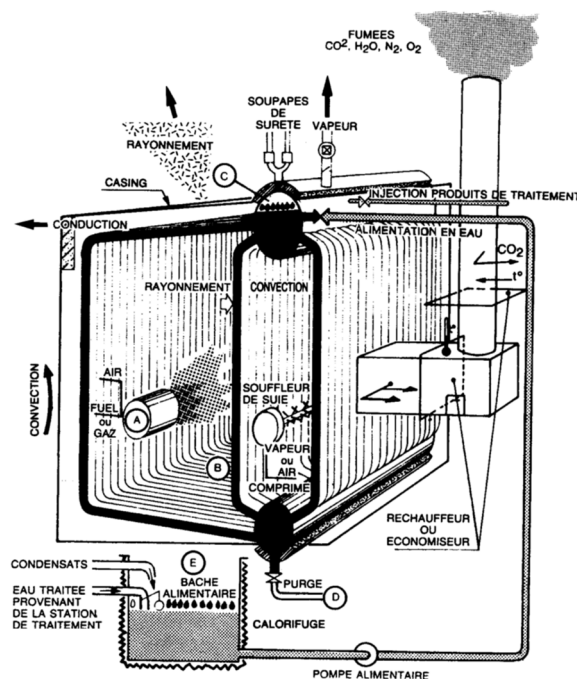


Fig. 3.3 : Vue de la structure interne d'une chaudière à tubes d'eau

3.7. Combustibles

Un combustible se définit par divers paramètres physiques et chimiques qui dépendent de la nature du combustible. On brûle différents types de combustibles dans les chaudières (non électriques). On utilise les trois formes de combustibles correspondants aux trois états de la matière : *solides, liquides ou gazeux*.

3.7.1. Combustibles solides

Comme combustibles solides, nous avons :

- Les combustibles solides d'origine végétale : bois, déchets de bois (sciures, copeaux), déchets végétaux de l'industrie agroalimentaire, charbon de bois ;
- Les combustibles solides d'origine minérale : anthracites et houilles, lignites (fraîches, séchées, ou broyées...), coke ;
- Les combustibles solides d'origines diverses : ordures ménagères, déchets industriels.

3.7.2. Combustibles liquides

Les fuel-oils et surtout le fuel-oil n°2 sont les plus couramment utilisés comme combustibles liquides dans les chaudières. Tout d'abord, il est nécessaire de réchauffer le fuel. Ce réchauffage s'effectue en plusieurs étapes dans des réchauffeurs. Avant les brûleurs, la température se situe aux environs de 90 à 110°C. Toutes les canalisations sont aussi maintenues à une température convenable par des serpentins sous calorifuge. La consommation de vapeur est relativement importante. Pour une bonne combustion, il faut pulvériser le combustible liquide le plus finement possible. Cette pulvérisation peut être obtenue soit :

- Par la vapeur ;
- Par l'air à haute pression ;
- Mécaniquement ;
- De façon mixte (mécanique + air).

3.7.3. Combustibles gazeux

Comme combustibles gazeux, nous avons les combustibles d'origine naturelle (hydrocarbures naturels) et les combustibles d'origine artificielle (gaz de hauts fourneaux, gaz de fours à coke, gaz de gazogènes, etc.).

D'une manière générale, les combustibles gazeux sont peu utilisés seuls sans la présence dans la chaudière de brûleurs à fuel ou à charbon pulvérisés par exemples. Le plus souvent, les brûleurs à gaz sont ajoutés en complément. Ils sont par conséquent de petites dimensions afin de faciliter leur adjonction aux emplacements les plus favorables.

De nos jours, on équipe de plus en plus les foyers de brûleurs mixtes (fuel – charbon pulvérisé, fuel – gaz – charbon pulvérisé). Cela permet de pouvoir utiliser selon la conjoncture économique, des combustibles différents. Mais il n'est possible d'adapter parfaitement un générateur à plusieurs combustibles en raison de :

- Leurs rayonnements différents ;

- Leurs débits massiques de fumées différents ;
- Leurs chaleurs massiques de fumées différentes.

CHAPITRE 04 :

Turbine à vapeur

4.1. Introduction

En général, une turbine à vapeur est un moteur thermique rotatif qui convertit l'énergie thermique et de pression contenue dans la vapeur en énergie mécanique. Elles sont utilisées pour entraîner :

- Des compresseurs centrifuges
- Des compresseurs volumétriques alternatifs (dans certaines usines seulement), ou rotatifs
- Des alternateurs utilisés pour la production d'électricité

Les deux formes d'énergie expriment en J/Kg et caractérisée par l'enthalpie

La turbine de vapeur crée une différence de pression et une chute de température on réalise une chute d'enthalpie entre la source chaude (générateur de vapeur) et la source froide (condenseur).

4.2. Principe de fonctionnement de la turbine à vapeur

Dans sa forme la plus simple, une turbine à vapeur se compose d'une chaudière (générateur de vapeur), d'une turbine, d'un condenseur, d'une pompe d'alimentation.

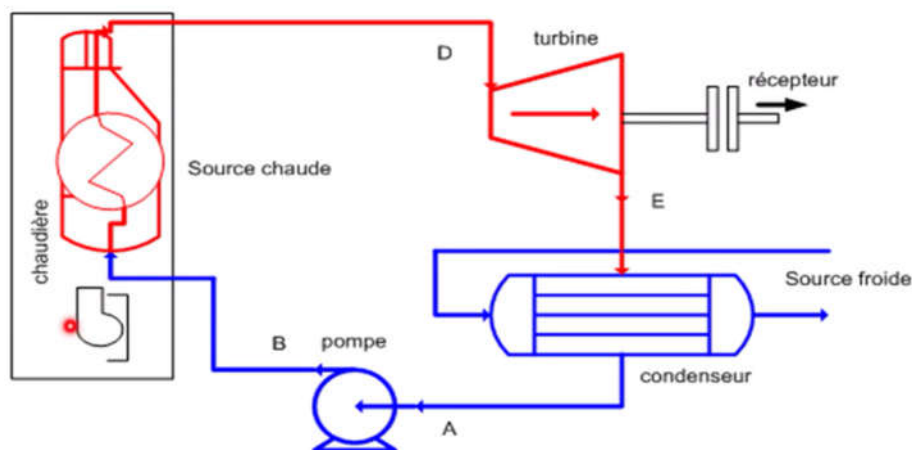


Fig. 4.1 : Schéma de principe d'installation d'une turbine à vapeur

L'eau refoulée par la pompe passe dans l'économiseur où elle est réchauffée à pression constante jusqu'à la température d'ébullition. Ensuite, elle est vaporisée dans la chaudière et par la suite surchauffée dans la surchauffeur. Ces trois éléments (économiseur, chaudière, surchauffeur) forment un seul bloc appelé générateur de vapeur. La vapeur sortante se détend dans la turbine où l'énergie thermique est transformée en énergie mécanique. Ensuite la vapeur est condensée dans le condenseur. L'eau obtenue est par la suite aspirée par la pompe pour décrire un autre cycle.

4.3. Description de la turbine à vapeur

La turbine à vapeur se compose par d'étage :

- Une partie fixe appelée stator (canaux fixes).
- Une partie mobile appelée rotor (canaux mobiles).

Une **turbine est mono étagée, ou monocellulaire**, si toute la détente subie par la vapeur dans la turbine a lieu dans une seule tuyère ou une rangée de tuyères fonctionnant en parallèle.

On dit qu'une **turbine est multiétagée ou multicellulaire**, si la vapeur est détendue de manière successive dans plusieurs rangées d'aubages fixes ou mobiles.

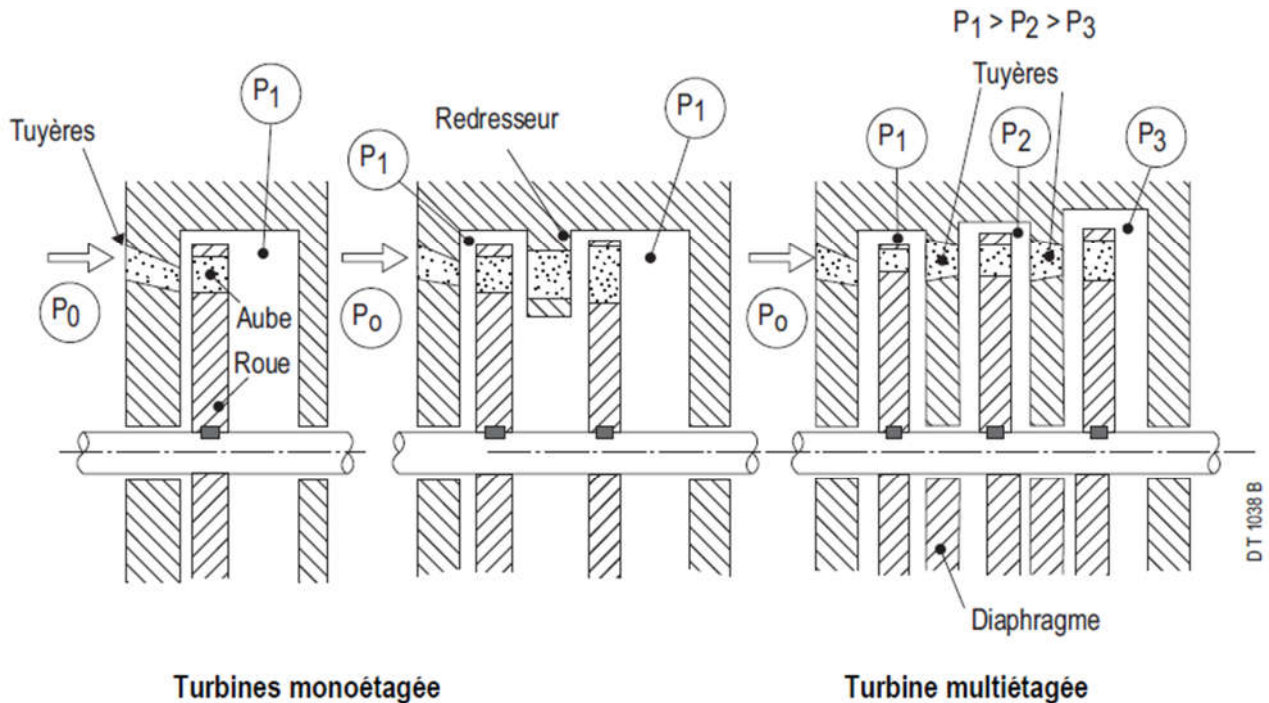


Fig. 4.2 : Turbine à vapeur

4.4. Les différentes catégories de la turbine à vapeur

La turbine est une machine qui grâce à la vitesse acquise par le fluide moteur permet de faire tourner un arbre pouvant lui-même entraîner une autre machine.

Il y a deux classes de turbines d'un point de vue de fonctionnement c'est-à-dire la turbine à action et la turbine à réaction.

4.4.1. Turbine à action (impulsion)

Dans la turbine à action la détente se fait uniquement dans les aubages fixes.

En effet, le premier étage d'une turbine est exposé à de fortes différences de pression et une température élevée.

4.4.2. Turbine à réaction

Dans la turbine à réaction, la détente est répartie entre les aubages fixes et mobiles. Le degré de réaction est défini par la répartition de la détente entre les aubages.

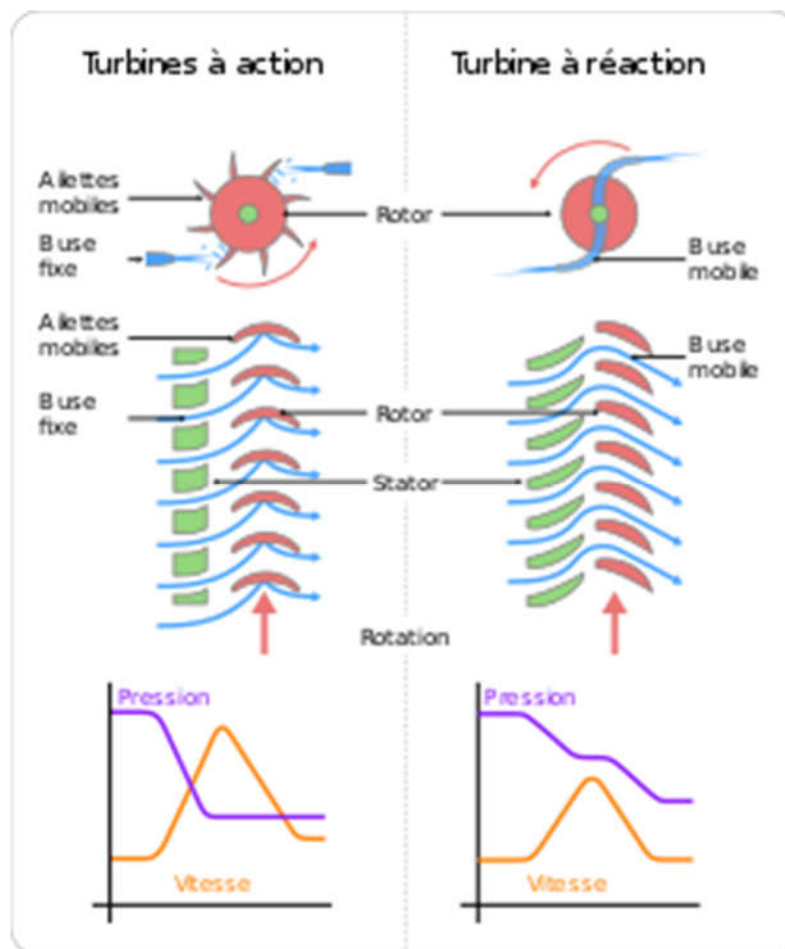


Fig. 4.3 : Comparaison des turbines à action et à réaction

4.5. Cycle théorique d'une machine à vapeur (cycle de Rankine)

La turbine à vapeur est un moteur à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Rankine. Ce cycle comprend au moins les étapes suivantes :

- L'eau liquide est mise en pression par une pompe et envoyée vers la chaudière ;
- L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée ;
- La vapeur est envoyée vers la turbine, où elle se détend en fournissant de l'énergie mécanique ;
- La vapeur détendue est condensée au contact d'une source froide sous vide partiel.

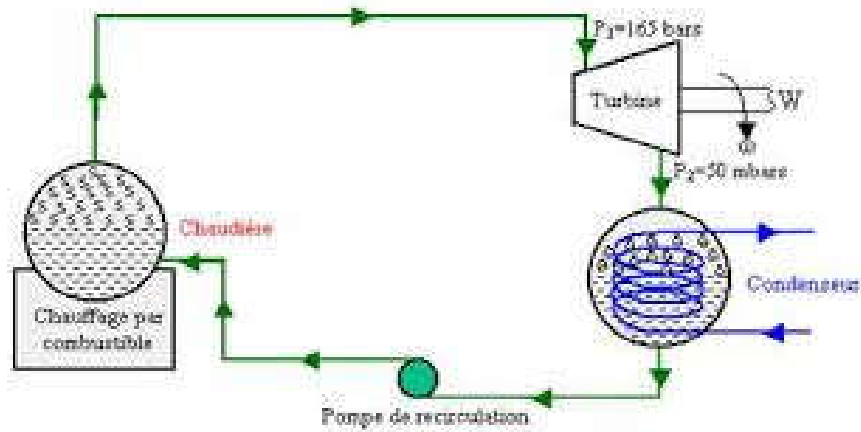


Fig. 4.4 : Le cycle de base d'une turbine à vapeur

Le cycle de base d'une turbine à vapeur (cycle théorique comportant un changement d'état) est un cycle de Rankine qui se déroule totalement en vapeur humide. Ce cycle comporte :

- 1) Deux isobares (changement d'état isotherme)
- 2) Deux adiabatiques ;

C'est un cycle de Carnot (rectangle dans le diagramme (T, s), appliqué aux vapeurs condensables :

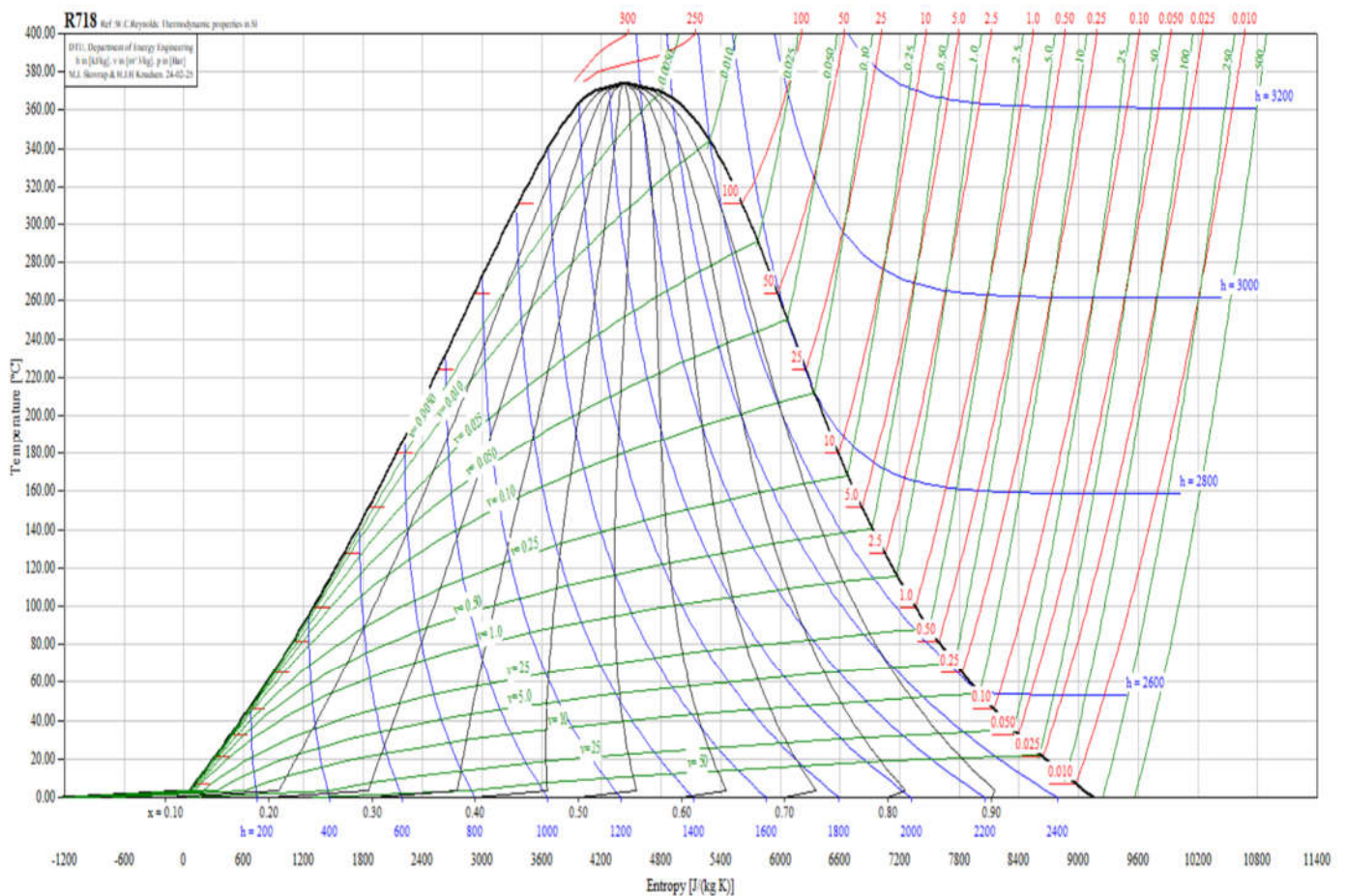


Fig. 4.5 : diagramme T-s appliqué aux vapeurs d'eau

4.5.1. Bilan énergétique (cycle de Rankine de base)

Le cycle de Rankine idéal est ainsi composé des quatre transformations suivantes :

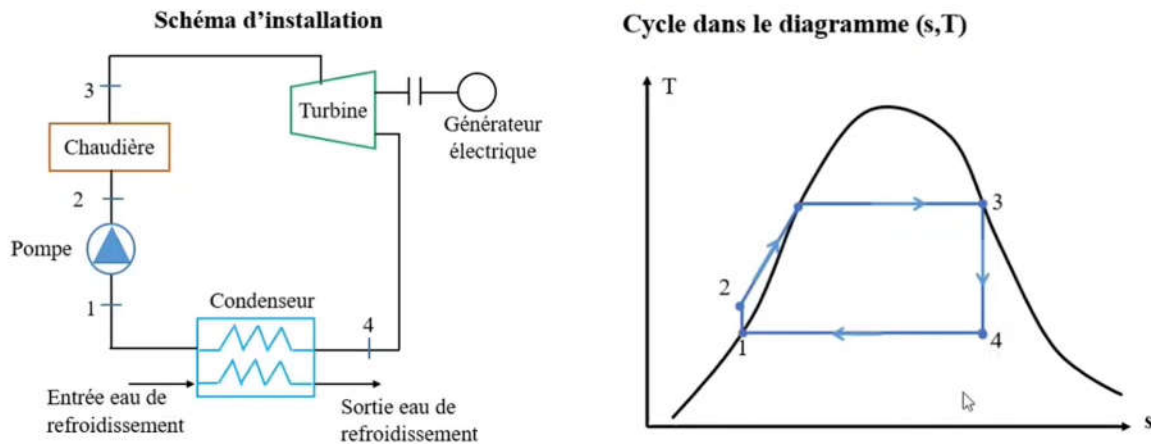


Fig. 4.6 : Le cycle de Rankine idéal appliqué au diagramme T-s

1 → 2 : un pompage adiabatique et réversible (isentropique, c'est-à-dire sans frottements ni fuites, ...).

2 → 3' → 3 : un échange de chaleur à pression constante (isobare) dans la chaudière (Haute pression)

3 → 4 : une détente adiabatique et réversible dans la turbine.

4 → 1 : un échange de chaleur à pression constante dans le condenseur.

Etape 1 : Calcul du travail de la pompe W_{pompe}

Entrée de la pompe (liquide saturé ; basse pression ; $h_1 = h_{\text{liquide}}$)

Sortie de la pompe (liquide sous pression ; haute pression, h_2 à déterminer)

A travers le premier principe de la thermodynamique $W_{\text{pompe}} = h_2 - h_1$

Le fluide est supposé incompressible et le pompage se fait de façon isentropique, d'où $S_1 = S_2$

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 v \cdot dP = v(P_2 - P_1) = W_{\text{pompe}} \quad (4.1)$$

Etape 2 : Calcul de la quantité de chaleur absorbée au niveau de la chaudière

Entrée de la chaudière (liquide sous pression, P_2 haute pression, h_2 connue de l'étape 1)

Sortie de la chaudière (vapeur saturée HP ; $P_3 = P_3' = P_2$; $h_3 = h_v$)

$$Q_{\text{chaudière}} = h_3 - h_2 \quad (4.2)$$

Etape 3 : calcul du travail généré par la turbine

Entrée de la turbine (vapeur saturée HP, $P_3 = P_2$, h_4 connue de l'étape 2)

Sortie de la turbine (mélange saturée ; $P_4 = P_1 = BP$) ; h_4 à déterminer)

Appliquons le premier principe de la thermodynamique $W_{\text{Turbine}} = h_4 - h_3$

D'où la nécessité de déterminer h_4 comme la détente isentropique on peut écrire $S_3 = S_4$

$$S_4 = S_1 + x(S_v - S_l) \quad (4.3)$$

Le titre de vapeur x aura pour expression

$$x = \frac{S_3 - S_l}{S_v - S_l} \quad (4.4)$$

De même pour h_4 :

$$h_4 = h_l + x(h_v - h_l) \quad (4.5)$$

Etape 4 : calcul de la quantité de chaleur cédée au niveau du condenseur

Entrée du condenseur (mélange saturée, P_4 (BP), h_4 connue de l'étape 3)

Sortie du condenseur (liquide saturée ; $P_4 = P_1$; h_1 connue de l'étape 1)

$$Q_{\text{condenseur}} = h_1 - h_4 \quad (4.6)$$

D'après le premier principe :

$$Q_{\text{chaudière}} + Q_{\text{condenseur}} + W_{\text{pompe}} + W_{\text{Turbine}} = 0 \quad (4.7)$$

Le rendement :

$$\eta = -\frac{W_{\text{récup}}}{Q_{\text{chaudière}}} = -\frac{W_{\text{pompe}} + W_{\text{Turbine}}}{Q_{\text{chaudière}}} \quad (4.8)$$

Où

$$\eta = \frac{Q_{\text{chaudière}} + Q_{\text{condenseur}}}{Q_{\text{chaudière}}} = 1 + \frac{Q_{\text{condenseur}}}{Q_{\text{chaudière}}} \quad (4.9)$$

Le rendement est égal à :

$$\eta = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (4.10)$$

4.5.2. Bilan énergétique (cycle de Rankine surchauffe)

L'efficacité du cycle de Rankine de base, peut être améliorée par l'augmentation de la température de la vapeur qui pénètre dans la turbine. L'idée de surchauffer la vapeur avant sa détente dans la turbine a été introduite pour la première fois en 1855, par le physicien Gustave Hirn

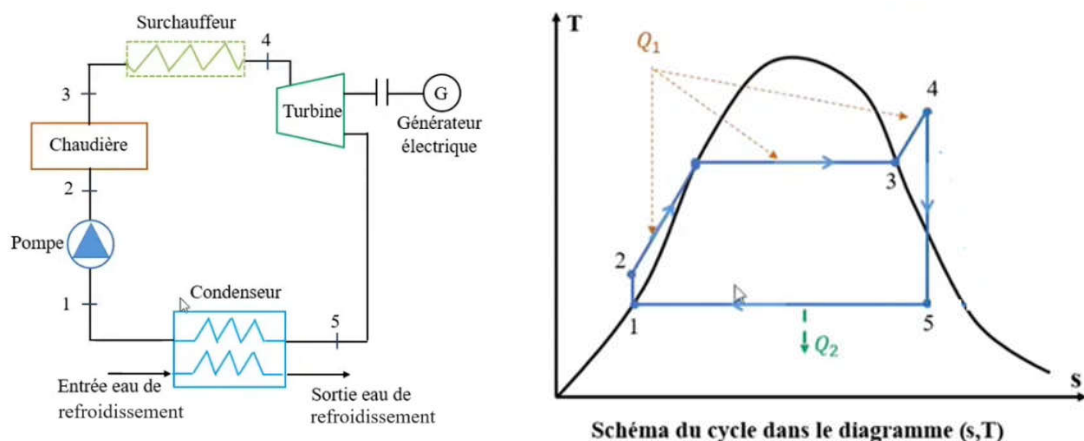


Fig. 4.7 : Le cycle de Rankine surchauffe appliqué au diagramme T-s

Le rendement thermique du cycle à surchauffe est évalué selon la même méthodologie de calcul appliquée précédemment dans le cas du cycle de base. Il pour expression :

$$\eta = -\frac{W_{\text{récup}}}{Q_{\text{chaudière}}} = -\frac{W_{\text{pompe}} + W_{\text{Turbine}}}{Q_{\text{chaudière}}} = -\left[\frac{(h_2 - h_1) + (h_5 - h_4)}{h_4 - h_2} \right] \quad (4.11)$$

4.5.3. Bilan énergétique (cycle de Rankine resurchauffe)

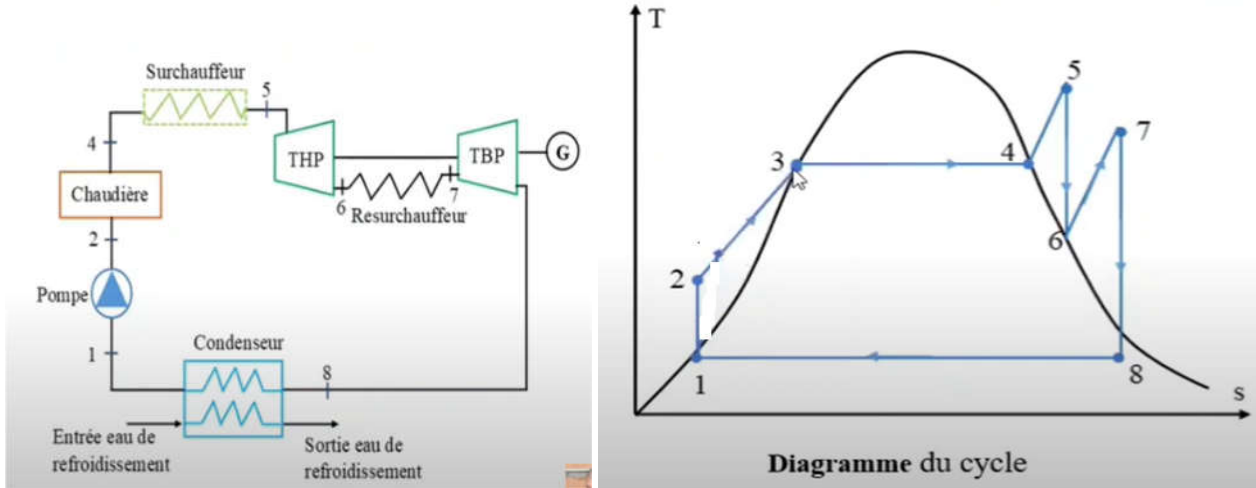


Fig. 4.7 : Le cycle de Rankine resurchauffe appliqué au diagramme T-s

$$\eta = -\frac{W_{\text{récup}}}{Q_{\text{chaudière}}} = -\frac{W_{\text{pompe}} + W_{\text{Turbine(HP)}} + W_{\text{Turbine(BP)}}}{Q_{\text{chaudière}} + Q_{\text{surchauffeur}} + Q_{\text{resurchauffeur}}} = -\left[\frac{(h_2 - h_1) + (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7)}{(h_5 - h_2) + (h_7 - h_6)} \right] \quad (4.12)$$

CHAPITRE 05 :

Dimensionnement des Turbines

5.1. Introduction

Le choix d'un type de turbine adapté à un aménagement résulte de la valeur de la vitesse spécifique N_s de chaque turbine.

Les deux considérations suivantes sont essentielles pour le calcul du N_s :

- Fractionnement de la puissance totale en plusieurs groupes
- Encombrement et prix minimal de l'ensemble turbine-alternateur.

Pour construire la turbine, il faudra donc connaître les 3 grandeurs caractéristiques suivantes :

- Débit Q
- Hauteur de chute H
- Vitesse de rotation ω

5.2. Dimensionnement théorique

5.2.1. Puissance hydraulique d'une turbine

La puissance hydraulique est la puissance fournie à la turbine par l'eau qui l'alimente. Elle est donnée par le produit de l'énergie hydraulique $g.H$ avec le débit massique nette :

$$P_{hyd} = \dot{m}.g.h = \rho.Q_v.g.H \quad (5.1)$$

Avec H La chute nette qui représente l'énergie hydraulique à disposition de la turbine

5.2.2. Vitesse de rotation

Une fois mise en mouvement, la turbine va tourner à une vitesse de rotation déterminée par les conditions d'exploitation.

$$\omega = \frac{2\pi.N}{60} \quad (5.2)$$

5.2.3. La vitesse de rotation spécifique

La vitesse spécifique N_s permet de déterminer le type de la turbine hydraulique (Pelton, Francis, Kaplan etc...

$$N_q = N \cdot \frac{\sqrt[3]{Q_v}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (5.3a)$$

$$N_s = N \cdot \frac{\sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (5.3b)$$

Avec $\bullet$ N_s : vitesse spécifique (tr/min), N : vitesse de rotation (tr/min) P : puissance (CV) H : hauteur de chute brute (m)

5.2.4. Couple T

L'eau sous pression qui entre dans la turbine exerce une force hydrodynamique sur les pales ou augets de la roue. Cette force crée un couple qui met la roue en rotation.

5.2.5. Puissance mécanique à l'arbre de la turbine

De par les lois de la physique, la puissance mécanique est donnée par le produit du couple par la vitesse de rotation :

$$P_{\text{mec}} = T \cdot \omega \quad (5.4)$$

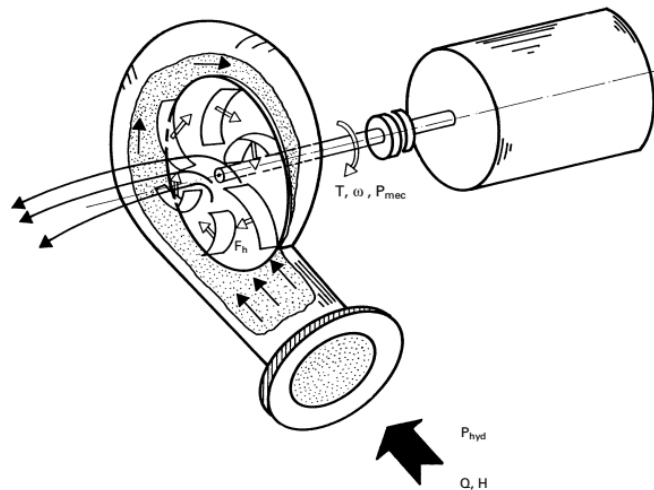


Fig. 5.1 : Force hydrodynamique F_h , couple, vitesse de rotation et puissance mécanique d'une turbine

5.2.6. Rendement

Le rapport entre ces deux puissances est le rendement qui est un paramètre définissant la qualité de la turbine :

$$\eta_{\text{Turbine}} = \frac{P_{\text{mec}}}{P_{\text{hyd}}} \quad (5.5)$$

CHAPITRE 06 :

Turbine à gaz

6.1. Introduction

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

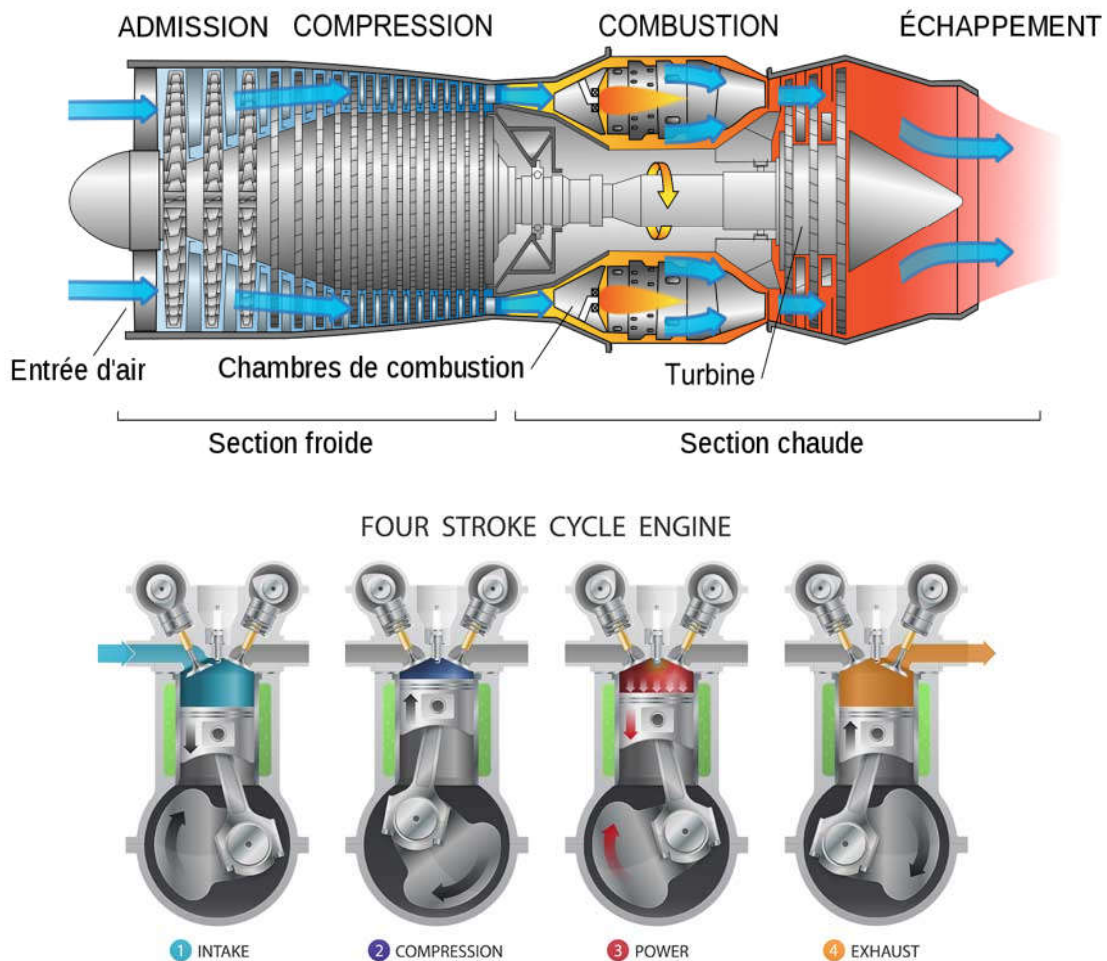


Fig. 6.1 : Cycle de fonctionnement d'un turbomoteur comparé avec un moteur essence à 4 temps

6.2. Caractérisation des organes

Dans la forme la plus simple, une turbine à gaz est composée de trois éléments :

- Un compresseur, centrifuge ou généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ ;
- Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air afin de limiter la température des gaz d'échappement ;

- Une turbine, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion

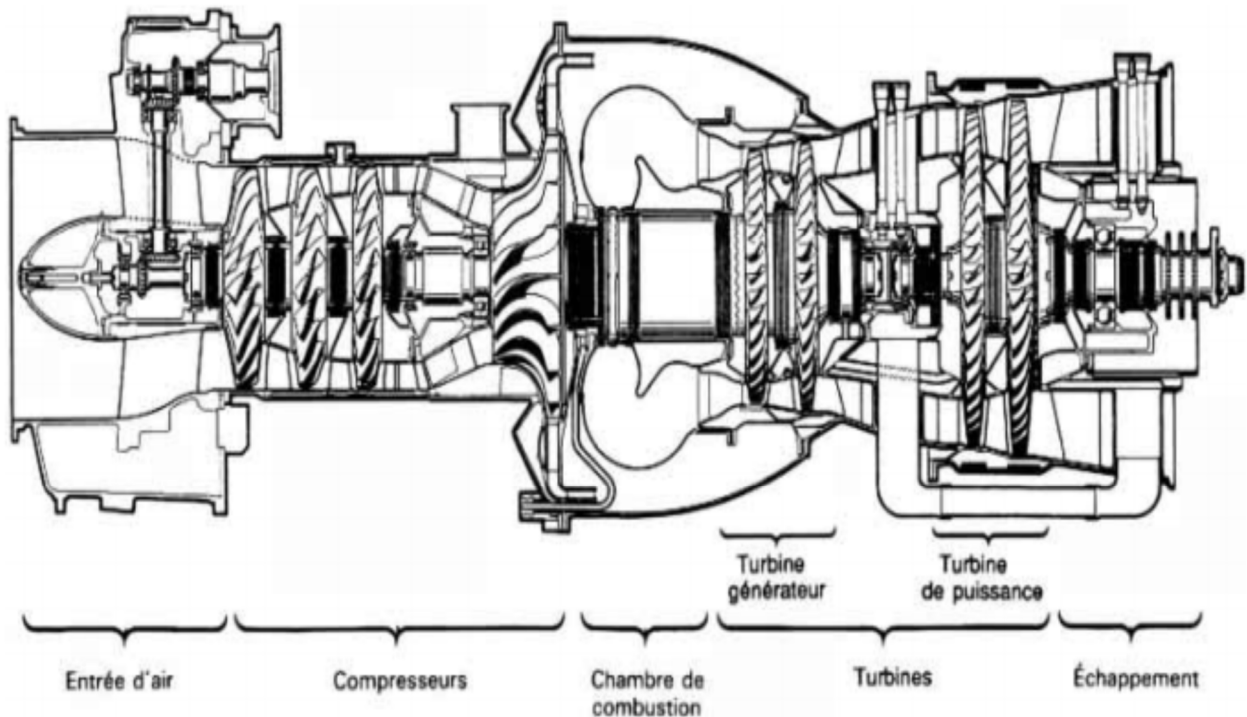


Fig. 6.2 : différents organes caractérisant un turbomoteur

6.3. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points :

- Par le mode de travail
- Par le mode de fonctionnement thermodynamique
- Par le mode de construction.

6.3.1. Par le mode de travail

Turbine à action : Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans les canaux fixes, désignés sous le nom de distributeur, ou encore tuyère de détente, les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente en travail mécanique communiqué au rotor, donc l'évolution des gaz dans les aubes mobiles se fait sans variation de la pression statique $P_0 > P_1 = P$.

Turbine à réaction : Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c.-à-d. qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique, l'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique, $P_0 > P_1 > P_2$.

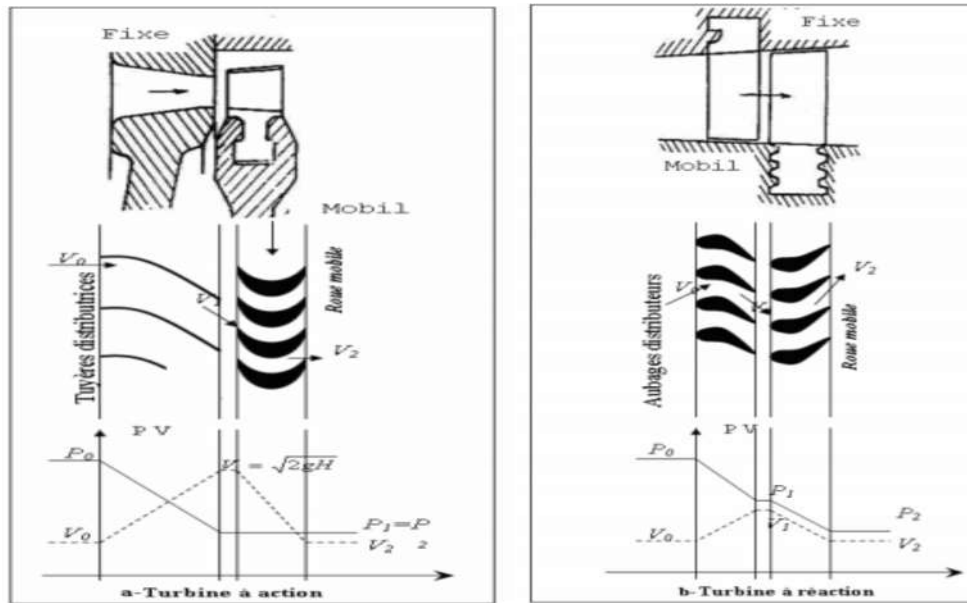


Fig. 6.3 : écoulement dans un étage d'une Turbine à action et une autre à réaction.

6.3.2. Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Turbine à gaz à cycle ouvert : L'air frais aux conditions ambiantes est aspiré dans le compresseur, où sa température et sa pression sont élevées. L'air à haute pression passe dans la chambre de combustion, où le combustible est brûlé à pression constante. Les gaz à haute température qui en résultent entrent ensuite dans la turbine, où ils se détendent jusqu'à la pression atmosphérique tout en produisant de l'énergie. Les gaz d'échappement quittant la turbine sont évacués (ils ne sont pas recyclés), ce qui fait que le cycle est classé comme un cycle ouvert.

- **Turbine à cycle simple** : C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique est perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

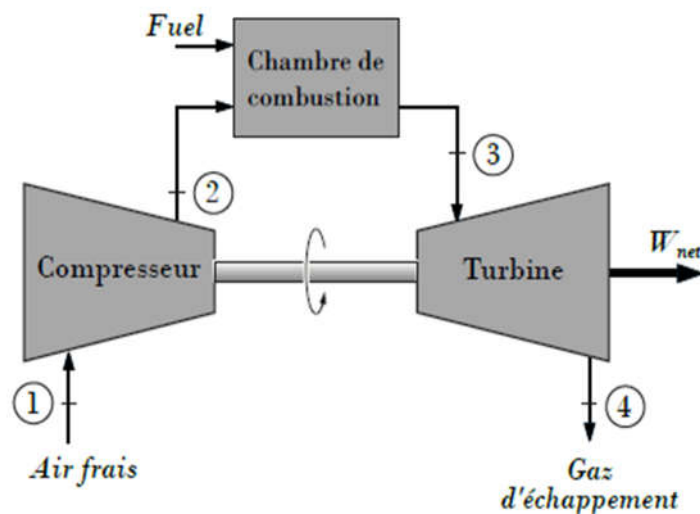


Fig. 6.4 : Turbine à gaz à cycle ouvert.

- **Turbine à cycle régénéré** : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation de nos jours la turbine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages.

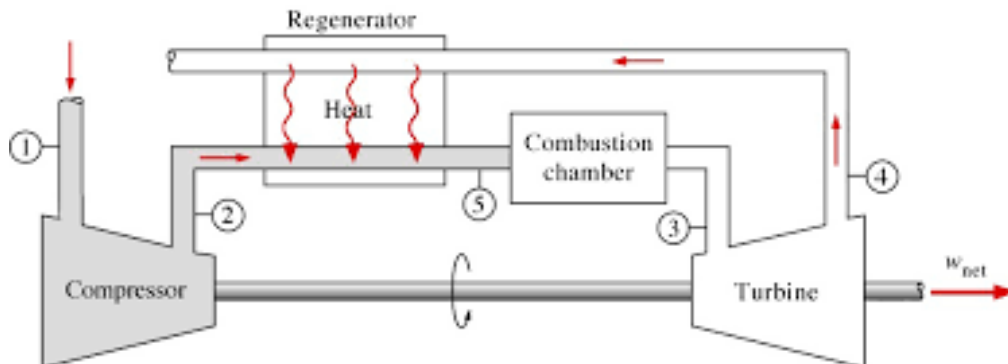


Fig. 6.5 : Moteur de turbine à gaz avec régénérateur

Turbine à gaz à cycle fermé : Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle. Les processus de compression et d'expansion restent les mêmes, mais le processus de combustion est remplacé par un processus d'apport de chaleur à pression constante provenant d'une source externe, et le processus d'échappement est remplacé par un processus de rejet de chaleur à pression constante.

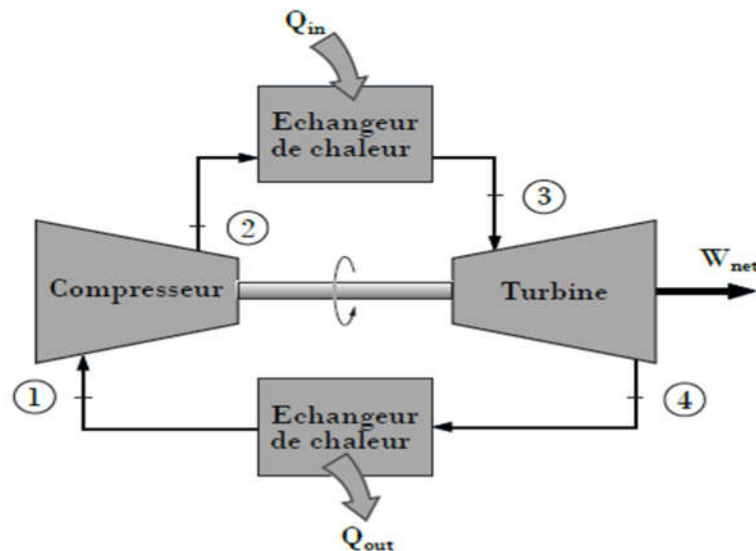


Fig. 6.6 : Turbine à gaz à cycle fermé.

6.3.3. Par le mode de construction

L'objectif pour lequel on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir, dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre dites aussi mono-arbre, elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité), Une turbine à gaz peut comporter une seule ligne d'arbre comprenant le compresseur d'air, la turbine de détente des gaz à la sortie de la chambre de combustion et l'appareil entraîné.

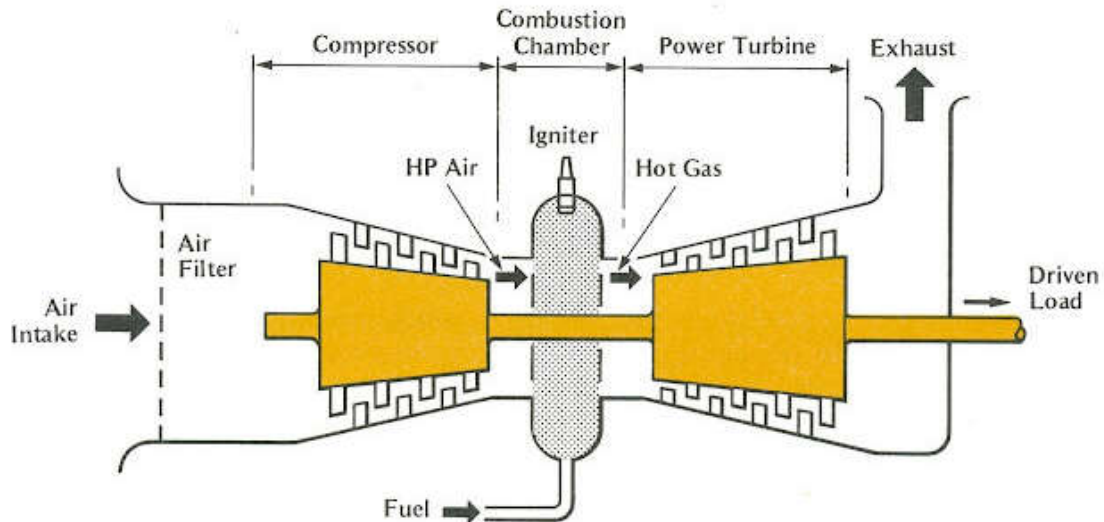


Fig. 6.7 : Turbine à gaz mono-arbre

Les turbines à deux arbres (bi-arbres), Contrairement à la turbine à gaz a un seul arbre, les deux sections de la turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes ce type est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse tel qu'entraînement des compresseurs.

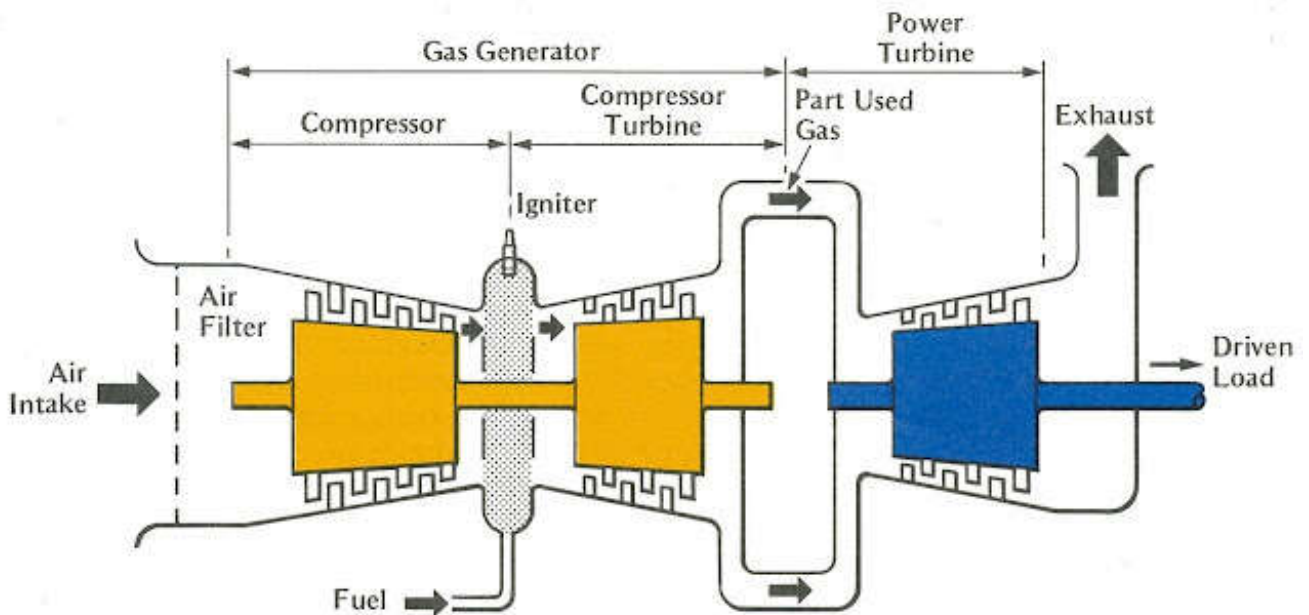


Fig. 6.8 : Turbine à gaz bi-arbre

Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique, Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées, dans ce type la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère

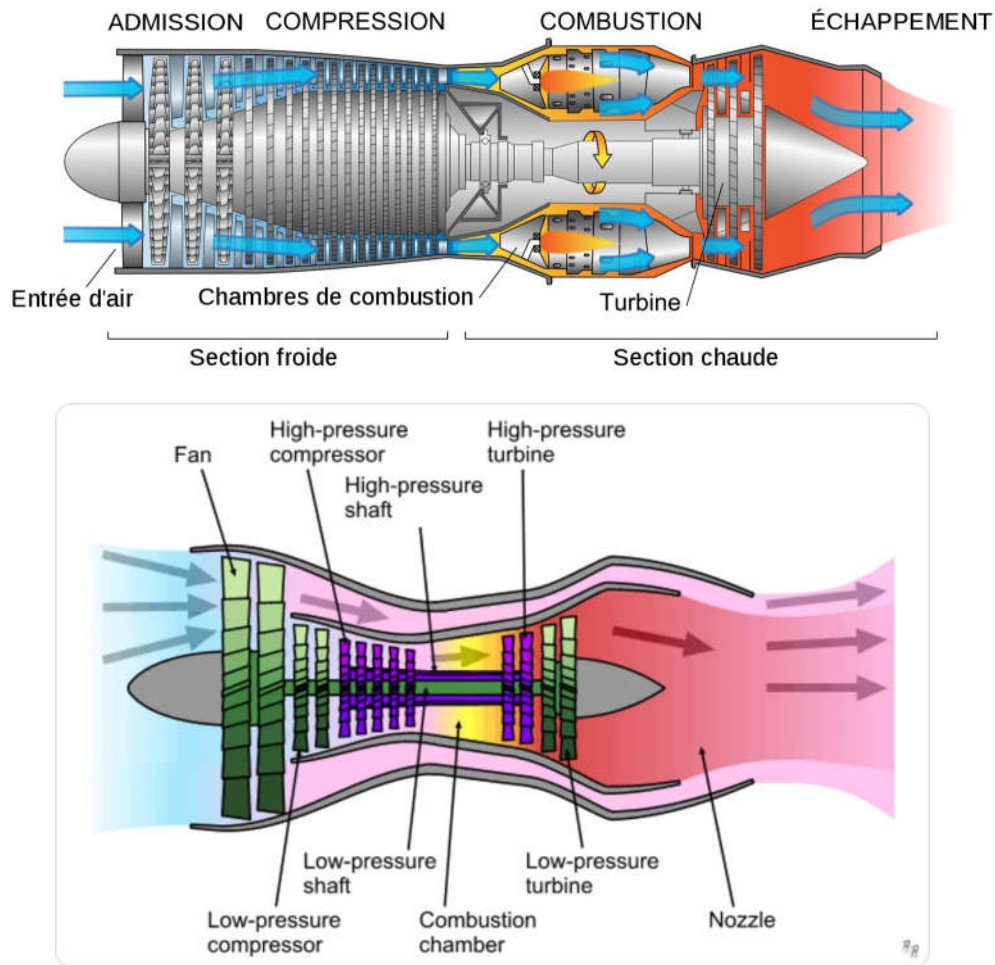


Fig. 6.9 : turbine à gaz turbo-réacteur

6.4. Bilan Énergétique

Le fonctionnement de la turbine à gaz est caractérisé par un écoulement permanent du fluide moteur au cours d'un cycle accompli, en passant par les quatre évolutions du cycle de Brayton comme suit :

De 1 à 2 : l'air atmosphérique est admis au compresseur dans lequel subit une compression isentropique

De 2 à 3 : l'air comprimé sortant du compresseur pénètre dans la chambre de combustion dans laquelle, le combustible est injecté à haute pression.

De 3 à 4 : les gaz brûlés sous haute pression et haute température, s'écoulent vers la turbine de détente à travers laquelle subissent une détente isentropique en développant un travail moteur

De 4 à 1 : échappement des gaz brûlés

6.4.1. Cycle de Brayton (cycle idéal)

C'est cycle est constitué de quatre transformations thermodynamiques illustrée comme suit :

1-2 : compression isentropique

2-3 : transformation isobare à haute pression HP (apport de chaleur)

3-4 : détente isentropique

4-1 : transformation isobare à basse pression BP (rejet de chaleur)

Les diagrammes T-s et P-v d'un cycle de Brayton idéal sont illustrés dans la figure suivante. Remarquez que les quatre processus du cycle de Brayton sont exécutés dans des dispositifs à débit permanent ; ils doivent donc être analysés comme des processus à débit permanent.

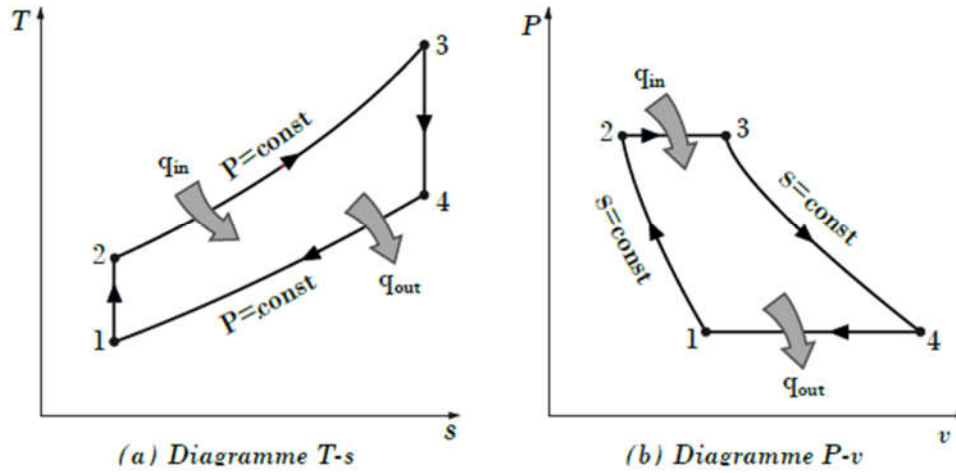


Fig. 6.10 : Diagrammes T-s et P-v du cycle Brayton idéal.

6.4.2. Rendement thermique du cycle

D'après le premier principe :

$$Q_{in} + Q_{out} + W_C + W_T = 0 \Rightarrow Q_{in} + Q_{out} = -(W_C + W_T) \quad (6.1)$$

Avec l'hypothèse de chaleurs massiques constantes, on obtient très aisément l'expression de l'efficacité thermique.

$$\eta_{th} = -\frac{W_{net}}{Q_{in}} = -\frac{(W_C + W_T)}{Q_{in}} \quad (6.2)$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_{in} + Q_{out}}{Q_{in}} = 1 + \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (6.3)$$

D'autre part :

:

$$Q_{in} = h_3 - h_2 = Cp(T_3 - T_2) \quad (6.4a)$$

$$Q_{out} = h_1 - h_4 = Cp(T_1 - T_4) \quad (6.4b)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Cp(T_4 - T_1)}{Cp(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (6.5)$$

Comme les deux évolutions 1-2 et 3-4 sont isentropiques

$$P_1^{1-\gamma} T_1^\gamma = P_2^{1-\gamma} T_2^\gamma \quad (a)$$

$$P_3^{1-\gamma} T_3^\gamma = P_4^{1-\gamma} T_4^\gamma \quad (b)$$

Le rapport (b)/(a) fait ressortir la forme suivante

$$\frac{P_3^{1-\gamma} T_3^\gamma}{P_2^{1-\gamma} T_2^\gamma} = \frac{P_4^{1-\gamma} T_4^\gamma}{P_1^{1-\gamma} T_1^\gamma} \Rightarrow \left(\frac{T_4}{T_1} \right)^\gamma = \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^\gamma$$

Avec $P_4 = P_1$ et $P_3 = P_2$

Donc

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Le rendement théorique de la turbine à gaz est :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \Rightarrow \eta_{th} = 1 - \frac{1}{k^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (6.6)$$

Avec

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{1}{K} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

CHAPITRE 07 :

Turbines hydrauliques

7.1. Introduction

La turbine hydraulique est une machine tournante son rôle est de transformer l'énergie de l'eau en énergie mécanique de manière à faire tourner un alternateur qui produit un courant électrique. Les turbines hydrauliques peuvent être classées en deux catégories :

- **Turbine à action** : l'énergie de l'eau à la sortie de l'injecteur ou de distributeur est entièrement sous forme cinétique et l'eau à cet endroit se trouve à la pression atmosphérique. On trouve dans cette catégorie les turbines Pelton et Banki ;
- **Turbine à réaction** : l'énergie à la sortie de distributeur se trouve à la fois sous forme de pression et d'énergie cinétique. La pression de l'eau est supérieure à la pression atmosphérique. On trouve dans cette catégorie les turbines Francis hélice et Kaplan.

7.2. Différents types de turbines hydrauliques

7.2.1. Turbine a action

Un jet agit sur des augets ou des aubes profilées placées sur la périphérie d'une roue (action). Ce jet exerce une force sur l'auget en mouvement de rotation, qui est transformée en couple et puissance mécanique sur l'arbre de la turbine. La turbine à action est caractérisée par le fait que l'énergie à disposition de l'auget est entièrement sous forme d'énergie cinétique. L'échange d'énergie entre l'eau et l'auget a lieu à pression constante, généralement la pression atmosphérique. La roue de la turbine est dénoyée et tourne dans l'air. La figure 7.1 présente schématiquement une turbine à action et ses paramètres de fonctionnement.

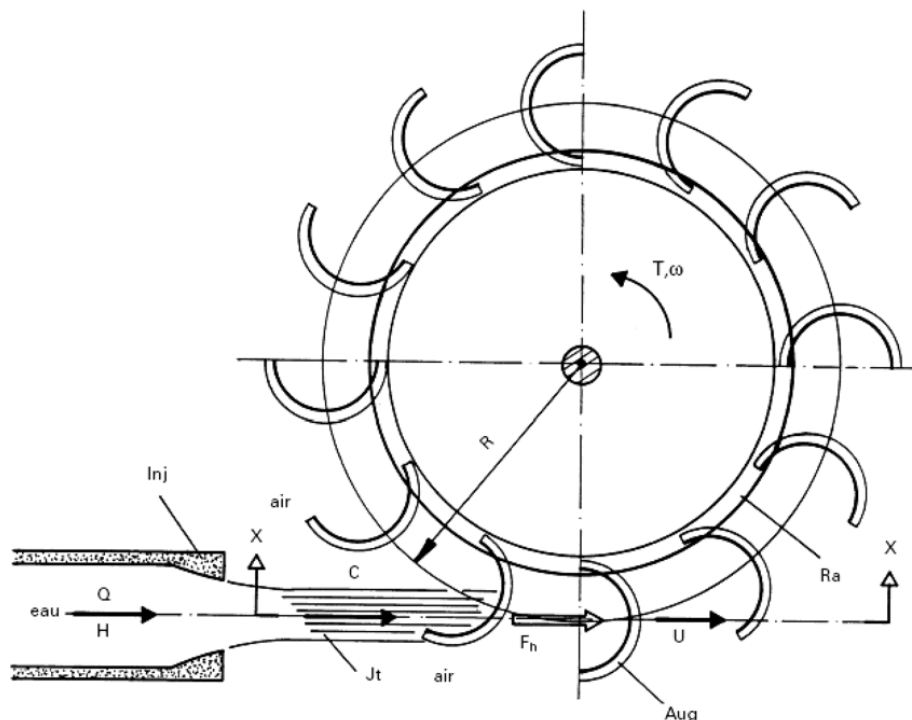


Fig. 7.1 : schéma d'une turbine à action avec et ses paramètres de fonctionnement.

Composants :

Inj : injecteur Jt : jet d'eau Ra : roue de la turbine Aug : auget ou aube profilée

Paramètres :

Q : débit (m^3/s) C : vitesse de l'eau jet (m/s) F_h : force hydrodynamique
H : chute nette (m) R : rayon de la roue T : couple sur l'arbre
U : vitesse périphérique (m/s) ω : vitesse de rotation (rd/s)

7.2.1.1. Turbine Pelton

La turbine Pelton, est une turbine à injection partielle et à veine libre ; sa roue tourne dans l'air. La détente de l'eau jusqu'à la pression atmosphérique est donc effectuée entièrement dans le distributeur de la machine, l'énergie étant disponible à l'entrée de la roue uniquement sous forme d'énergie cinétique, ce qui correspond à la définition d'une machine à action. Cette turbine ne comporte pas de diffuseur ; à la sortie de la roue, l'eau s'écoule librement

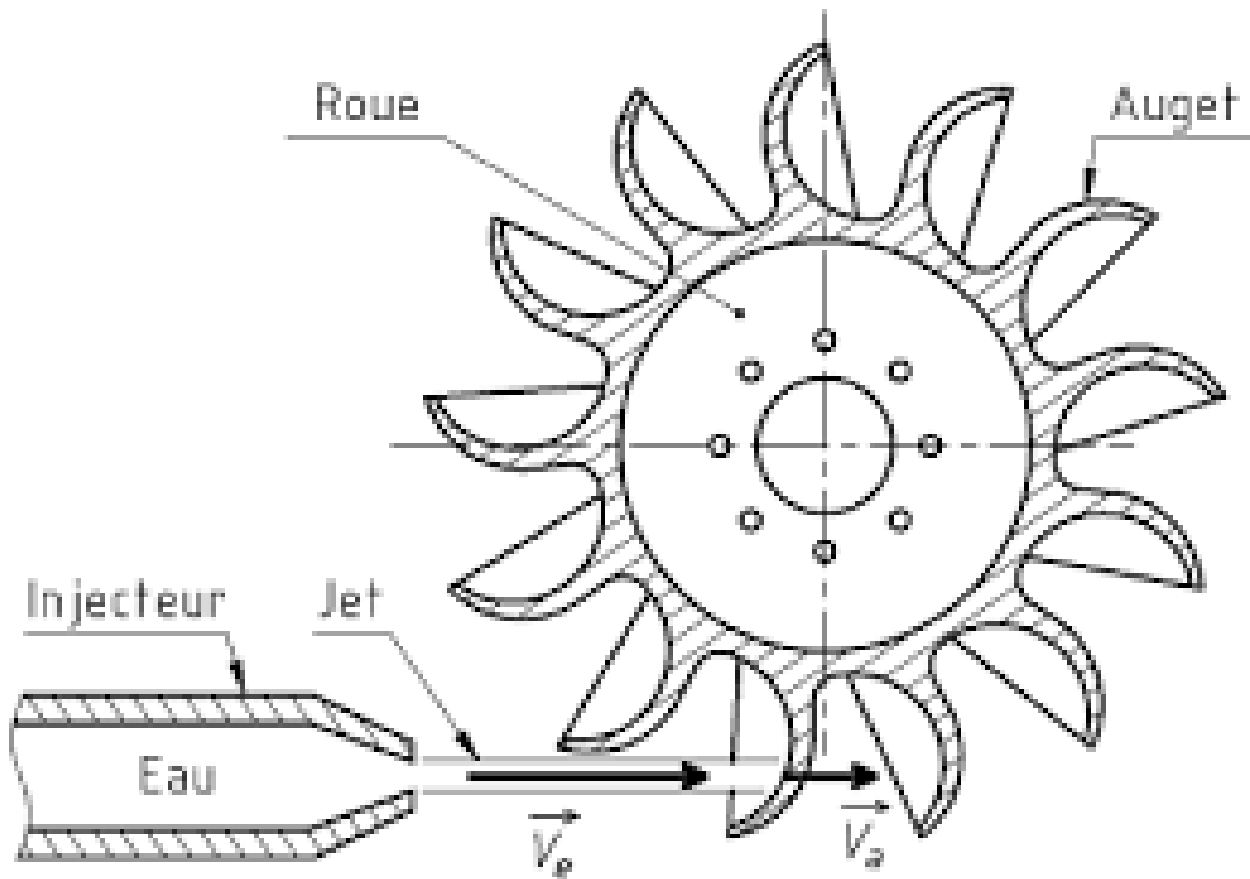


Fig. 7.2 : Turbine Pelton

Les turbines Pelton : champ d'application habituel est de 100 à 1000 m de dénivellation et de puissance jusqu'à 15 MW.

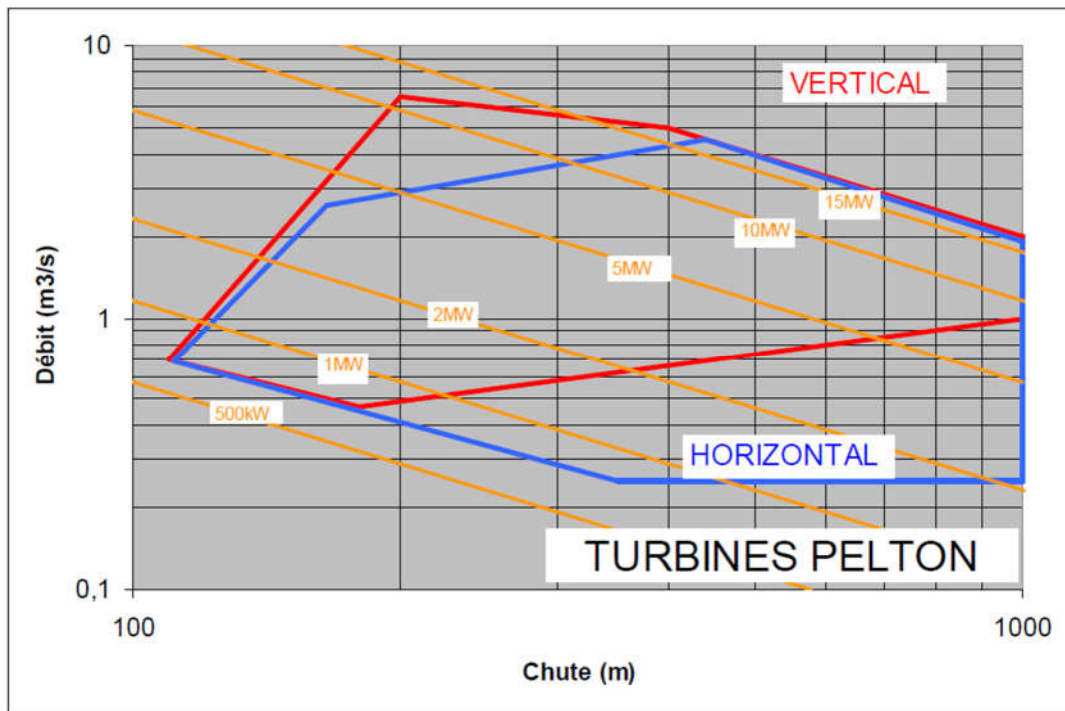


Fig. 7.3 : domaine d'utilisation de turbine Pelton

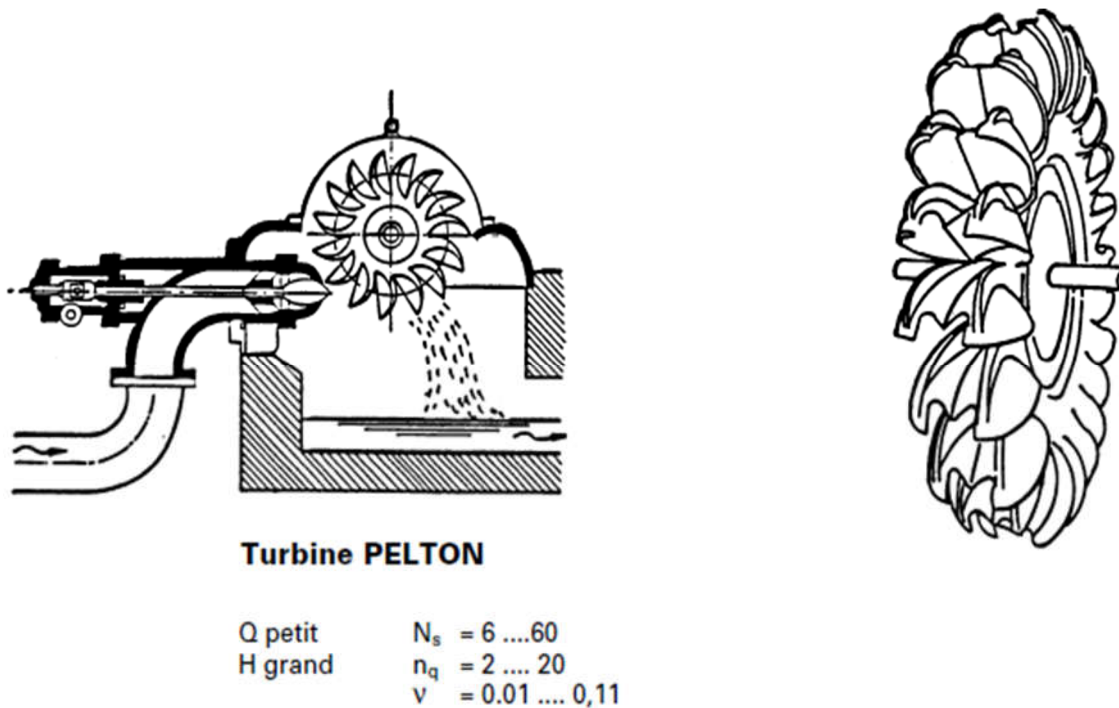


Fig. 7.4 : domaine d'application de turbine Pelton à axe horizontal

7.2.1.2. Turbine cross flow

Cette turbine est aussi appelée turbine à flux traversant et turbine de Banki-Mitchell. C'est une machine à action où l'eau traverse deux fois la roue. C'est une machine de construction simple et son utilisation est très répandue dans les pays en voie de développement. Le schéma de principe est donné sur la figure 7.5. Cette turbine comprend deux parties principales :

- Une bêche d'alimentation avec injecteur ;

- Un rotor comportant plusieurs aubages ;
- L'ensemble est recouvert par un carter.

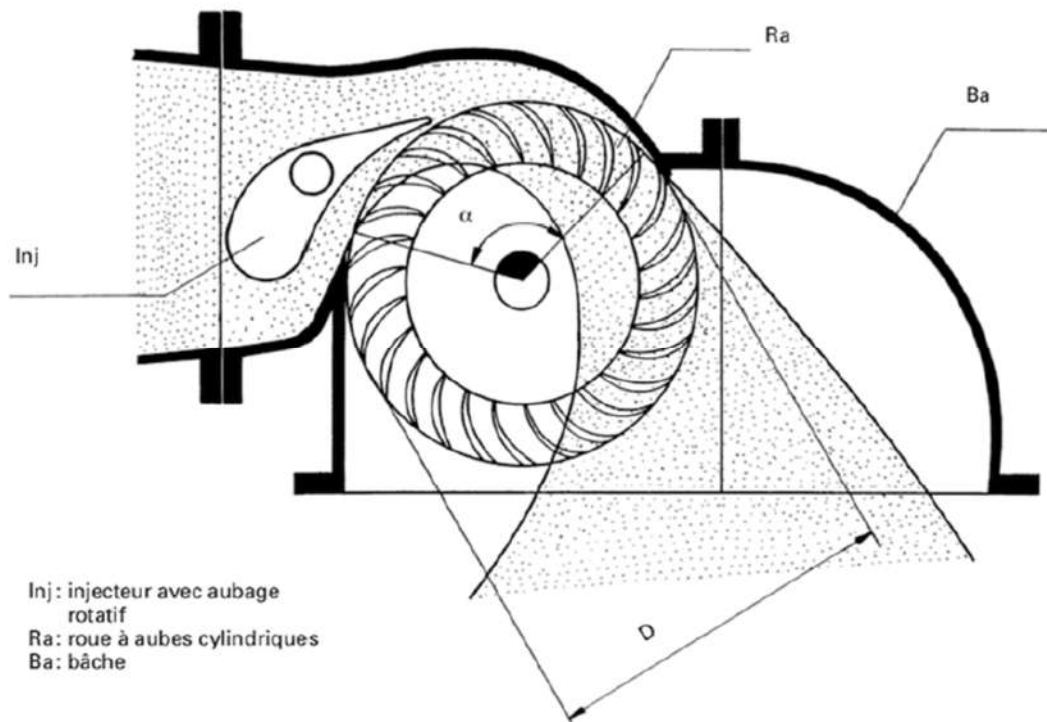


Fig. 7.5 : Turbine cross flow

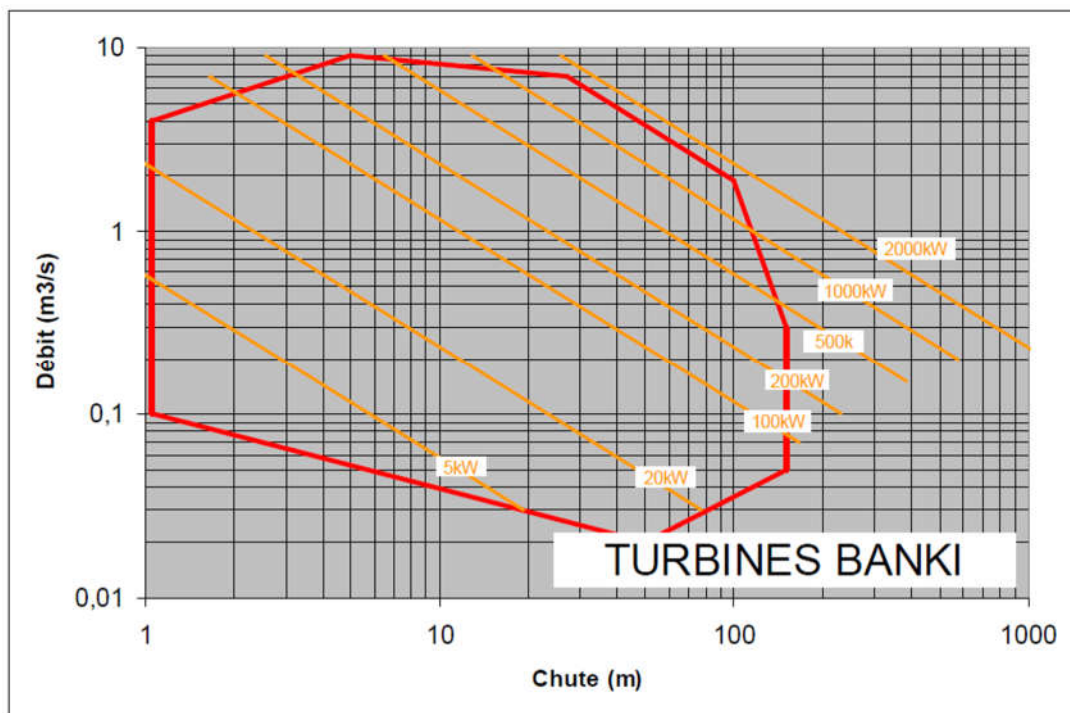


Fig. 7.6 : domaine d'utilisation de turbine Banki-Mitchell (cross flow)

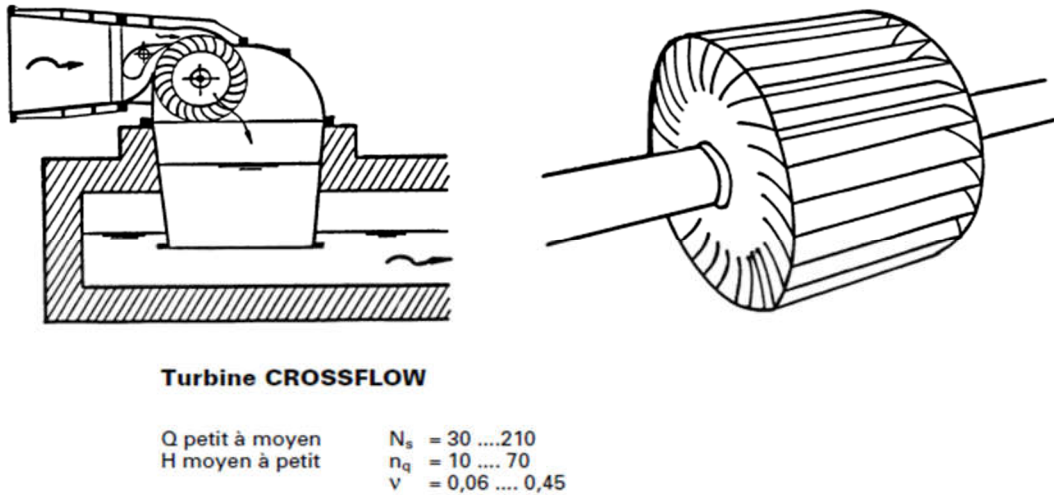


Fig. 7.7 : domaine d'application de turbine cross flow

7.2.2. Turbine à réaction

Une turbine à réaction est une machine fermée (noyée) qui utilise à la fois la vitesse de l'eau (énergie cinétique) et une différence de pression. Deux principes sont à la base de son fonctionnement :

- La création d'un tourbillon au moyen d'une bêche spirale, d'aubages directeurs, ou les deux à la fois ;
- La récupération du mouvement circulaire du tourbillon par les aubages d'une roue en rotation qui dévient les filets d'eau pour leur donner une direction parallèle à l'axe de rotation.

Ces aubages se comportent comme une aile d'avion : l'écoulement de l'eau provoque sur le profil de l'aube une force hydrodynamique qui induit un couple sur l'arbre de la turbine. Comme pour une aile d'avion, la force portante résulte d'une différence de pression entre les deux faces du profil. La figure 6.4 présente une image schématique d'une turbine à réaction

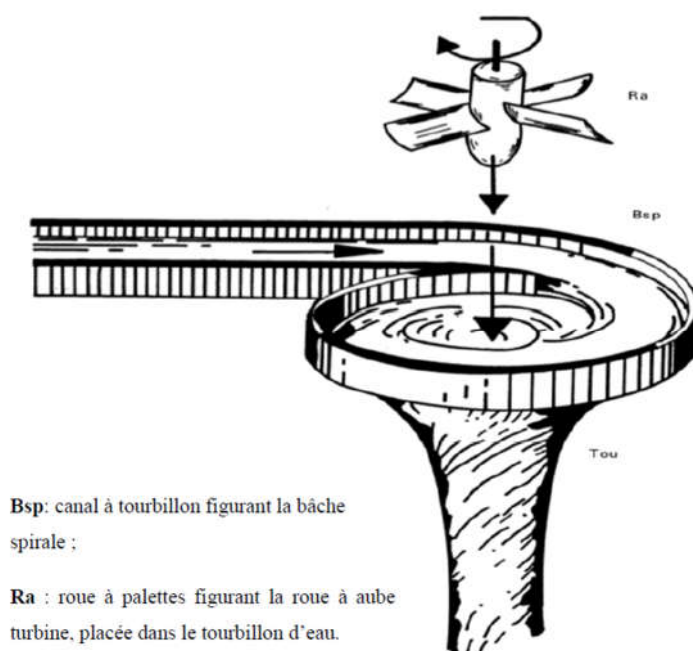


Fig. 7.8 : Représentation schématique d'une turbine à réaction

7.2.2.1. Turbine Francis

La turbine Francis est une machine à réaction, ce qui signifie que la pression à l'entrée de la roue est supérieure à la pression de sortie de la roue. Les turbines Francis sont utilisées pour de moyennes chutes et peuvent développer des puissances très importantes.

Le principe de fonctionnement d'une turbine Francis est le suivant : l'eau entre en premier dans la volute (aussi appelée bêche spirale). Elle circule dans l'avant-distributeur à aubes fixes puis à travers un cercle de vannage à aubes mobiles où la section de passage peut être variée selon le débit désiré.

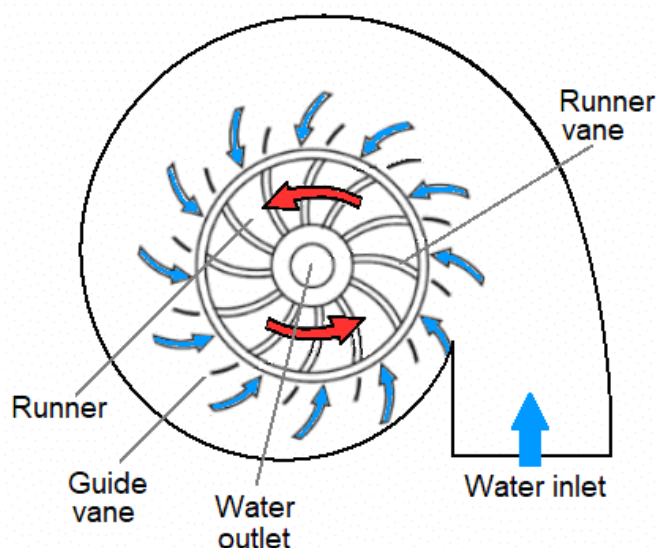


Fig. 7.9 : Turbine Francis

Les turbines Francis sont utilisées pour des dénivellations élevées et moyennes (15 - 300 m) et à vitesse de rotation souvent élevée. Leur Puissance jusqu'à 15 MW

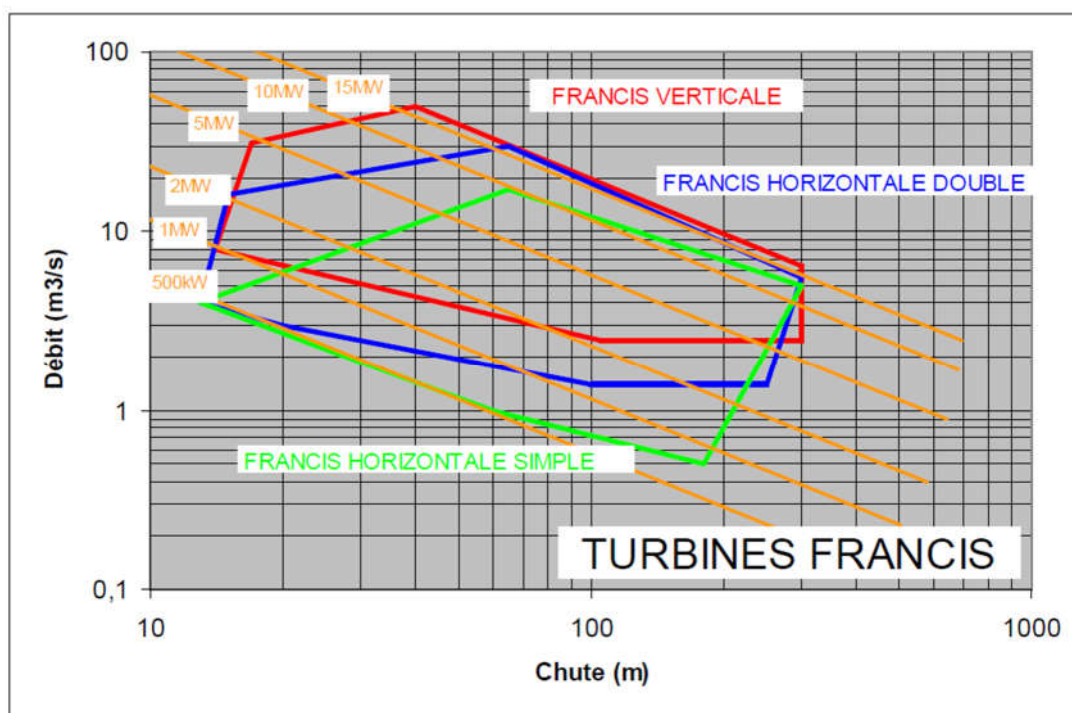
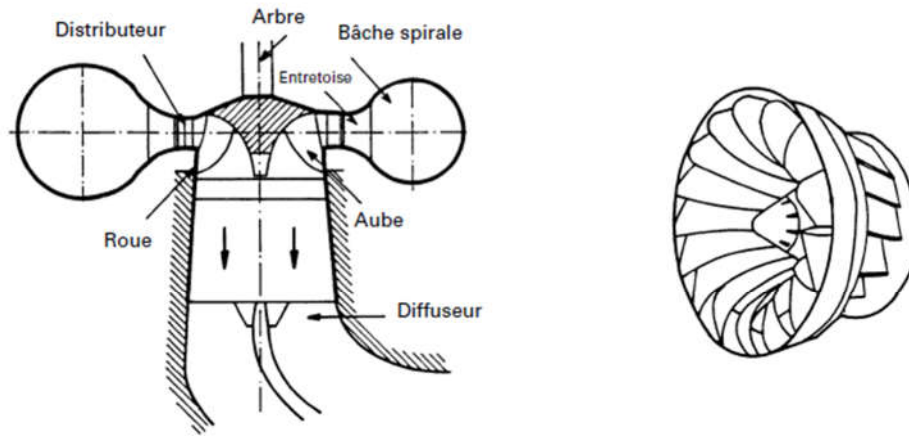


Fig. 7.10 : domaine d'utilisation de turbine Francis



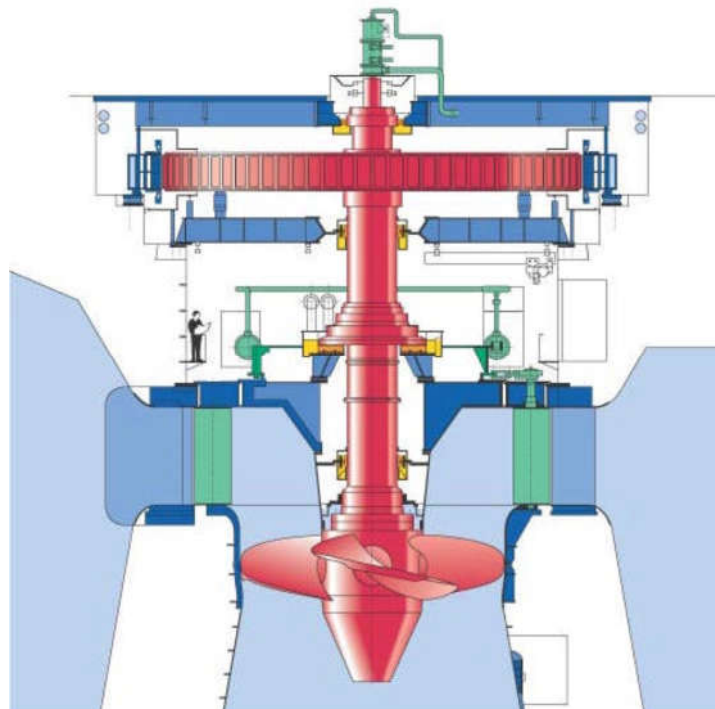
Turbine FRANCIS

Q moyen	$N_s = 50 \dots 350$
H moyen	$n_q = 16 \dots 120$
	$v = 0,1 \dots 0,75$

Fig. 7.11 : domaine d'application de turbine Francis

7.2.2.2. Turbine Kaplan

La turbine Kaplan comporte une roue à pales mobiles et ajustables alors que celles des roues de type hélice sont fixes. Si les pales de la roue et de distributeur sont mobiles, on parle alors de turbine à double réglages. Si les aubes de distributeur sont fixes, on dit alors qu'elle est à simple réglages. Les turbines hélices sont principalement utilisées lorsque l'écoulement et la chute restent pratiquement constants, ce qui est une caractéristique plutôt rare dans des petites centrales hydroélectriques. Sur certains sites nécessitant l'installation de plusieurs machines, une combinaison des turbines hélices et de Kaplan permet néanmoins de s'adapter aux variations de débit tout en réduisant les coûts d'investissement. Les turbines Kaplan sont certainement les machines qui permettent le plus grand nombre de configuration.



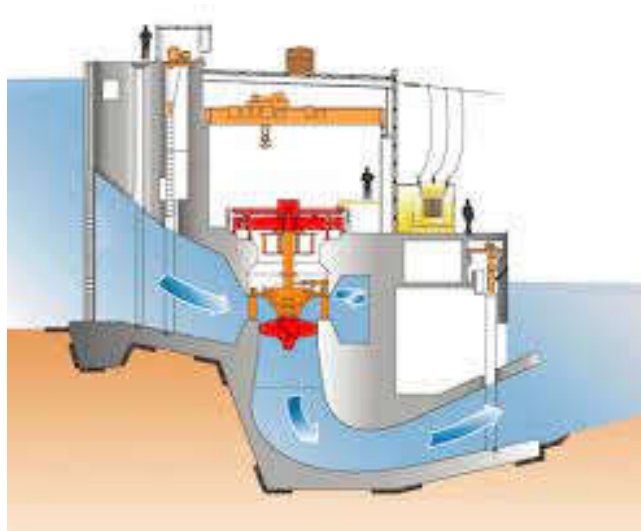


Fig. 7.12 : Turbine Kaplan basse chute

Les turbines Kaplan et les turbines hélices sont des turbines à réaction axiales, utilisées généralement pour des basses chutes de 2 à 30 m. la puissance jusqu'à 15 MW

- **Kaplan en chambre béton** : jusqu'à 15 m de chute et grand débit 100 m³/s
- **Kaplan en bulbe** : De 2 à 8 m de chute et de Débit jusqu'à 40 m³/s
- **Kaplan type S** : Débit supérieur à 3 m³/s
 - Kaplan en coude Saxo : De 4 à 20 m de chute
 - Kaplan en coude aval : De 5 à 10 m de chute
 - Kaplan en coude amont : De 6 à 30 m de chute
- **Kaplan en puits** : Débit supérieur à 30 m³/s et de chute entre 1,5 à 8 m
- **Kaplan en siphon métallique** : Débit jusqu'à 15 m³/s et de chute entre 2 à 4 m

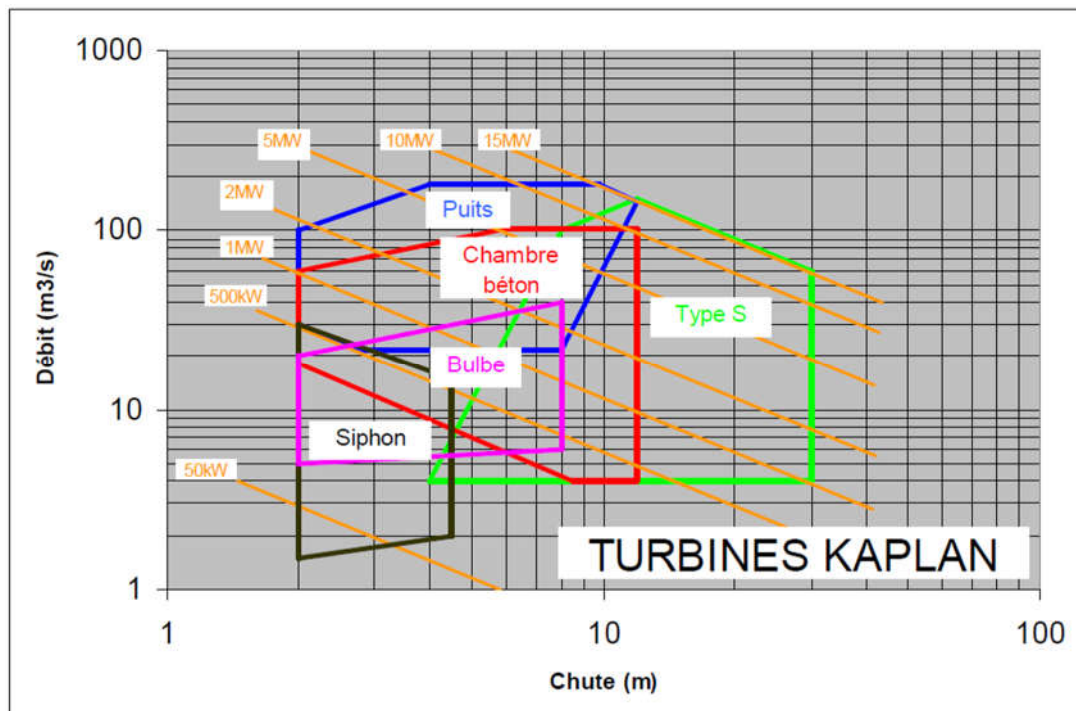
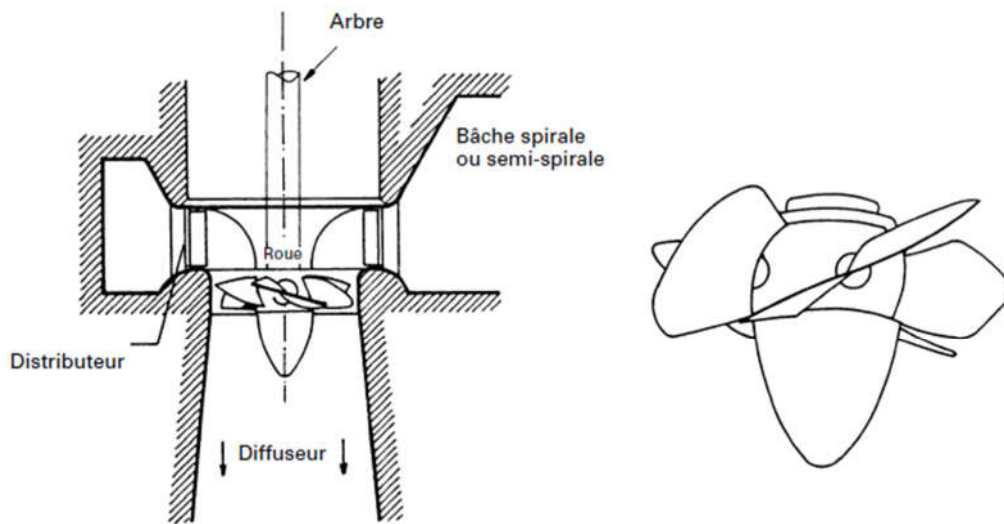


Fig. 7.13 : domaine d'utilisation de turbine Kaplan



Turbine KAPLAN

Q grand	$N_s = 200 \dots 950$
H petit	$n_q = 65 \dots 300$
	$v = 0,4 \dots 2,0$

Fig. 7.14 : domaine d'application de turbine Kaplan

Bibliographies

- [1] Kreith, F.; Boehm, R.F.; et. al., *Heat and Mass Transfer, Mechanical Engineering Handbook* Ed. Frank Kreith, CRC Press LLC, 1999.
- [2] F. Kreith and M. S. Bohn. *Principles of Heat Transfer*. 6th ed. Pacific Grove, CA: Brooks/Cole, 2001.
- [3] J.H. Lienhard IV and J.H. Lienhard V. *A heat transfer textbook*. 4th ed. Cambridge, MA : phlogiston Press, 2017.
- [4] N. MENECEUR. Chapitre II : Les échangeurs à changement de phase., université eloued [Elearning: Tecnolo.des mach. ther.et hyd. \(univ-eloued.dz\)](https://www.univ-eloued.dz/Elearning/Tecnolo.des mach. ther.et hyd.)
- [5] Samuel Dotou, Les chaudières, Université d'abomey-Calavi, [3\) Les chaudières | Samuel Dotou - Academia.edu](https://www.academia.edu/33888883/3_Les_chaudi%C3%A8res_Samuel_Dotou)
- [6] Çengel, Y. A. et Boles, M. A. *Thermodynamics An Engineering Approach*. 5th Edition. Tata McGraw-Hil, 2006.
- [7] Moran, M. J. et Shapiro, H. N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5th Edition. John Wiley & Sons, 2006.
- [8] MECIEB Fatima Zohra. *Polycopié pédagogique Machines thermiques. Université sidi bel abbes, Année universitaire 2021/2022*
- [9] Eric Goncalvès da Silva, Jean-Paul Thibault. Cycles thermodynamiques des machines thermiques, HAL Id: cel-00556977, <https://cel.hal.science/cel-00556977>
- [10] L. Vivier, Turbines à vapeur et à gaz, Edition Albin Michel, Paris, (1965).
- [11] Turbines hydrauliques. Copyright © Office fédéral des questions conjoncturelles, 3003 Berne, août 1995.

Résumé de cours

Cet ouvrage s'adresse aux étudiants de la troisième année mécanique licence en maintenance industrielle. Il traite le programme du module de Technologie des machines thermiques et hydrauliques. Le premier chapitre traite les échangeurs de chaleur, leurs Types, leur évaluation des performances thermique, méthode DTLM, méthode NUT. Le deuxième chapitre traité la conception des échangeurs. Le troisième chapitre donne une technologie générale sur les chaudières, fluide caloporteur, caractéristiques, types de chaudières, conduite et entretien, ainsi que leurs principes de fonctionnement, étude thermodynamique en faisant quelques formulations techniques. Le quatrième fait un état sur les turbines à vapeur, leurs domaines d'application, le fonctionnement, les différents types de turbines à vapeur tel que les turbines à action, turbines à réaction, turbines centripètes. En s'appuyant sur des démonstrations pour le calcul et thermique. Le cinquième chapitre traite le dimensionnement des turbines, le choix de type de turbine adaptée pour des différentes chutes d'eau utilisés dans des installations hydroélectriques et leurs dimensionnements. Le sixième définit les turbines à gaz, en faisant un état sur les cycles thermique. Le septième mis un accent particulier sur les turbines hydrauliques, le principe de fonctionnement, les différents types de turbines hydrauliques tel que : les turbine Kaplan, turbine Pelton, turbine Francis suivi d'un calcul hydraulique