

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf - Mila



Institut des Sciences et de la Technologie

Département des Sciences et Techniques

Filière: Génie Mécanique

Spécialité: Energétique

Polycopié de Cours

Machines thermiques

Ce polycopié est destiné aux étudiants de la 1^{ère} année Master,
Mécanique Energétique

Auteur : Dr. Bensouici Moumtez

(Maître de Conférences A)

Année universitaire 2020/2021

Avant-propos

Le présent polycopié concerne les cours des machines thermiques est le fruit de trois années d'enseignement de 2018 à 2021. Ce cours est destiné aux étudiants de première année Master Mécanique Energétique au sein du département des Sciences et Techniques du Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf-Mila.

Le cours des machines thermiques comprend six chapitres, Le premier chapitre présente les principes de base de la thermodynamique technique qui sont le premier et le deuxième principe de la thermodynamique. Le deuxième chapitre est consacré aux compresseurs et aux machines thermiques à cycles récepteurs qui sont les réfrigérateurs et les pompes à chaleur. Le troisième chapitre est réservé aux cycles idéaux des moteurs à combustion interne. Le quatrième chapitre traite le fonctionnement de la turbine à gaz et du turboréacteur. Le cinquième chapitre présente la turbine à vapeur. Le sixième et dernier chapitre est consacré à d'autres types de moteurs tels que les moteurs à air chaud (Stirling et Ericsson) et les moteurs à air comprimé

A la fin, j'espère que le polycopié de cours sera d'une grande utilité pour les étudiants de Master mécanique énergétique pour mieux comprendre le fonctionnement et les performances des machines thermiques. Le cours est enrichi par plusieurs applications corrigées.

Table des matières

Avant-propos

Chapitre I : Rappel de thermodynamique technique	1
I.1 Notions de variables d'états, loi des gaz parfaits	1
I.1.1 Notions de variables d'états	1
I.1.2 Loi des gaz parfaits	3
I.2 Premier principe de la thermodynamique (Bilan énergétique)	3
I.3 Deuxième principe de la thermodynamique (Bilan entropique)	5
I.4 Applications avec solutions	6
Chapitre II: Machines à cycles récepteurs	9
II.1 Compresseurs	9
II.1.1 Définition du compresseur	9
II.1.2 Les familles de compresseurs frigorifiques	9
II.1.3 Différents types de compresseurs	11
II.1.4 Compresseurs alternatifs à piston mono étagé et multiétagé	14
II.1.5 Rendements	17
II.2 La machine réceptrice	18
II.2.1 Machines frigorifiques et pompes à chaleur	18
II.2.2 Cycles des machines frigorifiques	20
II.2.1.2 Cycle de réfrigération à compression de vapeur idéal réel	22
II.2.3 pompes à chaleur	26
II.2.3.1 Types des pompes à chaleur	27
II.2.3.2 Chauffage et climatisation	29
II.3 Applications avec solutions	29

Chapitre III: Cycles idéaux des moteurs à combustion interne	32
III.2 Types des cycles MCI	32
III.2.1 Cycle de Carnot	32
III.2.2 Cycle d'Otto ou de Beau de rochas	34
III.2.3 Cycle de Diesel	35
III.2.4 Cycle mixte (ou cycle semi diesel ou de Sabathé ou de Trinckler)	37
III.3 Pression moyenne effective	39
III.4 Applications avec solutions	39
Chapitre IV: Turbine à gaz et turboréacteur	44
IV.1 Définition de la turbine à gaz	44
IV.2 Eléments principaux et principe de fonctionnement de la turbine à gaz	44
IV.3 Applications de la turbine à gaz	45
IV.4 Types des cycles de la turbine à gaz	46
IV.4.1 Cycle de Brayton idéal	46
IV.4.2 Cycle réel de la turbine à gaz	49
IV.4.3 Amélioration du cycle de Brayton - Valorisation de l'énergie	50
IV.5 Cycle du turboréacteur	52
IV.6 Applications avec solutions	54
Chapitre V: Turbine à vapeur	60
V.1 Définition de la turbine à vapeur	59
V.2 Eléments principaux de la turbine à vapeur	59
V.3 Applications de la turbine à vapeur	60
V.4 Types des cycles de la turbine à vapeur	61
V.4.1 Cycle de Rankine idéal	61

V.4.2 Cycle de Rankine réel	62
V.4.3 Amélioration du cycle de Rankine- Valorisation de l'énergie	63
V.5 Applications avec solutions	66
Chapitre VI : Autres types de moteurs	72
VI.1 Les moteurs à air chaud	72
VI.1.1 Moteur de Stirling	72
VI.1.1.1 Types des moteurs de Stirling	73
VI.1.1.2 Cycle de Stirling idéal	74
VI.1.2 Moteur d'Ericsson	76
VI.1.2.1 Types des moteurs d'Ericsson	77
VI.1.2.2 Cycle d'Ericsson idéal	77
VI.2 Moteur à air comprimé	79
VI.2.1 Moteur à air comprimé : avantages et inconvénients	80
VI.2.2 Avenir du moteur à air comprimé	80
VI.3 Applications avec solutions	81
Références	83
Annexes	84

Chapitre I

Rappel de thermodynamique technique

I.1 Notions de variables d'états, loi des gaz parfaits

I.1.1 Notions de variables d'états

a. Système thermodynamique

Un système est une quantité de matière (solide, liquide ou gaz) séparée du milieu extérieur par une surface appelée frontière à travers laquelle se fait un échange d'énergie (chaleur Q , travail W) et de matière, (voir figure I.1).

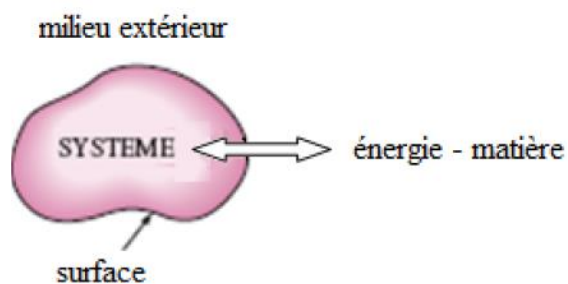


Figure (I.1): Système thermodynamique

La nature de la surface (ou frontière) du système thermodynamique sert de base à la classification des différents systèmes:

- Système ouvert: échange d'énergie (sous forme de travail W ou de chaleur Q), et de matière avec le milieu extérieur, (voir figure I.2.a).
- Système fermé: échange d'énergie seulement avec le milieu l'extérieur, (voir figure I.2.b).
- Système isolé : aucun échange d'énergie ni de matière avec le milieu extérieur, (voir figure I.2.c).
- Système adiabatique: aucun échange de chaleur avec l'extérieur (surface imperméable à la chaleur), (voir figure I.2.d).

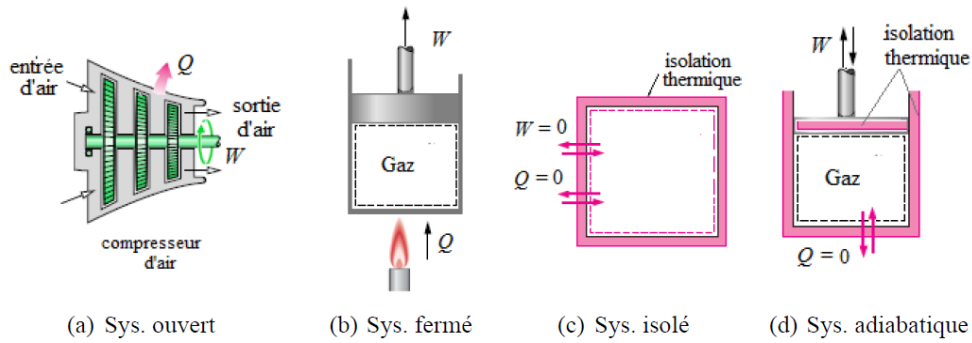


Figure (I.2): Différents types de systèmes thermodynamiques

b. Etat d'un système

L'état d'un système est défini par les valeurs d'un certain nombre de grandeurs physiques mesurables dites variables (ou paramètres) d'état. Exp : volume, pression, température, viscosité,...etc.

b.1 Variables d'état

Les variables qui définissent l'état d'un système peuvent être classées en deux catégories:

- **Variables intensives:** ce sont des grandeurs indépendantes de la quantité de matière (ne sont pas additives) et définies ponctuellement, exp : la pression (P , Pa), la température (T , K), la masse volumique (ρ , kg/m³),.....etc.
- **Variables extensives:** ce sont des grandeurs proportionnelles à la quantité de matière (sont additives), exp : la masse (m , kg), le volume (V , m³), le nombre de mole (n , mol),,..etc.

Par exemple, supposons deux systèmes identiques placés ensemble. Il est clair que les variables extensives (m , V et n) vont doubler alors que les variables intensives (P , T et ρ) ne vont pas changer.

b.2 Fonctions d'état

Ce sont des relations mathématiques qui lient les variables d'état (intensives ou extensives) d'un système thermodynamique, exp : l'énergie interne (U , J), l'enthalpie (H , J), l'entropie (S , J/K),,..etc. Les fonctions d'état sont extensives et leurs variation, au cours d'une transformation, dépend uniquement de l'état initial et final du

système et non du chemin suivi (la manière dont le système passe de l'état initial à l'état final).

Remarque: une fonction d'état (extensive) rapportée à l'unité de matière (masse, volume, etc) devient intensive. Par exemple, l'énergie interne (U, J) est extensive mais l'énergie interne massique ($u=U/m, kJ/kg$) est intensive.

I.1.2 Loi des gaz parfaits

La loi des gaz parfaits est donnée par la formule suivante:

$$PV=n.R.T \quad (I.1)$$

Avec:

P : la pression en Pascals (N/m^2), V : le volume en m^3 ,

n : le nombre de moles,

R : la constante égale à $8,315 J/mole.K$, T : la température en Kelvin

La loi des gaz parfaits peut aussi être exprimée en unité de masse :

$$PV=m.r.T \quad (I.2)$$

Où r est la constante R ramenée à un kg de gaz : $r= R/M$ et M est la masse molaire du gaz. Pour l'air, la masse molaire est de $M= 29 \cdot 10^{-3}kg/mol$, et $r = 287 J/kg.K$.

I.2 Premier principe de la thermodynamique (Bilan énergétique)

Le premier principe de la thermodynamique est le principe de la conservation d'énergie.

Système fermé:

L'énergie totale E d'un système est la somme de l'énergie cinétique E_C , de l'énergie potentielle E_P et de l'énergie interne U

$$E = E_C + E_P + U \quad (I.3)$$

Les énergies cinétique et potentielle sont communes entre la mécanique et la thermodynamique, mais, l'énergie interne est une énergie propre à la thermodynamique.

Pour un système fermé, l'énergie totale E échangée avec l'environnement est divisée en deux parties : l'apport de chaleur Q au système et le travail effectué W par le système.

$$\Delta E_C + \Delta E_P + \Delta U = Q + W \quad (\text{I.4})$$

Généralement, en thermodynamique et pour un système fermé, les variations de l'énergie cinétique et potentielle sont nulles, et l'équation précédente devient :

$$\Delta U = Q + W \quad (\text{I.5})$$

Avec:

Q : Energie transférée à travers les limites du système causé par la différence de température.

W : Le travail est une autre forme d'énergie causé par le mouvement ou la déformation du système (détente ou compression)

Systeme ouvert:

L'Expression du premier principe pour un système ouvert s'écrit comme suit:

$$\Delta h + \Delta E_C + \Delta E_P = Q + W \quad (\text{I.6})$$

Ou

$$\dot{m}(\Delta h + \Delta E_C + \Delta E_P) = \dot{Q} + \dot{W} \quad (\text{I.7})$$

Avec:

\dot{m} : Débit massique s'écoulant dans le système ouvert

$h = U + Pv$: Enthalpie du système

I.3 Deuxième principe de la thermodynamique (Bilan entropique)

Le premier principe de la thermodynamique exprime la conservation de l'énergie au cours d'une transformation quelconque. Il ne fait aucune distinction entre les diverses formes d'énergie, et n'impose aucune restriction quant au sens dans lequel chaleur et travail sont échangés. Ainsi un transfert de chaleur d'un corps chaud vers un corps froid s'effectue sans travail, mais pas l'inverse. Le second principe de la thermodynamique établit précisément un critère permettant de distinguer entre les transformations possibles et impossibles.

Il existe deux formulations classiques du second principe de la thermodynamique, qui décrivent le comportement des machines thermiques.

Énoncé de Kelvin Planck

" Il est impossible de réaliser un appareil décrivant un cycle qui fournirait du travail en échangeant de la chaleur avec une seule source".

Cet énoncé se réfère aux machines thermiques et stipule qu'une machine ne peut transformer intégralement la chaleur reçue d'une source chaude en travail. Il faut qu'une certaine quantité de chaleur soit cédée à une source froide.

Énoncé de Clausius

" Il est impossible de réaliser un appareil décrivant un cycle dont le seul effet serait de transférer une quantité de chaleur d'une source froide à une source chaude".

I.3.1 Entropie

Le deuxième principe de la thermodynamique est basée sur l'entropie S qui est une fonction d'état en J/K. L'entropie mesure la dégradation de l'énergie du système macroscopiquement et microscopiquement, elle mesure le désordre dans le système. La variation d'entropie d'un système au cours d'une transformation peut être décomposée en deux termes:

$$dS = dS_e + S_g \tag{I.8}$$

Où dS : variation d'entropie du système; dS_e est la variation d'entropie due aux échanges de chaleur du système avec l'environnement et S_g est la variation d'entropie due aux phénomènes irréversibles internes du système.

Système fermé:

Le bilan entropique pour un système fermé s'écrit comme suit:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \sum \frac{Q}{T_e} + S_g \quad (\text{I.9})$$

Système ouvert:

Le bilan entropique pour un système ouvert s'écrit comme suit:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \sum \frac{Q}{T_e} + S_g \quad (\text{I.10})$$

Ou

$$\Delta S = \dot{m}(S_2 - S_1) = \sum \frac{\dot{Q}}{T_e} + \dot{S}_g \quad (\text{I.11})$$

Avec:

T_e : température de la source externe

$S_g \geq 0$: mesure la génération d'entropie dans le système ou le degré d'irréversibilité du système. $S_g = 0$: transformation réversible, $S_g > 0$: transformation irréversible, $S_g < 0$: transformation impossible.

Les causes d'irréversibilités sont : Internes: frottement fluide -fluide, fluide -paroi et externes: pertes d'énergie par transfert de chaleur ou gradient de température ($T_{\text{sys}} \neq T_e$).

I.4 Applications avec solutions

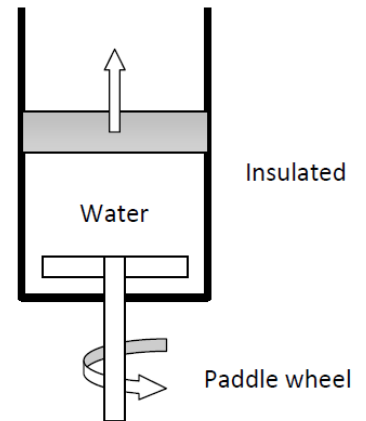
Application 1 :

De l'eau liquide saturée à 100 °C est contenue dans un ensemble piston-cylindre. L'eau subit un processus à l'état de vapeur saturée correspondant, au cours duquel le piston se déplace librement dans le cylindre. Il n'y a pas de transfert de chaleur avec l'environnement. Si le changement de l'état est provoqué par l'action d'une roue à

aubes, déterminer le travail net par unité masse, en kJ/kg, et la génération d'entropie produite par unité de masse, en kJ/kg.K.

Hypothèses:

- L'eau dans l'ensemble piston-cylindre est un système fermé.
- Il n'y a pas de transfert de chaleur avec l'environnement.
- Le système est à un état d'équilibre initialement et finalement. $\Delta E_C = \Delta E_P = 0$.



Solution :

Le travail net peut être calculé par l'application du bilan énergétique sur le système fermé (premier principe de la thermodynamique):

$$\Delta E_C + \Delta E_P + \Delta U = Q + W \rightarrow$$

$$W = \Delta U = U_2 - U_1 = 2506 - 419.06 = 2086.94 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Les valeurs de } U_2 \text{ et } U_1 \text{ sont déduites des tables thermodynamiques de l'eau})$$

La génération d'entropie produite est calculée par l'application du bilan entropique sur le système fermé (deuxième principe de la thermodynamique) :

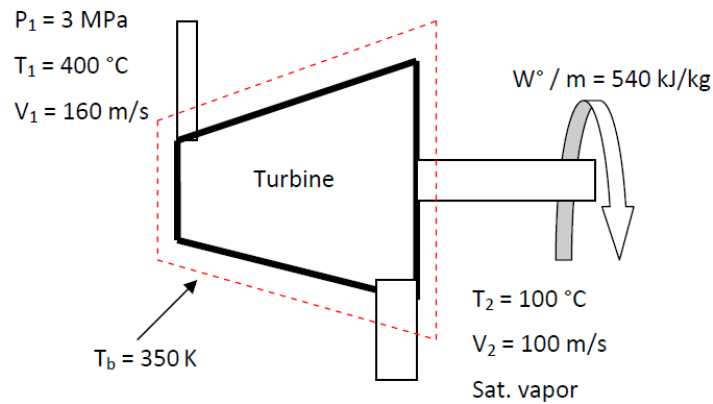
$$\Delta S = S_2 - S_1 = \sum \frac{Q}{T_e} + S_g$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 = S_g \quad (Q = 0) \rightarrow S_g = 7.3542 - 1.3072 = 6.047 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \quad (\text{Les valeurs de } S_2 \text{ et } S_1 \text{ sont déduites des tables thermodynamiques de l'eau})$$

Application 2 :

La vapeur entre dans une turbine avec une pression de 3 MPa, une température de 400 ° C et une vitesse de 160 m/s. La vapeur saturée à 100 ° C sort avec une vitesse de 100 m/s. A l'état stationnaire, la turbine développe un travail égal à 540 kJ/kg. Transfert de chaleur entre la turbine et son l'environnement se produit à une température moyenne de la surface extérieure de 350 K. Déterminer l'entropie est

produite dans la turbine par kg de vapeur s'écoulant, en kJ/kg.K. On néglige le changement d'énergie potentielle entre l'entrée et la sortie.



Solution :

La génération d'entropie produite est calculée par l'application du bilan entropique sur le système fermé (deuxième principe de la thermodynamique) :

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \sum \frac{Q}{T_e} + S_g$$

$$S_g = S_2 - S_1 - \sum \frac{Q}{T_e}$$

En appliquant le bilan énergétique sur le système ouvert, on trouve:

$$\Delta h + \Delta E_C + \Delta E_P = Q + W \rightarrow Q = \Delta h + \Delta E_C - W$$

$$Q = \Delta h + \Delta E_C - W = (h_2 - h_1) + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \right) - W$$

$$Q = \Delta h + \Delta E_C - W = (h_2 - h_1) + \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \right) - W$$

$$Q = (2675.6 - 3231.7) + \frac{1}{1000} \left(\frac{100^2 - 160^2}{2} \right) - (-450) = -23.9 \text{ kJ/kg}$$

En substituant la valeur de Q dans la formule de l'entropie produite, on trouve:

$$S_g = 7.3592 - 6.9235 - \frac{-23.9}{350} = 0.5039 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Chapitre II

Machines à cycles récepteurs

II.1 Compresseurs

II.1.1 Définition du compresseur

Le compresseur est une pièce principale d'une machine frigorifique parce qu'il permet le transfert énergétique de la source froide vers la source chaude. Il aspire le fluide frigorigène gazeux à basse pression, le comprime à un niveau plus haut de pression, (voir figure II.1).

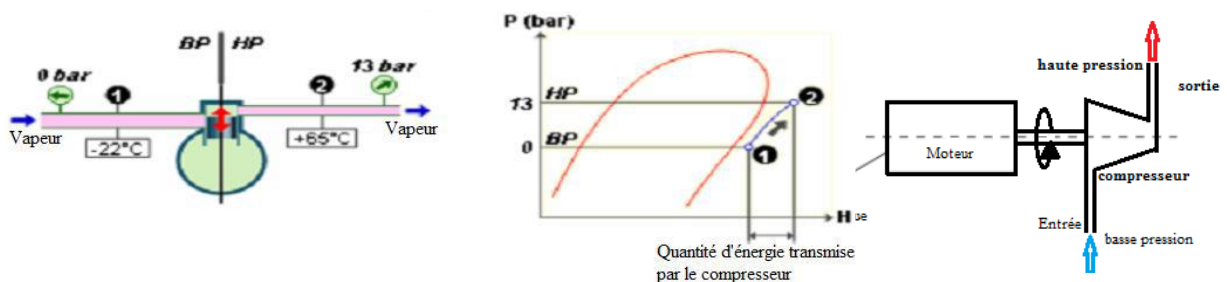


Figure (II.1): Schéma de fonctionnement du compresseur

II.1.2 Les familles de compresseurs frigorifiques

Il existe trois grandes familles de compresseurs frigorifiques :

- Les compresseurs ouverts.
- Les compresseurs hermétiques.
- Les compresseurs semi hermétiques.

a. Les compresseurs ouverts

Le moteur et le compresseur sont deux entités indépendantes reliées par un arbre de transmission, (voir figure II.2). Cela permet un accès manuel aux différents composants du compresseur. Ce mode de raccordement est généralement utilisé pour des installations réclamant une puissance importante (tranche de 50 à plus de 1000 kW). L'inconvénient principal est un risque de fuite dû à la liaison entre le compresseur et l'arbre de transmission. De plus, ce type de compresseur est onéreux.



Figure (II.2): Schéma du compresseur ouvert

b. Le compresseur hermétique

Le moteur et le compresseur sont enfermés ensemble dans une cloche et sont par conséquent inaccessibles, (voir figure II.3). Ce type de mécanisme protège le système contre les fuites mais il est impossible d'accéder au compresseur pour une réparation ou un entretien. Ce mode de raccordement est destiné à des installations de petite puissance (jusqu'à 50KW environ) destinés aux applications domestiques ou commerciales (vitrines de réfrigération, climatiseurs individuels, réfrigérateur ménager.). L'ensemble du système est généralement monté sur des ressorts afin d'atténuer les vibrations. Par ailleurs, son coût est relativement bon marché



Figure (II.3): Schéma du compresseur hermétique

c. Le compresseur semi hermétique

Le système est un compromis des deux précédents. Le moteur et le compresseur sont reliés directement l'un à l'autre dans un même espace confiné ce qui permet de limiter le risque de fuite mais certains composants sont démontables ce qui autorise un éventuel dépannage ou entretien, (voir figure II.4). Ce mode de raccordement nécessite un nombre de joints conséquent. L'étanchéité est donc moins bien assurée qu'un système hermétique. Contrairement au mode de raccordement ouvert, tous les

éléments qui le composent ne peuvent être démontés. L'entretien ou le dépannage peuvent donc être plus compliqués que dans un système ouvert. Ce mode de raccordement est principalement utilisé dans des moyennes installations (jusqu'à environ 400 kW).

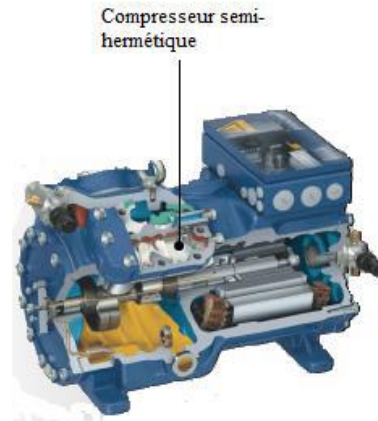


Figure (II.4): Schéma du compresseur semi hermétique

II.1.3 Différents types des compresseurs

Les compresseurs se divisent en deux grandes catégories selon leur procédé de réalisation de la compression:

- Les compresseurs volumétriques
- Les compresseurs centrifuges

a. Les compresseurs volumétriques

La compression du fluide frigorigène est obtenue par le déplacement d'un élément mobile qui engendre une augmentation de la pression par la réduction de la chambre de compression, ce type de compresseur est le plus utilisé dans les installations frigorifiques

Il existe deux familles principales de compresseurs volumétriques:

- Les compresseurs à piston alternatifs qui englobent tous les compresseurs à piston
- Les compresseurs rotatifs qui englobent les compresseurs à palettes, spirales (scroll), à vis....

a.1 Compresseurs à piston alternatifs

Le compresseur à piston est l'un des tout premiers modèles de compresseurs, mais il reste le plus polyvalent et offre toujours un excellent rendement. Le compresseur à piston pousse un piston dans un cylindre au moyen d'une bielle et d'un vilebrequin, (voir figure II.5).

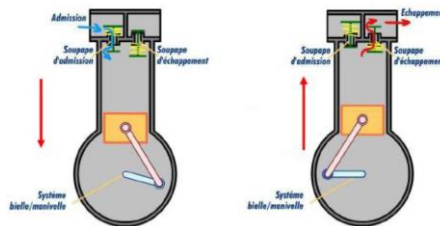


Figure (II.5): Schéma du compresseur à piston

a.2 Compresseurs rotatifs

Ces compresseurs tels que les compresseurs à piston compriment les gaz par réduction du volume. Parmi les compresseurs rotatifs, on distingue :

- Compresseur à palette
- Compresseur à vis
- Compresseur à spirale

a.2.1 Compresseur à palette

Les compresseurs à palettes sont composés d'un élément mobile constitué d'un ou plusieurs rotors excentrés tournant dans un stator cylindrique, le déplacement étant effectué par des palettes sous l'effet de la force centrifuge qui leur est imprimée par la rotation du rotor. En effet, la compression des vapeurs aspirées est obtenue dans un espace de volume variable, (voir figure II.6).

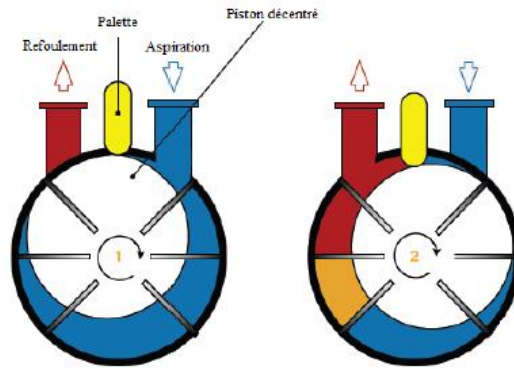


Figure (II.6): Schéma du compresseur à palette

a.2.2 Compresseur à vis

Comporte deux vis qui permettent de comprimer l'air. C'est le modèle de compresseur le plus utilisé de nos jours. Comme pour le compresseur à piston, on joue ici sur une diminution du volume pour augmenter la pression, (voir figure II.7).

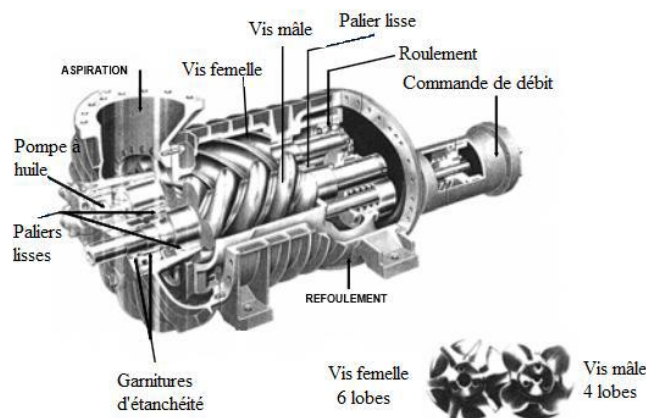


Figure (II.7): Schéma du compresseur à vis

a.3 Compresseur à spirale

Aussi appelé compresseur scroll; son principe de fonctionnement se base sur une spirale fixe autour de laquelle tourne une partie mobile également en forme de spirale. Robuste et léger, les compresseurs scroll sont une technologie appréciée pour leur faible consommation et sont aujourd'hui utilisés pour certains systèmes de climatisation et de pompes à chaleur, (voir figure II.8).



Figure (II.8): Schéma du compresseur à spirale (ou scroll)

b. Les compresseurs centrifuges ou turbocompresseurs

Ce type de compresseur, aussi appelé turbocompresseur, transforme la force dynamique centrifuge en force statique de compression, (voir figure II.9). Le fluide réalise un déplacement circulaire et axial constamment accéléré via des grandes roues munies d'aubages ou d'ailettes inclinées. La force centrifuge provoque la compression du fluide qui est ensuite refoulé aux extrémités de la chambre de compression. Ce type de compresseur se raccorde de manière ouverte ou semi-hermétique.



Figure (II.9): Schéma du compresseur centrifuge

II.1.4 Compresseurs alternatifs à piston mono étagé et multiétagé

a. Compresseur monoétagé

Le cycle illustré sur le diagramme de Clapeyron, (voir figure II.10), traduit le fonctionnement théorique d'un compresseur idéal. Il comprend les quatre phases suivantes:

A B : aspiration à pression constante P_1

B C : compression isentropique de la pression P_1 à la pression P_2

C D : refoulement isobarique, à la pression P_2

D A : détente de la pression P_2 à la pression P_1

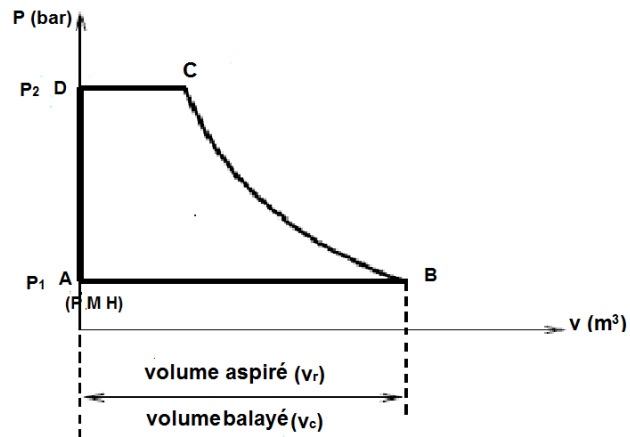


Figure (II.10): Cycle d'un compresseur monoétagé

Types de compression

La compression du gaz peut être réalisée en trois façons, (voir figure II.11):

- Compression isotherme $PV = \text{cte}$;
- Compression adiabatique réversible $PV^\gamma = \text{cte}$;
- Compression polytropique réversible $PV^k = \text{cte}$

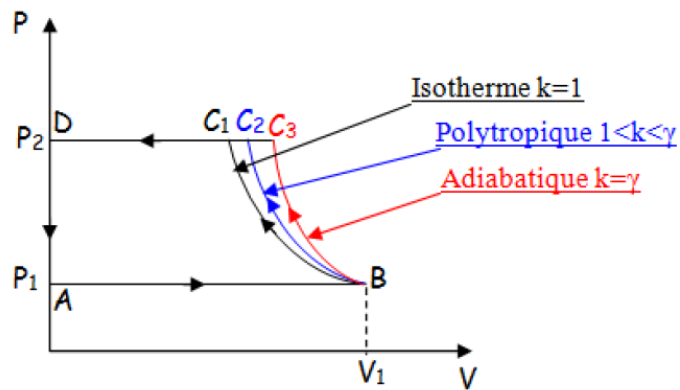


Figure (II.11): Types de compression

b. Compresseur multi étagé

Sachant que lorsqu'on augmente le rapport de compression, on augmente la température du gaz de refoulement. Or, dans les compresseurs il y a des huiles de graissage. Il ne faut pas que ces huiles soient portées à des températures trop élevées sinon elles se détériorent et peuvent même dans certains cas s'enflammer. Pour cela et afin d'éviter une augmentation excessive de la température du gaz au refoulement pour des rapports de compressions élevés, on dispose l'un derrière l'autre plusieurs compresseurs en série et on procède à un refroidissement du gaz entre étages comme présente sur la figure II.12.

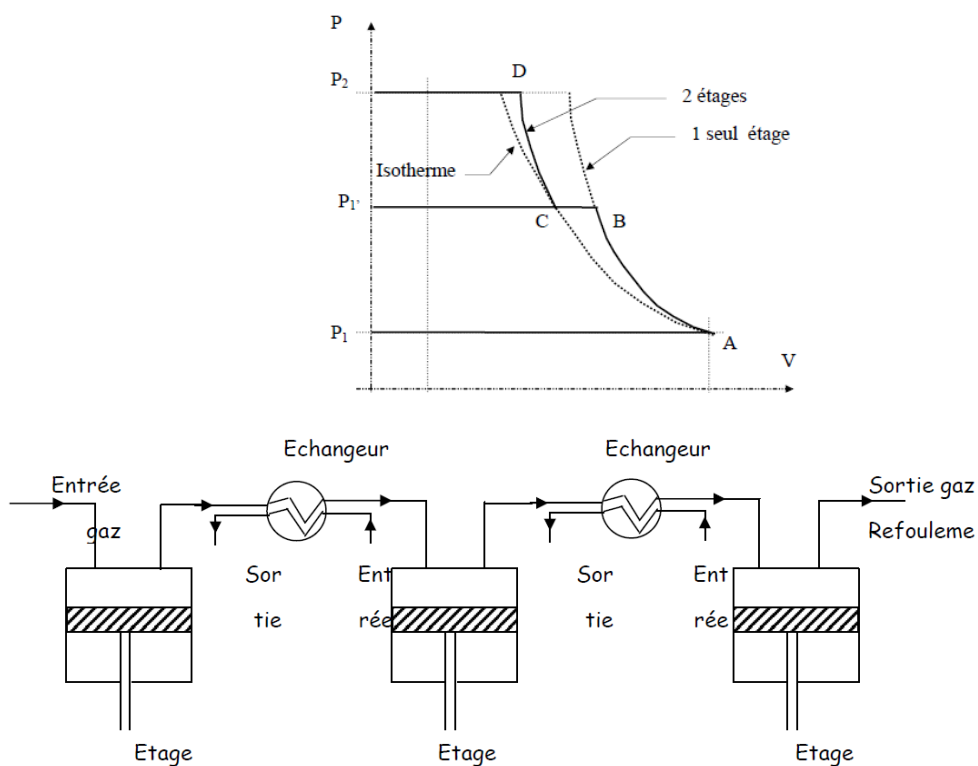


Figure (II.12): Compresser à plusieurs étages

Cette compression multiétagée permet de :

- Diminuer la température du gaz au refoulement des étages de compression, d'où une meilleure tenue des lubrifiants de graissage, des joints de piston...
- Diminuer le travail de compression pour le même rapport de compression global en se rapprochant de la compression isotherme.

II.1.5 Rendements

Les différents rendements d'un compresseur frigorifique sont définis comme suit :

- Le rendement volumétrique
- Le rendement indiqué
- Le rendement mécanique
- Le rendement effectif ou global
- Le rendement isentropique

a. Le rendement volumétrique

Le rendement volumétrique permet de comparer le débit volumique de vapeur réellement aspiré au débit balayé (cylindrée du compresseur fois la vitesse de rotation).

$$\eta_V = \frac{q_{v,aspiré}}{q_{v,balayé}} \quad (\text{II.1})$$

b. Le rendement indiqué

Le rendement indiqué est défini comme étant le rapport du travail absorbé pour comprimer l'unité de masse du fluide frigorigène dans un compresseur parfait (compression isentropique) au travail absorbé pour comprimé la même masse dans un compresseur réel.

$$\eta_i = \frac{W_{is}}{W_i} \quad (\text{II.2})$$

c. Le rendement mécanique

A cause des frottements intervenant dans les pièces en mouvement, on définit le rendement mécanique, comme étant le rapport du travail indiqué au travail effectif réellement transmis sur l'arbre du compresseur.

$$\eta_m = \frac{W_i}{W_{eff}} \quad (\text{II.3})$$

d. Le rendement effectif ou global

Le rendement effectif ou global d'un compresseur est défini comme étant le rapport entre le travail isentropique et le travail effectif réellement fourni à l'arbre du compresseur réel.

$$\eta_{eff}(\eta_g) = \frac{W_{is}}{W_{eff}} \quad (II.4)$$

Il peut être écrit également comme le produit du rendement indiqué par le rendement mécanique de la machine :

$$\eta_g = \eta_i \eta_m \quad (II.5)$$

e. Le rendement isentropique

Le rendement isentropique de compression compare la variation d'enthalpie massique du fluide dans un compresseur réel et à celui d'un compresseur parfait de même cylindrée.

$$\eta_{isC} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (II.6)$$

II.2 La machine réceptrice

La machine dite réceptrice transforme le travail mécanique (W) reçu en une chaleur (Q). On les appelle aussi les machines de transfert de chaleur, c'est le cas des machines frigorifiques ou les pompes à chaleur.

II.2.1 Machines frigorifiques et pompes à chaleur

La machine frigorifique ou le réfrigérateur sert à maintenir le milieu réfrigéré ou l'intérieur du réfrigérateur à basse température. Pour cela, il doit enlever (en un cycle) une quantité de chaleur Q_L à la source froide (exemple: air intérieur du réfrigérateur) et donner une quantité de chaleur Q_H à la source chaude (exemple : air ambiant de la cuisine), tout en recevant un travail W , du milieu extérieur, (voir figure II.13.a). La pompe à chaleur sert à maintenir le milieu chauffé à haute température (l'intérieur de la maison). Pour cela, la pompe à chaleur fournit de la chaleur chauffée qu'elle a puisée, auparavant, dans un autre milieu qui se trouve à basse température (exemple, l'air extérieur), (voir figure II.13.b).

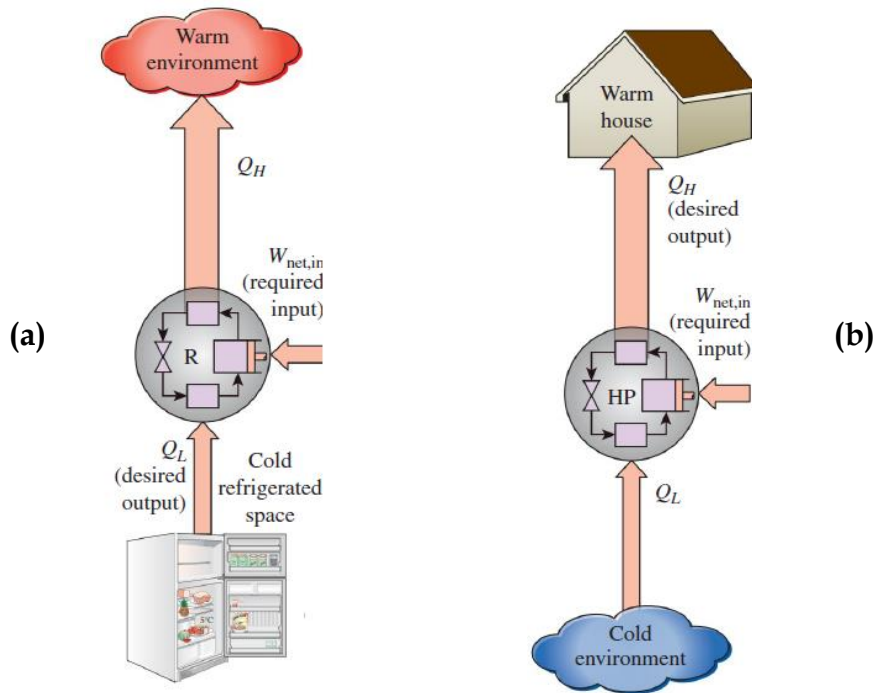


Figure (II.13): (a): Réfrigérateur, (b): Pompe à chaleur

Le coefficient de performance (COP) de la machine frigorifique est défini comme suit :

$$COP_R = \frac{\text{Refroidissement}}{\text{travail consommé}} = \frac{Q_L}{W_{net,in}} \quad (II.7)$$

Le coefficient de performance (COP) de la machine frigorifique est défini comme suit :

$$COP_{PAC} = \frac{\text{Chauffage}}{\text{travail consommé}} = \frac{Q_H}{W_{net,in}} \quad (II.8)$$

Il existe une relation qui relie les deux expressions (II.1) et (II.2) qui est écrite comme suit :

$$COP_p = COP_R + 1 \quad (II.9)$$

II.2.2 Cycles des machines frigorifiques

a. Cycle de Carnot inversé

Le cycle de Carnot est théorique il est le premier cycle à être imaginé pour faire fonctionner une machine frigorifique. Il est composé de deux transformations isothermes (2-3) et (4-1), et de deux transformations isentropiques (1-2) et (3-4), (voir figure II.14).

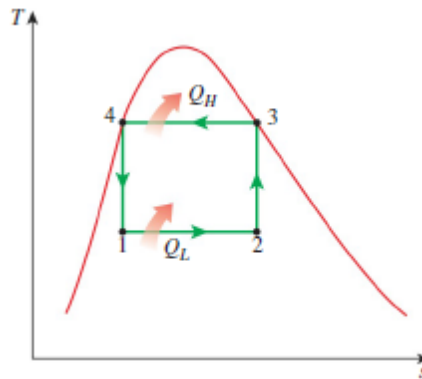


Figure (II.14): Cycle de Carnot inversé

Le coefficient de performance (COP) de la machine frigorifique de Carnot est défini comme suit :

$$COP_R = \frac{\text{Refroidissement}}{\text{travail consommé}} = \frac{Q_L}{W_{net,in}} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_C} - 1} \quad (\text{II.10})$$

Le coefficient de performance (COP) de la pompe à chaleur de Carnot est défini comme suit :

$$COP_{PAC} = \frac{\text{Chauffage}}{\text{travail consommé}} = \frac{Q_H}{W_{net,in}} = 1 - \frac{1}{\frac{T_L}{T_H} - 1} \quad (\text{II.11})$$

Le cycle Carnot inversé est le cycle de réfrigération le plus efficace qui opère entre deux températures T_L et T_H . Cependant les deux évolutions isentropiques (2-3) et (4-1) sur un mélange diphasique sont réellement difficiles à réaliser par le compresseur et le détendeur respectivement. On pourrait résoudre ces problèmes en déplaçant le cycle de Carnot à l'extérieur de la région de saturation mais, dans ce cas, il deviendrait difficile d'extraire et d'évacuer de la chaleur à température constante. Comme conséquence, le cycle de Carnot inversé ne peut pas être retenu comme cycle

de réfrigération idéal. Il peut néanmoins servir de cycle auquel les cycles réels des machines frigorifiques seront comparés.

b. Cycle de réfrigération à compression de vapeur idéal

la machine frigorifique à compression de vapeur est l'appareil le plus répandu dans la production du froid ou pour le chauffage (pompe à chaleur). Le cycle de la machine frigorifique à compression vapeur idéal, (voir figure II.15) comprend les évolutions suivantes:

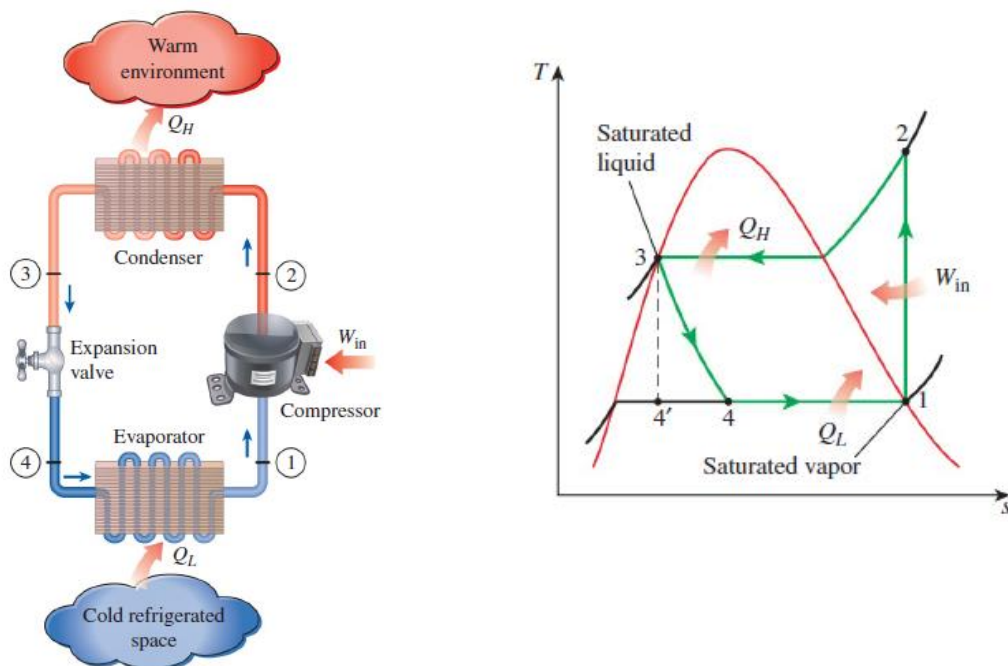


Figure (II.15): Schéma et diagramme $T-S$ du cycle de réfrigération à compression de vapeur idéal

1-2: Compression isentropique du réfrigérant dans le compresseur

2-3: Rejet de chaleur isobare dans le condenseur

3-4: Détente isenthalpique dans le détendeur

4-1: vaporisation du réfrigérant et l'extraction de la chaleur isobare dans l'évaporateur

Le cycle de réfrigération est souvent représenté dans un diagramme $P-h$, (voir figure II.16).

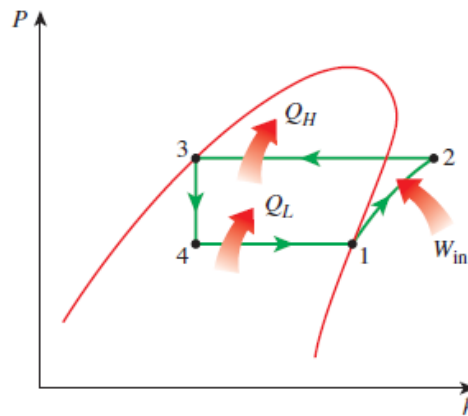


Figure (II.16): Diagramme $P-h$ du cycle idéal réfrigération à compression de vapeur

Le coefficient de performance (COP) de la machine frigorifique à compression de vapeur est défini comme suit :

$$COP_R = \frac{\text{Refroidissement}}{\text{travail consommé}} = \frac{Q_L}{W_{net,in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{II.12})$$

Le coefficient de performance (COP) de la pompe à chaleur de Carnot est défini comme suit:

$$COP_{PAC} = \frac{\text{Chauffage}}{\text{travail consommé}} = \frac{Q_H}{W_{net,in}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (\text{II.13})$$

II.2.1.2 Cycle de réfrigération à compression de vapeur idéal réel

Le cycle de réfrigération à compression de vapeur réel, montré à la figure II.17 diffère de l'idéal de plusieurs manières, principalement en raison des irréversibilités qui se produisent dans divers Composants et principalement dans le compresseur. Deux sources courantes d'irréversibilités sont le frottement provoquant des chutes de pression dans les conduits et les composants et la transmission de chaleur vers ou depuis l'environnement.

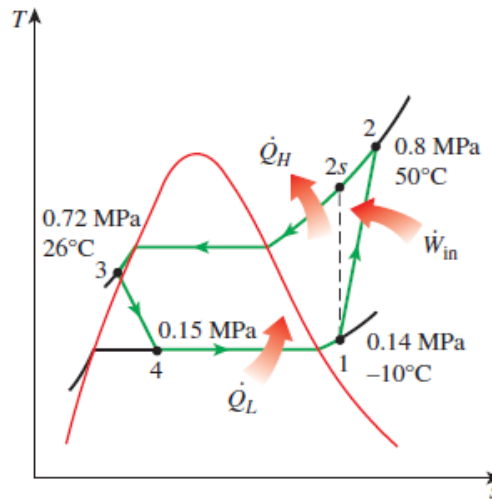


Figure (II.17): Diagramme T - S du cycle de réfrigération à compression de vapeur réel

c. Amélioration du cycle de réfrigération à compression de vapeur

La plupart des machines frigorifiques fonctionnent selon le cycle de réfrigération simple à compression de vapeur parce qu'il est simple, fiable, peu coûteux et ne nécessite pas d'entretien. Cependant, pour les grandes installations industrielles le rendement est la principale préoccupation. Par conséquent le cycle simple de réfrigération à compression de vapeur est inadéquat et nécessite des modifications et des améliorations.

c.1 Cycle cascade de réfrigération

Certaines applications industrielles nécessitent de basses températures qui ne peuvent être atteintes par un seul cycle de réfrigération. Le compresseur consomme trop de travail et le rendement du cycle souffre. Pour remédier à ce problème, on recourt à un système de réfrigération en cascade, (voir figure II.18). Les deux cycles sont reliés entre eux par un échangeur de chaleur qui sert d'évaporateur au cycle A (le cycle à haute température) et de condenseur au cycle B (le cycle à basse température).

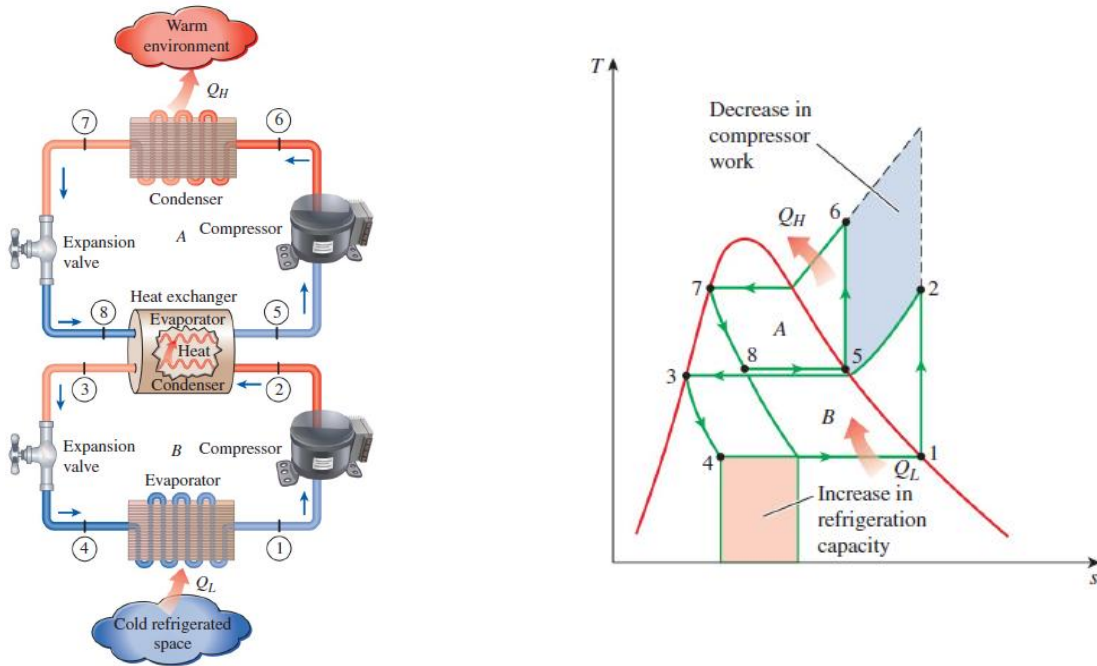


Figure (II.18): Schéma et diagramme T - S du Cycle cascade de réfrigération à deux étages

Si on suppose que l'échangeur est isolé du milieu extérieur et que la variation des énergies cinétique et potentielle des écoulements est négligeable, on détermine le rapport des débits massiques des écoulements dans chacune des boucles en dressant un bilan d'énergie selon:

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \rightarrow \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \quad (\text{II.14})$$

Le coefficient de performance de l'installation en cascade est alors :

$$COP_{R \text{ Cascade}} = \frac{\dot{Q}_L}{W_{in}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)} \quad (\text{II.15})$$

c.2 Cycle de réfrigération à compression multi-étagé

Lorsque le fluide frigorigène demeure le même dans les différents étages de la cascade, l'échangeur de chaleur intermédiaire (entre le cycle A et B) est remplacé par une chambre de mélange appelée « séparateur » qui permet de séparer les deux phases liquide-vapeur du réfrigérant à la sortie de la vanne de détente, (voir figure II.19).

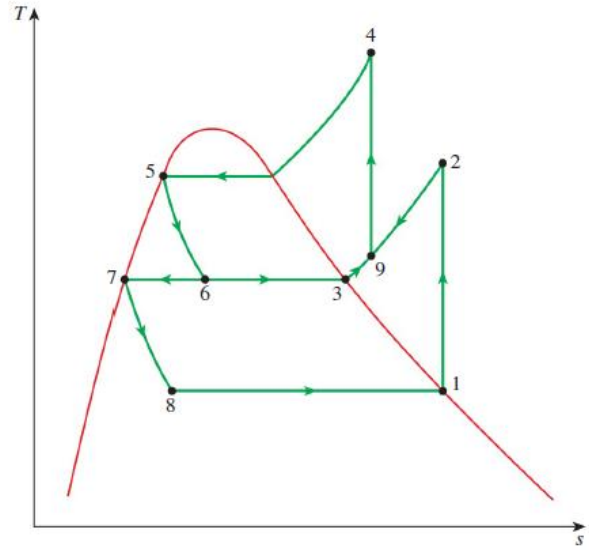
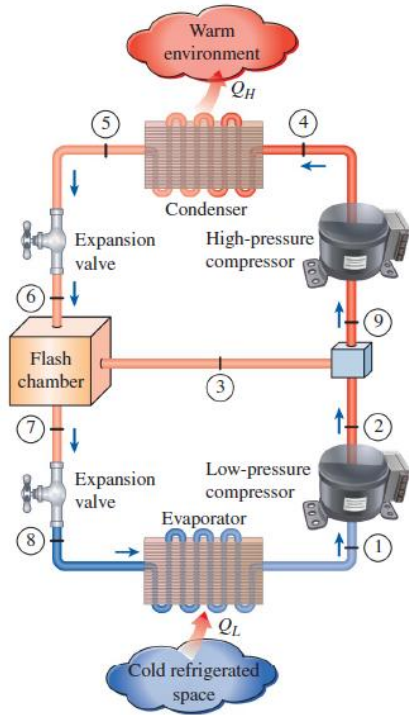


Figure (II.19): Schéma et diagramme T - S du Cycle cascade de réfrigération à deux étages

Lorsque le fluide frigorigène demeure le même dans les différents étages de la cascade, l'échangeur de chaleur intermédiaire (entre le cycle A et B) est remplacé par une chambre de mélange appelée « séparateur » qui permet de séparer les deux phases liquide-vapeur du réfrigérant à la sortie de la vanne de détente (6). Une quantité de liquide saturée $(1-x_6)$ est envoyée vers la deuxième vanne de détente (7) et une quantité (x_6) de vapeur saturée est envoyée vers une chambre de mélange (3). Par la suite ces deux quantités (c'est-à-dire $(1-x_6)$ et (x_6)) vont se mélanger dans cette chambre.

Bilan du cycle :

Le coefficient de performance de l'installation à compression multi étagée est alors :

$$COP_{R \text{ Cascade}} = \frac{\dot{Q}_L}{W_{in}} = \frac{\dot{Q}_L}{W_{in I} + W_{in II}} = \frac{(1-x_6)(h_1 - h_8)}{(1-x_6)(h_2 - h_1) + (h_4 - h_9)} \quad (\text{II.16})$$

Le titre de vapeur x_6 est calculé à partir de la relation suivante :

$$x_6 = \frac{h_6 - h_7}{h_3 - h_7} \quad (\text{II.17})$$

II.2.3 pompes à chaleur

Le schéma suivant permet de mieux comprendre le principe d'une pompe à chaleur et les transformations que subit le fluide frigorigène au cours de son cycle, (voir figure II.20).

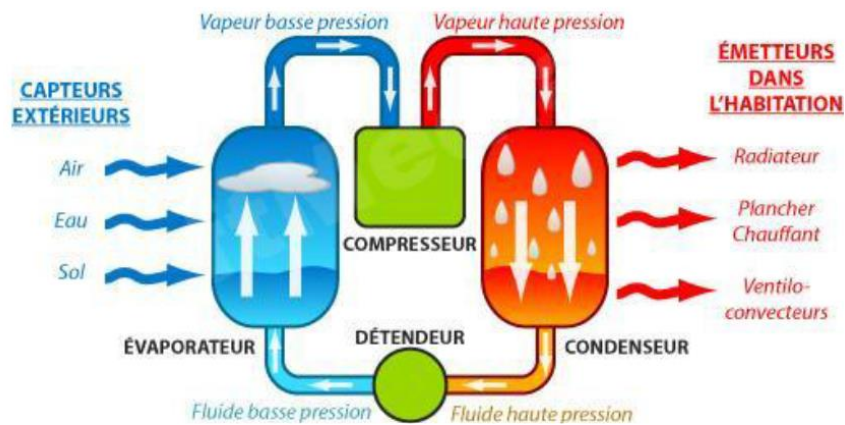


Figure (II.20): Schéma d'une pompe à chaleur

Le principe de fonctionnement d'une installation d'une pompe à chaleur est le même que celui d'une installation frigorifique. Le **compresseur** aspire le fluide frigorigène à l'état gazeux à basse pression (BP) et à basse température. L'énergie mécanique du compresseur va permettre une élévation de la pression et de la température. Les gaz chauds haute pression (HP) et haute température venant du compresseur se dirigent vers le **condenseur**. Ce dernier est un échangeur qui va permettre aux gaz de se condenser (à température et pression constante) au contact d'eau d'un circuit de chauffage. C'est la phase de condensation. La vapeur se transforme en liquide en évacuant la chaleur de condensation vers l'eau des émetteurs. Le fluide frigorigène à l'état liquide formé dans le condenseur est détendu par abaissement brusque de la pression (HP à BP) au passage du **détendeur**. L'évaporateur est lui aussi un échangeur de chaleur. Le fluide liquide provenant du détendeur va entrer en ébullition dans l'évaporateur en absorbant de la chaleur au fluide extérieur (l'eau, l'air..). C'est la phase d'évaporation où le liquide se transforme en vapeur (à température et pression constante). Le gaz est ensuite aspiré par le compresseur pour un nouveau cycle.

II.2.3.1 Types de pompes à chaleur

L'air, l'eau et la terre sont sources de grandes quantités d'énergie qui se renouvellent sans cesse grâce au rayonnement solaire et aux pluies. La pompe à chaleur prélève la chaleur présente dans l'environnement naturel (l'air, l'eau, le sol) et vous la restitue pour chauffer ou rafraîchir à un coût très économique.

Les pompes à chaleur sont classées en fonction:

- du milieu d'où elles tirent leur énergie « renouvelable »: l'air (aérothermie), le sol (géothermie) ou l'eau d'une nappe phréatique ou d'un lac (hydrothermie)
- du système de diffusion: air (réseau aérauliques) ou eau (radiateurs, planchers chauffants, ventilo-convecteurs)

On parle de pompe à chaleur air/air, air/eau, ou eau/eau...

a. Schéma de principe classique d'une pompe à chaleur air/air

Le principe de fonctionnement de la *pompe à chaleur air/air* est basé sur un système de captation de l'énergie présente dans l'air extérieur (les calories). Il s'agit donc d'une énergie totalement gratuite et écologique. La chaleur ainsi captée est ensuite redistribuée à l'intérieur du logement, (voir figure II.21). L'inconvénient de cette thermopompe est que le serpentin de l'évaporateur est exposé aux conditions météorologiques changeantes. A basse température, Le serpentin de l'évaporateur se recouvre souvent de givre et de glace, ce qui diminue considérablement le transfert de chaleur entre le milieu extérieur et le fluide frigorigène. Comme conséquence, la thermopompe consomme davantage de l'énergie électrique et le rendement de la thermopompe chute à un point où elle devient inutile.

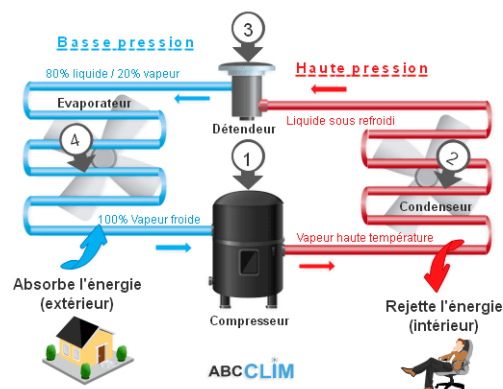


Figure (II.21): Schéma d'une pompe à chaleur air/air

b. Schéma de principe classique d'une pompe à chaleur air/eau:

La pompe à chaleur (PAC) air-eau permet d'assurer le chauffage et la production d'eau chaude d'un logement. Son fonctionnement est simple: une unité extérieure puise les calories de l'air extérieur pour les injecter dans le circuit de chauffage central et d'eau chaude de votre logement, via des unités intérieures, (voir figure II.22).

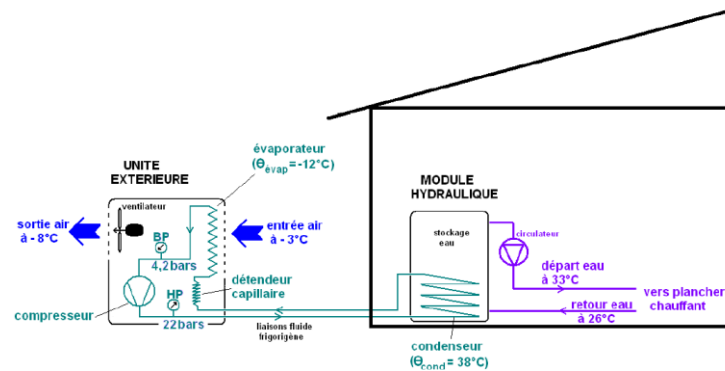


Figure (II.22): Schéma d'une pompe à chaleur air/eau

c. Schéma de principe classique d'une pompe à chaleur eau/eau

La pompe à chaleur (PAC) géothermique est aussi appelée pompe à chaleur "eau-eau" : le principe consiste à récupérer les calories de la terre avec un circuit d'eau enterré pour alimenter un second circuit d'eau chaude dans des radiateurs ou planchers chauffants à l'intérieur du logement, (voir figure II.23).

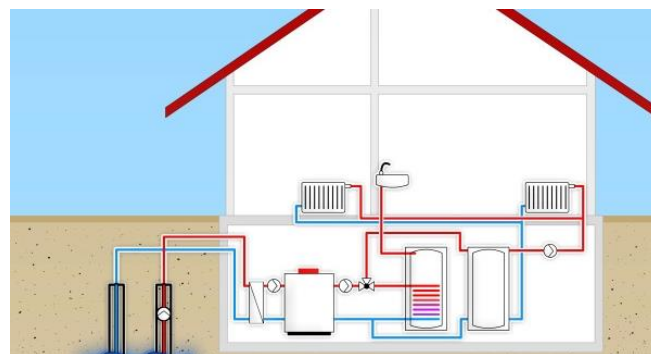


Figure (II.23): Schéma d'une pompe à chaleur eau/eau

II.2.3.2 Chauffage et climatisation

Les pompes à chaleur et les climatiseurs ont les mêmes composants mécaniques. Par conséquent, il n'est pas économique d'avoir deux systèmes séparés pour répondre aux besoins de chauffage et de climatisation d'un bâtiment. Un système peut être utilisé comme pompe à chaleur en hiver et climatiseur en été. Ceci est accompli en ajoutant une vanne d'inversion au cycle, comme illustré à la figure II.24. Suite à cette modification, le condenseur de la pompe à chaleur (situé à l'intérieur) fonctionne comme l'évaporateur du climatiseur en été. Également, l'évaporateur de la pompe à chaleur (situé à l'extérieur) sert de condenseur du climatiseur.

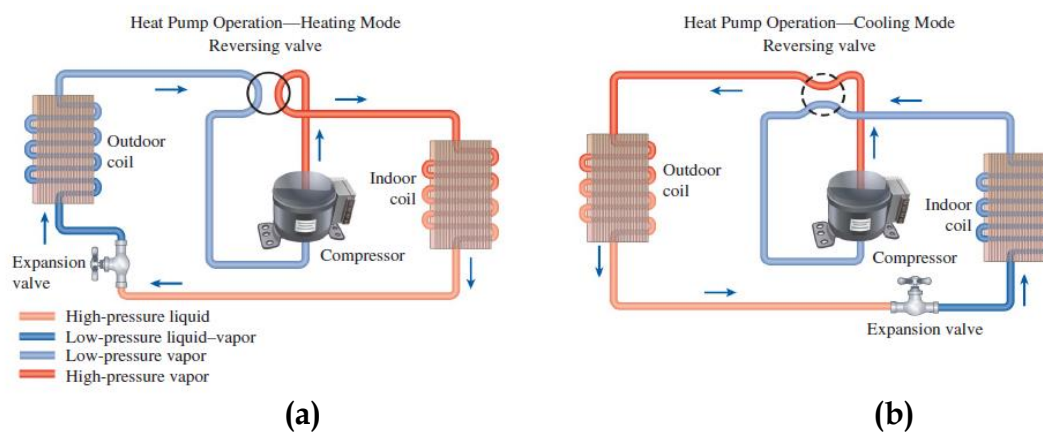


Figure (II.24): Schéma de fonctionnement d'une pompe à chaleur en hiver (a) : chauffage et en été, (b) : climatisation

II.3 Applications avec solutions

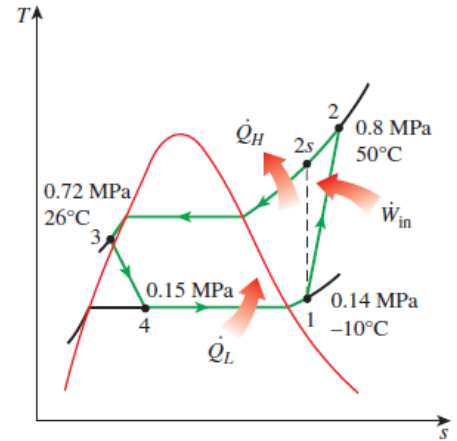
Application 1 :

Le réfrigérant R134a entre dans le compresseur d'un réfrigérateur sous forme de vapeur surchauffée à 0,14 MPa et -10°C avec un débit de 0,05 kg/s. Il en ressort à 0,8 MPa et 50°C . Le réfrigérant est refroidi dans le condenseur à 26°C et 0,72 MPa, puis il est détendu à 0,15 MPa. Sans tenir compte de tout transfert de chaleur et chute de pression dans les conduits entre les composants, déterminer (a) la puissance thermique extraite du milieu réfrigéré et la puissance consommée par le compresseur, (b) le rendement isentropique du compresseur, et (c) le coefficient des performances du réfrigérateur

Solution :

D'après les tables de vapeur pour le réfrigérant R-134a, les enthalpies aux différents points du cycle sont

- $P_1=0.14\text{MPa}$ et $T_1=-10^\circ\text{C}$: $h_1=246.36\text{ kJ/kg}$
- $P_2=0.8\text{MPa}$ et $T_2=50^\circ\text{C}$: $h_2=286.69\text{ kJ/kg}$
- $P_3=0.72\text{MPa}$ et $T_3=26^\circ\text{C}$: $h_3=87.83\text{ kJ/kg}$
- $h_4=h_3=87.83\text{ kJ/kg}$ (détente isenthalpique)



a) Puissance thermique extraite du milieu réfrigéré est :

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = 0.05 (246.36 - 87.83) = 7.93\text{kW}$$

Puissance du compresseur est :

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) = 0.05 (286.69 - 246.36) = 2.02\text{kW}$$

b) Rendement isentropique du compresseur est :

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

A l'aide des tables thermodynamique, l'enthalpie à l'état 2s est :

$P_{2s}=0.8\text{ MPa}$ et $S_{2s}=S_1=0.9724\text{ kJ/kg.K}$: $h_{2s}=284.21\text{ kJ/kg}$. Donc :

$$\eta_c = \frac{284.21 - 246.36}{286.69 - 246.36} = 93.9\%$$

c) Le coefficient de performance du réfrigérateur est :

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{7.93}{2.02} = 3.93$$

Application 2 :

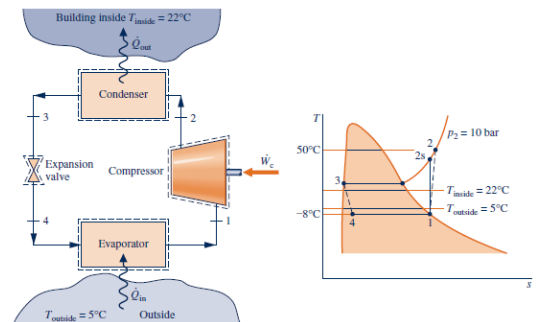
Le réfrigérant R134a est le fluide de travail dans une pompe à chaleur qui sert à maintenir la température de l'air intérieure à 22°C pendant une semaine lorsque la température extérieure moyenne est de 5°C . La vapeur saturée entre dans le compresseur à -8°C et sort à 50°C et 10 bar. Le liquide saturé sort du condenseur à 10 bar. Le liquide saturé sort du condenseur à 10 bar. Le débit massique du réfrigérant est de $0,2\text{ kg/s}$ pour un fonctionnement en régime permanent.

Déterminer (a) la puissance du compresseur, en kW, (b) rendement isentropique du compresseur, (c) le taux de transfert de chaleur fourni au bâtiment, en kW, (d) le coefficient de performance, e) le coût total de l'électricité, en \$, pour 80 heures de fonctionnement au cours de cette semaine, en évaluant l'électricité à 15 cents par kWh.

Solution :

D'après les tables de vapeur pour le réfrigérant R-134a, les enthalpies aux différents points du cycle sont

- $T_1 = -10^\circ\text{C}$: $h_1 = 242.54 \text{ kJ/kg}$
- $T_2 = 50^\circ\text{C}$, $P_2 = 10 \text{ bar}$: $h_2 = 280.19 \text{ kJ/kg}$
- $P_3 = 10 \text{ bar}$: $h_3 = 105.29 \text{ kJ/kg}$
- $h_4 = h_3 = 105.29 \text{ kJ/kg}$ (détente isenthalpique)



a) Puissance du compresseur est :

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) = 0.2 (280.19 - 242.54) = 7.5 \text{ kW}$$

b) Rendement isentropique du compresseur est :

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

A l'aide des tables thermodynamique, l'enthalpie à l'état 2s est :

$$S_{2s} = S_1 = 0.9724 \text{ kJ/kg.K} : h_{2s} = 274.18 \text{ kJ/kg. Donc :}$$

$$\eta_c = \frac{274.18 - 242.54}{280.19 - 242.54} = 84 \%$$

c) Energie thermique fournie au local est :

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_2 - h_3) = 0.2 (280.19 - 105.29) = 34.98 \text{ kW}$$

d) Le coefficient de performance du réfrigérateur est :

$$COP_{PAC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{in}} = \frac{34.98}{7.53} = 4.65$$

e) Coût total de l'électricité, en \$, est : $\text{Coût} = (7.53 \text{ kW})(80\text{h}) \left(0.15 \frac{\$}{\text{kW.h}}\right) = 90.36 \$ \square$

Chapitre III

Cycles idéaux des moteurs à combustion interne

III.1 Hypothèses standard de l'air

Les cycles de puissance à gaz sont assez complexes. Pour réduire l'analyse à un niveau gérable, nous utilisons les approximations suivantes, généralement connues sous le nom d'hypothèses standard de l'air.

- Le fluide de travail est l'air, qui circule en continu en boucle fermée et se comporte toujours comme un gaz idéal.
- Tous les processus du cycle sont réversibles intérieurement
- Le processus de combustion est remplacé par un processus d'ajout de chaleur à partir d'une source externe.
- Le processus d'échappement est remplacé par un processus de rejet de chaleur qui restaure le fluide de travail à son état initial.
- Les chaleurs massiques de l'air estimées à 25°C demeurent constantes.

Les hypothèses standard de l'air fournissent une simplification considérable dans l'analyse sans s'écarter significativement des cycles réels.. Ce modèle simplifié permet d'étudier qualitativement l'influence des paramètres majeurs sur les performances des moteurs réels.

III.2 Types des cycles MCI

III.2.1 Cycle de Carnot

Le moteur thermique possédant le meilleur rendement pour un travail donné à partir de deux sources de chaleur a été inventé par l'ingénieur français Sadi Carnot en 1824. Pourtant, le cycle n'est que théorique, il sert de référence dans les bureaux d'études des motoristes. La machine de Carnot peut fonctionner dans les deux sens (motrice ou réceptrice) avec un système fermé ou système ouvert. Son cycle comprend quatre évolutions réversibles : deux isothermiques et deux isentropiques, (voir figure III.1):

1-2: Apport de chaleur isotherme

2-3: Détente isentropique

3-4: Rejet de chaleur isotherme

4-1: Compression isentropique

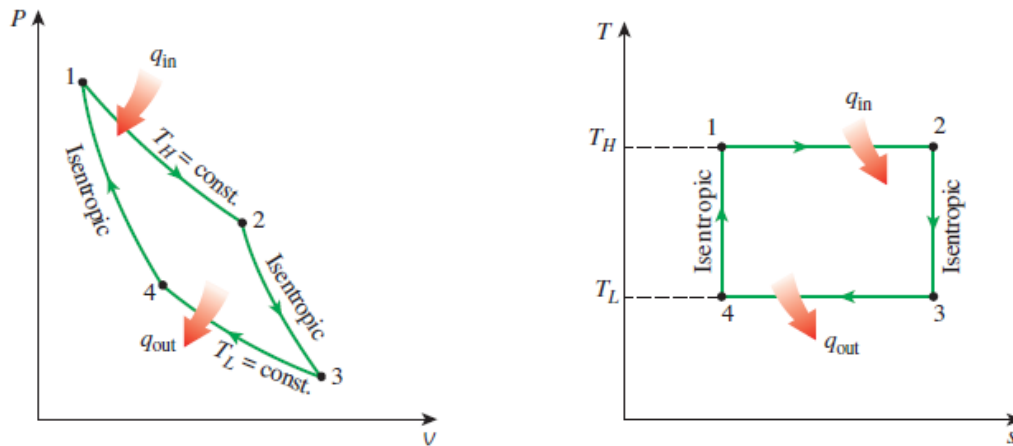


Figure (III.1): Diagramme P-v et T-S : Cycle de Carnot

Le rendement thermique du cycle est donné par la formule suivant :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Energie sortante}}{\text{Energie entrante}} = \frac{W_{net}}{q_{in}} \quad (\text{III.1})$$

D'après le 1^{er} principe de la thermodynamique:

$$- W_{net} + q_{in} - q_{out} = 0 \implies W_{net} = q_{in} - q_{out} \quad (\text{III.2})$$

En substituant la formule du travail net (2) dans la formule du rendement (1), on obtient:

$$\eta_{th} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (\text{III.3})$$

$$\Delta S_{cycle} = \frac{q_{in}}{T_C} - \frac{q_{out}}{T_F} = 0 \implies \frac{q_{out}}{T_C} = \frac{q_{out}}{T_F} \implies \frac{q_{out}}{q_{in}} = \frac{T_F}{T_C} \quad (\text{III.4})$$

En substituant la formule (III.4) dans la formule du rendement (III.3), on obtient la formule générale de Carnot:

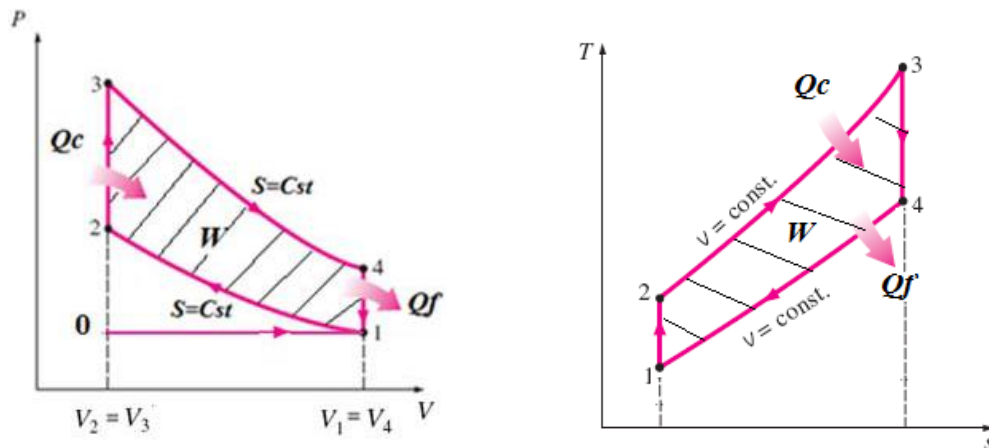
$$\eta_C = 1 - \frac{T_F}{T_C} \quad (\text{III.5})$$

Exemple : On considère une machine thermique diatherme qui opère entre deux températures 350°C et 91.76°C. Calculer le rendement de Carnot.

$$\eta_c = 1 - \frac{T_F}{T_C} = 1 - \frac{(91.76 + 273)}{(350 + 273)} = 41.5\%$$

III.2.2 Cycle d'Otto ou de Beau de rochas

C'est le cycle thermique selon lequel fonctionne un moteur à allumage commandé (ou à essence) à 4 temps, (voir figure III.2):



Figure(III.2): Diagramme P-V et T-S : Cycle Otto

1-2: Compression isentropique

2-3: Apport de chaleur isochore ($V=cte$)

3-4: Détente isentropique

4-1: Rejet de chaleur isochore ($V=cte$)

On a : $\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$

Avec : $q_{in} = C_v (T_3 - T_2)$ et $q_{out} = C_v (T_4 - T_1)$. En substituant q_{in} et q_{out} dans la formule du

rendement, on trouve: $\eta_{th} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$

Les évolutions 1-2 et 3-4 sont isentropiques et $V_2 = V_3$, $V_4 = V_1$, alors on a:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\gamma-1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \Longrightarrow \quad \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1 \quad \Longrightarrow \quad \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\frac{T_2}{T_1}} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}} = 1 - 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$$

A la fin, on obtient la formule du rendement thermique du cycle Otto:

$$\eta_{th} = 1 - r^{1-\gamma} \quad (\text{III.6})$$

Avec :

$r = \frac{V_1}{V_2} > 1$ (8-12) : Rapport de compression volumétrique.

C_p : Capacité calorifique à pression constante

C_V : Capacité calorifique à volume constant.

$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$: Constante adiabatique du fluide moteur

III.2.3 Cycle de Diesel

C'est le cycle selon lequel fonctionne un moteur à allumage par compression à 4 temps, (voir figure III.3):

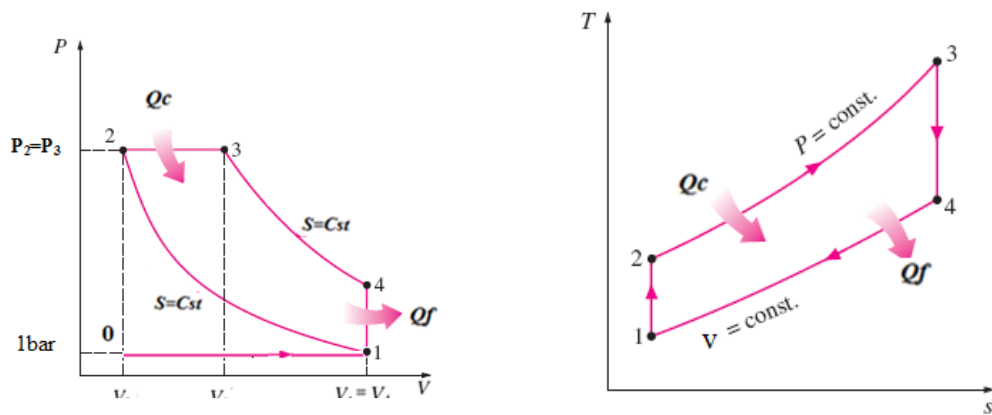


Figure (III.3): Diagramme P-V et T-S : Cycle Diesel

1-2: Compression isentropique

2-3: Apport de chaleur isobare ($P=cte$)

3-4: Détente isentropique

4-1: Rejet de chaleur isochore ($V=\text{cte}$)

$$\text{On a : } \eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

Avec : $q_{in} = C_p (T_3 - T_2)$ et $q_{out} = C_v (T_4 - T_1)$. En substituant q_{in} et q_{out} dans la formule du rendement, on trouve:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{\gamma T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

L'évolution 1-2 est une compression isentropique:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = r^{\gamma-1} \rightarrow \frac{T_1}{T_2} = r^{1-\gamma} \quad (\text{III.7})$$

L'évolution 2-3, apport de chaleur isobare ($P_3=P_2$), on a:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = a \quad (\text{III.8})$$

Avec :

$$a = \frac{V_3}{V_2} > 1 : \text{ Taux d'injection}$$

L'évolution 3-4 est une détente isentropique:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_3}{V_2} \frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{a}{r} \right)^{\gamma-1} \rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{a}{r} \right)^{\gamma-1} = a T_2 \left(\frac{a}{r} \right)^{\gamma-1} = a T_1 r^{\gamma-1} \left(\frac{a}{r} \right)^{\gamma-1}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = a^\gamma \quad (\text{III.9})$$

En substituant les équations (III. 7-9) dans la formule du rendement, on trouve:

$$\eta_{th} = 1 - 1 - \frac{1}{\gamma r^{\gamma-1}} \left[\frac{(a^\gamma - 1)}{(a-1)} \right] \quad (\text{III.10})$$

Avec :

$$r = \frac{V_1}{V_2} > 1 \quad (12-25) : \text{ Rapport de compression volumétrique.}$$

$$a = \frac{V_3}{V_2} > 1 : \text{ Taux d'injection}$$

C_p : capacité calorifique à pression constante

C_V : capacité calorifique à volume constant.

$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$: Constante adiabatique du fluide moteur

III.2.4 Cycle mixte (ou cycle semi diesel ou de Sabathé ou de Trinckler)

Est un couplage entre les cycles Otto et Diesel utilisé dans les moteurs modernes à allumage par compression selon lequel fonctionne un moteur à allumage par compression à grande vitesse, (voir figure III.4). La combustion se fait en deux phases : le carburant est injecté dans la chambre de combustion beaucoup plus tôt que moteur diesel. Le carburant commence à s'enflammer tard dans la course de compression, et par conséquent une partie de la combustion se produit presque à volume constant. L'injection du carburant se poursuit jusqu'à ce que le piston atteigne le point mort haut, et la combustion du carburant maintient la pression élevée pendant la course d'expansion. Ainsi, l'ensemble du processus de combustion peut être mieux modélisé comme la combinaison des procédés à volume constant et à pression constante.

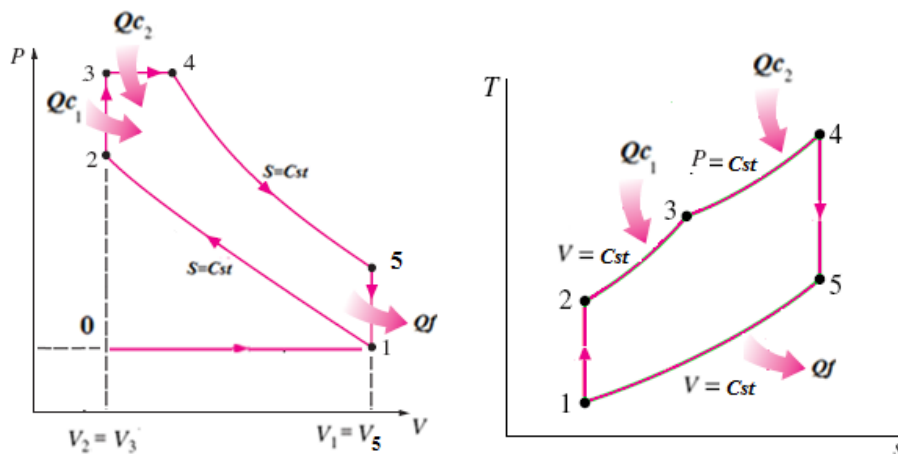


Figure (III.4): Diagramme P - V et T - S : Cycle mixte

1-2: Compression isentropique

2-3: Apport de chaleur isochore ($V=cte$)

3-4: Apport de chaleur isobare ($P=cte$)

4-5 : Détente isentropique

5-1: Rejet de chaleur isochore ($V=cte$)

$$\text{On a : } \eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

Avec : $q_{in} = C_v (T_3 - T_2) + C_p (T_4 - T_3)$ et $q_{out} = C_v (T_5 - T_1)$. En substituant q_{in} et q_{out} dans la formule du rendement, on trouve: $\eta_{th} = 1 - \frac{C_v (T_5 - T_1)}{C_v (T_3 - T_2) + C_p (T_4 - T_3)} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2 + \gamma (T_4 - T_3)}$

L'évolution 1-2 est une compression isentropique:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = r^{\gamma-1} \rightarrow T_2 = T_1 r^{1-\gamma} \quad (\text{III.11})$$

L'évolution 2-3 apport de chaleur isochore ($V_3=V_2$), on a:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = b \Rightarrow T_3 = b T_2 = b T_1 r^{\gamma-1} \quad (\text{III.12})$$

Avec :

$$b = \frac{P_3}{P_2} > 1: \text{ Taux d'injection au cours de l'apport de chaleur isochore}$$

L'évolution 3-4 apport de chaleur isobare ($P_3=P_4$), on a:

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{V_4}{V_3} = a \Rightarrow T_4 = a T_3 = a b T_1 r^{\gamma-1} \quad (\text{III.13})$$

Avec :

$$a = \frac{V_4}{V_3} > 1: \text{ Taux d'injection au cours de l'apport de chaleur isobare}$$

L'évolution 4-5 est une détente isentropique:

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{\gamma-1} \left(\frac{V_4}{V_3} \frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{a}{r}\right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_5 = T_4 \left(\frac{a}{r}\right)^{\gamma-1} = a b T_1 r^{\gamma-1} \left(\frac{a}{r}\right)^{\gamma-1} \Rightarrow T_5 = b a^\gamma T_1 \quad (\text{III.14})$$

En substituant les équations (III.11-14) dans la formule du rendement, on trouve :

$$\eta_{th} = 1 - 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \left[\frac{(b a^\gamma - 1)}{(b-1) + \gamma b(a-1)} \right] \quad (\text{III.15})$$

Avec :

$r = \frac{V_1}{V_2} > 1$: Rapport de compression volumétrique.

$a = \frac{V_3}{V_2} > 1$: Taux d'injection au cours de l'apport de chaleur isobare

$b = \frac{P_3}{P_2} > 1$: Taux d'injection au cours de l'apport de chaleur isochore

C_p : capacité calorifique à pression constante

C_V : capacité calorifique à volume constant.

$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$: Constante adiabatique du fluide moteur

III.3 Pression moyenne effective

C'est une pression fictive qui, si elle agi sur le piston pendant toute la course de puissance, produirait le même de travail net que celle produite pendant le cycle réel. La pression effective moyenne peut être utilisée comme paramètre pour comparer les performances des moteurs de même cylindrée. Le moteur avec un une plus grande valeur de PME fournit plus de travail net par cycle et donc il est performant. Elle est donnée par la formule suivante:

$W_{net} = PME \cdot \text{Aire du piston} \cdot \text{course du piston} = PME \cdot \text{volume balayé par le piston}$

$$W_{net} = PME \cdot \Delta V \Rightarrow PME = \frac{W_{net}}{\Delta V} = \frac{W_{net}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{W_{net}}{V_u} \quad (\text{III.16})$$

Avec : $V_{max} = V_u + V_0$ et V_u : cylindrée unitaire et $V_{min} = V_0$: volume de la chambre de combustion.

III.4 Applications avec solutions

Application 1 :

Le cylindre d'un moteur fonctionnant suivant le cycle OTTO a un diamètre de 20 cm et la course du piston est de 25 cm. Le volume mort est de 1570 cm³. La pression et la température au début de la compression sont 1 bar et 27°C, respectivement. La température maximale du cycle est de 1400°C. Déterminer la pression et la

température des points du cycle, le rendement et le travail du cycle, le rendement de Carnot et la pression moyenne effective. Aussi, calculer le rendement de Carnot et la puissance idéale développée par le moteur si le nombre de cycles par minute est égale à 500. Données pour l'air: $\gamma=1.4$, $P_1=1\text{bar}$, $C_v=0.718\text{ kJ/kg.K}$, $C_p=1.005\text{ kJ/kg.K}$ et $R=0.287\text{ kJ/kg.K}$.

Solution :

$$d=20\text{ cm}, c=25\text{ cm}, V_0=1570\text{ cm}^3$$

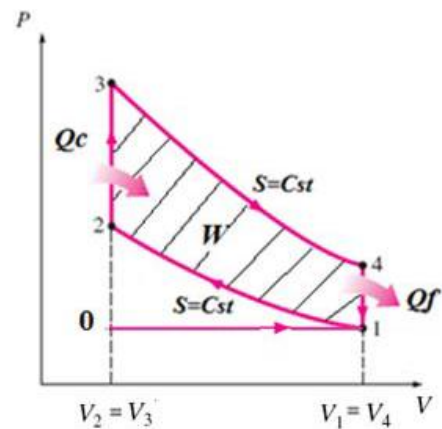
$$P_1=1\text{ bar}, T_1=27^\circ\text{C}=300\text{ K}, T_{max}=T_3=1400^\circ\text{C}=1673\text{ K}$$

$$V_u=\pi d^2/4=7854\text{ cm}^3$$

$$\text{Rapport de compression : } r=V_1/V_2$$

$$V_1=V_u+V_0=7854+1570=9424\text{ cm}^3$$

$$r=9424/1570=6$$



1-2 : compression isentropique:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = r^{\gamma-1} \rightarrow T_2 = T_1 r^{\gamma-1} = 300 (6)^{0.4} = 614.3\text{ K}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} = r^{\gamma} \rightarrow P_2 = P_1 r^{\gamma} = 1 (6)^{1.4} = 12.286\text{ bar}$$

2-3 : ajout de chaleur isochore

$$\frac{P_2}{T_2} = \frac{P_3}{T_3} \rightarrow P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2} = 12.286 \frac{1673}{614.3} = 33.46\text{ bar}$$

3-4 : compression isentropique:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1} \rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1} = 1673 \left(\frac{1}{6}\right)^{0.4} = 817\text{ K}$$

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma} = \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma} \rightarrow P_4 = P_3 \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma} = 33.46 \left(\frac{1}{6}\right)^{1.4} = 2.732\text{ bar}$$

Rendement thermique du cycle:

Apport de chaleur : $q_{in} = C_v (T_3 - T_2) = 0.718 (1673 - 614.3) = 760.15 \text{ kJ/kg}$

Rejet de chaleur : $q_{out} = C_v (T_4 - T_1) = 0.718 (817 - 300) = 371.2 \text{ kJ/kg}$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{371.2}{760.15} = 51.16\%$$

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 9424 \cdot 10^{-6}}{287 \cdot 300} = 0.01095 \text{ kg}$$

Puissance développée par cycle :

$$\dot{W}_{net} = m (q_{in} - q_{out}) = 0.01095 (760.15 - 371.2) = 4.6 \text{ kJ}$$

Puissance développée pour un nombre de cycles :

$$\dot{W}_{net} = 4.26 \frac{500}{60} = 35.5 \text{ kW}$$

Pression moyenne effective

$$PME = \frac{W_{net}}{\Delta V} = \frac{W_{net}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{W_{net}}{V_u} = \frac{4.26 \cdot 10^3}{7854 \cdot 10^{-6}} = 5.424 \text{ bar}$$

Application 2 :

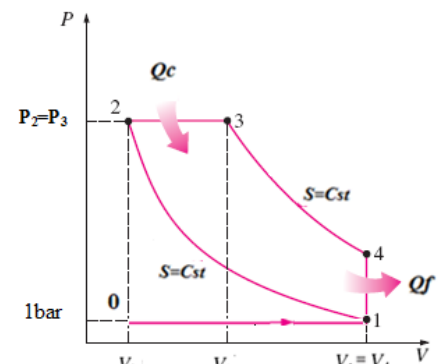
Soit un cycle Diesel idéal dont le taux de compression est de 18. La chaleur transmise au fluide moteur par cycle est de 1800 kJ/kg. Au début de la compression, la pression de l'air est de 100 kPa et la température est de 15°C. Déterminer le rendement thermique, le rendement de Carnot et la pression moyenne effective du cycle. Données pour l'air: $\gamma = 1.4$, $P_1 = 1 \text{ bar}$, $C_v = 0.718 \text{ kJ/kg.K}$, $C_p = 1.005 \text{ kJ/kg.K}$ et $R = 0.287 \text{ kJ/kg.K}$.

Solution :

$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{0.287 \cdot 288}{100} = 0.827 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_2 = \frac{V_1}{r} = \frac{0.827}{18} = 0.04595 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = r^{\gamma-1} \rightarrow T_2 = T_1 r^{\gamma-1} = 288 (18)^{0.4} = 915.8 \text{ K}$$



$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = r^\gamma \rightarrow P_2 = P_1 r^\gamma = 100 (18)^{1.4} = 5.72 \text{ MPa}$$

Apport de chaleur :

$$q_{in} = C_p (T_3 - T_2) \rightarrow T_3 = T_2 + \frac{q_{in}}{c_p} = 915.8 + \frac{1800}{1.005} = 2710 \text{ K}$$

$$\frac{V_3}{T_3} = \frac{V_2}{T_2} \rightarrow V_3 = V_2 \frac{T_3}{T_2} = 0.04595 \frac{2710}{915.8} = 0.13598 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = 2710 \left(\frac{0.827}{0.13598}\right)^{0.4} = 1316 \text{ K}$$

$$\text{Rejet de chaleur : } q_{out} = C_v (T_4 - T_1) = 0.718(1316 - 288) = 738.1 \text{ kJ/kg}$$

Rendement thermique du cycle:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{738.1}{1800} = 59\%$$

Pression moyenne effective

$$PME = \frac{W_{net}}{\Delta V} = \frac{W_{net}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{W_{net}}{V_1 - V_2} = \frac{q_{in} - q_{out}}{V_1 - V_2} = \frac{1800 - 1062}{0.827 - 0.04595} = 1360 \text{ kPa}$$

Application 3 :

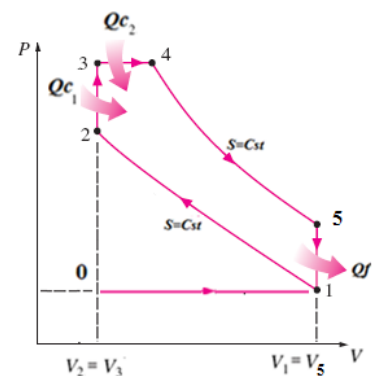
On considère un moteur à combustion interne fonctionnant suivant le cycle mixte qui a un rapport de compression égal à 15. La compression commence avec 1 bar et 27°C. La pression maximale est limitée à 60 bars. La chaleur transférée à l'air à volume constant est le double que celui à pression constante. Calculer les pressions et les températures aux points du cycle, le rendement et la pression moyenne effective du cycle et le rendement de Carnot. Données pour l'air: $\gamma=1.4$, $P_1=1\text{bar}$, $C_v=0.718$ kJ/kg.K, $C_p=1.005$ kJ/kg.K et $R=0.287$ kJ/kg.K.

Solution :

$$P_1=1 \text{ bar}, T_1=27^\circ\text{C}=300 \text{ K}, P_3=P_4=60 \text{ bar}, r=15$$

$$Q_{2-3}=2 Q_{3-4}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = r^{\gamma-1} \rightarrow T_2 = T_1 r^{\gamma-1} = 300 (15)^{0.4} = 886 \text{ K}$$



$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = r^\gamma \rightarrow P_2 = P_1 r^\gamma = 1 (15)^{1.4} = 44.3 \text{ bar}$$

$$\frac{V_3}{T_3} = \frac{V_2}{T_2} \rightarrow T_3 = T_2 \frac{P_3}{P_2} = 886 \frac{60}{44.3} = 1200 \text{ K}$$

$$Q_{2-3} = 2 Q_{3-4} \rightarrow C_v (T_3 - T_2) = 2 C_p (T_4 - T_3)$$

$$0.718 (1200 - 886) = 2 (1.005)(T_4 - 1200) \rightarrow T_4 = 1312 \text{ K}$$

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{T_4}{T_3} \rightarrow a = \frac{1312}{1200} = 0.04595 \frac{2710}{915.8} = 1.093$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{\gamma-1} = T_4 \left(\frac{V_4 V_3}{V_3 V_5}\right)^{\gamma-1} = T_4 \left(\frac{V_4 V_2}{V_3 V_1}\right)^{\gamma-1} = T_4 \left(\frac{a}{r}\right)^{\gamma-1} = 1312 \left(\frac{1.093}{15}\right)^{0.4} = 460 \text{ K}$$

$$\frac{P_5}{T_5} = \frac{P_1}{T_1} \rightarrow P_5 = P_1 \frac{T_5}{T_1} = 1 \frac{460}{300} = 1.53 \text{ bar}$$

Apport de chaleur :

$$\begin{aligned} q_{in} &= C_v (T_3 - T_2) + C_p (T_4 - T_3) = 0.718 (1200 - 886) + 1.005 (1312 - 1200) \\ &= 338 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\text{Rejet de chaleur : } q_{out} = c_v (T_5 - T_1) = 0.718 (460 - 300) = 115 \text{ kJ/kg}$$

Rendement thermique du cycle:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{115}{338} = 66\%$$

$$V_u = V_1 - V_2 = V_1 \left(1 - \frac{1}{r}\right) = \frac{RT_1}{P_1} \left(1 - \frac{1}{r}\right) = \frac{287 \cdot 300}{1 \cdot 10^5} \left(1 - \frac{1}{15}\right) = 0.804 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Pression moyenne effective

$$PME = \frac{W_{net}}{\Delta V} = \frac{W_{net}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{q_{in} - q_{out}}{V_u} = \frac{(338 - 115)10^3}{0.804} = 2.77 \text{ bar}$$

Chapitre IV

Turbine à gaz et turboréacteur

IV.1 Définition de la turbine à gaz

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...).

IV.2 Eléments principaux et principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments, (voir figure IV.1):

- Un compresseur centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de compresser 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 comprimé, avec un fort excès d'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.



Figure (IV.1): Schéma d'une turbine à gaz simple

IV.3 Applications de la turbine à gaz

Les turbines à gaz sont séparées en deux catégories selon la nature de la puissance récupérée du fluide en sortie de la turbine:

- Les turbomoteurs et turbopropulseurs

La turbine à gaz génère de la puissance mécanique extraite d'un arbre. Cet arbre peut entraîner un rotor d'hélicoptère, une hélice d'avion (turbopropulseur), un alternateur (groupe électrogène), (voir figure IV.2).

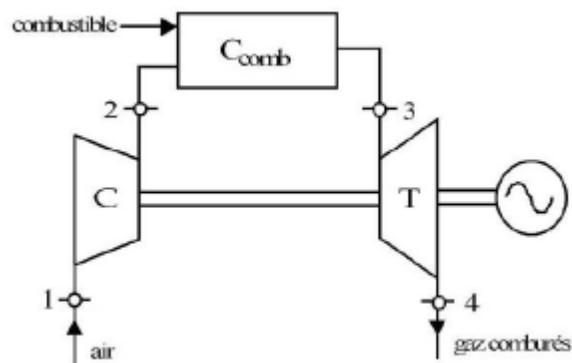


Figure (IV.2): Composants de la turbine à gaz simple

- Les turboréacteurs

La turbine à gaz génère de l'énergie cinétique sous forme d'un jet à haute vitesse qui sert à la propulsion des avions, (voir figure IV.3).

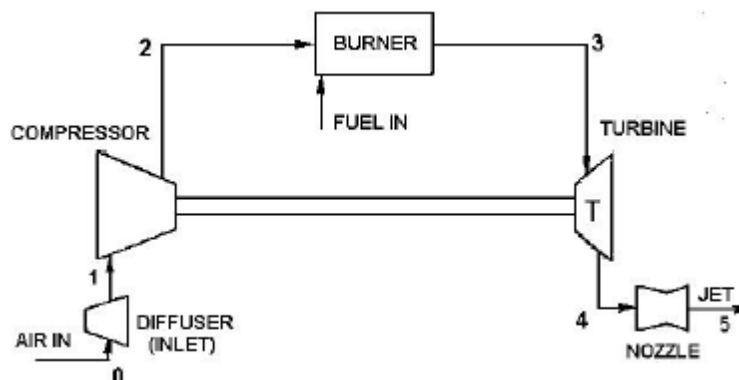


Figure (IV.3): Composants d'un turboréacteur

IV.4 Types du cycle de la turbine à gaz

IV.4.1 Cycle de Brayton idéal

Le cycle thermodynamique qui représente bien les transformations des turbines à gaz est le cycle de Brayton. Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique à caloporteur gaz. Il a été proposé pour la première fois par George Brayton dans le moteur à piston alternatif qu'il a développé vers 1870. Aujourd'hui, il est utilisé pour les turbines à gaz seulement lorsque les processus de compression et de détente se déroulent dans des machines tournantes. Il est aussi connu sous le nom du cycle de Joule. Le cycle à turbine à gaz ouvert peut être modélisé comme un cycle fermé, comme le montre la figure, (voir figure IV.4), en utilisant les hypothèses de l'air standard. Les processus de compression et de détente restent les mêmes, mais le processus de combustion est remplacé par un processus d'addition 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.

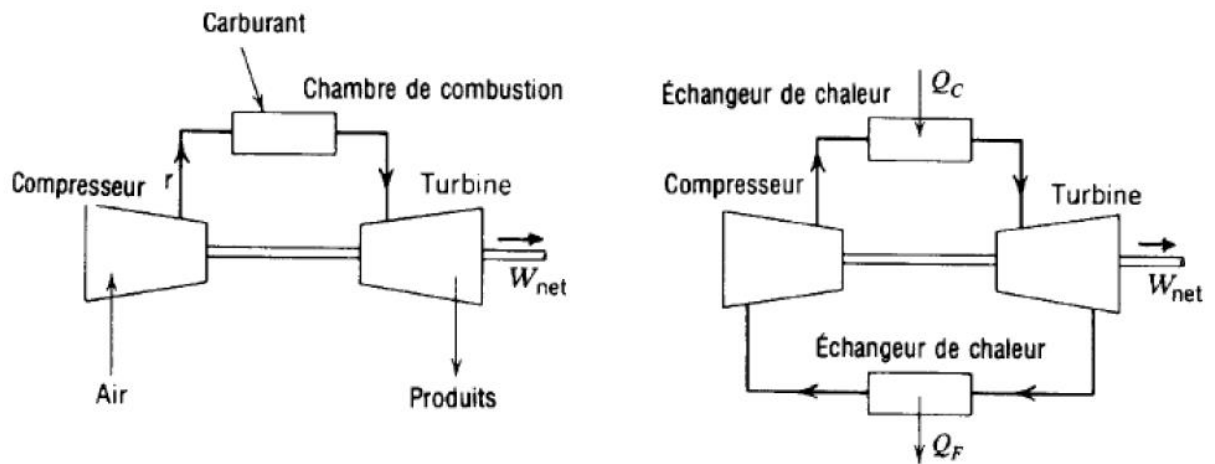


Figure (IV.4): Modélisation du cycle ouvert au cycle fermé

Le cycle réversible de Brayton illustré dans la figure IV.5 est composé des quatre transformations suivantes:

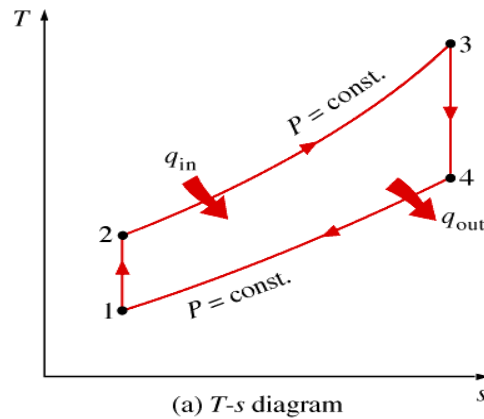


Figure (IV.5): Turbine à gaz à cycle fermé

Les processus 1-2 et 3-4 sont isentropiques et $P_2=P_3$ et $P_1=P_4$, ainsi:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \left[\frac{P_3}{P_4} \right]^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} = \frac{T_3}{T_4} \quad (\text{IV.1})$$

Par conséquent, les transferts de chaleur vers et à partir du fluide de travail sont :

$$q_{in} = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \quad (\text{IV.2})$$

$$q_{out} = h_4 - h_1 = C_p(T_4 - T_1) \quad (\text{IV.3})$$

Le travail net du cycle est donné par la formule suivante :

$$W_{net} = q_{in} - q_{out} \quad (\text{IV.4})$$

Le rendement du cycle de Brayton idéal est calculé comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (\text{IV.5})$$

En Substituant (IV.1) dans (IV.5) on obtiendra la formule du rendement thermique du cycle de Brayton idéal:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (\text{IV.6})$$

Avec:

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} : \text{Rapport de pression et } \gamma = \frac{C_p}{C_v} : \text{Constante adiabatique du fluide moteur.}$$

L'équation (IV.6) montre que, selon les hypothèses standard de l'air, le rendement thermique d'un cycle de Brayton idéal dépend du rapport de pression de la turbine à gaz et du rapport de chaleur spécifique du fluide de travail. Le rendement thermique augmente avec ces deux paramètres, ce qui est également le cas pour les turbines à gaz réelles. La courbe du rendement thermique par rapport au rapport de pression est donnée sur la figure IV.6 pour $\gamma = 1.4$, qui est la valeur du rapport de chaleur spécifique de l'air à température ambiante.

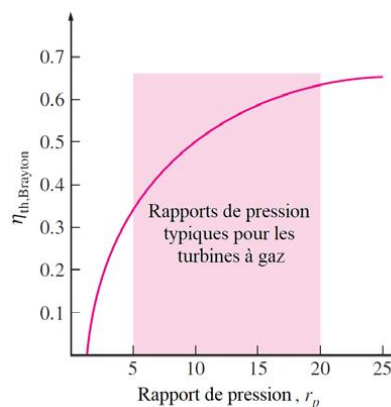


Figure (IV.6): Rendement thermique du cycle idéal de Brayton en fonction du rapport de pression

Habituellement, plus de la moitié de la puissance de travail de la turbine est utilisé pour entraîner le compresseur. Le rapport entre le travail du compresseur et le travail de la turbine, appelé rapport de travail en aval, est très élevé, (voir figure IV.7) est donné par la formule suivante :

$$r_{bw} = \frac{W_C}{W_T} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} \quad (IV.7)$$

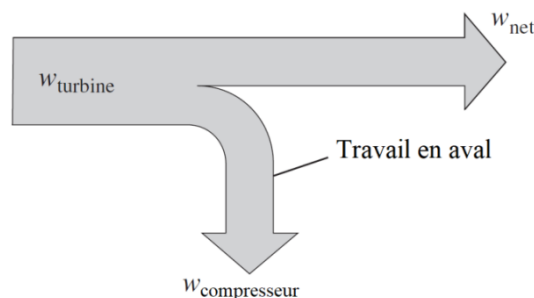


Figure (IV.7): Fraction du travail de la turbine utilisée pour entraîner le compresseur est appelée le rapport de travail aval

IV.4.2 Cycle réel de la turbine à gaz

Le cycle réel de la turbine à gaz diffère du cycle idéal de Brayton sur plusieurs points. D'une part, certaines pertes de charge (chute de pression) pendant les processus d'addition de chaleur et de rejet de chaleur sont inévitables. Plus important encore, le travail effectif du compresseur est plus important, et le rendement réel de la turbine est moindre en raison des irréversibilités. La déviation du comportement réel du compresseur et de la turbine par rapport au comportement isentropique idéal peut être présentée avec précision en utilisant les rendements isentropiques de la turbine et du compresseur.

$$\eta_{isC} = \frac{W_{isC}}{W_{aC}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (IV.8)$$

$$\eta_{isT} = \frac{W_{aT}}{W_{isT}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (IV.9)$$

où les états 2a et 4a sont les états réels de la sortie du compresseur et turbine, respectivement, et 2s et 4s sont les états correspondants pour le cas isentropique, comme illustré sur la figure (IV.8).

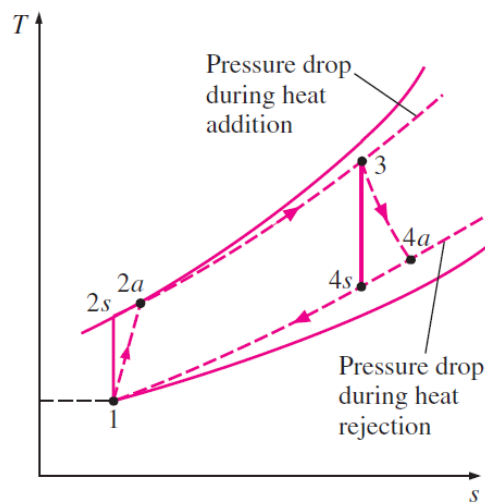


Figure (IV.8): Déviation du cycle réel du cycle idéal causée par les irréversibilités

IV.4.3 Amélioration du cycle de Brayton - Valorisation de l'énergie

Il existe plusieurs voies d'améliorations du cycle de Brayton.

a. Cycle de Brayton avec régénération

Principe: récupérer la chaleur des gaz chauds en sortie turbine, par l'intermédiaire d'un échangeur interne, pour chauffer les gaz après la compression et avant la combustion. Ceci est possible si la température $T_4 > T_2$, (voir figure IV.9).

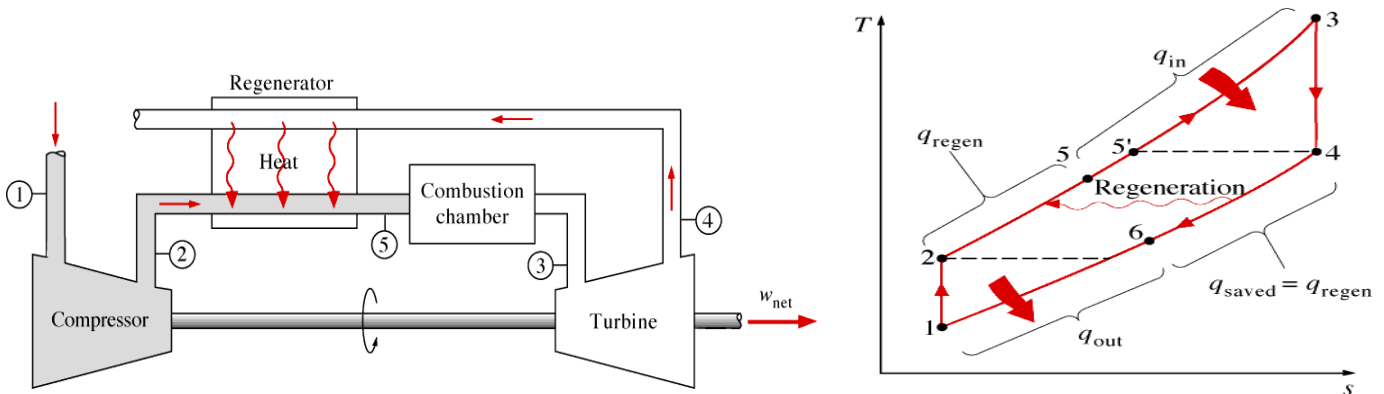


Figure (IV.9): Schéma simplifié d'une turbine à gaz avec régénération

Les transferts de chaleur réels et maximums des gaz d'échappement vers l'air peuvent être exprimés comme suit:

$$q_{reg a} = h_5 - h_2 \quad (IV.10)$$

$$q_{reg Max} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2 \quad (IV.11)$$

Le rendement du régénérateur est donné par la formule suivante:

$$\epsilon_{reg} = \frac{q_{reg a}}{q_{reg Max}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (IV.12)$$

Un régénérateur ayant une efficacité supérieure économise évidemment une plus grande quantité de combustible puisqu'il préchauffe l'air à une température plus élevée avant la combustion. L'efficacité de la plupart des régénérateurs utilisés dans la pratique est inférieure à 0,85.

b. Cycle de Brayton avec fractionnement de la détente

Principe: Le principe est d'effectuer une surchauffe intermédiaire entre plusieurs détente adiabatiques de taux de détente moindre, (voir figure IV.10).

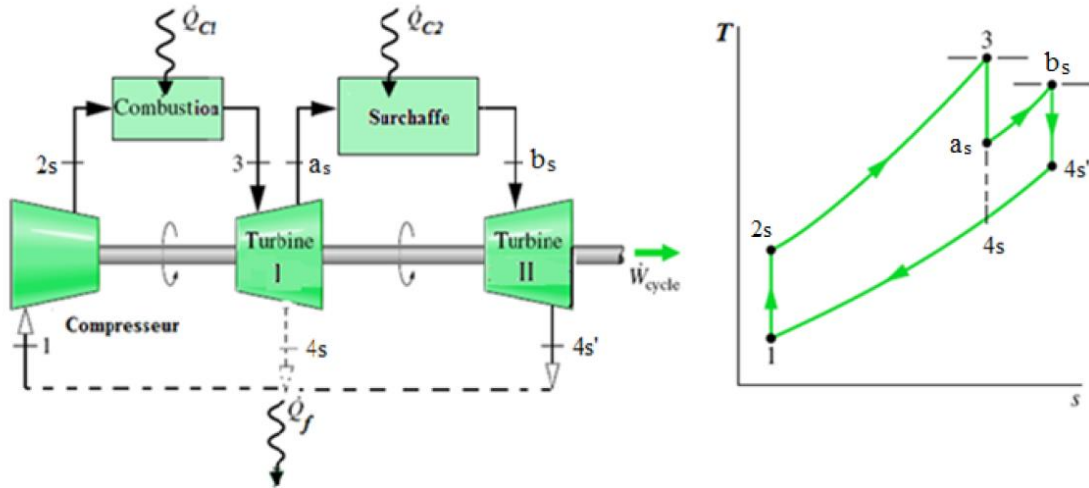


Figure (IV.10): Cycle de Brayton avec fractionnement de la détente

c. Cycle de Brayton avec fractionnement de la détente compression

Le principe est d'effectuer un refroidissement intermédiaire entre plusieurs compressions adiabatiques de taux de compression moindre, (voir figure IV.11).

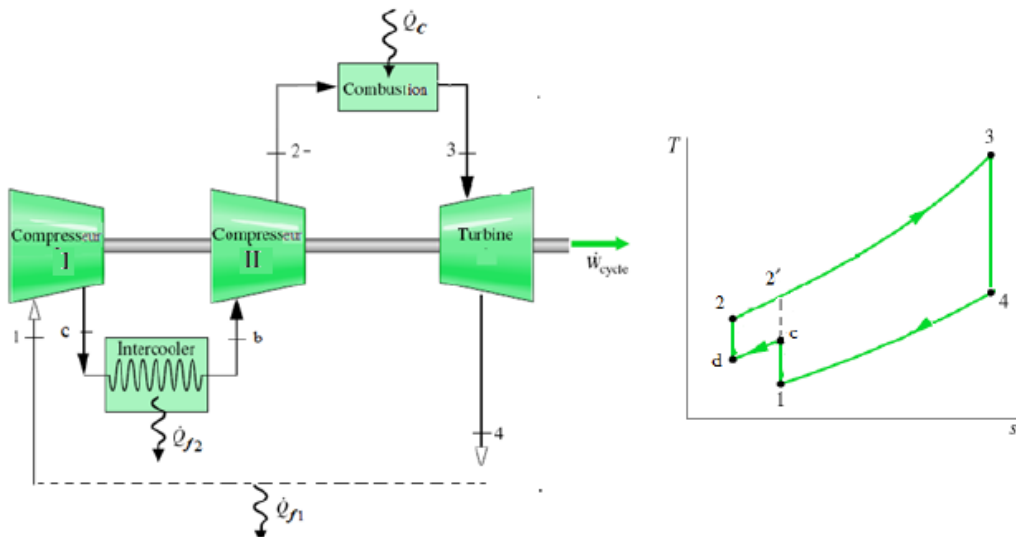


Figure (IV.11): Cycle de Brayton avec fractionnement de la compression

d. Cycle de Brayton avec les trois améliorations

Le cycle de Brayton qui comprend les trois améliorations est illustré dans la figure IV.12.

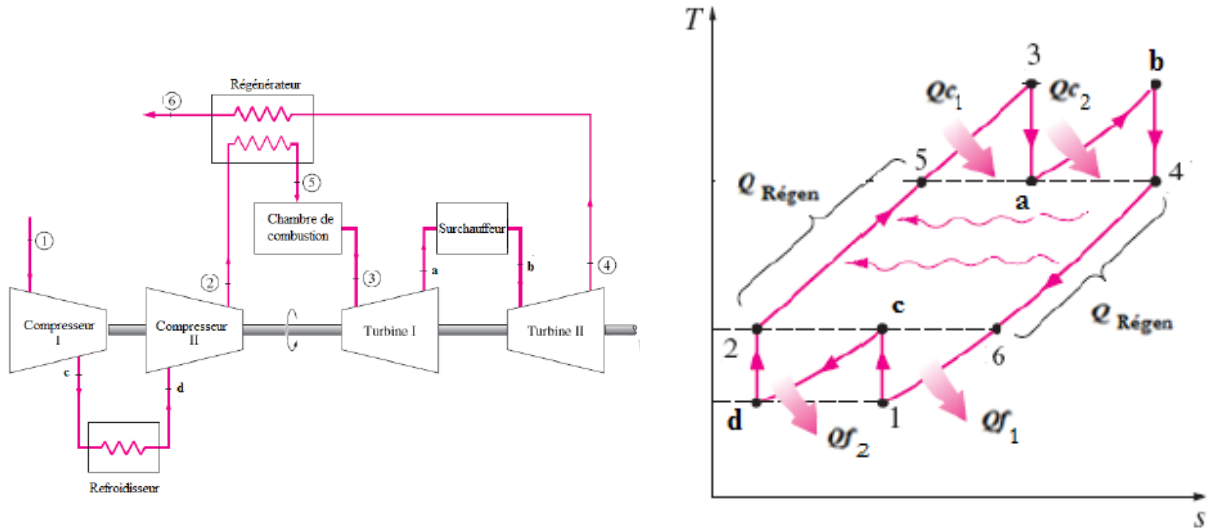


Figure (IV.12): Cycle de Brayton avec régénération et fractionnement de la détente et de la compression

IV.5 Cycle du turboréacteur

Les turbines à gaz sont largement utilisés pour alimenter les avions car ils sont légers et compacts et ont un rapport puissance/poids élevé. Les turbines à gaz des avions fonctionnent selon un cycle ouvert appelé cycle de propulsion par réaction. Le cycle idéal de la propulsion par réaction diffère du cycle idéal de Brayton simple où les gaz ne sont pas dilatés à la pression ambiante dans la turbine. Au lieu de cela, ils sont étendus à une pression telle que la puissance produite par la turbine est juste suffisante pour entraîner le compresseur et l'équipement auxiliaire, tel qu'un petit générateur et des pompes hydrauliques. Les gaz qui sortent de la turbine à une pression relativement élevée sont ensuite accélérés dans une tuyère pour fournir la poussée nécessaire à la propulsion de l'avion, (voir figure IV.13).

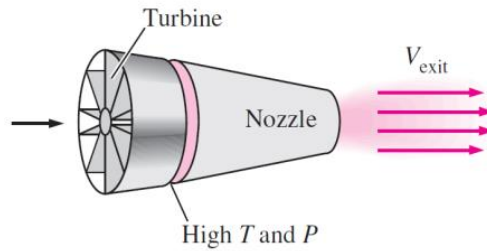


Figure (IV.13): Accélération des gaz à haute température dans la tuyère fournissant la poussée

Un schéma d'un turboréacteur et le diagramme T-S du cycle idéal du turboréacteur sont illustrés à la figure IV.14.

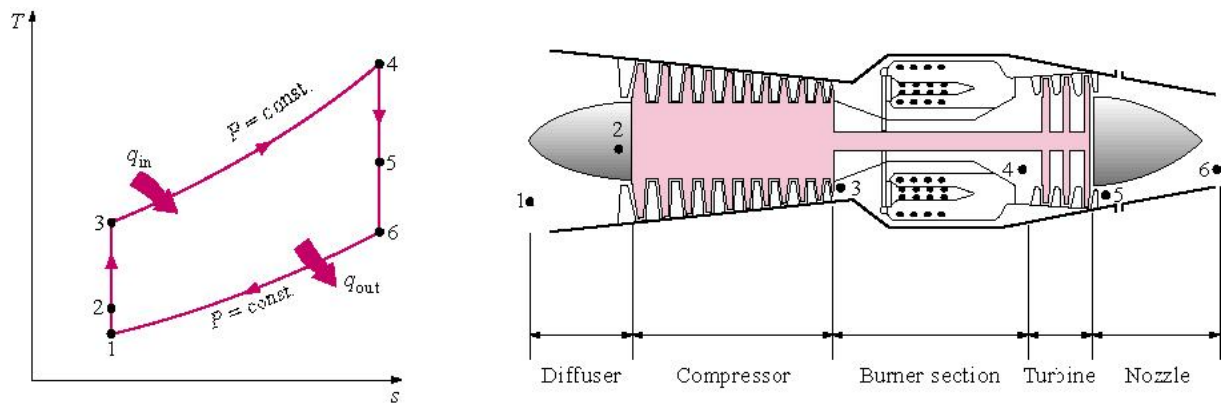


Figure (IV.14): Schéma et diagramme T-S d'un turboréacteur

Le cycle comprend les évolutions suivantes :

1-2 : compression : Compression isentropique (décélération de l'air entrant dans le diffuseur.

2-3 : compression isentropique (compresseur)

3-4 : ajout de chaleur isobare (chambre de combustion)

4-5 : détente isentropique (turbine)

5-6 : détente isentropique (tuyère)

Dans le cas idéal, le travail de la turbine est supposé égal au travail du compresseur. De plus, les processus dans le diffuseur, le compresseur, la turbine et la tuyère sont supposés être isentropiques. Dans l'analyse des cycles réels, cependant, les

irréversibilités associées à ces dispositifs devraient être considérées. L'effet des irréversibilités est de réduire la poussée d'un turboréacteur.

La poussée nette développée est :

$$F = \dot{m} (V_{\text{sortie}} - V_{\text{entrée}}) \quad (\text{IV.13})$$

Avec :

V_{sortie} : Vitesse de sortie des gaz d'échappement

$V_{\text{entrée}}$: Vitesse d'entrée de l'air entrant

\dot{m} : Débit massique à travers le turboréacteur

La puissance développée à partir de la poussée de turboréacteur s'appelle la puissance propulsive :

$$\dot{W}_p = \dot{m} (V_{\text{sortie}} - V_{\text{entrée}}) V_{\text{avion}} \quad (\text{IV.14})$$

Avec :

V_{sortie} : Vitesse de sortie des gaz d'échappement

$V_{\text{entrée}}$: Vitesse d'entrée de l'air entrant

V_{avion} : Vitesse de l'avion

\dot{m} : Débit massique à travers le turboréacteur

Le rendement propulsif est le rapport entre la puissance propulsive et l'énergie thermique de combustion est donné par la formule suivante:

$$\eta_P = \frac{\text{Puissance propulsive}}{\text{Taux d'énergie entrante}} = \frac{\dot{W}_p}{\dot{Q}_p} \quad (\text{IV.15})$$

IV.6 Applications avec solutions

Application 1 :

Une centrale à turbine à gaz fonctionnant selon le cycle de Brayton réel, a un rapport de pression égal à 6. L'air entre au compresseur à la température 15°C avec un débit massique égal à 15kg/s. La température maximale du cycle est de 600°C. En supposant que le rendement isentropique du compresseur est de 82% et que celui de la turbine est de 85%. Calculer: (a) le rapport du travail du compresseur au travail de la turbine, (b) le rendement thermique du cycle, (c) le rendement de Carnot, (d) la puissance développée par la centrale. On donne: $\gamma=1.4$, $C_p=1.005$ kJ/kg.K.

Solution:

Points du cycle:

1-2 : compression isentropique:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_2 = 288 \cdot 6^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 481 \text{ K}$$

$$\eta_{isc} = \frac{W_{isc}}{W_{ac}} = \frac{T_{2s}-T_1}{T_{2a}-T_1} \rightarrow T_{2a} = T_1 + \frac{T_{2s}-T_1}{\eta_{isc}}$$

$$T_{2a} = 288 + \frac{481 - 288}{0.82} = 523.5 \text{ K}$$

2-3 : apport de chaleur isobare:

$$T_3 = 600 \text{ } ^\circ\text{C} = 873 \text{ K}$$

3-4 : détente isentropique:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{1}{r_p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{1}{6}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 523 \text{ K}$$

$$\eta_{isT} = \frac{W_{at}}{W_{ist}} = \frac{T_3 - T_{4a}}{T_3 - T_{4s}} \rightarrow T_{4a} = T_3 - \eta_{isc}(T_3 - T_{4s}) = 873 - 0.85(873 - 523) = 575.5 \text{ K}$$

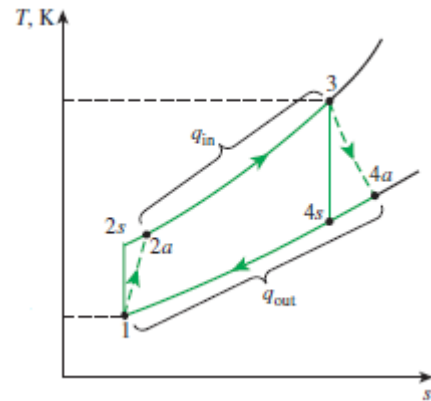
$$r_{bw} = \frac{W_{ac}}{W_{at}} = \frac{T_{2a} - T_1}{T_3 - T_{4a}} = \frac{523.5 - 288}{873 - 575.5} = 79.15\%$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_{4a} - T_1}{T_3 - T_{2a}} = 1 - \frac{575.5 - 288}{873 - 523.5} = 17.74\%$$

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_F}{T_c} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{288}{873} = 67.01\%$$

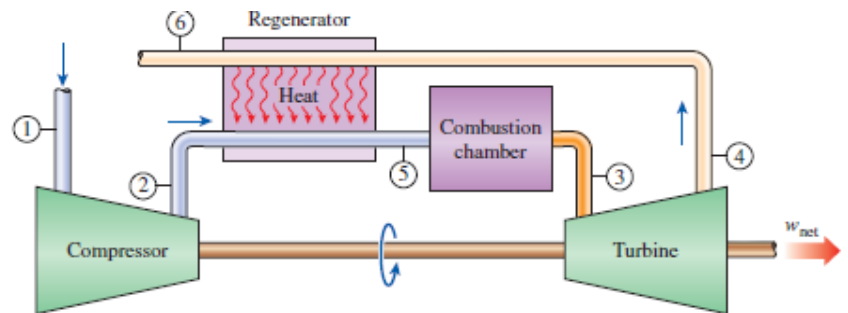
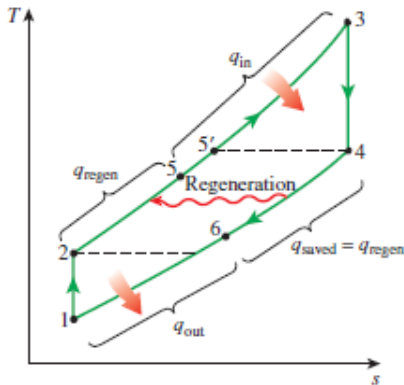
$$\dot{W}_{net} = \dot{m} [q_{in} - q_{out}] = \dot{m} c_p [(T_3 - T_{2a}) - (T_{4a} - T_1)]$$

$$\dot{W}_{net} = 15 \cdot 1.005 [(873 - 523.5) - (575.5 - 288)] = 934.65 \text{ kW}$$



Application2 :

Une turbine à gaz à régénération aspire l'air de l'atmosphère à 1 bar et 27 °C avec un débit de 5.807 kg/s. Le rapport de compression est égal à 10. La température maximale du cycle est égale à 1127 °C. L'efficacité du régénérateur est égale à 80%. Déterminer les points du cycle. Calculer la puissance développée par la turbine à gaz, le rendement thermique du cycle et le rendement de Carnot. Calculer le rapport travail compresseur/turbine. On donne: $\gamma=1.4$ et $C_p=1.005$ kJ/kg.



Solution:

Points du cycle:

1-2 : compression isentropique:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_2 = 300 \cdot 10^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 579.6 \text{ K}$$

$$P_2 = P_3 = 1000 \text{ kPa et } T_3 = 1400 \text{ K}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_4 = 1400 \left(\frac{100}{1000}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 724.65 \text{ K}$$

$$\epsilon_{reg} = \frac{h_5 - h_2}{h_{5'} - h_2} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \rightarrow T_5 = T_2 + \epsilon_{reg} (T_4 - T_2)$$

$$T_5 = 579.6 + 0.8(724.65 - 579.6) = 695.64 \text{ K}$$

$$T_{2a} = 288 + \frac{481 - 288}{0.82} = 523.5 \text{ K}$$

2-3 : apport de chaleur isobare:

$$T_3 = 600 \text{ °C} = 873 \text{ K}$$

3-4 : détente isentropique:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{1}{r_p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{1}{6}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 523 \text{ K}$$

$$P_5 = P_2 = 1000 \text{ kPa}$$

$$q_{reg} = h_5 - h_2 = c_p (T_5 - T_2) = 1.005 (695.64 - 579.6) = 116.62 \text{ kJ/kg}$$

$$T_6 = T_4 - \frac{q_{reg}}{c_p} = 724.65 - \frac{116.62}{1.005} = 608.61 \text{ K}$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{m} [q_{in} - q_{out}] = \dot{m} c_p [(T_3 - T_5) - (T_6 - T_1)]$$

$$\dot{W}_{net} = 5.807 \cdot 1.005 [(1400 - 695.64) - (608.61 - 300)] = 2309.61 \text{ kW}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_6 - T_1}{T_3 - T_5} = 1 - \frac{608.61 - 300}{1400 - 695.64} = 56.18\%$$

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_F}{T_C} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{300}{1400} = 78.57\%$$

$$r_{bw} = \frac{W_{isc}}{W_{ist}} = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = \frac{579.6 - 300}{1400 - 724.65} = 41.4\%$$

Application 3 :

Un avion propulsé par un turboréacteur vole à une altitude où la pression atmosphérique est de 35 kPa et la température de l'air extérieur est de $-40 \text{ }^\circ\text{C}$. La vitesse de l'avion est de 260 m/s. Le débit d'air à l'entrée du compresseur est de 45 kg/s et le rapport de pression dans le compresseur est de 10. Calculer: (a) la température et la pression des gaz à la sortie de la turbine, (b) la vitesse des gaz à la sortie de la tuyère et (c) le rendement de propulsion.

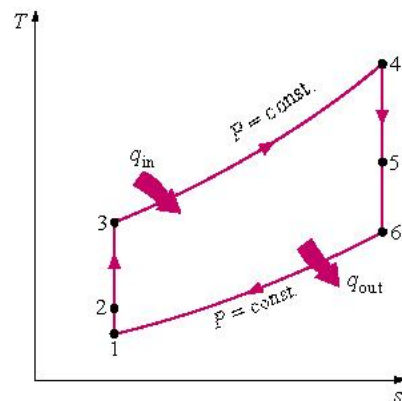
Solution:

$$\Delta h + \Delta E_c + \Delta E_p = Q + W$$

$$\Delta E_p = Q = W = 0$$

$$h_2 = h_1 + E_{c1} \rightarrow c_p T_2 = c_p T_1 + \frac{V_1^2}{2}$$

$$\rightarrow T_2 = T_1 + \frac{V_1^2}{2 c_p} = 233 + \frac{(260)^2}{2 \cdot 1.005 \cdot 1000} = 266.7 \text{ K}$$



$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 35 \left(\frac{266.7}{233}\right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 56.1 \text{ kPa}$$

$$\frac{P_3}{P_2} = r_p \rightarrow P_3 = r_p P_2 = 10 \cdot 56.1 = 561 \text{ kPa}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_3 = T_2 \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_3 = T_2 r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 266.7 \cdot 10^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 514.9 \text{ K}$$

$$W_c = W_t \rightarrow h_3 - h_2 = h_4 - h_5 \rightarrow T_3 - T_2 = T_4 - T_5$$

$$T_5 = T_4 - T_3 + T_2 \rightarrow T_5 = 1373 - 514.9 + 266.7 = 1124.8 \text{ K}$$

$$\frac{P_5}{P_4} = \left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow P_5 = P_4 \left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 561 \left(\frac{1124.8}{1373}\right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 279 \text{ kPa}$$

$$\frac{T_6}{T_5} = \left(\frac{P_6}{P_5}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_6 = T_5 \left(\frac{P_6}{P_5}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1124.8 \left(\frac{35}{279}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 621.6 \text{ K}$$

$$\Delta h + \Delta E_c + \Delta E_p = Q + W$$

$$\Delta E_p = Q = W = 0$$

$$h_6 - h_5 + \frac{v_6^2}{2} = 0 \rightarrow v_6 = \sqrt{2 c_p (T_5 - T_6)} = \sqrt{2 \cdot 1.005 \cdot 1000 (1124.8 - 621)} = 1005 \text{ m/s}$$

Est la vitesse des gaz à la sortie de la tuyère.

$$\eta_p = \frac{\dot{W}_p}{\dot{q}_p}$$

Avec :

$$\dot{W}_p = \dot{m} (V_{\text{sortie}} - V_{\text{entree}}) V_{\text{avion}} = 45 (1005 - 260) 260 = 8717 \text{ kW}$$

$$\dot{q}_{in} = \dot{m} (h_4 - h_3) = \dot{m} c_p (T_4 - T_3) = 8717 \text{ kW} = 45 \cdot 1.005 (1373 - 514.9) = 38730 \text{ kW}$$

$$\eta_p = \frac{8717}{38730} = 22.5 \%$$

Chapitre V

Turbine à vapeur

V.1 Définition de la turbine à vapeur

Une turbine à vapeur est une machine qui exploite l'énergie thermique de la vapeur à haute pression. L'énergie thermique est convertie en énergie mécanique utile par une transformation thermodynamique d'expansion. La turbine à vapeur transforme l'énergie interne de la vapeur en énergie cinétique de rotation.

V.2 Eléments principaux de la turbine à vapeur

Une installation d'une turbine à vapeur est composée essentiellement des éléments suivants, (voir figure V.1):

- Une turbine
- Un condenseur
- Une chaudière
- Une pompe de compression et de circulation

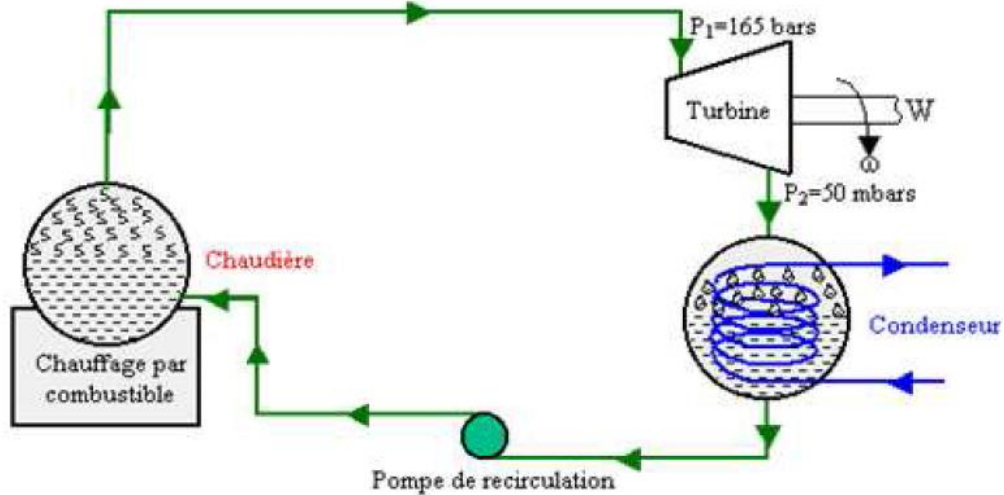


Figure (IV.1): Turbine à vapeur

V.3 Applications de la turbine à vapeur

Il existe différentes utilisations des turbines en fonction de la manière dont vous souhaitez utiliser l'énergie de la vapeur.

- Centrales thermiques et production d'électricité, (voir figure V.1)
- Propulsion maritime, (voir figure V.2)

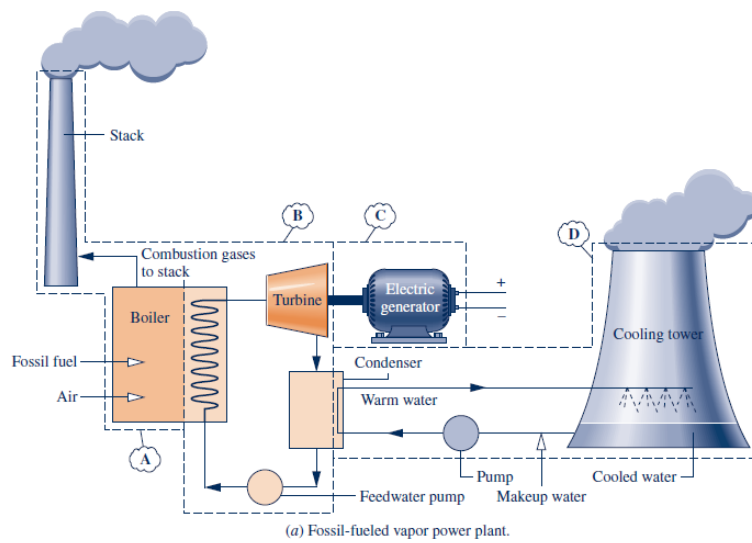


Figure (IV.2): Production d'électricité par une installation de turbine à vapeur

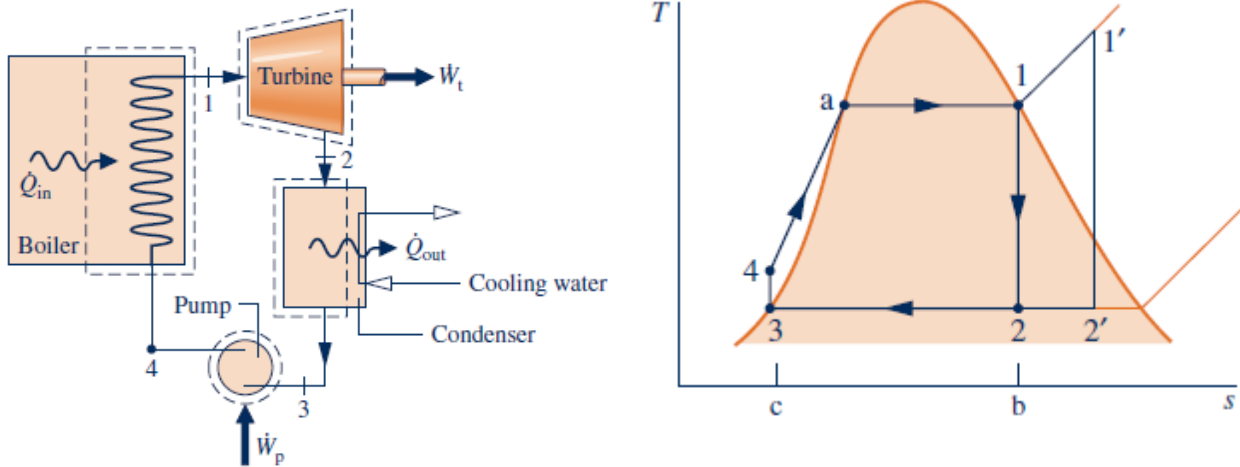


Figure (V.3): Propulsion maritime par la turbine à vapeur

V.4 Types des cycles de la turbine à vapeur

V.4.1 Cycle de Rankine idéal

Le cycle de Rankine peut être considéré comme le cycle de base des turbines à vapeur, (voir figure V.4). Il est composé des quatre transformations suivantes:



Figure(V.4): Cycle de Rankine idéal

1-2: Détente isentropique dans la turbine

2-3: Condensation à pression constante dans le condenseur

3-4: Compression isentropique dans la pompe

4-1: Echauffement isobare de l'eau dans la chaudière

Bilan énergétique du cycle :

Turbine:

$$W_T = h_1 - h_2 \quad (V.1)$$

Condenseur:

$$q_{out} = h_2 - h_3 \quad (V.2)$$

Pompe:

$$W_P = h_4 - h_3 = v_3(p_4 - p_3) \quad (V.3)$$

Chaudière:

$$q_{in} = h_1 - h_4 \quad (V.4)$$

Le rendement du cycle de Rankine idéal est calculé comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \quad (V.5)$$

Le rendement du cycle de Rankine idéal peut être exprimé par une autre façon :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = \frac{W_T - W_P}{q_{in}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (V.6)$$

Le rapport entre le travail de la pompe et le travail de la turbine, appelé rapport de travail en aval est donné par la formule suivante:

$$r_{bw} = \frac{W_P}{W_T} = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_2} \quad (V.7)$$

V.4.2 Cycle de Rankine réel

Le cycle réel de la turbine à vapeur diffère du cycle idéal de Rankine comme le montre la figure V.5, en raison d'irrégularités dans divers composants. Le frottement des fluides et la perte de chaleur dans l'environnement sont les deux sources courantes des irrégularités. Le frottement du fluide provoque des chutes de pression dans la chaudière, le condenseur et la tuyauterie entre divers composants. L'autre source majeure d'irrégularité est la perte de chaleur de la vapeur vers l'environnement tandis que la vapeur s'écoule à travers divers composants. Seulement les irrégularités qui se produisent au sein de la pompe et la turbine sont les plus importantes par rapport au condenseur et la chaudière. La déviation du comportement réel de la pompe et de la turbine par rapport au comportement isentropique idéal peut être présentée avec précision en utilisant les rendements isentropiques de la turbine et du compresseur.

$$\eta_{isp} = \frac{W_{isP}}{W_{aP}} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_{4a} - h_3} \quad (IV.8)$$

$$\eta_{ist} = \frac{W_{aT}}{W_{isT}} = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \quad (IV.9)$$

Où les états 2a et 4a sont les états réels de la sortie du compresseur et turbine, respectivement, et 2s et 4s sont les états correspondants pour le cas isentropique.

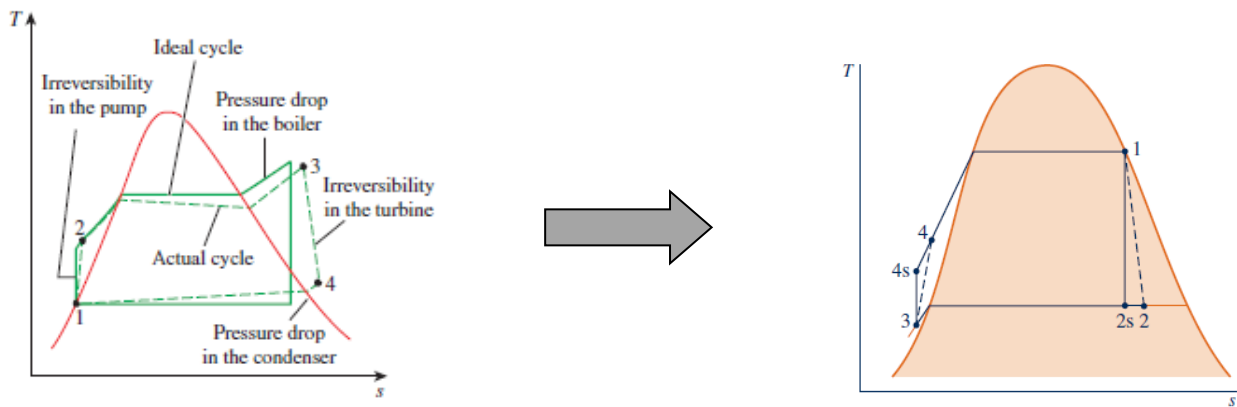


Figure (V.5): Déviation du cycle réel du cycle idéal causée par les irréversibilités

V.4.3 Amélioration du cycle de Rankine- Valorisation de l'énergie

Dans le cycle de Rankine, la détente dans la turbine se fait dans une zone humide causant une corrosion des pales de la turbine. Pour remédier à ce problème et pour augmenter le rendement du cycle de Rankine, des améliorations ont été réalisées sur le cycle de Rankine qui sont:

a. Cycle de Rankine avec surchauffe ou de Hirn

Principe: la vapeur sortante de la chaudière est surchauffée dans surchauffeur dans le but d'améliorer les conditions de travail de la turbine (vapeur sèche) et augmenter le travail de la détente et ainsi augmenter le rendement thermique, (voir figure IV.6).

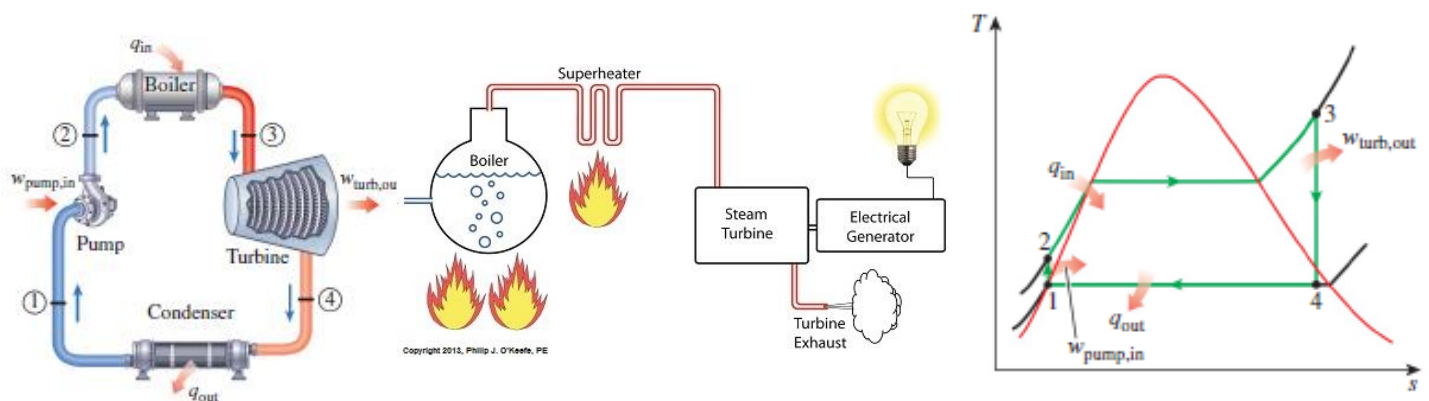


Figure (V.6): Cycle de Rankine idéal avec surchauffe (cycle de Hirn)

b. Cycle de Rankine avec resurchauffe ou de Hirn

Principe: La resurchauffe permet de diminuer la teneur en liquide à la sortie de la

turbine et améliore le rendement du cycle thermodynamique mais augmente celui des aubages de la turbine suite à la réduction du degré d'humidité dans les derniers étages de la turbine, (voir figure IV.7).

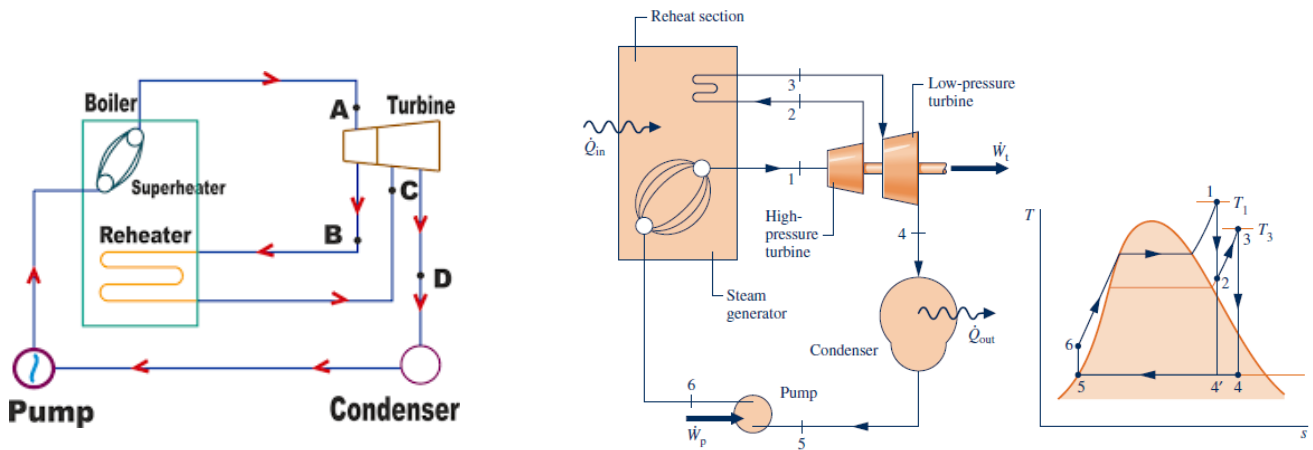


Figure (V.7): Cycle de Rankine idéal avec resurchauffe

c. Cycle de Rankine avec soutirage

Principe: Le principe de ce cycle consiste à extraire une partie du débit total de vapeur sortant de la turbine et le diriger vers la chaudière traversant un régénérateur, (voir figure IV.8). Le régénérateur est un échangeur de chaleur son rôle est de chauffer l'eau venant du condenseur dans le but d'économiser l'énergie thermique de la chaudière, aussi diminuer l'énergie perdue dans le condenseur. Il existe deux types de régénérateurs :

- Régénérateur ouvert (réchauffeur à contact direct): la vapeur extraite de la turbine se mélange à l'eau venant du condenseur. le mélange quitte le radiateur comme un liquide à la pression du réchauffeur.
- Régénérateur fermé (réchauffeur à surface): la vapeur extraite de la turbine ne se mélange pas à l'eau venant du condenseur. Les écoulements peuvent donc se trouver à des pressions différentes.

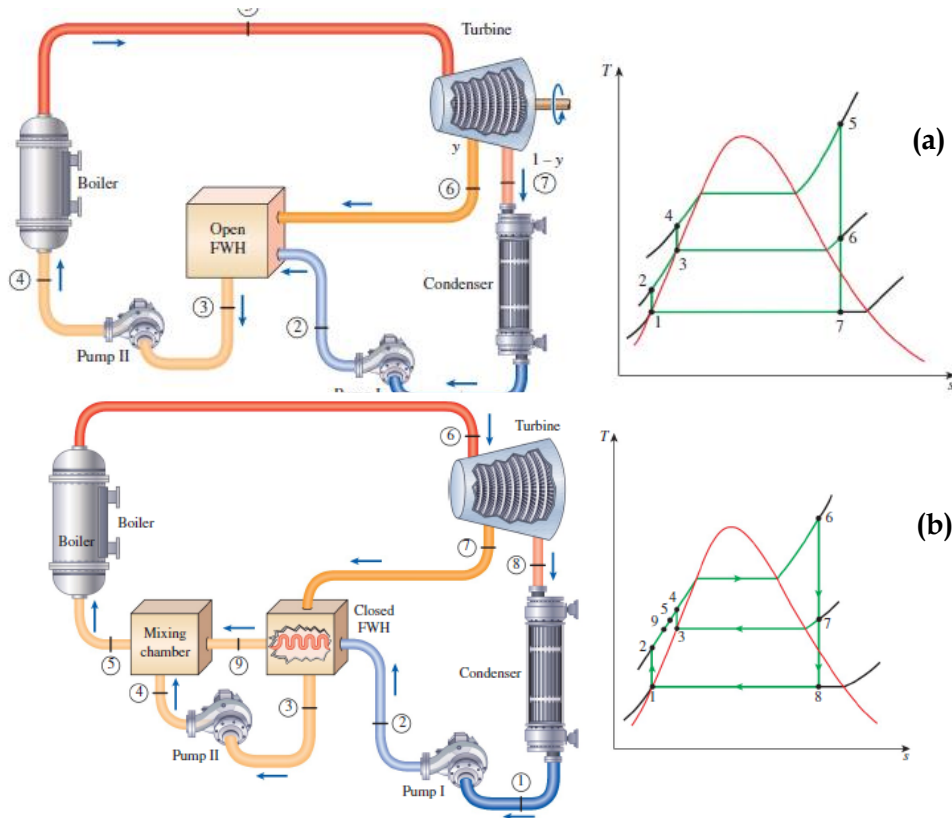


Figure (V.8): Cycle de Rankine avec soutirage. (a): régénérateur ouvert, (b): régénérateur fermé

Bilan énergétique du cycle (régénérateur ouvert) :

Turbine:

$$W_T = h_5 - h_6 + (1 - y)(h_5 - h_6) \quad (\text{V.10})$$

Condenseur:

$$q_{out} = (1 - y)(h_7 - h_1) \quad (\text{V.12})$$

Pompe:

$$W_P = W_{P_I} + W_{P_{II}} = (1 - y)W_{P_I} + W_{P_{II}} = (1 - y)v_1(p_2 - p_1) + v_3(p_4 - p_3) \quad (\text{V.13})$$

Chaudière:

$$q_{in} = h_5 - h_4 \quad (\text{V.14})$$

Le rendement du cycle de Rankine idéal est calculé comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{(1-y)(h_7-h_1)}{h_5-h_4} \quad (V.15)$$

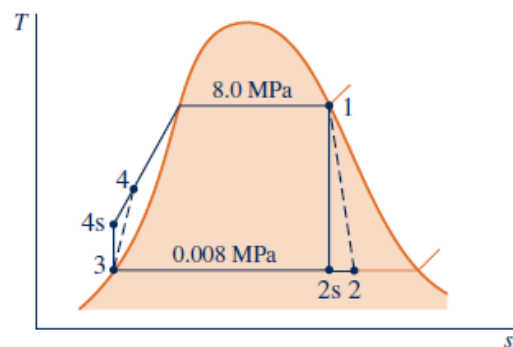
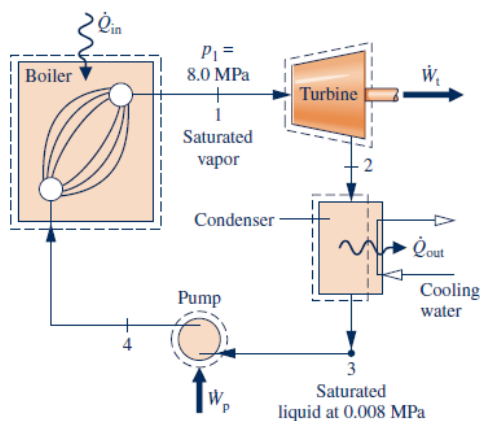
La fraction de la vapeur soutirée est donnée par la formule suivante :

$$y = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} \quad (V.16)$$

V.4 Applications avec solutions

Application 1 :

Un générateur de puissance à vapeur d'eau fonctionne selon le cycle réel de Rankine. La vapeur saturée pénètre dans la turbine à une pression de 8 MPa et le liquide saturé sort du condenseur à une pression égale 0.008 MPa. La puissance développée du générateur est de 100 MW. On considère que le rendement isentropique de la pompe et la turbine est de 85%. Calculer: (a) le rendement du cycle, (b) le débit massique de vapeur en kg/h, (c) la puissance de la chaudière, (d) la puissance du condenseur en MW, le débit massique de l'eau de refroidissement du condenseur en kg/h si l'eau de refroidissement pénètre dans le condenseur à 15°C et sort à 35°C.



Solution :

- $P_1 = 8 \text{ MPa}$ (vapeur saturée)

$$h_1 = 2758.7 \text{ kJ/kg}, \quad S_1 = 5.745 \text{ kJ/kg K}, \quad T_1 = 259.01 \text{ °C} = 568.01 \text{ K (tables)}$$

- $P_2 = 0.008 \text{ MPa}$ (liquide +vapeur)

$$S_2 = S_{2l} + X_2(S_{2v} - S_{2l})$$

$S_{2l} = 0.59088 \text{ kJ/kg K}$ (tables, interpolation entre $P_2 = 0.0075$ et 0.01 MPa)

$S_{2v} = 8.2298 \text{ kJ/kg K}$ (tables, interpolation entre $P_2 = 0.0075$ et 0.01 MPa)

$$\text{Donc : } X_2 = \frac{S_2 - S_{2l}}{S_{2v} - S_{2l}} = \frac{S_2 - S_{2l}}{S_{2v} - S_{2l}} = \frac{5.7455 - 0.59088}{8.2298 - 0.59088} = 0.6747$$

$$h_2 = h_{2l} + X_2(h_{2v} - h_{2l})$$

$h_{2l} = 173.362 \text{ kJ/kg}$ (tables, interpolation entre $P_2 = 0.0075$ et 0.01 MPa)

$h_{2v} = 2576 \text{ kJ/kg}$ (tables, interpolation entre $P_2 = 0.008$ et 0.01 MPa)

$T_2 = 41.394 \text{ }^\circ\text{C} = 314.394 \text{ K}$ (tables, interpolation entre $P_2 = 0.008$ et 0.01 MPa)

- $P_3 = 0.008 \text{ MPa}$ (liquide saturé)

$S_3 = 0.59088 \text{ kJ/kg K}$ (tables, interpolation entre $P_3 = 0.0075$ et 0.01 MPa)

$h_3 = 173.362 \text{ kJ/kg}$ (tables, interpolation entre $P_3 = 0.0075$ et 0.01 MPa)

$T_3 = 41.394 \text{ }^\circ\text{C} = 314.394 \text{ K}$ (tables, interpolation entre $P_3 = 0.0075$ et 0.01 MPa)

- $S_4 = S_3 = 0.59088 \text{ kJ/kg K}$ (Liquide sous refroidi)

$$W_p = h_4 - h_3 = V_3(P_4 - P_3)$$

$V_3 = 0.0010084 \text{ m}^3/\text{kg}$ (tables, interpolation entre $P_3 = 0.0075$ et 0.01 MPa)

$$h_4 = h_3 + V_3(P_4 - P_3) = 173.362 + 0.0010084 (8 - 0.008)1000 = 181.42 \text{ kJ/kg}$$

Rendement thermique du cycle :

$$\eta_{isT} = \frac{W_{at}}{W_{ist}} = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \rightarrow h_{2a} = h_1 - \eta_t(h_1 - h_{2s}) = 2758.7 - 0.85(2758.7 - 1794.42) = 1993 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{isT} = \frac{W_{isp}}{W_{ap}} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_{4s} - h_3} \rightarrow h_{4a} = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_p} = 173.362 + \frac{181.42 - 173.362}{0.85} = 180.21 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th\Box} = \frac{W_t - W_p}{q_{in}} = \frac{(h_1 - h_{2a}) - (h_{4a} - h_3)}{h_1 - h_{4a}} = \frac{(2758.7 - 1939) - (180.21 - 173.362)}{2758.7 - 180.21} = 31.45\%$$

Débit massique :

$$\dot{W} = \dot{m}[(h_1 - h_{2a}) - (h_{4a} - h_3)] \rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{W}}{[(h_1 - h_{2a}) - (h_{4a} - h_3)]}$$

$$= \frac{100 \ 1000 \ 3600}{[(2758.7 - 1939) - (180.21 - 173.362)]} = 4.4288 \ 10^5 \text{ kg/h}$$

Puissance de la chaudière:

$$q_{in} = \dot{m}(h_1 - h_{4a}) = \frac{4.4288 \ 10^5 (2758.7 - 180.21)1000}{3600 \ 1000} = 317.21 \text{ MPa}$$

Puissance du condenseur:

$$q_{out} = \dot{m}(h_{2a} - h_3) = \frac{4.4288 \ 10^5 (1939 - 173.362)1000}{3600 \ 1000} = 217.21 \text{ MPa}$$

Rapport de travail en aval :

$$r_{bw} = \frac{\dot{W}_P}{\dot{W}_t} = \frac{h_{4a} - h_3}{h_1 - h_{2a}} = \frac{180.2113 - 173.362}{2758.7 - 1939} = 0.8\%$$

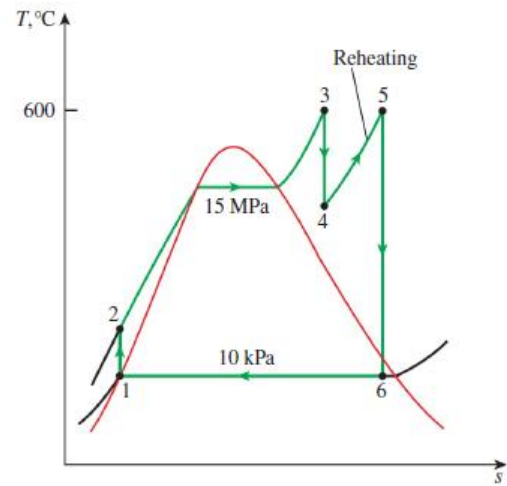
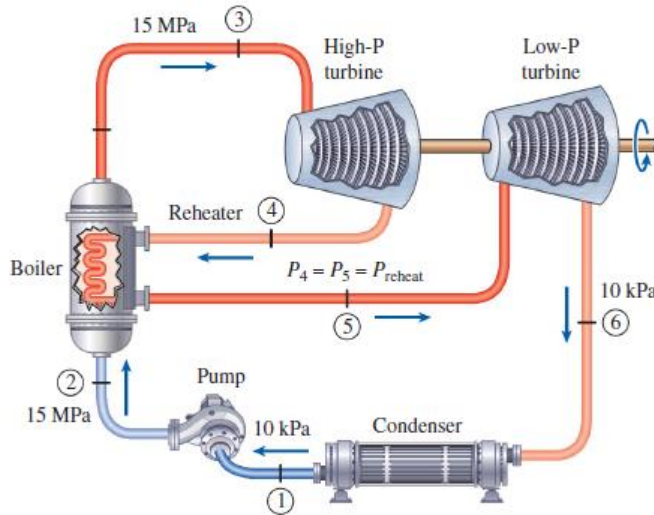
Débit massique de l'eau :

$$\dot{m}_{cw}(h_{c_{out}} - h_{c_{win}}) = \dot{m}(h_{2a} - h_3) \rightarrow \dot{m}_{cw} = \frac{\dot{m}(h_{2a} - h_3)}{h_{c_{out}} - h_{c_{win}}}$$

$$= \frac{4.4288 \ 10^5 (1939 - 173.362)}{146.64 - 62.982} = 9.34 \cdot 10^6 \text{ kg/h}$$

Application 2 :

Considérant une centrale à vapeur fonctionnant sur le cycle de Hirn avec resurchauffe. La vapeur entre dans la turbine haute pression à 15 MPa et 600 C° et elle est condensée à une pression de 10 kPa. Si la teneur en humidité de la vapeur à la sortie de la turbine basse pression ne doit pas dépasser 10,4%, calculer: (a) la pression laquelle la vapeur doit être réchauffée et (b) le rendement thermique de la centrale. Supposez que la vapeur réchauffée à la température d'entrée de la turbine haute pression.



Solution :

- $P_1=10 \text{ kPa}$ (liquide saturé)

$$h_1=191.81 \text{ kJ/kg}, S_1= 5.740.64925 \text{ kJ/kg K}, V_1 = 0.001010 \text{ m}^3/\text{kg},$$

$$T_1=45.81^\circ\text{C}=318.81\text{K (tables)}$$

- $W_p = h_2 - h_1 = V_1(P_2 - P_1) \rightarrow h_2 = h_1 + V_1(P_2 - P_1) = 191.81 + 0.00101 (15000 - 10) = 207 \text{ kJ/kg}$ (liquide sous refroidi)

- $T_3=600^\circ\text{C}=873\text{K}, P_3= 15 \text{ MPa}, h_1=3583.1 \text{ kJ/kg}, S_3= 6.6796 \text{ kJ/kg K}$ (vapeur surchauffé)

- $P_6= 10 \text{ kPa}, T_6= T_1=45.81^\circ\text{C}=318.81 \text{ K}$ (liquide +vapeur)

$$S_6 = S_{6l} + X_6(S_{6v} - S_{6l})$$

$$S_{6l} = S_{1l} = 0.6492 \text{ kJ/kg K et } S_{6v} = S_{1v} = 8.1488 \text{ kJ/kg K}$$

$$S_6 = 0.6492 + 0.896(8.1488 - 0.6492) = 7.3688 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_6 = h_{6l} + X_6(h_{6v} - h_{6l})$$

$$h_{6l} = h_{1l} = 191.81 \text{ kJ/kg et } h_{6v} = h_{1v} = 2583.9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 191.81 + 0.896(2583.9 - 191.81) = 2335.122 \text{ kJ/kg}$$

- $T_5=600^\circ\text{C}=873 \text{ K } P_5= P_4=4 \text{ MPa},$ (vapeur surchauffé)

$$S_5 = S_6 = 7.3688 \text{ kJ/kg K et } h_5 = 3674.9 \text{ kJ/kg}$$

- $P_4=4 \text{ MPa}$, (vapeur surchauffée)

$S_4 = S_3 = 6.6796 \text{ kJ/kg K}$ et $h_5 = 3674.9 \text{ kJ/kg}$ (tables, interpolation entre $s= 6.5843$ et 6.7714 kJ/kg K)

Rendement thermique du cycle :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

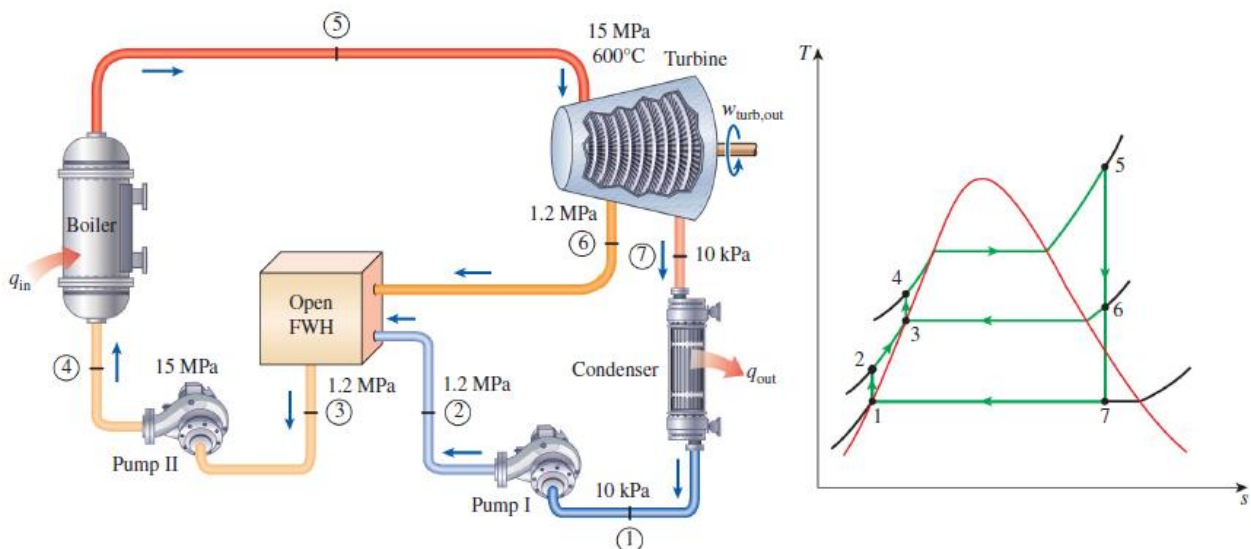
$$q_{in} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) = (3583.1 - 207) + (3674.9 - 3155) = 3895.1 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{out} = h_6 - h_1 = 2335.122 - 191.81 = 2143.312 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{2143.312}{3895.1} = 45\%$$

Application 3 :

Considérant une centrale à vapeur fonctionnant sur le cycle de Hirn avec soutirage avec un réchauffeur d'eau d'alimentation ouvert (FWH). La vapeur entre dans la turbine à 15 MPa et 600°C et elle est condensée à une pression de 10 kPa . Un peu de vapeur quitte la turbine à une pression de $1,2 \text{ MPa}$ et entre dans le réchauffeur ouvert (FWH). Calculer la fraction de vapeur extraite de la turbine et le rendement thermique du cycle.



Solution:

- $P_1=10$ kPa (liquide saturé)

$h_1=191.81$ kJ/kg, $S_1=0.6492$ kJ/kg K, $V_1=0.001010$ m³/kg, $T_1=45.81^\circ\text{C}=318.81\text{K}$
(tables)

- $W_{pI} = h_2 - h_1 = V_1(P_2 - P_1) \rightarrow h_2 = h_1 + V_1(P_2 - P_1) = 191.81 + 0.00101(1200 - 10) = 193.01$ kJ/kg (liquide sous refroidi)

- $P_3=1.2$ MPa, $h_3=798.33$ kJ/kg, $S_3=2.2159$ kJ/kg K, $V_3=0.001138$ m³/kg (liquide saturé)

- $P_4=15$ MPa, $s_4=s_3=2.2159$ kJ/kg K (liquide sous refroidi)

$$W_{pII} = h_4 - h_3 = V_3(P_4 - P_3) \rightarrow h_4 = h_3 + V_3(P_4 - P_3) \\ = 798.33 + 0.001138(15000 - 1200) = 814.03 \text{ kJ/kg}$$

- $P_5=15$ MPa, $h_5=3583.1$ kJ/kg, $S_5=6.6796$ kJ/kg K, $T_5=600^\circ\text{C}=873$ K (vapeur surchauffée)

- $P_6=1.2$ MPa, $h_6=2860.2$ kJ/kg, $S_6=S_5=6.6796$ kJ/kg K (vapeur surchauffée)

- $P_7=10$ kPa (liquide+vapeur)

$$S_7 = S_{7l} + X_7(S_{7v} - S_{7l}) \rightarrow X_7 = \frac{S_7 - S_{7l}}{S_{7v} - S_{7l}} = \frac{6.6796 - 0.6492}{8.1488 - 0.6492} = 0.8041$$

$$h_7 = h_{7l} + X_7(h_{7v} - h_{7l}) = 191.81 + 0.8041(2583.9 - 191.81) = 2115.3 \text{ kJ/kg}$$

Bilan d'énergie dans le réchauffeur ouvert :

$$h_3 = yh_6 + (1 - y)h_2 \rightarrow y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798.33 - 193.01}{2860 - 193.01} = 0.227$$

Rendement thermique du cycle :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

$$q_{in} = h_5 - h_4 = 3583.1 - 814.03 = 2769.1 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{out} = (1 - y)(h_6 - h_1) = (1 - 0.227)(2115.3 - 191.83) = 1486.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{1486.9}{2769.1} = 46.3\%$$

Chapitre VI

Autres types de moteurs

VI.1 Les moteurs à air chaud

Les moteurs à air chaud sont des moteurs thermiques alternatifs à cylindres de compression et de détente distincts, à apport de chaleur externe par échangeur (de ce fait, certains d'entre eux entrent dans la catégorie des moteurs à combustion externe), avec ou sans récupérateur, à fluide de travail monophasique gazeux, à cycle ouvert ou fermé, avec ou sans soupapes ou clapets. Ces moteurs se divisent en deux grandes familles : les moteurs de Stirling et les moteurs d'Ericsson.

VI.1.1 Moteur de Stirling

Le moteur Stirling a été inventé par Robert Stirling en 1816 dans le but de remplacer les machines à vapeur qui explosaient et faisaient des victimes. Le moteur de type Stirling est un moteur à combustion externe: il peut donc fonctionner avec n'importe quelle source de chaleur : carburant fossile, mais aussi rayonnement solaire par exemple. Cependant, bien qu'il soit apparu en 1816, le moteur Stirling reste très peu développé aujourd'hui et on lui préfère encore largement les moteurs à explosion qui possèdent pourtant une efficacité énergétique inférieure. Le moteur Stirling est un système fermé qui comporte un cylindre où le gaz de travail est enfermé (souvent de l'air, de l'hélium ou de l'hydrogène), avec une partie en contact avec une source chaude et une autre en contact avec une source froide et deux organes mobiles principaux : un piston moteur et un déplaceur de gaz qui l'oblige à se situer soit vers la source chaude, soit vers la source froide. Les deux pistons sont reliés entre eux de telle sorte que leurs mouvements sont en opposition de phase de 90° (un quart de tour), (voir figure VI.1).



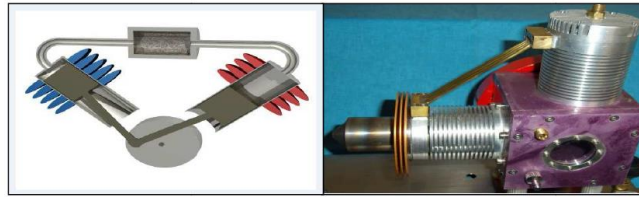
Figure(VI.1): Schéma du moteur de Stirling

Le fonctionnement du moteur Stirling repose sur le fait qu'un fluide se détend lorsque sa température augmente, poussant ainsi le piston. Il se contracte dans le cas inverse et le piston revient dans la position initiale. Dans ce moteur, on chauffe et on refroidit alternativement le gaz contenu dans le cylindre. On peut favoriser le fonctionnement en maintenant une extrémité du moteur (cylindre) à une température élevée constante, tandis que l'autre extrémité reste à basse température, le gaz devant se déplacer de la source chaude à la source froide.

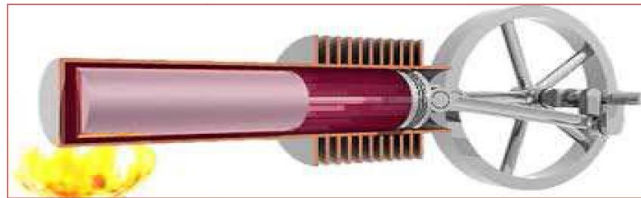
VI.1.1.1 Types des moteurs de Stirling

Il existe deux grandes catégories de moteur Stirling, qui se distinguent par la façon dont ils déplacent le gaz entre les côtés chaud et froid du cylindre, (voir figure VI.2):

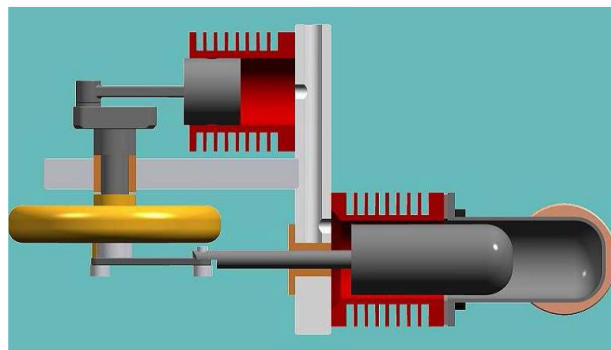
- La conception de type alpha présente deux pistons moteurs dans des cylindres indépendants, et le gaz est entraîné entre les espaces chaud et froid.
- Les moteurs Stirling type à déplacement, appelés bêta et gamma, utilisent un déplaceur mécanique isolé pour pousser le gaz de travail entre les côtés chaud et froid du cylindre. Le déplaceur est suffisamment grand pour isoler les faces chaude et froide du cylindre et pour déplacer une quantité importante de gaz. Il doit y avoir assez d'écart entre le déplaceur et la paroi du cylindre pour permettre au gaz de circuler facilement.



(a)



(b)

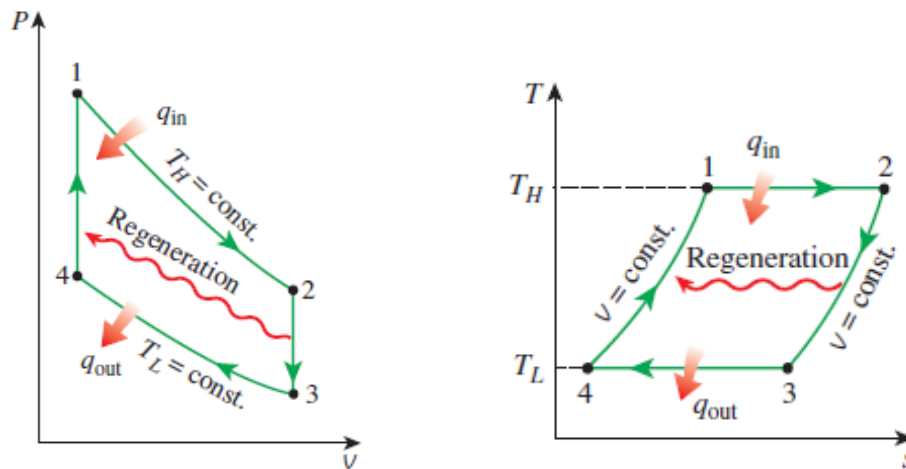


(c)

Figure(VI.2): Types de moteur Stirling : (a): alpha, (b): bêta et (c): gamma

VI.1.1.2 Cycle de Stirling idéal

Le cycle de Stirling est composé de quatre transformations suivantes, (voir figure VI.3) :



Figure(VI.3): Cycle de Stirling

1-2: Détente isotherme (ajout de chaleur)

2-3: Refroidissement isochore

3-4: Compression isotherme (rejet de chaleur)

4-1: Chauffage isochore

Seule l'étape de détente fournit du travail: les autres transformations s'effectuent grâce à l'inertie du moteur (par l'intermédiaire du volant d'inertie). Le résultat du cycle est l'absorption de chaleur à haute température, le rejet de chaleur à basse température et la production de travail utilisable par le milieu extérieur.

Bilan énergétique :

Travail net :

$$W_{net} = W_{12} - W_{34} = \int_1^2 P dV - \int_3^4 P dV = r T_C \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) - r T_F \ln\left(\frac{V_3}{V_4}\right)$$
$$W_{net} = r T_C \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) - r T_F \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = r (T_C - T_F) \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (\text{VI.1})$$

Energie thermique fournie :

$$q_{tot} = q_{41} + q_{12} = C_v(T_1 - T_4) + W_{12} = C_v(T_C - T_F) + r T_C \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (\text{VI.2})$$

Rendement du cycle :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_{tot}} = \frac{r (T_C - T_F) \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)}{C_v(T_C - T_F) + r T_C \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)} \quad (\text{VI.3})$$

Avec la régénération $q_{41} = 0$, (voir figure VI.3), le rendement de Stirling est égal au rendement de Carnot qui s'écrit comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{r (T_C - T_F) \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)}{r T_C \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)} = \frac{T_C - T_F}{T_C} = 1 - \frac{T_F}{T_C} = \eta_{Carnot} \quad (\text{VI.4})$$

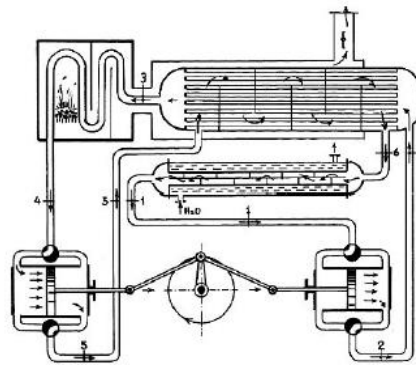
La régénération nécessite que l'énergie cédée au cours du refroidissement isochore soit récupérée lors du chauffage isochore par le régénérateur

VI.1.2 Moteur d'Ericsson

Le Moteur Ericsson est un moteur à air chaud qui utilise des soupapes pour contrôler son fonctionnement. John Ericsson inventa en 1833 un moteur thermique à air constitué d'un cylindre de compression pourvu de soupapes, d'un échangeur de chaleur récupérateur à contre-courant, d'un échangeur de chaleur pour la source chaude et d'un cylindre de détente, lui aussi pourvu de soupapes, (voir figure VI.4).

Le cycle thermodynamique réalisé dans cette machine est équivalent à celui de la turbine à gaz à récupération. Comme le moteur Stirling, le moteur d'Ericsson est un moteur à apport de chaleur externe, ce qui est un atout déterminant dans un certain nombre d'applications pratiques comme la valorisation de l'énergie solaire, etc. Le moteur Ericsson fonctionne en 4 temps :

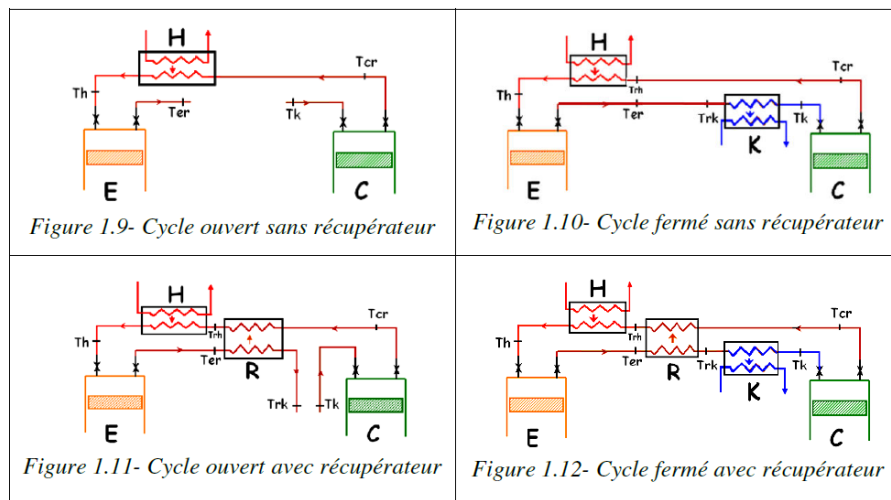
- Aspiration de l'air frais et évacuation de l'air chaud;
- Mise en pression de l'air frais à température constante;
- Chauffage de l'air frais;
- L'air chauffé fait monter la pression et le piston monte



Figure(VI.4): premier moteur d'Ericsson en 1833

VI.1.2.1 Types des moteurs d'Ericsson

Le moteur Ericsson peut avoir plusieurs configurations illustrées dans la figure VI.5 :

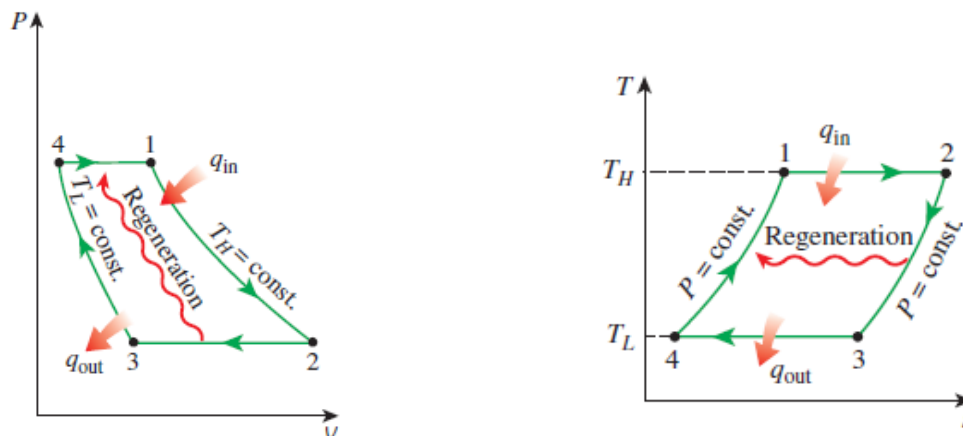


Figure(VI.5): Différentes configurations du moteur d'Ericsson

En fonction de la configuration adoptée, le moteur Ericsson est constitué: du cylindre de compression C (Compression), du cylindre de détente E (Expansion), d'un échangeur récupérateur R, d'un échangeur réchauffeur H (Heater) entre la source chaude et le fluide de travail, d'un échangeur refroidisseur K (Cooler) entre le fluide de travail et le puits froid.

VI.1.2.2 Cycle d'Ericsson idéal

Le cycle de Stirling est composé de quatre transformations suivantes, (voir figure VI.6):



Figure(VI.6): Cycle Ericsson

1-2: Détente isotherme (ajout de chaleur)

2-3: Refroidissement isobare

3-4: Compression isotherme (rejet de chaleur)

4-1: Chauffage isobare

Bilan énergétique:

Travail net :

$$W_{net} = (W_{12} + W_{41}) - (W_{23} + W_{34})$$

$$W_{net} = (W_{12} + Q_{41}) - (Q_{23} + W_{34}) = \left[r T_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) + C_p (T_1 - T_4) \right] - \left[C_p (T_2 - T_3) + r T_3 \ln \left(\frac{V_3}{V_4} \right) \right] = \left[r T_C \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) + C_p ((T_C - T_F)) \right] - \left[C_p ((T_C - T_F)) + r T_F \ln \left(\frac{V_3}{V_4} \right) \right] \quad (VI.5)$$

Energie thermique fournie :

$$q_{tot} = q_{41} + q_{12} = C_p (T_1 - T_4) + W_{12} = C_p (T_C - T_F) + r T_C \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \quad (VI.6)$$

Rendement du cycle :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_{tot}} = \frac{\left[r T_C \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) + C_p ((T_C - T_F)) \right] - \left[C_p ((T_C - T_F)) + r T_F \ln \left(\frac{V_3}{V_4} \right) \right]}{C_p (T_C - T_F) + r T_C \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right)} = 1 - \frac{\left[C_p ((T_C - T_F)) + r T_F \ln \left(\frac{V_3}{V_4} \right) \right]}{C_p (T_C - T_F) + r T_C \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right)} \quad (VI.7)$$

Avec la régénération $q_{41} = 0$, (voir figure VI.6), le rendement d'Ericsson est égal au rendement de Carnot qui s'écrit comme suit :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = \frac{\left[r T_C \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) - r T_F \ln \left(\frac{V_3}{V_4} \right) \right]}{C_p (T_C - T_F) + r T_C \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right)} = \frac{T_C - T_F}{T_C} = 1 - \frac{T_F}{T_C} = \eta_{Carnot} \quad (VI.8)$$

Avec: $\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_4}$ parce que : $P_2 V_2 = P_1 V_1$ et $P_1 = P_4$ et $P_2 = P_3$

La régénération nécessite que l'énergie cédée au cours du refroidissement isobare soit récupérée lors du chauffage isobare par le régénérateur

VI.2 Moteur à air comprimé

Le principe général du moteur à air comprimé repose sur un principe simple : l'air est comprimé dans un réservoir et progressivement décomprimé pour faire avancer le véhicule. Cette technologie a principalement été utilisée à la fin du XIX^e siècle et au début du XX^e siècle dans des locomotives minières et dans des tramways urbains ; pour ce type d'usage, l'absence de production de fumées donnait un avantage important à ces véhicules à air comprimé par rapport aux locomotives à vapeur plus polluantes. Plus récemment (début du XXI^e siècle) divers projets et prototypes de véhicules utilisant l'air comprimé sont apparus (vélos, voitures), mais sans réelle commercialisation à ce jour.

L'utilisation de la détente de l'air comprimé comme force motrice d'un véhicule remonte à l'époque du développement des chemins de fer et des tramways à traction mécanique où, dans certaines situations, comme les réseaux miniers et urbains, il était nécessaire d'éviter les risques d'incendie et les pollutions inhérents à la locomotive à vapeur ordinaire. On peut aussi citer les tramways du système Mékarski mis en service en 1879 à Nantes puis en région Parisienne et qui y circulèrent pendant 40 ans, (voir figure VI.7).

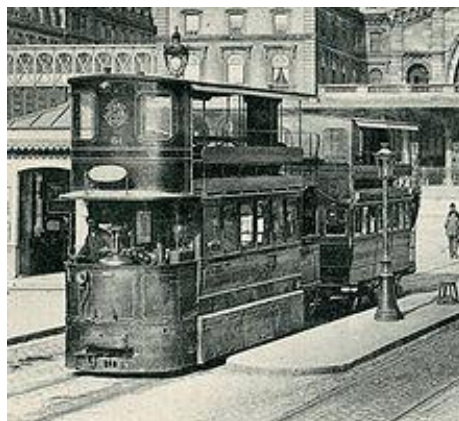


Figure (VI.7): Tramway Mékarski à la gare de l'Est (Paris).

Les développements récents de moteurs à air comprimé concernent principalement des moteurs devant servir à la propulsion de véhicules à air comprimé. Deux entreprises ont réalisé de tels développements, l'une coréenne Energine3, l'autre française MDI dirigée par le motoriste Guy Nègre. Un nouveau venu, Régis Munoz,

vient d'inventer un moteur rotatif qui fonctionne également avec de l'air comprimé. Ce moteur rotatif peut fonctionner en moteur roue comme un moteur électrique, (voir figure VI.8).



Figure (VI.8): Prototype d'automobile propulsée par un moteur à air comprimé, développé par la société MDI

VI.2.1 Moteur à air comprimé : avantages et inconvénients

Les avantages du moteur à air comprimé sont les suivants :

- Pas de pollution (à part celle produite par la recharge du réservoir).
- Poids du système limité, contrairement aux véhicules électriques.
- Peu de bruit de fonctionnement.
- Énergie (air) illimitée (pour le MDI).

Néanmoins on constate quelques inconvénients :

- Peu d'autonomie.
- Beaucoup de pertes énergétiques (peu de rendement).
- Nécessite de l'énergie polluante pour compresser le réservoir d'air.

VI.2.2 Avenir du moteur à air comprimé

Aujourd'hui au point mort, il serait dommage que le projet du moteur à air comprimé soit délaissé. Techniquement, ce moteur présente des perspectives aussi sinon plus intéressantes que le moteur électrique et même que le moteur à hydrogène. Pour cela, il faudra à la fois une volonté politique et l'investissement des grands constructeurs. Malheureusement, ces acteurs devront s'affranchir des diktats

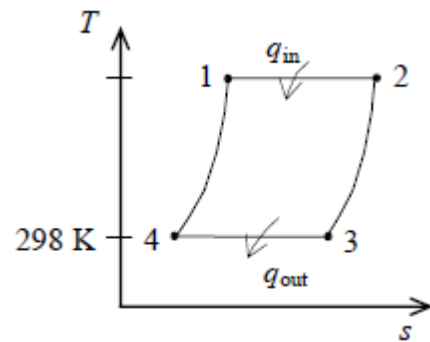
et des lobbys, en premier lieu par plus d'information du grand public sur les avantages et inconvénients des différentes technologies existantes.

VI.3 Applications avec solutions

Application 1 :

Un moteur Stirling idéal fonctionne avec de l'air comme fluide de travail entre deux sources de chaleur. Déterminer l'apport de chaleur, le travail net et le rendement thermique du cycle, la quantité de transfert de chaleur dans le régénérateur et le travail par cycle. On donne: $P_1=3600$ kPa, $P_3=50$ kPa, $T_3=T_4=298$ K, $V_3/V_4=12$. $\gamma=1.4$, $P_1=1$ bar, $C_v=0.718$ kJ/kg.K, $C_p=1.005$ kJ/kg.K et $R=0.287$ kJ/kg.K.

Solution :



On a :

$$P_4 = P_3 \frac{V_3}{V_4} = 50.12 = 600 \text{ kPa}$$

$$T_1 = T_4 \frac{P_1}{P_4} = 298 \cdot \frac{3600}{600} = 1788 \text{ K}$$

$$q_{in} = W_{12} = R T_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) = 0.287 \cdot 1788 \ln 12 = 1275 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{out} = W_{34} = R T_3 \ln \left(\frac{V_4}{V_3} \right) = 0.287 \cdot 298 \ln \frac{1}{12} = 212.5 \text{ kJ/kg}$$

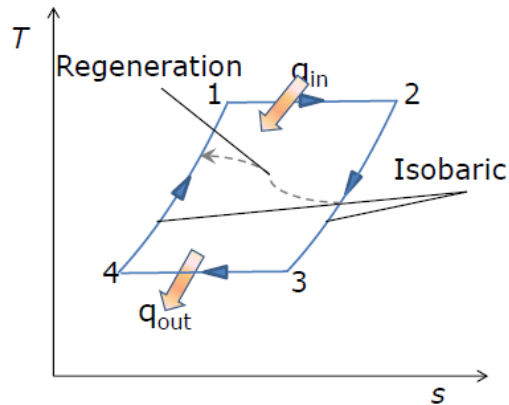
$$W_{net} = q_{in} - q_{out} = 1275 - 212.5 = 1063 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = \frac{1063}{1275} = 83.37\% = \eta_{carnot} = 1 - \frac{T_F}{T_C} = 1 - \frac{298}{1788} = 83.37\%$$

Application 2 :

Soit un cycle Ericsson à air standard idéal qui a un régénérateur idéal comme illustré sur la figure. La chaleur est fournie à 1000 ° C. La chaleur est rejetée à 20 °C. Si la chaleur ajoutée est de 600 kJ/kg, trouvez le rendement du cycle, le travail net et le travail du compresseur

Solution :



- Puisque le régénérateur est donné comme idéal,

$$-Q_{23} = Q_{14}$$

- Dans le cycle Ericsson, la chaleur est fournie pendant un processus de détente isotherme à travers la turbine. Le travail de la turbine est égal à 600 kJ/kg ($W_T = Q_c$)

- Le rendement thermique d'un cycle Ericsson est égal au rendement de Carnot

$$\eta_{th} = \eta_c = 1 - \frac{T_F}{T_C} = 1 - \frac{293.15}{1273.15} = 76.97\%$$

- Par conséquent, le travail net du cycle est égal à :

$$W_{net} = \eta_{th} Q_c = 0.7697 \cdot 600 = 461.82 \text{ kJ/kg}$$

- Le travail du compresseur est égal à :

$$W_C = W_T - W_{net} = 600 - 461.82 = 138.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Références

- 1) Cengel Y. A., Boles M. A., *Thermodynamics, An engineering approach*, eighth edition, McGraw-Hill, 2015.
- 2) Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., Bailey M. B., *Fundamentals of engineering thermodynamics*, eighth edition, Wiley, 2014.
- 3) Borgnakke C., Sonntag R. E., *Fundamentals of thermodynamics*, eighth edition, Wiley, 2012.
- 4) Gupta H.N, Sonntag R. E., *Fundamentals of internal combustion engine*, first edition, Wiley, 2006.
- 5) Rapin P., Jacquard P., *Technologie des installations frigorifiques*, huitième édition, Dunod, Paris, 2004.

ANNEXES

TABLE A-17

Ideal-gas properties of air

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg·K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg·K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						

TABLE A-4

Saturated water—Temperature table

Temp., <i>T</i> °C	Sat. press., <i>P</i> _{sat} kPa	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg·K		
		Sat. liquid, <i>v</i> _f	Sat. vapor, <i>v</i> _g	Sat. liquid, <i>u</i> _f	Evap., <i>u</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>u</i> _g	Sat. liquid, <i>h</i> _f	Evap., <i>h</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>h</i> _g	Sat. liquid, <i>s</i> _f	Evap., <i>s</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>s</i> _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

TABLE A-4

Saturated water—Temperature table (Concluded)

Temp., T °C	Sat. press., P_{sat} kPa	Specific volume, m^3/kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg·K		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
205	1724.3	0.001164	0.11508	872.86	1723.5	2596.4	874.87	1920.0	2794.8	2.3776	4.0154	6.3930
210	1907.7	0.001173	0.10429	895.38	1702.9	2598.3	897.61	1899.7	2797.3	2.4245	3.9318	6.3563
215	2105.9	0.001181	0.094680	918.02	1681.9	2599.9	920.50	1878.8	2799.3	2.4712	3.8489	6.3200
220	2319.6	0.001190	0.086094	940.79	1660.5	2601.3	943.55	1857.4	2801.0	2.5176	3.7664	6.2840
225	2549.7	0.001199	0.078405	963.70	1638.6	2602.3	966.76	1835.4	2802.2	2.5639	3.6844	6.2483
230	2797.1	0.001209	0.071505	986.76	1616.1	2602.9	990.14	1812.8	2802.9	2.6100	3.6028	6.2128
235	3062.6	0.001219	0.065300	1010.0	1593.2	2603.2	1013.7	1789.5	2803.2	2.6560	3.5216	6.1775
240	3347.0	0.001229	0.059707	1033.4	1569.8	2603.1	1037.5	1765.5	2803.0	2.7018	3.4405	6.1424
245	3651.2	0.001240	0.054656	1056.9	1545.7	2602.7	1061.5	1740.8	2802.2	2.7476	3.3596	6.1072
250	3976.2	0.001252	0.050085	1080.7	1521.1	2601.8	1085.7	1715.3	2801.0	2.7933	3.2788	6.0721
255	4322.9	0.001263	0.045941	1104.7	1495.8	2600.5	1110.1	1689.0	2799.1	2.8390	3.1979	6.0369
260	4692.3	0.001276	0.042175	1128.8	1469.9	2598.7	1134.8	1661.8	2796.6	2.8847	3.1169	6.0017
265	5085.3	0.001289	0.038748	1153.3	1443.2	2596.5	1159.8	1633.7	2793.5	2.9304	3.0358	5.9662
270	5503.0	0.001303	0.035622	1177.9	1415.7	2593.7	1185.1	1604.6	2789.7	2.9762	2.9542	5.9305
275	5946.4	0.001317	0.032767	1202.9	1387.4	2590.3	1210.7	1574.5	2785.2	3.0221	2.8723	5.8944
280	6416.6	0.001333	0.030153	1228.2	1358.2	2586.4	1236.7	1543.2	2779.9	3.0681	2.7898	5.8579
285	6914.6	0.001349	0.027756	1253.7	1328.1	2581.8	1263.1	1510.7	2773.7	3.1144	2.7066	5.8210
290	7441.8	0.001366	0.025554	1279.7	1296.9	2576.5	1289.8	1476.9	2766.7	3.1608	2.6225	5.7834
295	7999.0	0.001384	0.023528	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2076	2.5374	5.7450
300	8587.9	0.001404	0.021659	1332.7	1230.9	2563.6	1344.8	1404.8	2749.6	3.2548	2.4511	5.7059
305	9209.4	0.001425	0.019932	1360.0	1195.9	2555.8	1373.1	1366.3	2739.4	3.3024	2.3633	5.6657
310	9865.0	0.001447	0.018333	1387.7	1159.3	2547.1	1402.0	1325.9	2727.9	3.3506	2.2737	5.6243
315	10,556	0.001472	0.016849	1416.1	1121.1	2537.2	1431.6	1283.4	2715.0	3.3994	2.1821	5.5816
320	11,284	0.001499	0.015470	1445.1	1080.9	2526.0	1462.0	1238.5	2700.6	3.4491	2.0881	5.5372
325	12,051	0.001528	0.014183	1475.0	1038.5	2513.4	1493.4	1191.0	2684.3	3.4998	1.9911	5.4908
330	12,858	0.001560	0.012979	1505.7	993.5	2499.2	1525.8	1140.3	2666.0	3.5516	1.8906	5.4422
335	13,707	0.001597	0.011848	1537.5	945.5	2483.0	1559.4	1086.0	2645.4	3.6050	1.7857	5.3907
340	14,601	0.001638	0.010783	1570.7	893.8	2464.5	1594.6	1027.4	2622.0	3.6602	1.6756	5.3358
345	15,541	0.001685	0.009772	1605.5	837.7	2443.2	1631.7	963.4	2595.1	3.7179	1.5585	5.2765
350	16,529	0.001741	0.008806	1642.4	775.9	2418.3	1671.2	892.7	2563.9	3.7788	1.4326	5.2114
355	17,570	0.001808	0.007872	1682.2	706.4	2388.6	1714.0	812.9	2526.9	3.8442	1.2942	5.1384
360	18,666	0.001895	0.006950	1726.2	625.7	2351.9	1761.5	720.1	2481.6	3.9165	1.1373	5.0537
365	19,822	0.002015	0.006009	1777.2	526.4	2303.6	1817.2	605.5	2422.7	4.0004	0.9489	4.9493
370	21,044	0.002217	0.004953	1844.5	385.6	2230.1	1891.2	443.1	2334.3	4.1119	0.6890	4.8009
373.95	22,064	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

TABLE A-5

Saturated water—Pressure table

Press., <i>P</i> kPa	Sat. temp., <i>T</i> _{sat} °C	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg·K		
		Sat. liquid, <i>v</i> _f	Sat. vapor, <i>v</i> _g	Sat. liquid, <i>u</i> _f	Evap., <i>u</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>u</i> _g	Sat. liquid, <i>h</i> _f	Evap., <i>h</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>h</i> _g	Sat. liquid, <i>s</i> _f	Evap., <i>s</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>s</i> _g
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.6	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0356	6.8561
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837

TABLE A-5

Saturated water—Pressure table (Concluded)

Press., <i>P</i> kPa	Sat. temp., <i>T</i> _{sat} °C	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg·K		
		Sat. liquid, <i>v</i> _f	Sat. vapor, <i>v</i> _g	Sat. liquid, <i>u</i> _f	Evap., <i>u</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>u</i> _g	Sat. liquid, <i>h</i> _f	Evap., <i>h</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>h</i> _g	Sat. liquid, <i>s</i> _f	Evap., <i>s</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>s</i> _g
800	170.41	0.001115	0.24035	719.97	1856.1	2576.0	720.87	2047.5	2768.3	2.0457	4.6160	6.6616
850	172.94	0.001118	0.22690	731.00	1846.9	2577.9	731.95	2038.8	2770.8	2.0705	4.5705	6.6409
900	175.35	0.001121	0.21489	741.55	1838.1	2579.6	742.56	2030.5	2773.0	2.0941	4.5273	6.6213
950	177.66	0.001124	0.20411	751.67	1829.6	2581.3	752.74	2022.4	2775.2	2.1166	4.4862	6.6027
1000	179.88	0.001127	0.19436	761.39	1821.4	2582.8	762.51	2014.6	2777.1	2.1381	4.4470	6.5850
1100	184.06	0.001133	0.17745	779.78	1805.7	2585.5	781.03	1999.6	2780.7	2.1785	4.3735	6.5520
1200	187.96	0.001138	0.16326	796.96	1790.9	2587.8	798.33	1985.4	2783.8	2.2159	4.3058	6.5217
1300	191.60	0.001144	0.15119	813.10	1776.8	2589.9	814.59	1971.9	2786.5	2.2508	4.2428	6.4936
1400	195.04	0.001149	0.14078	828.35	1763.4	2591.8	829.96	1958.9	2788.9	2.2835	4.1840	6.4675
1500	198.29	0.001154	0.13171	842.82	1750.6	2593.4	844.55	1946.4	2791.0	2.3143	4.1287	6.4430
1750	205.72	0.001166	0.11344	876.12	1720.6	2596.7	878.16	1917.1	2795.2	2.3844	4.0033	6.3877
2000	212.38	0.001177	0.099587	906.12	1693.0	2599.1	908.47	1889.8	2798.3	2.4467	3.8923	6.3390
2250	218.41	0.001187	0.088717	933.54	1667.3	2600.9	936.21	1864.3	2800.5	2.5029	3.7926	6.2954
2500	223.95	0.001197	0.079952	958.87	1643.2	2602.1	961.87	1840.1	2801.9	2.5542	3.7016	6.2558
3000	233.85	0.001217	0.066667	1004.6	1598.5	2603.2	1008.3	1794.9	2803.2	2.6454	3.5402	6.1856
3500	242.56	0.001235	0.057061	1045.4	1557.6	2603.0	1049.7	1753.0	2802.7	2.7253	3.3991	6.1244
4000	250.35	0.001252	0.049779	1082.4	1519.3	2601.7	1087.4	1713.5	2800.8	2.7966	3.2731	6.0696
5000	263.94	0.001286	0.039448	1148.1	1448.9	2597.0	1154.5	1639.7	2794.2	2.9207	3.0530	5.9737
6000	275.59	0.001319	0.032449	1205.8	1384.1	2589.9	1213.8	1570.9	2784.6	3.0275	2.8627	5.8902
7000	285.83	0.001352	0.027378	1258.0	1323.0	2581.0	1267.5	1505.2	2772.6	3.1220	2.6927	5.8148
8000	295.01	0.001384	0.023525	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2077	2.5373	5.7450
9000	303.35	0.001418	0.020489	1350.9	1207.6	2558.5	1363.7	1379.3	2742.9	3.2866	2.3925	5.6791
10,000	311.00	0.001452	0.018028	1393.3	1151.8	2545.2	1407.8	1317.6	2725.5	3.3603	2.2556	5.6159
11,000	318.08	0.001488	0.015988	1433.9	1096.6	2530.4	1450.2	1256.1	2706.3	3.4299	2.1245	5.5544
12,000	324.68	0.001526	0.014264	1473.0	1041.3	2514.3	1491.3	1194.1	2685.4	3.4964	1.9975	5.4939
13,000	330.85	0.001566	0.012781	1511.0	985.5	2496.6	1531.4	1131.3	2662.7	3.5606	1.8730	5.4336
14,000	336.67	0.001610	0.011487	1548.4	928.7	2477.1	1571.0	1067.0	2637.9	3.6232	1.7497	5.3728
15,000	342.16	0.001657	0.010341	1585.5	870.3	2455.7	1610.3	1000.5	2610.8	3.6848	1.6261	5.3108
16,000	347.36	0.001710	0.009312	1622.6	809.4	2432.0	1649.9	931.1	2581.0	3.7461	1.5005	5.2466
17,000	352.29	0.001770	0.008374	1660.2	745.1	2405.4	1690.3	857.4	2547.7	3.8082	1.3709	5.1791
18,000	356.99	0.001840	0.007504	1699.1	675.9	2375.0	1732.2	777.8	2510.0	3.8720	1.2343	5.1064
19,000	361.47	0.001926	0.006677	1740.3	598.9	2339.2	1776.8	689.2	2466.0	3.9396	1.0860	5.0256
20,000	365.75	0.002038	0.005862	1785.8	509.0	2294.8	1826.6	585.5	2412.1	4.0146	0.9164	4.9310
21,000	369.83	0.002207	0.004994	1841.6	391.9	2233.5	1888.0	450.4	2338.4	4.1071	0.7005	4.8076
22,000	373.71	0.002703	0.003644	1951.7	140.8	2092.4	2011.1	161.5	2172.6	4.2942	0.2496	4.5439
22,064	373.95	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

TABLE A-6

Superheated water

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K
<i>P</i> = 0.01 MPa (45.81°C)*					<i>P</i> = 0.05 MPa (81.32°C)				<i>P</i> = 0.10 MPa (99.61°C)			
Sat.†	14.670	2437.2	2583.9	8.1488	3.2403	2483.2	2645.2	7.5931	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589
50	14.867	2443.3	2592.0	8.1741								
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4489	3.4187	2511.5	2682.4	7.6953	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611
150	19.513	2587.9	2783.0	8.6893	3.8897	2585.7	2780.2	7.9413	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148
200	21.826	2661.4	2879.6	8.9049	4.3562	2660.0	2877.8	8.1592	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356
250	24.136	2736.1	2977.5	9.1015	4.8206	2735.1	2976.2	8.3568	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346
300	26.446	2812.3	3076.7	9.2827	5.2841	2811.6	3075.8	8.5387	2.6389	2810.7	3074.5	8.2172
400	31.063	2969.3	3280.0	9.6094	6.2094	2968.9	3279.3	8.8659	3.1027	2968.3	3278.6	8.5452
500	35.680	3132.9	3489.7	9.8998	7.1338	3132.6	3489.3	9.1566	3.5655	3132.2	3488.7	8.8362
600	40.296	3303.3	3706.3	10.1631	8.0577	3303.1	3706.0	9.4201	4.0279	3302.8	3705.6	9.0999
700	44.911	3480.8	3929.9	10.4056	8.9813	3480.6	3929.7	9.6626	4.4900	3480.4	3929.4	9.3424
800	49.527	3665.4	4160.6	10.6312	9.9047	3665.2	4160.4	9.8883	4.9519	3665.0	4160.2	9.5682
900	54.143	3856.9	4398.3	10.8429	10.8280	3856.8	4398.2	10.1000	5.4137	3856.7	4398.0	9.7800
1000	58.758	4055.3	4642.8	11.0429	11.7513	4055.2	4642.7	10.3000	5.8755	4055.0	4642.6	9.9800
1100	63.373	4260.0	4893.8	11.2326	12.6745	4259.9	4893.7	10.4897	6.3372	4259.8	4893.6	10.1698
1200	67.989	4470.9	5150.8	11.4132	13.5977	4470.8	5150.7	10.6704	6.7988	4470.7	5150.6	10.3504
1300	72.604	4687.4	5413.4	11.5857	14.5209	4687.3	5413.3	10.8429	7.2605	4687.2	5413.3	10.5229
<i>P</i> = 0.20 MPa (120.21°C)					<i>P</i> = 0.30 MPa (133.52°C)				<i>P</i> = 0.40 MPa (143.61°C)			
Sat.	0.88578	2529.1	2706.3	7.1270	0.60582	2543.2	2724.9	6.9917	0.46242	2553.1	2738.1	6.8955
150	0.95986	2577.1	2769.1	7.2810	0.63402	2571.0	2761.2	7.0792	0.47088	2564.4	2752.8	6.9306
200	1.08049	2654.6	2870.7	7.5081	0.71643	2651.0	2865.9	7.3132	0.53434	2647.2	2860.9	7.1723
250	1.19890	2731.4	2971.2	7.7100	0.79645	2728.9	2967.9	7.5180	0.59520	2726.4	2964.5	7.3804
300	1.31623	2808.8	3072.1	7.8941	0.87535	2807.0	3069.6	7.7037	0.65489	2805.1	3067.1	7.5677
400	1.54934	2967.2	3277.0	8.2236	1.03155	2966.0	3275.5	8.0347	0.77265	2964.9	3273.9	7.9003
500	1.78142	3131.4	3487.7	8.5153	1.18672	3130.6	3486.6	8.3271	0.88936	3129.8	3485.5	8.1933
600	2.01302	3302.2	3704.8	8.7793	1.34139	3301.6	3704.0	8.5915	1.00558	3301.0	3703.3	8.4580
700	2.24434	3479.9	3928.8	9.0221	1.49580	3479.5	3928.2	8.8345	1.12152	3479.0	3927.6	8.7012
800	2.47550	3664.7	4159.8	9.2479	1.65004	3664.3	4159.3	9.0605	1.23730	3663.9	4158.9	8.9274
900	2.70656	3856.3	4397.7	9.4598	1.80417	3856.0	4397.3	9.2725	1.35298	3855.7	4396.9	9.1394
1000	2.93755	4054.8	4642.3	9.6599	1.95824	4054.5	4642.0	9.4726	1.46859	4054.3	4641.7	9.3396
1100	3.16848	4259.6	4893.3	9.8497	2.11226	4259.4	4893.1	9.6624	1.58414	4259.2	4892.9	9.5295
1200	3.39938	4470.5	5150.4	10.0304	2.26624	4470.3	5150.2	9.8431	1.69966	4470.2	5150.0	9.7102
1300	3.63026	4687.1	5413.1	10.2029	2.42019	4686.9	5413.0	10.0157	1.81516	4686.7	5412.8	9.8828
<i>P</i> = 0.50 MPa (151.83°C)					<i>P</i> = 0.60 MPa (158.83°C)				<i>P</i> = 0.80 MPa (170.41°C)			
Sat.	0.37483	2560.7	2748.1	6.8207	0.31560	2566.8	2756.2	6.7593	0.24035	2576.0	2768.3	6.6616
200	0.42503	2643.3	2855.8	7.0610	0.35212	2639.4	2850.6	6.9683	0.26088	2631.1	2839.8	6.8177
250	0.47443	2723.8	2961.0	7.2725	0.39390	2721.2	2957.6	7.1833	0.29321	2715.9	2950.4	7.0402
300	0.52261	2803.3	3064.6	7.4614	0.43442	2801.4	3062.0	7.3740	0.32416	2797.5	3056.9	7.2345
350	0.57015	2883.0	3168.1	7.6346	0.47428	2881.6	3166.1	7.5481	0.35442	2878.6	3162.2	7.4107
400	0.61731	2963.7	3272.4	7.7956	0.51374	2962.5	3270.8	7.7097	0.38429	2960.2	3267.7	7.5735
500	0.71095	3129.0	3484.5	8.0893	0.59200	3128.2	3483.4	8.0041	0.44332	3126.6	3481.3	7.8692
600	0.80409	3300.4	3702.5	8.3544	0.66976	3299.8	3701.7	8.2695	0.50186	3298.7	3700.1	8.1354
700	0.89696	3478.6	3927.0	8.5978	0.74725	3478.1	3926.4	8.5132	0.56011	3477.2	3925.3	8.3794
800	0.98966	3663.6	4158.4	8.8240	0.82457	3663.2	4157.9	8.7395	0.61820	3662.5	4157.0	8.6061
900	1.08227	3855.4	4396.6	9.0362	0.90179	3855.1	4396.2	8.9518	0.67619	3854.5	4395.5	8.8185
1000	1.17480	4054.0	4641.4	9.2364	0.97893	4053.8	4641.1	9.1521	0.73411	4053.3	4640.5	9.0189
1100	1.26728	4259.0	4892.6	9.4263	1.05603	4258.8	4892.4	9.3420	0.79197	4258.3	4891.9	9.2090
1200	1.35972	4470.0	5149.8	9.6071	1.13309	4469.8	5149.6	9.5229	0.84980	4469.4	5149.3	9.3898
1300	1.45214	4686.6	5412.6	9.7797	1.21012	4686.4	5412.5	9.6955	0.90761	4686.1	5412.2	9.5625

TABLE A-6

Superheated water (*Concluded*)

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K
<i>P</i> = 1.00 MPa (179.88°C)				<i>P</i> = 1.20 MPa (187.96°C)				<i>P</i> = 1.40 MPa (195.04°C)				
Sat.	0.19437	2582.8	2777.1	6.5850	0.16326	2587.8	2783.8	6.5217	0.14078	2591.8	2788.9	6.4675
200	0.20602	2622.3	2828.3	6.6956	0.16934	2612.9	2816.1	6.5909	0.14303	2602.7	2803.0	6.4975
250	0.23275	2710.4	2943.1	6.9265	0.19241	2704.7	2935.6	6.8313	0.16356	2698.9	2927.9	6.7488
300	0.25799	2793.7	3051.6	7.1246	0.21386	2789.7	3046.3	7.0335	0.18233	2785.7	3040.9	6.9553
350	0.28250	2875.7	3158.2	7.3029	0.23455	2872.7	3154.2	7.2139	0.20029	2869.7	3150.1	7.1379
400	0.30661	2957.9	3264.5	7.4670	0.25482	2955.5	3261.3	7.3793	0.21782	2953.1	3258.1	7.3046
500	0.35411	3125.0	3479.1	7.7642	0.29464	3123.4	3477.0	7.6779	0.25216	3121.8	3474.8	7.6047
600	0.40111	3297.5	3698.6	8.0311	0.33395	3296.3	3697.0	7.9456	0.28597	3295.1	3695.5	7.8730
700	0.44783	3476.3	3924.1	8.2755	0.37297	3475.3	3922.9	8.1904	0.31951	3474.4	3921.7	8.1183
800	0.49438	3661.7	4156.1	8.5024	0.41184	3661.0	4155.2	8.4176	0.35288	3660.3	4154.3	8.3458
900	0.54083	3853.9	4394.8	8.7150	0.45059	3853.3	4394.0	8.6303	0.38614	3852.7	4393.3	8.5587
1000	0.58721	4052.7	4640.0	8.9155	0.48928	4052.2	4639.4	8.8310	0.41933	4051.7	4638.8	8.7595
1100	0.63354	4257.9	4891.4	9.1057	0.52792	4257.5	4891.0	9.0212	0.45247	4257.0	4890.5	8.9497
1200	0.67983	4469.0	5148.9	9.2866	0.56652	4468.7	5148.5	9.2022	0.48558	4468.3	5148.1	9.1308
1300	0.72610	4685.8	5411.9	9.4593	0.60509	4685.5	5411.6	9.3750	0.51866	4685.1	5411.3	9.3036
<i>P</i> = 1.60 MPa (201.37°C)				<i>P</i> = 1.80 MPa (207.11°C)				<i>P</i> = 2.00 MPa (212.38°C)				
Sat.	0.12374	2594.8	2792.8	6.4200	0.11037	2597.3	2795.9	6.3775	0.09959	2599.1	2798.3	6.3390
225	0.13293	2645.1	2857.8	6.5537	0.11678	2637.0	2847.2	6.4825	0.10381	2628.5	2836.1	6.4160
250	0.14190	2692.9	2919.9	6.6753	0.12502	2686.7	2911.7	6.6088	0.11150	2680.3	2903.3	6.5475
300	0.15866	2781.6	3035.4	6.8864	0.14025	2777.4	3029.9	6.8246	0.12551	2773.2	3024.2	6.7684
350	0.17459	2866.6	3146.0	7.0713	0.15460	2863.6	3141.9	7.0120	0.13860	2860.5	3137.7	6.9583
400	0.19007	2950.8	3254.9	7.2394	0.16849	2948.3	3251.6	7.1814	0.15122	2945.9	3248.4	7.1292
500	0.22029	3120.1	3472.6	7.5410	0.19551	3118.5	3470.4	7.4845	0.17568	3116.9	3468.3	7.4337
600	0.24999	3293.9	3693.9	7.8101	0.22200	3292.7	3692.3	7.7543	0.19962	3291.5	3690.7	7.7043
700	0.27941	3473.5	3920.5	8.0558	0.24822	3472.6	3919.4	8.0005	0.22326	3471.7	3918.2	7.9509
800	0.30865	3659.5	4153.4	8.2834	0.27426	3658.8	4152.4	8.2284	0.24674	3658.0	4151.5	8.1791
900	0.33780	3852.1	4392.6	8.4965	0.30020	3851.5	4391.9	8.4417	0.27012	3850.9	4391.1	8.3925
1000	0.36687	4051.2	4638.2	8.6974	0.32606	4050.7	4637.6	8.6427	0.29342	4050.2	4637.1	8.5936
1100	0.39589	4256.6	4890.0	8.8878	0.35188	4256.2	4889.6	8.8331	0.31667	4255.7	4889.1	8.7842
1200	0.42488	4467.9	5147.7	9.0689	0.37766	4467.6	5147.3	9.0143	0.33989	4467.2	5147.0	8.9654
1300	0.45383	4684.8	5410.9	9.2418	0.40341	4684.5	5410.6	9.1872	0.36308	4684.2	5410.3	9.1384
<i>P</i> = 2.50 MPa (223.95°C)				<i>P</i> = 3.00 MPa (233.85°C)				<i>P</i> = 3.50 MPa (242.56°C)				
Sat.	0.07995	2602.1	2801.9	6.2558	0.06667	2603.2	2803.2	6.1856	0.05706	2603.0	2802.7	6.1244
225	0.08026	2604.8	2805.5	6.2629								
250	0.08705	2663.3	2880.9	6.4107	0.07063	2644.7	2856.5	6.2893	0.05876	2624.0	2829.7	6.1764
300	0.09894	2762.2	3009.6	6.6459	0.08118	2750.8	2994.3	6.5412	0.06845	2738.8	2978.4	6.4484
350	0.10979	2852.5	3127.0	6.8424	0.09056	2844.4	3116.1	6.7450	0.07680	2836.0	3104.9	6.6601
400	0.12012	2939.8	3240.1	7.0170	0.09938	2933.6	3231.7	6.9235	0.08456	2927.2	3223.2	6.8428
450	0.13015	3026.2	3351.6	7.1768	0.10789	3021.2	3344.9	7.0856	0.09198	3016.1	3338.1	7.0074
500	0.13999	3112.8	3462.8	7.3254	0.11620	3108.6	3457.2	7.2359	0.09919	3104.5	3451.7	7.1593
600	0.15931	3288.5	3686.8	7.5979	0.13245	3285.5	3682.8	7.5103	0.11325	3282.5	3678.9	7.4357
700	0.17835	3469.3	3915.2	7.8455	0.14841	3467.0	3912.2	7.7590	0.12702	3464.7	3909.3	7.6855
800	0.19722	3656.2	4149.2	8.0744	0.16420	3654.3	4146.9	7.9885	0.14061	3652.5	4144.6	7.9156
900	0.21597	3849.4	4389.3	8.2882	0.17988	3847.9	4387.5	8.2028	0.15410	3846.4	4385.7	8.1304
1000	0.23466	4049.0	4635.6	8.4897	0.19549	4047.7	4634.2	8.4045	0.16751	4046.4	4632.7	8.3324
1100	0.25330	4254.7	4887.9	8.6804	0.21105	4253.6	4886.7	8.5955	0.18087	4252.5	4885.6	8.5236
1200	0.27190	4466.3	5146.0	8.8618	0.22658	4465.3	5145.1	8.7771	0.19420	4464.4	5144.1	8.7053
1300	0.29048	4683.4	5409.5	9.0349	0.24207	4682.6	5408.8	8.9502	0.20750	4681.8	5408.0	8.8786

TABLE A-6

Superheated water (Continued)

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K
<i>P</i> = 4.0 MPa (250.35°C)					<i>P</i> = 4.5 MPa (257.44°C)				<i>P</i> = 5.0 MPa (263.94°C)			
Sat.	0.04978	2601.7	2800.8	6.0696	0.04406	2599.7	2798.0	6.0198	0.03945	2597.0	2794.2	5.9737
275	0.05461	2668.9	2887.3	6.2312	0.04733	2651.4	2864.4	6.1429	0.04144	2632.3	2839.5	6.0571
300	0.05887	2726.2	2961.7	6.3639	0.05138	2713.0	2944.2	6.2854	0.04535	2699.0	2925.7	6.2111
350	0.06647	2827.4	3093.3	6.5843	0.05842	2818.6	3081.5	6.5153	0.05197	2809.5	3069.3	6.4516
400	0.07343	2920.8	3214.5	6.7714	0.06477	2914.2	3205.7	6.7071	0.05784	2907.5	3196.7	6.6483
450	0.08004	3011.0	3331.2	6.9386	0.07076	3005.8	3324.2	6.8770	0.06332	3000.6	3317.2	6.8210
500	0.08644	3100.3	3446.0	7.0922	0.07652	3096.0	3440.4	7.0323	0.06858	3091.8	3434.7	6.9781
600	0.09886	3279.4	3674.9	7.3706	0.08766	3276.4	3670.9	7.3127	0.07870	3273.3	3666.9	7.2605
700	0.11098	3462.4	3906.3	7.6214	0.09850	3460.0	3903.3	7.5647	0.08852	3457.7	3900.3	7.5136
800	0.12292	3650.6	4142.3	7.8523	0.10916	3648.8	4140.0	7.7962	0.09816	3646.9	4137.7	7.7458
900	0.13476	3844.8	4383.9	8.0675	0.11972	3843.3	4382.1	8.0118	0.10769	3841.8	4380.2	7.9619
1000	0.14653	4045.1	4631.2	8.2698	0.13020	4043.9	4629.8	8.2144	0.11715	4042.6	4628.3	8.1648
1100	0.15824	4251.4	4884.4	8.4612	0.14064	4250.4	4883.2	8.4060	0.12655	4249.3	4882.1	8.3566
1200	0.16992	4463.5	5143.2	8.6430	0.15103	4462.6	5142.2	8.5880	0.13592	4461.6	5141.3	8.5388
1300	0.18157	4680.9	5407.2	8.8164	0.16140	4680.1	5406.5	8.7616	0.14527	4679.3	5405.7	8.7124
<i>P</i> = 6.0 MPa (275.59°C)					<i>P</i> = 7.0 MPa (285.83°C)				<i>P</i> = 8.0 MPa (295.01°C)			
Sat.	0.03245	2589.9	2784.6	5.8902	0.027378	2581.0	2772.6	5.8148	0.023525	2570.5	2758.7	5.7450
300	0.03619	2668.4	2885.6	6.0703	0.029492	2633.5	2839.9	5.9337	0.024279	2592.3	2786.5	5.7937
350	0.04225	2790.4	3043.9	6.3357	0.035262	2770.1	3016.9	6.2305	0.029975	2748.3	2988.1	6.1321
400	0.04742	2893.7	3178.3	6.5432	0.039958	2879.5	3159.2	6.4502	0.034344	2864.6	3139.4	6.3658
450	0.05217	2989.9	3302.9	6.7219	0.044187	2979.0	3288.3	6.6353	0.038194	2967.8	3273.3	6.5579
500	0.05667	3083.1	3423.1	6.8826	0.048157	3074.3	3411.4	6.8000	0.041767	3065.4	3399.5	6.7266
550	0.06102	3175.2	3541.3	7.0308	0.051966	3167.9	3531.6	6.9507	0.045172	3160.5	3521.8	6.8800
600	0.06527	3267.2	3658.8	7.1693	0.055665	3261.0	3650.6	7.0910	0.048463	3254.7	3642.4	7.0221
700	0.07355	3453.0	3894.3	7.4247	0.062850	3448.3	3888.3	7.3487	0.054829	3443.6	3882.2	7.2822
800	0.08165	3643.2	4133.1	7.6582	0.069856	3639.5	4128.5	7.5836	0.061011	3635.7	4123.8	7.5185
900	0.08964	3838.8	4376.6	7.8751	0.076750	3835.7	4373.0	7.8014	0.067082	3832.7	4369.3	7.7372
1000	0.09756	4040.1	4625.4	8.0786	0.083571	4037.5	4622.5	8.0055	0.073079	4035.0	4619.6	7.9419
1100	0.10543	4247.1	4879.7	8.2709	0.090341	4245.0	4877.4	8.1982	0.079025	4242.8	4875.0	8.1350
1200	0.11326	4459.8	5139.4	8.4534	0.097075	4457.9	5137.4	8.3810	0.084934	4456.1	5135.5	8.3181
1300	0.12107	4677.7	5404.1	8.6273	0.103781	4676.1	5402.6	8.5551	0.090817	4674.5	5401.0	8.4925
<i>P</i> = 9.0 MPa (303.35°C)					<i>P</i> = 10.0 MPa (311.00°C)				<i>P</i> = 12.5 MPa (327.81°C)			
Sat.	0.020489	2558.5	2742.9	5.6791	0.018028	2545.2	2725.5	5.6159	0.013496	2505.6	2674.3	5.4638
325	0.023284	2647.6	2857.1	5.8738	0.019877	2611.6	2810.3	5.7596				
350	0.025816	2725.0	2957.3	6.0380	0.022440	2699.6	2924.0	5.9460	0.016138	2624.9	2826.6	5.7130
400	0.029960	2849.2	3118.8	6.2876	0.026436	2833.1	3097.5	6.2141	0.020030	2789.6	3040.0	6.0433
450	0.033524	2956.3	3258.0	6.4872	0.029782	2944.5	3242.4	6.4219	0.023019	2913.7	3201.5	6.2749
500	0.036793	3056.3	3387.4	6.6603	0.032811	3047.0	3375.1	6.5995	0.025630	3023.2	3343.6	6.4651
550	0.039885	3153.0	3512.0	6.8164	0.035655	3145.4	3502.0	6.7585	0.028033	3126.1	3476.5	6.6317
600	0.042861	3248.4	3634.1	6.9605	0.038378	3242.0	3625.8	6.9045	0.030306	3225.8	3604.6	6.7828
650	0.045755	3343.4	3755.2	7.0954	0.041018	3338.0	3748.1	7.0408	0.032491	3324.1	3730.2	6.9227
700	0.048589	3438.8	3876.1	7.2229	0.043597	3434.0	3870.0	7.1693	0.034612	3422.0	3854.6	7.0540
800	0.054132	3632.0	4119.2	7.4606	0.048629	3628.2	4114.5	7.4085	0.038724	3618.8	4102.8	7.2967
900	0.059562	3829.6	4365.7	7.6802	0.053547	3826.5	4362.0	7.6290	0.042720	3818.9	4352.9	7.5195
1000	0.064919	4032.4	4616.7	7.8855	0.058391	4029.9	4613.8	7.8349	0.046641	4023.5	4606.5	7.7269
1100	0.070224	4240.7	4872.7	8.0791	0.063183	4238.5	4870.3	8.0289	0.050510	4233.1	4864.5	7.9220
1200	0.075492	4454.2	5133.6	8.2625	0.067938	4452.4	5131.7	8.2126	0.054342	4447.7	5127.0	8.1065
1300	0.080733	4672.9	5399.5	8.4371	0.072667	4671.3	5398.0	8.3874	0.058147	4667.3	5394.1	8.2819

TABLE A-6

Superheated water (Concluded)

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K	
<i>P</i> = 15.0 MPa (342.16°C)					<i>P</i> = 17.5 MPa (354.67°C)					<i>P</i> = 20.0 MPa (365.75°C)			
Sat.	0.010341	2455.7	2610.8	5.3108	0.007932	2390.7	2529.5	5.1435	0.005862	2294.8	2412.1	4.9310	
350	0.011481	2520.9	2693.1	5.4438									
400	0.015671	2740.6	2975.7	5.8819	0.012463	2684.3	2902.4	5.7211	0.009950	2617.9	2816.9	5.5526	
450	0.018477	2880.8	3157.9	6.1434	0.015204	2845.4	3111.4	6.0212	0.012721	2807.3	3061.7	5.9043	
500	0.020828	2998.4	3310.8	6.3480	0.017385	2972.4	3276.7	6.2424	0.014793	2945.3	3241.2	6.1446	
550	0.022945	3106.2	3450.4	6.5230	0.019305	3085.8	3423.6	6.4266	0.016571	3064.7	3396.2	6.3390	
600	0.024921	3209.3	3583.1	6.6796	0.021073	3192.5	3561.3	6.5890	0.018185	3175.3	3539.0	6.5075	
650	0.026804	3310.1	3712.1	6.8233	0.022742	3295.8	3693.8	6.7366	0.019695	3281.4	3675.3	6.6593	
700	0.028621	3409.8	3839.1	6.9573	0.024342	3397.5	3823.5	6.8735	0.021134	3385.1	3807.8	6.7991	
800	0.032121	3609.3	4091.1	7.2037	0.027405	3599.7	4079.3	7.1237	0.023870	3590.1	4067.5	7.0531	
900	0.035503	3811.2	4343.7	7.4288	0.030348	3803.5	4334.6	7.3511	0.026484	3795.7	4325.4	7.2829	
1000	0.038808	4017.1	4599.2	7.6378	0.033215	4010.7	4592.0	7.5616	0.029020	4004.3	4584.7	7.4950	
1100	0.042062	4227.7	4858.6	7.8339	0.036029	4222.3	4852.8	7.7588	0.031504	4216.9	4847.0	7.6933	
1200	0.045279	4443.1	5122.3	8.0192	0.038806	4438.5	5117.6	7.9449	0.033952	4433.8	5112.9	7.8802	
1300	0.048469	4663.3	5390.3	8.1952	0.041556	4659.2	5386.5	8.1215	0.036371	4655.2	5382.7	8.0574	
<i>P</i> = 25.0 MPa					<i>P</i> = 30.0 MPa					<i>P</i> = 35.0 MPa			
375	0.001978	1799.9	1849.4	4.0345	0.001792	1738.1	1791.9	3.9313	0.001701	1702.8	1762.4	3.8724	
400	0.006005	2428.5	2578.7	5.1400	0.002798	2068.9	2152.8	4.4758	0.002105	1914.9	1988.6	4.2144	
425	0.007886	2607.8	2805.0	5.4708	0.005299	2452.9	2611.8	5.1473	0.003434	2253.3	2373.5	4.7751	
450	0.009176	2721.2	2950.6	5.6759	0.006737	2618.9	2821.0	5.4422	0.004957	2497.5	2671.0	5.1946	
500	0.011143	2887.3	3165.9	5.9643	0.008691	2824.0	3084.8	5.7956	0.006933	2755.3	2997.9	5.6331	
550	0.012736	3020.8	3339.2	6.1816	0.010175	2974.5	3279.7	6.0403	0.008348	2925.8	3218.0	5.9093	
600	0.014140	3140.0	3493.5	6.3637	0.011445	3103.4	3446.8	6.2373	0.009523	3065.6	3399.0	6.1229	
650	0.015430	3251.9	3637.7	6.5243	0.012590	3221.7	3599.4	6.4074	0.010565	3190.9	3560.7	6.3030	
700	0.016643	3359.9	3776.0	6.6702	0.013654	3334.3	3743.9	6.5599	0.011523	3308.3	3711.6	6.4623	
800	0.018922	3570.7	4043.8	6.9322	0.015628	3551.2	4020.0	6.8301	0.013278	3531.6	3996.3	6.7409	
900	0.021075	3780.2	4307.1	7.1668	0.017473	3764.6	4288.8	7.0695	0.014904	3749.0	4270.6	6.9853	
1000	0.023150	3991.5	4570.2	7.3821	0.019240	3978.6	4555.8	7.2880	0.016450	3965.8	4541.5	7.2069	
1100	0.025172	4206.1	4835.4	7.5825	0.020954	4195.2	4823.9	7.4906	0.017942	4184.4	4812.4	7.4118	
1200	0.027157	4424.6	5103.5	7.7710	0.022630	4415.3	5094.2	7.6807	0.019398	4406.1	5085.0	7.6034	
1300	0.029115	4647.2	5375.1	7.9494	0.024279	4639.2	5367.6	7.8602	0.020827	4631.2	5360.2	7.7841	
<i>P</i> = 40.0 MPa					<i>P</i> = 50.0 MPa					<i>P</i> = 60.0 MPa			
375	0.001641	1677.0	1742.6	3.8290	0.001560	1638.6	1716.6	3.7642	0.001503	1609.7	1699.9	3.7149	
400	0.001911	1855.0	1931.4	4.1145	0.001731	1787.8	1874.4	4.0029	0.001633	1745.2	1843.2	3.9317	
425	0.002538	2097.5	2199.0	4.5044	0.002009	1960.3	2060.7	4.2746	0.001816	1892.9	2001.8	4.1630	
450	0.003692	2364.2	2511.8	4.9449	0.002487	2160.3	2284.7	4.5896	0.002086	2055.1	2180.2	4.4140	
500	0.005623	2681.6	2906.5	5.4744	0.003890	2528.1	2722.6	5.1762	0.002952	2393.2	2570.3	4.9356	
550	0.006985	2875.1	3154.4	5.7857	0.005118	2769.5	3025.4	5.5563	0.003955	2664.6	2901.9	5.3517	
600	0.008089	3026.8	3350.4	6.0170	0.006108	2947.1	3252.6	5.8245	0.004833	2866.8	3156.8	5.6527	
650	0.009053	3159.5	3521.6	6.2078	0.006957	3095.6	3443.5	6.0373	0.005591	3031.3	3366.8	5.8867	
700	0.009930	3282.0	3679.2	6.3740	0.007717	3228.7	3614.6	6.2179	0.006265	3175.4	3551.3	6.0814	
800	0.011521	3511.8	3972.6	6.6613	0.009073	3472.2	3925.8	6.5225	0.007456	3432.6	3880.0	6.4033	
900	0.012980	3733.3	4252.5	6.9107	0.010296	3702.0	4216.8	6.7819	0.008519	3670.9	4182.1	6.6725	
1000	0.014360	3952.9	4527.3	7.1355	0.011441	3927.4	4499.4	7.0131	0.009504	3902.0	4472.2	6.9099	
1100	0.015686	4173.7	4801.1	7.3425	0.012534	4152.2	4778.9	7.2244	0.010439	4130.9	4757.3	7.1255	
1200	0.016976	4396.9	5075.9	7.5357	0.013590	4378.6	5058.1	7.4207	0.011339	4360.5	5040.8	7.3248	
1300	0.018239	4623.3	5352.8	7.7175	0.014620	4607.5	5338.5	7.6048	0.012213	4591.8	5324.5	7.5111	

TABLE A-11E

Saturated refrigerant-134a—Temperature table

Temp., T°F	Specific volume, ft ³ /lbm			Internal energy, Btu/lbm			Enthalpy, Btu/lbm			Entropy, Btu/lbm·R		
	Sat. press., P _{sat} psia	Sat. liquid, v _f	Sat. vapor, v _g	Sat. liquid, u _f	Evap., u _{fg}	Sat. vapor, u _g	Sat. liquid, h _f	Evap., h _{fg}	Sat. vapor, h _g	Sat. liquid, s _f	Evap., s _{fg}	Sat. vapor, s _g
-40	7.432	0.01130	5.7769	-0.016	89.174	89.16	0.000	97.104	97.10	0.00000	0.23136	0.23136
-35	8.581	0.01136	5.0489	1.483	88.360	89.84	1.501	96.360	97.86	0.00355	0.22689	0.23044
-30	9.869	0.01143	4.4286	2.987	87.542	90.53	3.008	95.608	98.62	0.00707	0.22250	0.22957
-25	11.306	0.01149	3.8980	4.497	86.717	91.21	4.522	94.849	99.37	0.01057	0.21819	0.22876
-20	12.906	0.01156	3.4424	6.014	85.887	91.90	6.041	94.080	100.12	0.01404	0.21396	0.22800
-15	14.680	0.01163	3.0495	7.536	85.050	92.59	7.568	93.303	100.87	0.01748	0.20981	0.22729
-10	16.642	0.01170	2.7097	9.065	84.206	93.27	9.102	92.515	101.62	0.02090	0.20572	0.22662
-5	18.806	0.01178	2.4146	10.601	83.355	93.96	10.642	91.717	102.36	0.02430	0.20171	0.22600
0	21.185	0.01185	2.1575	12.143	82.496	94.64	12.190	90.907	103.10	0.02767	0.19775	0.22542
5	23.793	0.01193	1.9328	13.693	81.628	95.32	13.745	90.085	103.83	0.03103	0.19385	0.22488
10	26.646	0.01200	1.7358	15.249	80.751	96.00	15.308	89.251	104.56	0.03436	0.19001	0.22437
15	29.759	0.01208	1.5625	16.813	79.865	96.68	16.879	88.403	105.28	0.03767	0.18623	0.22390
20	33.147	0.01216	1.4097	18.384	78.969	97.35	18.459	87.541	106.00	0.04097	0.18249	0.22345
25	36.826	0.01225	1.2746	19.963	78.062	98.03	20.047	86.665	106.71	0.04424	0.17880	0.22304
30	40.813	0.01233	1.1548	21.550	77.144	98.69	21.643	85.772	107.42	0.04750	0.17515	0.22265
35	45.124	0.01242	1.0482	23.145	76.214	99.36	23.249	84.863	108.11	0.05074	0.17154	0.22228
40	49.776	0.01251	0.95323	24.749	75.272	100.02	24.864	83.937	108.80	0.05397	0.16797	0.22194
45	54.787	0.01261	0.86837	26.361	74.317	100.68	26.489	82.993	109.48	0.05718	0.16443	0.22162
50	60.175	0.01270	0.79236	27.983	73.347	101.33	28.124	82.029	110.15	0.06038	0.16093	0.22131
55	65.957	0.01280	0.72414	29.614	72.363	101.98	29.770	81.046	110.82	0.06357	0.15746	0.22103
60	72.152	0.01290	0.66277	31.254	71.364	102.62	31.426	80.041	111.47	0.06674	0.15401	0.22075
65	78.780	0.01301	0.60744	32.904	70.348	103.25	33.094	79.014	112.11	0.06991	0.15058	0.22049
70	85.858	0.01311	0.55746	34.565	69.315	103.88	34.773	77.964	112.74	0.07306	0.14718	0.22024
75	93.408	0.01323	0.51222	36.237	68.264	104.50	36.465	76.889	113.35	0.07621	0.14379	0.22000
80	101.45	0.01334	0.47119	37.920	67.193	105.11	38.170	75.788	113.96	0.07934	0.14042	0.21976
85	110.00	0.01346	0.43391	39.614	66.102	105.72	39.888	74.660	114.55	0.08247	0.13706	0.21953
90	119.08	0.01359	0.39997	41.321	64.989	106.31	41.620	73.503	115.12	0.08560	0.13371	0.21931
95	128.72	0.01372	0.36902	43.041	63.852	106.89	43.367	72.315	115.68	0.08872	0.13036	0.21908
100	138.93	0.01386	0.34074	44.774	62.690	107.46	45.130	71.094	116.22	0.09183	0.12702	0.21885
105	149.73	0.01400	0.31486	46.521	61.501	108.02	46.909	69.838	116.75	0.09495	0.12367	0.21862
110	161.16	0.01415	0.29113	48.284	60.284	108.57	48.706	68.544	117.25	0.09806	0.12031	0.21838
115	173.23	0.01430	0.26933	50.063	59.035	109.10	50.521	67.210	117.73	0.10118	0.11694	0.21813
120	185.96	0.01446	0.24928	51.858	57.753	109.61	52.356	65.833	118.19	0.10430	0.11356	0.21786
130	213.53	0.01482	0.21373	55.505	55.075	110.58	56.091	62.935	119.03	0.11056	0.10672	0.21728
140	244.06	0.01522	0.18331	59.237	52.221	111.46	59.925	59.813	119.74	0.11686	0.09973	0.21660
150	277.79	0.01567	0.15707	63.070	49.151	112.22	63.875	56.419	120.29	0.12324	0.09253	0.21577
160	314.94	0.01619	0.13423	67.022	45.811	112.83	67.965	52.690	120.66	0.12971	0.08502	0.21473
170	355.80	0.01682	0.11413	71.139	42.101	113.24	72.246	48.509	120.75	0.13637	0.07703	0.21340
180	400.66	0.01759	0.09619	75.464	37.893	113.36	76.768	43.721	120.49	0.14327	0.06834	0.21161
190	449.90	0.01861	0.07982	80.093	32.929	113.02	81.642	38.025	119.67	0.15057	0.05852	0.20909
200	504.00	0.02010	0.06441	85.297	26.629	111.93	87.172	30.761	117.93	0.15872	0.04662	0.20534
210	563.76	0.02309	0.04722	91.993	16.498	108.49	94.402	19.015	113.42	0.16924	0.02839	0.19763

TABLE A-12E

Saturated refrigerant-134a—Pressure table

Press., <i>P</i> psia	Sat. temp., <i>T</i> _{sat} °F	Specific volume, ft ³ /lbm		Internal energy, Btu/lbm			Enthalpy, Btu/lbm			Entropy, Btu/lbm·R		
		Sat. liquid, <i>v</i> _f	Sat. vapor, <i>v</i> _g	Sat. liquid, <i>u</i> _f	Evap., <i>u</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>u</i> _g	Sat. liquid, <i>h</i> _f	Evap., <i>h</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>h</i> _g	Sat. liquid, <i>s</i> _f	Evap., <i>s</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>s</i> _g
5	-53.09	0.01113	8.3740	-3.914	91.283	87.37	-3.903	99.021	95.12	-0.00944	0.24353	0.23409
10	-29.52	0.01143	4.3740	3.132	87.463	90.59	3.153	95.536	98.69	0.00741	0.22208	0.22949
15	-14.15	0.01164	2.9882	7.796	84.907	92.70	7.828	93.170	101.00	0.01806	0.20911	0.22717
20	-2.43	0.01181	2.2781	11.393	82.915	94.31	11.436	91.302	102.74	0.02603	0.19967	0.22570
25	7.17	0.01196	1.8442	14.367	81.249	95.62	14.422	89.725	104.15	0.03247	0.19218	0.22465
30	15.37	0.01209	1.5506	16.929	79.799	96.73	16.996	88.340	105.34	0.03792	0.18595	0.22386
35	22.57	0.01221	1.3382	19.195	78.504	97.70	19.274	87.093	106.37	0.04265	0.18058	0.22324
40	29.01	0.01232	1.1773	21.236	77.326	98.56	21.327	85.950	107.28	0.04686	0.17586	0.22272
45	34.86	0.01242	1.0510	23.101	76.240	99.34	23.205	84.889	108.09	0.05065	0.17164	0.22229
50	40.23	0.01252	0.94909	24.824	75.228	100.05	24.939	83.894	108.83	0.05412	0.16780	0.22192
55	45.20	0.01261	0.86509	26.428	74.277	100.70	26.556	82.954	109.51	0.05732	0.16429	0.22160
60	49.84	0.01270	0.79462	27.932	73.378	101.31	28.073	82.060	110.13	0.06028	0.16104	0.22132
65	54.20	0.01278	0.73462	29.351	72.523	101.87	29.505	81.205	110.71	0.06306	0.15801	0.22107
70	58.30	0.01287	0.68290	30.696	71.705	102.40	30.862	80.385	111.25	0.06567	0.15518	0.22084
75	62.19	0.01295	0.63784	31.975	70.921	102.90	32.155	79.594	111.75	0.06813	0.15251	0.22064
80	65.89	0.01303	0.59822	33.198	70.167	103.36	33.391	78.830	112.22	0.07047	0.14998	0.22045
85	69.41	0.01310	0.56309	34.369	69.438	103.81	34.575	78.089	112.66	0.07269	0.14758	0.22027
90	72.78	0.01318	0.53173	35.494	68.733	104.23	35.713	77.369	113.08	0.07481	0.14529	0.22011
95	76.02	0.01325	0.50356	36.577	68.048	104.63	36.810	76.668	113.48	0.07684	0.14311	0.21995
100	79.12	0.01332	0.47811	37.623	67.383	105.01	37.870	75.984	113.85	0.07879	0.14101	0.21981
110	85.00	0.01346	0.43390	39.614	66.102	105.72	39.888	74.660	114.55	0.08247	0.13706	0.21953
120	90.49	0.01360	0.39681	41.489	64.878	106.37	41.791	73.388	115.18	0.08590	0.13338	0.21928
130	95.64	0.01374	0.36523	43.263	63.704	106.97	43.594	72.159	115.75	0.08912	0.12993	0.21905
140	100.51	0.01387	0.33800	44.951	62.570	107.52	45.311	70.967	116.28	0.09215	0.12668	0.21883
150	105.12	0.01400	0.31426	46.563	61.473	108.04	46.952	69.807	116.76	0.09502	0.12359	0.21861
160	109.50	0.01413	0.29339	48.109	60.406	108.51	48.527	68.674	117.20	0.09776	0.12064	0.21840
170	113.69	0.01426	0.27487	49.595	59.366	108.96	50.043	67.564	117.61	0.10036	0.11783	0.21819
180	117.69	0.01439	0.25833	51.027	58.349	109.38	51.507	66.475	117.98	0.10286	0.11513	0.21799
190	121.53	0.01452	0.24346	52.412	57.353	109.76	52.922	65.402	118.32	0.10526	0.11252	0.21778
200	125.22	0.01464	0.23001	53.753	56.375	110.13	54.295	64.345	118.64	0.10757	0.11000	0.21757
220	132.21	0.01490	0.20662	56.321	54.462	110.78	56.927	62.267	119.19	0.11195	0.10519	0.21714
240	138.73	0.01516	0.18694	58.757	52.596	111.35	59.430	60.225	119.65	0.11606	0.10063	0.21669
260	144.85	0.01543	0.17012	61.082	50.763	111.84	61.824	58.205	120.03	0.11994	0.09627	0.21622
280	150.62	0.01570	0.15555	63.313	48.951	112.26	64.126	56.197	120.32	0.12364	0.09207	0.21571
300	156.09	0.01598	0.14279	65.460	47.154	112.61	66.347	54.195	120.54	0.12717	0.08800	0.21517
350	168.64	0.01672	0.11673	70.567	42.632	113.20	71.651	49.109	120.76	0.13545	0.07815	0.21360
400	179.86	0.01758	0.09643	75.401	37.957	113.36	76.702	43.794	120.50	0.14317	0.06847	0.21164
450	190.02	0.01860	0.07979	80.112	32.909	113.02	81.662	38.003	119.67	0.15060	0.05849	0.20909
500	199.29	0.01997	0.06533	84.900	27.096	112.00	86.748	31.292	118.04	0.15810	0.04748	0.20558

TABLE A-13E

Superheated refrigerant-134a

<i>T</i> °F	<i>v</i> ft ³ /lbm	<i>u</i> Btu/lbm	<i>h</i> Btu/lbm	<i>s</i> Btu/lbm·R	<i>v</i> ft ³ /lbm	<i>u</i> Btu/lbm	<i>h</i> Btu/lbm	<i>s</i> Btu/lbm·R	<i>v</i> ft ³ /lbm	<i>u</i> Btu/lbm	<i>h</i> Btu/lbm	<i>s</i> Btu/lbm·R
<i>P</i> = 10 psia (<i>T</i> _{sat} = -29.52°F)				<i>P</i> = 15 psia (<i>T</i> _{sat} = -14.15°F)				<i>P</i> = 20 psia (<i>T</i> _{sat} = -2.43°F)				
Sat.	4.3740	90.59	98.69	0.22949	2.9882	92.70	101.00	0.22717	2.2781	94.31	102.74	0.22570
-20	4.4856	92.14	100.44	0.23351								
0	4.7135	95.42	104.14	0.24175	3.1001	95.08	103.69	0.23312	2.2922	94.73	103.21	0.22673
20	4.9380	98.77	107.91	0.24978	3.2551	98.49	107.52	0.24129	2.4130	98.19	107.12	0.23506
40	5.1600	102.21	111.76	0.25763	3.4074	101.96	111.42	0.24924	2.5306	101.71	111.07	0.24313
60	5.3802	105.73	115.68	0.26533	3.5577	105.51	115.38	0.25702	2.6461	105.29	115.08	0.25099
80	5.5989	109.33	119.69	0.27290	3.7064	109.14	119.42	0.26465	2.7600	108.94	119.15	0.25868
100	5.8165	113.02	123.78	0.28035	3.8540	112.85	123.54	0.27214	2.8726	112.67	123.30	0.26623
120	6.0331	116.80	127.96	0.28768	4.0006	116.64	127.75	0.27952	2.9842	116.48	127.53	0.27364
140	6.2490	120.66	132.23	0.29492	4.1464	120.52	132.03	0.28678	3.0950	120.38	131.83	0.28094
160	6.4642	124.62	136.58	0.30205	4.2915	124.49	136.40	0.29395	3.2051	124.35	136.22	0.28814
180	6.6789	128.66	141.01	0.30910	4.4361	128.53	140.85	0.30102	3.3146	128.41	140.68	0.29523
200	6.8930	132.78	145.54	0.31606	4.5802	132.67	145.38	0.30800	3.4237	132.56	145.23	0.30223
220	7.1068	136.99	150.14	0.32293	4.7239	136.89	150.00	0.31489	3.5324	136.78	149.86	0.30914
<i>P</i> = 30 psia (<i>T</i> _{sat} = 15.37°F)				<i>P</i> = 40 psia (<i>T</i> _{sat} = 29.01°F)				<i>P</i> = 50 psia (<i>T</i> _{sat} = 40.23°F)				
Sat.	1.5506	96.73	105.34	0.22386	1.1773	98.56	107.28	0.22272	0.9491	100.05	108.83	0.22192
20	1.5691	97.56	106.27	0.22583								
40	1.6528	101.18	110.35	0.23416	1.2126	100.61	109.59	0.22740				
60	1.7338	104.83	114.45	0.24220	1.2768	104.35	113.80	0.23567	1.0019	103.85	113.12	0.23033
80	1.8130	108.54	118.60	0.25003	1.3389	108.12	118.03	0.24365	1.0540	107.69	117.44	0.23849
100	1.8908	112.31	122.81	0.25769	1.3995	111.94	122.30	0.25142	1.1043	111.56	121.78	0.24639
120	1.9675	116.16	127.08	0.26519	1.4588	115.83	126.63	0.25902	1.1534	115.49	126.16	0.25408
140	2.0434	120.08	131.43	0.27256	1.5173	119.79	131.02	0.26646	1.2015	119.48	130.60	0.26160
160	2.1185	124.09	135.85	0.27981	1.5750	123.82	135.47	0.27377	1.2488	123.54	135.09	0.26898
180	2.1931	128.17	140.34	0.28695	1.6321	127.92	140.00	0.28096	1.2955	127.67	139.66	0.27622
200	2.2671	132.33	144.92	0.29399	1.6887	132.10	144.60	0.28805	1.3416	131.87	144.29	0.28335
220	2.3408	136.58	149.57	0.30094	1.7449	136.37	149.28	0.29503	1.3873	136.15	148.99	0.29037
240	2.4141	140.90	154.30	0.30780	1.8007	140.70	154.03	0.30192	1.4326	140.51	153.76	0.29730
260	2.4871	145.30	159.11	0.31458	1.8562	145.12	158.86	0.30873	1.4776	144.94	158.61	0.30413
280	2.5598	149.79	164.00	0.32128	1.9114	149.62	163.77	0.31545	1.5223	149.45	163.53	0.31087
<i>P</i> = 60 psia (<i>T</i> _{sat} = 49.84°F)				<i>P</i> = 70 psia (<i>T</i> _{sat} = 58.30°F)				<i>P</i> = 80 psia (<i>T</i> _{sat} = 65.89°F)				
Sat.	0.7946	101.31	110.13	0.22132	0.6829	102.40	111.25	0.22084	0.5982	103.36	112.22	0.22045
60	0.8179	103.31	112.39	0.22572	0.6857	102.74	111.62	0.22157				
80	0.8636	107.24	116.82	0.23408	0.7271	106.77	116.18	0.23018	0.6243	106.27	115.51	0.22663
100	0.9072	111.17	121.24	0.24212	0.7662	110.77	120.69	0.23838	0.6601	110.35	120.12	0.23501
120	0.9495	115.14	125.69	0.24992	0.8037	114.79	125.20	0.24630	0.6941	114.43	124.70	0.24305
140	0.9908	119.17	130.17	0.25753	0.8401	118.86	129.74	0.25399	0.7270	118.53	129.29	0.25084
160	1.0312	123.26	134.71	0.26497	0.8756	122.98	134.32	0.26151	0.7589	122.69	133.92	0.25843
180	1.0709	127.42	139.31	0.27227	0.9105	127.16	138.95	0.26886	0.7900	126.89	138.59	0.26585
200	1.1101	131.64	143.97	0.27945	0.9447	131.40	143.64	0.27608	0.8206	131.17	143.31	0.27312
220	1.1489	135.94	148.69	0.28651	0.9785	135.72	148.40	0.28318	0.8507	135.50	148.09	0.28026
240	1.1872	140.31	153.49	0.29346	1.0118	140.11	153.22	0.29017	0.8803	139.91	152.94	0.28728
260	1.2252	144.76	158.36	0.30032	1.0449	144.57	158.10	0.29706	0.9096	144.38	157.85	0.29420
280	1.2629	149.28	163.30	0.30709	1.0776	149.10	163.06	0.30386	0.9386	148.93	162.82	0.30102
300	1.3004	153.88	168.31	0.31378	1.1101	153.71	168.09	0.31057	0.9674	153.55	167.87	0.30775
320	1.3377	158.55	173.40	0.32039	1.1424	158.40	173.20	0.31720	0.9959	158.25	172.99	0.31440

TABLE A-13E

Superheated refrigerant-134a (Concluded)

<i>T</i> °F	<i>v</i> ft ³ /lbm	<i>u</i> Btu/lbm	<i>h</i> Btu/lbm	<i>s</i> Btu/lbm-R	<i>v</i> ft ³ /lbm	<i>u</i> Btu/lbm	<i>h</i> Btu/lbm	<i>s</i> Btu/lbm-R	<i>v</i> ft ³ /lbm	<i>u</i> Btu/lbm	<i>h</i> Btu/lbm	<i>s</i> Btu/lbm-R
<i>P</i> = 90 psia (<i>T</i> _{sat} = 72.78°F)				<i>P</i> = 100 psia (<i>T</i> _{sat} = 79.12°F)				<i>P</i> = 120 psia (<i>T</i> _{sat} = 90.49°F)				
Sat.	0.53173	104.23	113.08	0.22011	0.47811	105.01	113.85	0.21981	0.39681	106.37	115.18	0.21928
80	0.54388	105.75	114.81	0.22332	0.47906	105.19	114.06	0.22018				
100	0.57729	109.91	119.53	0.23191	0.51076	109.46	118.91	0.22902	0.41013	108.49	117.59	0.22364
120	0.60874	114.05	124.19	0.24009	0.54022	113.66	123.66	0.23735	0.43692	112.85	122.55	0.23234
140	0.63885	118.20	128.84	0.24799	0.56821	117.86	128.38	0.24535	0.46190	117.16	127.42	0.24059
160	0.66796	122.39	133.51	0.25565	0.59513	122.09	133.10	0.25310	0.48563	121.47	132.25	0.24853
180	0.69629	126.63	138.22	0.26313	0.62122	126.36	137.85	0.26065	0.50844	125.80	137.09	0.25621
200	0.72399	130.92	142.98	0.27045	0.64667	130.68	142.64	0.26802	0.53054	130.18	141.96	0.26370
220	0.75119	135.28	147.79	0.27763	0.67158	135.05	147.48	0.27525	0.55206	134.60	146.86	0.27102
240	0.77796	139.70	152.66	0.28469	0.69605	139.50	152.38	0.28234	0.57312	139.08	151.80	0.27819
260	0.80437	144.19	157.59	0.29164	0.72016	144.00	157.33	0.28932	0.59379	143.62	156.80	0.28523
280	0.83048	148.75	162.58	0.29849	0.74396	148.58	162.34	0.29620	0.61413	148.22	161.86	0.29216
300	0.85633	153.39	167.65	0.30524	0.76749	153.22	167.42	0.30297	0.63420	152.89	166.97	0.29898
320	0.88195	158.09	172.78	0.31191	0.79079	157.94	172.57	0.30966	0.65402	157.62	172.15	0.30571
<i>P</i> = 140 psia (<i>T</i> _{sat} = 100.51°F)				<i>P</i> = 160 psia (<i>T</i> _{sat} = 109.50°F)				<i>P</i> = 180 psia (<i>T</i> _{sat} = 117.69°F)				
Sat.	0.33800	107.52	116.28	0.21883	0.29339	108.51	117.20	0.21840	0.25833	109.38	117.98	0.21799
120	0.36243	111.97	121.36	0.22775	0.30578	111.01	120.07	0.22339	0.26083	109.95	118.64	0.21912
140	0.38551	116.42	126.40	0.23630	0.32774	115.63	125.33	0.23232	0.28231	114.78	124.18	0.22852
160	0.40711	120.82	131.37	0.24444	0.34790	120.14	130.44	0.24070	0.30154	119.43	129.47	0.23720
180	0.42766	125.23	136.31	0.25229	0.36686	124.63	135.49	0.24872	0.31936	124.01	134.65	0.24542
200	0.44743	129.66	141.25	0.25990	0.38494	129.13	140.52	0.25647	0.33619	128.58	139.77	0.25332
220	0.46657	134.13	146.22	0.26731	0.40234	133.65	145.56	0.26399	0.35228	133.16	144.89	0.26095
240	0.48522	138.65	151.22	0.27457	0.41921	138.21	150.62	0.27133	0.36779	137.76	150.01	0.26838
260	0.50345	143.22	156.26	0.28168	0.43564	142.82	155.72	0.27851	0.38284	142.41	155.16	0.27564
280	0.52134	147.85	161.36	0.28866	0.45171	147.48	160.86	0.28555	0.39751	147.11	160.35	0.28275
300	0.53895	152.55	166.51	0.29553	0.46748	152.21	166.05	0.29248	0.41186	151.86	165.58	0.28972
320	0.55630	157.31	171.72	0.30230	0.48299	156.99	171.29	0.29929	0.42594	156.67	170.85	0.29658
340	0.57345	162.14	176.99	0.30898	0.49828	161.84	176.59	0.30600	0.43980	161.53	176.18	0.30333
360	0.59041	167.03	182.33	0.31557	0.51338	166.75	181.95	0.31262	0.45347	166.47	181.57	0.30998
<i>P</i> = 200 psia (<i>T</i> _{sat} = 125.22°F)				<i>P</i> = 300 psia (<i>T</i> _{sat} = 156.09°F)				<i>P</i> = 400 psia (<i>T</i> _{sat} = 179.86°F)				
Sat.	0.23001	110.13	118.64	0.21757	0.14279	112.61	120.54	0.21517	0.09643	113.36	120.50	0.21164
140	0.24541	113.86	122.94	0.22483								
160	0.26412	118.67	128.44	0.23386	0.14656	113.82	121.96	0.21747				
180	0.28115	123.36	133.77	0.24231	0.16355	119.53	128.61	0.22803	0.09658	113.42	120.56	0.21174
200	0.29704	128.01	139.00	0.25037	0.17776	124.79	134.66	0.23734	0.11440	120.53	128.99	0.22473
220	0.31212	132.65	144.20	0.25813	0.19044	129.86	140.43	0.24596	0.12746	126.45	135.88	0.23502
240	0.32658	137.31	149.39	0.26566	0.20211	134.83	146.05	0.25412	0.13853	131.96	142.21	0.24420
260	0.34054	141.99	154.60	0.27300	0.21306	139.77	151.60	0.26193	0.14844	137.27	148.26	0.25272
280	0.35410	146.73	159.83	0.28017	0.22347	144.71	157.11	0.26949	0.15756	142.48	154.15	0.26079
300	0.36733	151.50	165.10	0.28720	0.23346	149.66	162.62	0.27683	0.16611	147.65	159.95	0.26853
320	0.38029	156.34	170.41	0.29410	0.24310	154.63	168.13	0.28399	0.17423	152.81	165.71	0.27601
340	0.39300	161.23	175.77	0.30089	0.25246	159.65	173.66	0.29100	0.18201	157.97	171.45	0.28328
360	0.40552	166.18	181.19	0.30758	0.26159	164.71	179.23	0.29788	0.18951	163.16	177.19	0.29037

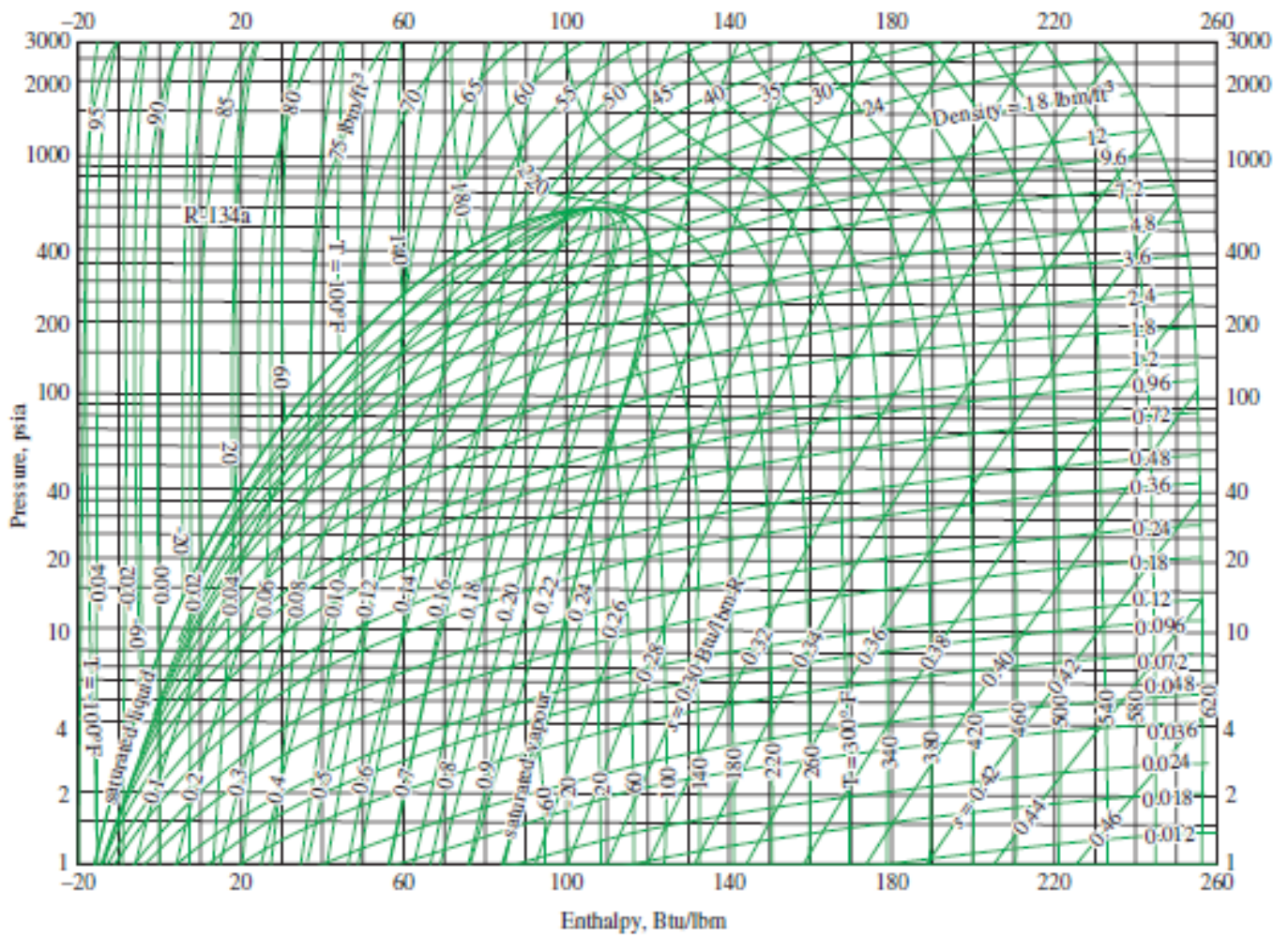


FIGURE A-14E
P-h diagram for refrigerant-134a.

Reprinted by permission of American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.