

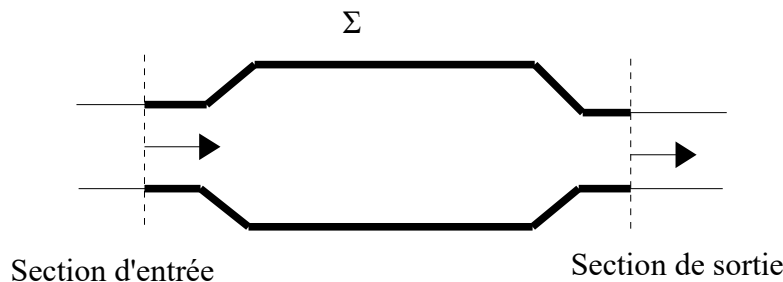
PREMIER ET SECOND PRINCIPES APPLIQUES A UN SYSTEME OUVERT EN ECOULEMENT STATIONNAIRE .

1- Système ouvert :

1-1 Définition :

Un système ouvert échange de la matière avec le milieu extérieur , il peut également échanger de l'énergie avec celui-ci . Concerne de nombreux cas : pompes de circulation d'eau (chauffage central) , moteurs , réfrigérateur

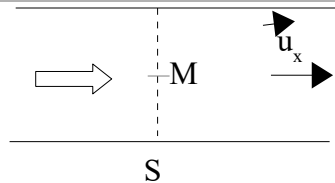
En pratique on définit une frontière Σ (surface délimitant un système) fixe appelée aussi surface de contrôle , une section d'entrée (orientée vers l'intérieur du système) et une section de sortie (orientée vers l'extérieur) .



1-2 Débit massique :

Définition : à chaque instant , on peut définir le débit massique D_m à travers une surface S qui représente la masse par unité de temps traversant S = rapport entre la masse δm de fluide traversant S entre t et $t+dt$ et dt .

$$D_m = \frac{\delta m}{dt}$$



$$[D_m] = \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Soit $\rho(M)$ la densité volumique du fluide en M , $\vec{v}(M) = v(M)\vec{u}_x$ sa vitesse au point M dans le référentiel d'étude .

D'où

$$D_m = \frac{\delta m}{dt} = \rho(M) S v(M)$$

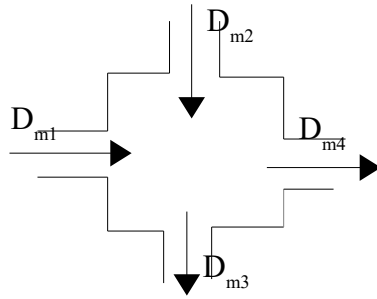
Remarque : on peut également définir le débit volumique à travers une surface S = volume de fluide traversant S par unité de temps $D_v = \frac{\delta V}{dt} = S v(M)$.

Pour un système comportant plusieurs entrées et sorties orientées dans le sens de l'écoulement , entre t et $t+dt$ la masse augmente de dm telle que

$$\frac{dm}{dt} = \sum_k D_{me,k} - \sum_j D_{ms,j}$$

$D_{me,k}$ = débit massique entrant par l'entrée k

$D_{ms,j}$ = débit massique sortant par la sortie j



1-3 Régime permanent ou stationnaire :

Fonctionnement au cours duquel toute grandeur intensive est constante dans le temps en tout point du système .

Ex : la température , la pression , l'énergie interne massique , la masse volumique sont uniquement des fonctions de l'espace $T(M)$, $P(M)$, $u(M)$, $\rho(M)$

1-4 Conservation du débit massique en régime permanent :

On considère un système délimité par une surface fixe .

En régime permanent , la masse volumique étant indépendant du temps , la masse de fluide contenue dans une surface fixe Σ ne varie pas au cours du temps $m_{\Sigma}(t) = cste$ d'où $\frac{dm_{\Sigma}}{dt} = 0$, il y a donc conservation du débit .

Conséquence : en régime stationnaire, pour un système comportant une section d'entrée (orientée vers l'intérieur) et une section de sortie (orientée vers l'extérieur) , le débit massique entrant est égal au débit massique sortant $D_{me} = D_{ms} = Dm$ = débit du fluide à travers le système .

Pour un système à plusieurs entrées et sorties :
$$\sum_{entrées} D_{me, k} = \sum_{sorties} D_{ms, j}$$

2- Bilan d'énergie en régime permanent :

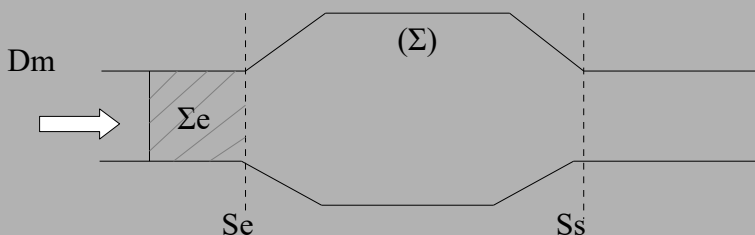
2-1- Description du système étudié :

On étudie un système ouvert délimité par une surface de contrôle fixe Σ comportant une entrée et une sortie .

But : faire un bilan d'énergie sur ce système entre t et $t+dt$.

Le 1er principe a été énoncé pour un système fermé , on se ramène donc à un système fermé en considérant :

- A t , le système constitué de la réunion de du fluide contenu à l'intérieur de Σ à t et du fluide qui pénètre dans Σ pendant dt (= Σ_e)



La masse de fluide contenue dans Σ_e est $\delta m_e = Dm dt$.

On indice e toutes les grandeurs relatives à la section d'entrée : P_e , T_e , u_e , v_e

$$\delta m_e = \rho_e v_e \Sigma_e dt$$

- A $t+dt$, le fluide contenu dans Σ_e a pénétré dans Σ et du fluide est sorti par la section de sortie . Le

système fermé que l'on suit au cours de son mouvement sera donc constitué du fluide contenu à l'intérieur de Σ à $t+dt$ et de la masse δm_s fluide qui est sorti de S_s entre t et $t+dt$ appelé Σ_s .
Le régime étant stationnaire, il y a conservation du débit massique, en conséquence la masse de fluide entrant entre t et $t+dt$ par S_e est égale à la masse de fluide sortant de S_s entre t et $t+dt$
 $\delta m_e = \delta m_s = \delta m$



On indice s toutes les grandeurs relatives à la section de sortie.

En résumé le système fermé Σ_f étudié est constitué à t de $\Sigma + \Sigma_e$ et à $t+dt$ de $\Sigma + \Sigma_s$.

2-2 Application du premier principe au système fermé Σ_f :

Entre t et $t+dt$ $dU + dEc = \delta W + \delta Q$

Le système reçoit de la part de l'extérieur :

- De l'énergie thermique : par conduction, rayonnement ... on appelle P_{th} la puissance thermique reçue par le système et q l'énergie thermique massique reçue.
- Du travail :
 - travail indiqué (ou utile) reçu de la part d'une machine (compresseur, hélice), on appelle P_i la puissance utile reçue, w_i le travail utile massique (ce sont les parties mobiles qui apportent ce travail utile)
 - travail de forces volumiques ex le poids, on supposera qu'elles dérivent d'une énergie potentielle massique e_p (ex pour le poids $e_p = gz$).
 - travail des forces de pression exercées par le fluide en amont et en aval appelé travail de transvasement, il assure l'écoulement du fluide au travers du composant considéré.

Premier principe pour un fluide en écoulement stationnaire unidimensionnel d'un système à une entrée et une sortie (ou premier principe industriel ou premier principe relatif à un système ouvert) .

$$\Delta \left(h + \frac{1}{2} v^2 + g z \right) = w_i + q$$

avec w_i le travail indiqué massique reçu et q l'énergie thermique massique reçue .

Cette relation peut s'écrire de façon équivalente en faisant intervenir les puissances sachant que

$P_i = D_m w_i$ et $P_{th} = D_m q$, d'où en multipliant la relation précédente par D_m , on peut écrire

le bilan de puissance suivant :

$$D_m \Delta \left(h + \frac{1}{2} v^2 + g z \right) = P_i + P_{th}$$

Remarque importante :

Dans le cas d'un système à plusieurs entrées et sorties, il faut utiliser le bilan en puissance qui fait intervenir les débits sur les différentes entrées et sorties :

$$\sum_{\text{sorties } j} D_{m,j} (h_j + e_{c,j} + e_{p,j}) - \sum_{\text{entrées } k} D_{m,k} (h_k + e_{c,k} + e_{p,k}) = P_i + P_{th}$$

3- Bilan entropique en régime permanent :

En appliquant le second principe au système fermé précédent entre t et $t+dt$, on obtient :

$dS = \delta m (s_s - s_e) = \delta S_{ech} + \delta S_{crée} = \delta m (s_{ech} + s_{crée})$ où s_e et s_s sont les entropies massiques du fluide sur les sections d'entrée et de sortie et s_{ech} et $s_{crée}$ les entropies massiques échangée et créée.

Second principe pour un fluide en écoulement stationnaire unidimensionnel d'un système à une entrée et une sortie :

$$\Delta S = S_{ech} + S_{crée}$$

avec $S_{ech} = \sum_{\text{thermostat } i} \frac{q_i}{T_{si}}$ où q_i est l'énergie thermique massique reçue par le système de la partie du thermostat i de température T_{si}
et $S_{crée} > 0$ pour une transformation irréversible et $S_{crée} = 0$ pour une transformation réversible

On peut également écrire le bilan d'entropie par seconde :

$$D_m \Delta S = \sigma_{ech} + \sigma_{crée}$$

avec $\sigma_{ech} = \sum_{\text{thermostat } i} \frac{P_{thi}}{T_{si}}$ où P_{thi} est la puissance thermique reçue par le système de la partie du thermostat i de température T_{si}
et $\sigma_{crée}$ entropie créée par seconde qui est telle que $\sigma_{crée} > 0$ pour une transformation irréversible et $\sigma_{crée} = 0$ pour une transformation réversible

Remarque : pour un système à plusieurs entrées et sorties

$$\sum_{\text{sorties } j} D_{m,j} (s_j) - \sum_{\text{entrées } k} D_{m,k} (s_k) = \sum_{\text{thermostats } i} \frac{P_{thi}}{T_{si}} + \sigma_{crée}$$

Quelques causes d'irréversibilité :

- les inhomogénéités notamment de températures .
- les mélanges de fluides .
- les frottements notamment ceux dus à la viscosité du fluide .
- les transformations brutales .

4-Quelques éléments que l'on retrouve couramment dans les machines à écoulement :

→ **Compresseur, pompe :** Un compresseur (resp. une pompe) est un dispositif destiné à accroître la pression d'un gaz (resp. d'un liquide) . Le fluide y reçoit de la part de pièces mécaniques mobiles un travail massique indiqué (ou utile) $w_i > 0$. Le transfert thermique est le plus souvent négligeable ($q \approx 0$) . Le premier principe pour un système ouvert en régime stationnaire s'écrit pour un compresseur (ou une pompe) : $\Delta h \approx w_i > 0$

→ **Turbine :** Le fluide traversant une turbine fournit du travail à une pièce mécanique mobile : $w_i < 0$ Sa pression et sa température diminuent . Le transfert thermique est en général négligeable $q \approx 0$, de même que la variation d'énergie potentielle de pesanteur . D'où : $\Delta h + \Delta e_C = w_i$

→ **Détendeur :** Un détendeur est un dispositif utilisé pour abaisser la pression d'un fluide . Il s'agit d'une soupape ajustable, d'un bouchon poreux ou bien d'un tube capillaire (tube très fin) . Le fluide qui le traverse ne reçoit aucun travail ($w_i = 0$) car il n'y a pas de pièce mobile et quasiment aucun transfert thermique ($q \approx 0$) . Les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables .

On a alors $\Delta h = 0$ d'où $h_s = h_e$: la détente est isenthalpique : détente de Joule-Thomson .

$$D_m(s_s - s_e) = \sigma_{crée} = D_m \frac{R}{M} \ln\left(\frac{P_e}{P_s}\right) > 0 \text{ car } P_s < P_e$$

→ **Tuyère** : une tuyère est un conduit de section variable dont le rôle est d'accroître la vitesse d'écoulement d'un gaz . Le gaz qui la traverse ne reçoit pas de travail ($w_i = 0$ car il n'y a pas de pièce mobile) et le transfert thermique peut être très souvent négligé . La variation d'énergie potentielle de pesanteur est négligeable .

Le premier principe pour un système ouvert en écoulement stationnaire s'écrit :

$$\Delta h + \Delta e_c = 0 \quad \text{soit} \quad v_s = \sqrt{v_e^2 + 2(h_s - h_e)}$$

Dans l'hypothèse où le gaz est un gaz parfait de masse molaire M et de rapport des capacités thermiques

$$\gamma \quad \text{alors} \quad v_s = \sqrt{v_e^2 + \frac{2\gamma R}{(\gamma - 1)M}(T_s - T_e)}$$

→ **Évaporateur, condenseur (échangeurs)** : dans un évaporateur ou un condenseur, **le fluide** (un liquide, une vapeur ou un mélange liquide vapeur) **ne reçoit pas de travail** ($w_i = 0$) . Les variations d'énergie cinétique et potentielle sont négligeables .

Dans un évaporateur le fluide reçoit du transfert thermique ($q > 0$) et dans un condenseur il cède du transfert thermique ($q < 0$) .

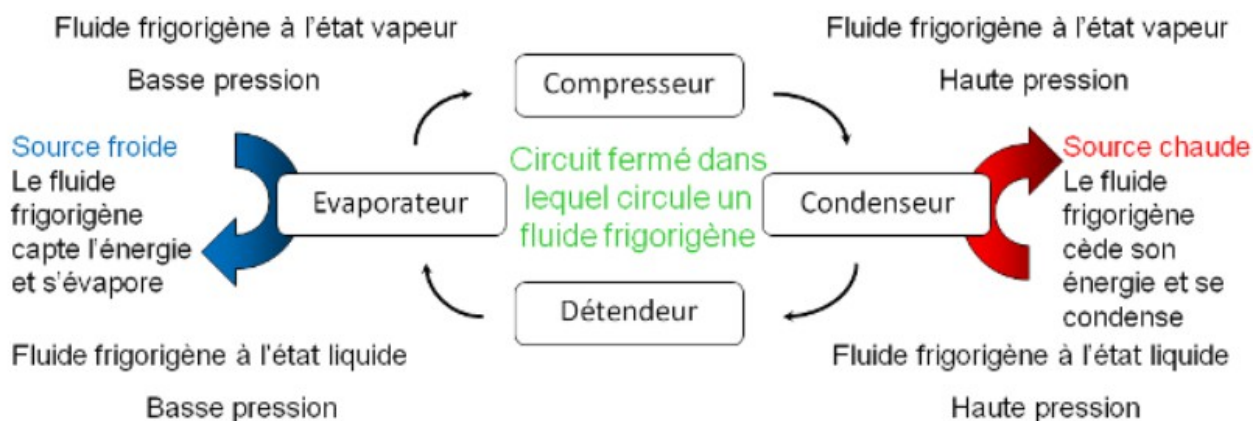
Le premier relatif au fluide en écoulement s'écrit : $\Delta h = q$.

Ex :

5- Exemple de machine avec écoulement fluide : le réfrigérateur et la pompe à chaleur :

Source : <http://www.ef4.be/fr/pompes-a-chaaleur/technique-generalites/principe-de-fonctionnement.html>

Une pompe à chaleur est, comme un réfrigérateur, une machine thermodynamique constituée d'un circuit fermé dans lequel circule un fluide de travail (fluide frigorigène). Ce circuit est composé de quatre éléments principaux : un compresseur, un détendeur et deux échangeurs de chaleur (le condenseur et l'évaporateur). Le but de cette machine thermodynamique est de transférer l'énergie d'un milieu froid (source froide) à un milieu chaud (source chaude).



Le fluide frigorigène circulant dans ce circuit fermé parcourt un cycle composé de quatre étapes. Lors de ces étapes, le fluide frigorigène va changer d'état (liquide ou vapeur) et va se trouver à différentes pressions et températures. Les détails de ces étapes sont présentés ci-dessous :

1- Compression :

A l'entrée du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression.

Le compresseur comprime le fluide frigorigène (à l'état vapeur) pour augmenter sa pression et sa température.

De plus, il permet de faire circuler le fluide frigorigène dans le circuit fermé.

A la sortie du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à haute pression.

2. Condensation :

A l'entrée du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à haute pression.

En passant dans le condenseur, le fluide frigorigène (à haute température) cède son énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène se condense et passe à l'état liquide.

A la sortie du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à haute pression.

Dans le cas d'une pompe à chaleur, l'énergie récupérée au condenseur est utilisée pour la production de chaleur à l'intérieur du bâtiment (pour le chauffage ou la production de l'eau chaude sanitaire).

Dans le cas d'un réfrigérateur, cette énergie est envoyée à l'extérieur du réfrigérateur.

3. Détente :

A l'entrée du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à haute pression.

Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, sa pression ainsi que sa température diminuent. Le détendeur permet également de régler le débit de fluide frigorigène parcourant le circuit fermé.

A la sortie du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à basse pression.

4- Evaporation :

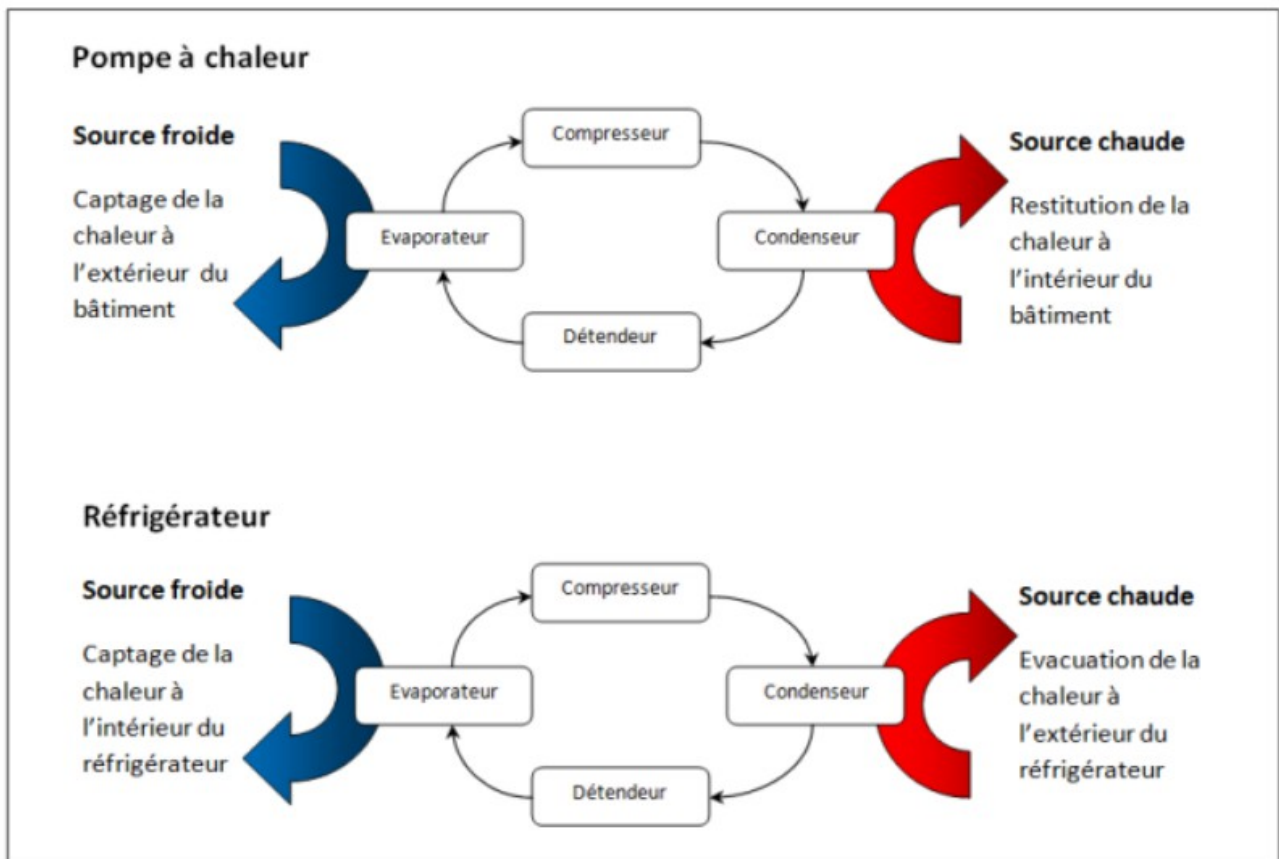
A l'entrée de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à basse pression.

En passant dans l'évaporateur, le fluide frigorigène (à basse température) capte l'énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène s'évapore et passe à l'état vapeur.

A la sortie de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression.

Dans le cas d'une pompe à chaleur, l'énergie thermique est captée à l'extérieur du bâtiment (dans l'air, l'eau, le sol).

Dans le cas d'un réfrigérateur, cette énergie est captée à l'intérieur du réfrigérateur.



5- Diagramme des frigoristes (ou diagramme de Mollier):

5-1 Présentation :

Permet d'étudier les machines thermiques en écoulement et dont le fluide subit des changements d'état . On porte en ordonnée la pression en échelle logarithmique et en abscisse l'enthalpie massique h pour le fluide utilisé ($\log(P)$, h) .

Comme dans le diagramme de Clapeyron , le diagramme comporte une zone d'équilibre liquide vapeur délimitée par la courbe de saturation : à gauche de celle-ci zone du liquide , à droite celle du gaz ; le sommet de la courbe de saturation est le point critique .

Sur le diagramme ($\log(P)$, h) , on trace des réseaux de courbes sur lesquelles les différentes grandeurs thermodynamiques intensives du fluide sont constantes :

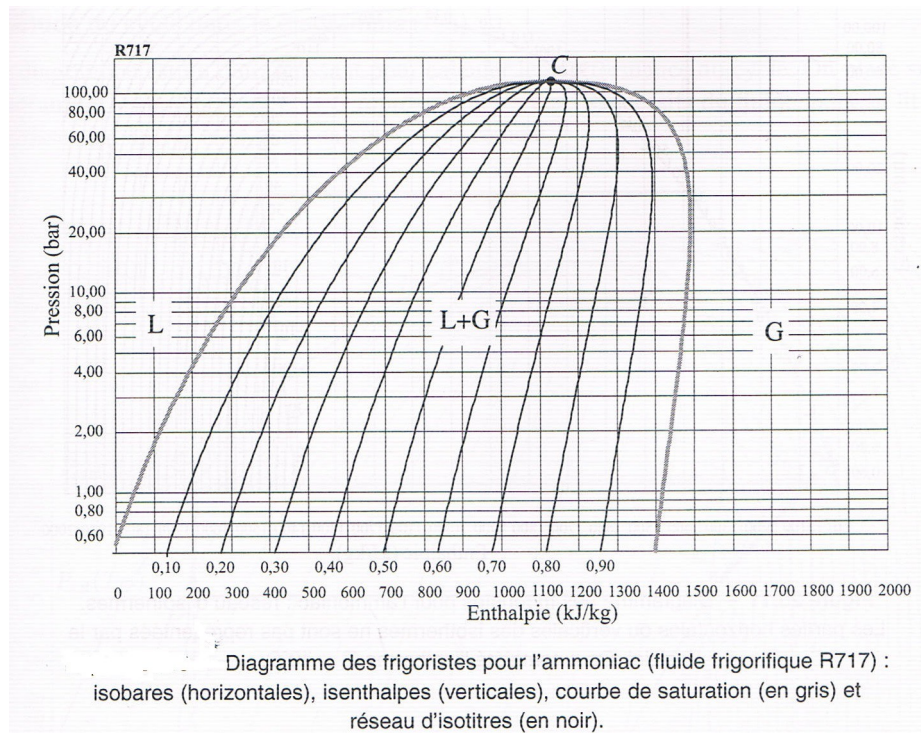
- isothermes
- isobares
- isochores (volume massique, v constant)
- isenthalpes (enthalpie massique , h constante)
- isentropes (entropie massique, s constante)
- isotitres (titre en vapeur, x_v constant)

Pour un liquide incompressible : $dh = c \, dT$ et $ds = c \frac{dT}{T}$.

Pour un gaz parfait : $dh = c_p \, dT$ et $ds = c_p \frac{dT}{T} - \frac{R}{M} \frac{dP}{P}$

Les isobares (non équidistantes à cause de l'échelle logarithmique) sont des droites horizontales , les isenthalpes sont des droites verticales .

Les courbes isotitres figurent dans la zone d'équilibre liquide-vapeur .



Les isothermes :

- dans la zone liquide sont quasiment des droites verticales (l'enthalpie d'un liquide incompressible ne dépendant pratiquement que de T) pour des raisons de clarté seul le point de départ figure sur la courbe de saturation
- dans la zone d'équilibre liquide-vapeur , pour T donnée la pression de changement d'état étant constante est égale à la pression de vapeur saturante $P_{sat}(T)$, chaque isotherme correspond à une horizontale (pour des raisons de clarté seules les extrémités figurent sur la courbe de saturation . La largeur du palier isotherme est égale à l'enthalpie massique de vaporisation pour la température T de l'isotherme $\Delta h_{vap}(T)$)
- dans la zone vapeur , les isothermes sont courbées et sont quasiment verticales dans la zone de basse pression car le comportement du gaz se rapproche de celui d'un gaz parfait (enthalpie d'un GP ne dépend que de T) .

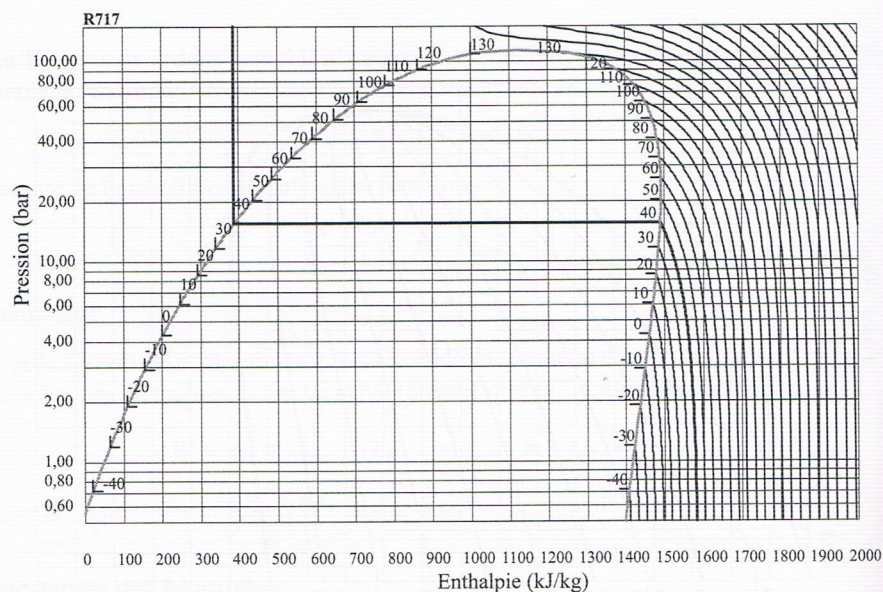


Diagramme des frigoris pour l'ammoniac : réseau d'isothermes.

Les parties horizontales ou verticales des isothermes ne sont pas représentées par le logiciel. On a complété l'isotherme $T = 40^\circ\text{C}$.

Les isentropes sont continues à la frontière de l'équilibre liquide-vapeur et sont quasiment verticale dans la zone du liquide (l'entropie ne dépendant quasiment que de T) .

Dans la zone vapeur, si on assimile celle-ci à un GP on peut écrire d'après les premier et second principes : $dh = T ds + v dP$

Sur une isentrope $dh = v dP$ or $Pv = \frac{R}{M} T$ d'où $dh = \frac{R}{M} T \frac{dP}{P} = \frac{R}{M} T d(\ln P)$

d'où $\frac{d \ln P}{dh} = \frac{M}{RT} > 0$ **les isentropes ont des pentes positives**

Sur une isenthalpe $ds = \frac{-R}{M} \frac{dP}{P}$ d'où $s = \frac{-R}{M} \ln P + cste$ lorsque P croît s décroît .

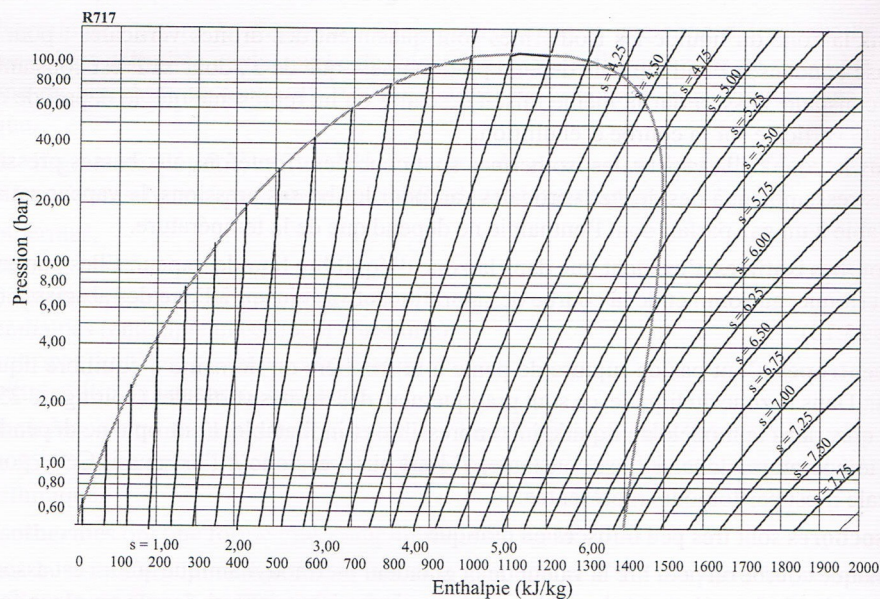


Diagramme des frigoristes pour l'ammoniac : réseau d'isentropes. La valeur indiquée sur chaque isentrope est en $\text{kJ} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$. Les parties verticales des isentropes ne sont pas représentées.

5-2 Exemple d'utilisation :

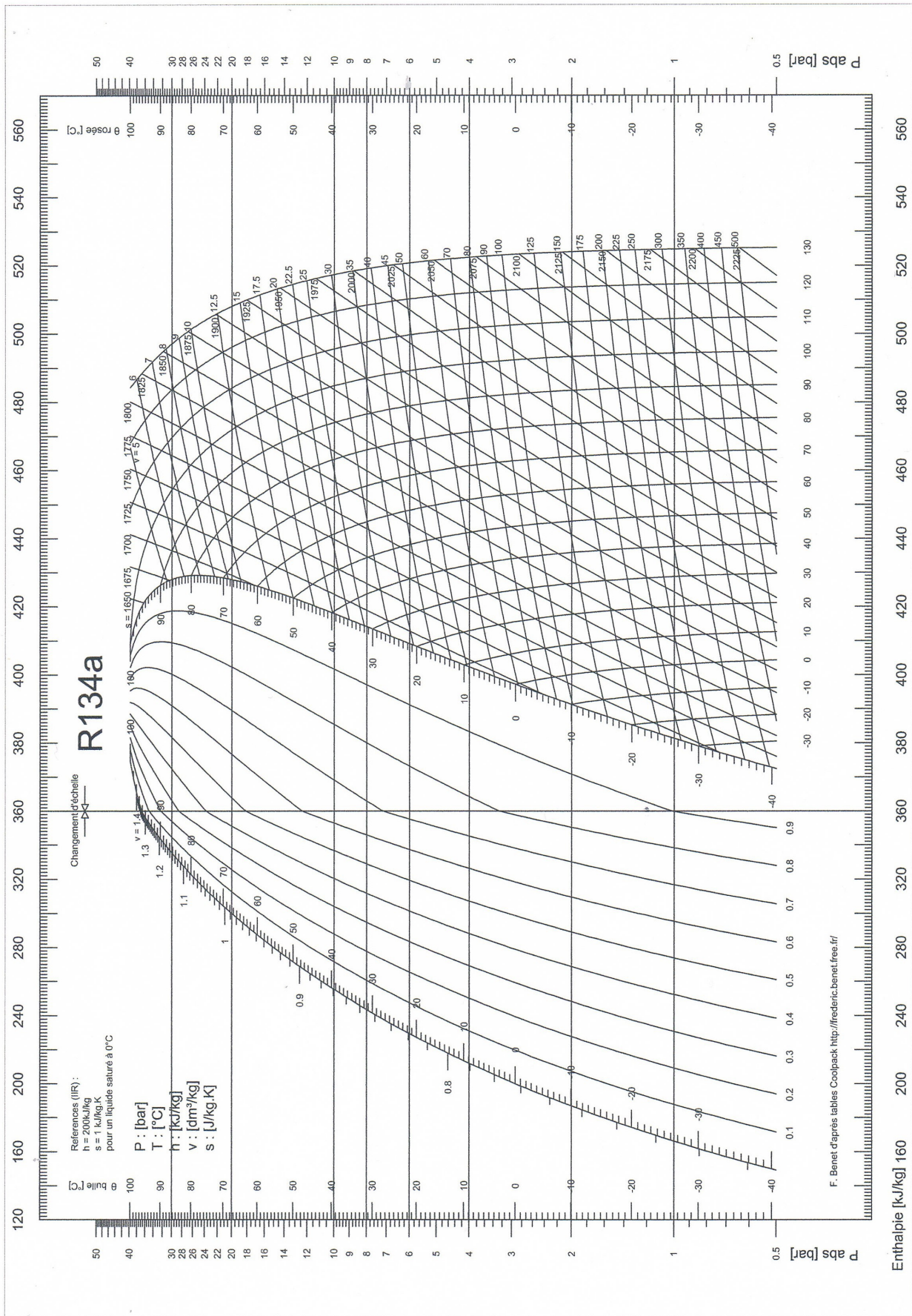
Une machine frigorifique est utilisée pour maintenir une enceinte , qui constitue la source froide , à la température $T_F = -5^\circ \text{C}$. Elle évacue pour cela la chaleur dans l'atmosphère environnante , jouant le rôle de source chaude de température $T_c = 30^\circ \text{C}$. L'agent thermique est le R134-a .

Le fluide est en écoulement stationnaire et décrit le cycle suivant :

- le fluide sous forme vapeur entre dans le compresseur point F à la température de -5°C et à la pression $P_{min} = 2$ bar , il subit une compression adiabatique réversible qui l'amène à la pression $P_{max} = 10$ bar point A
- Le fluide entre ensuite dans le condenseur qui est un tube de section constante dans lequel le fluide ne rencontre aucun obstacle , il y circule donc à pression constante : il subit un refroidissement AB isobare jusqu'à atteindre la courbe de saturation , il se liquéfie ensuite totalement et atteint le point B' , il subit ensuite un refroidissement isobare B'C qui l'amène à la température de la source chaude . Le condenseur ne comporte aucune partie mobile .
- Le liquide passe dans le détendeur , subit une détente adiabatique s'accompagnant d'une vaporisation partielle pour atteindre la pression P_{min} au point D , le détendeur ne comporte aucune pièce mobile .
- Le fluide entre enfin dans l'évaporateur isobare qui est en contact avec la source froide qui va céder de l'énergie thermique provoquant une vaporisation totale du fluide point E puis une surchauffe lui permettant d'atteindre le point F , celui-ci ne comporte pas de partie mobile .

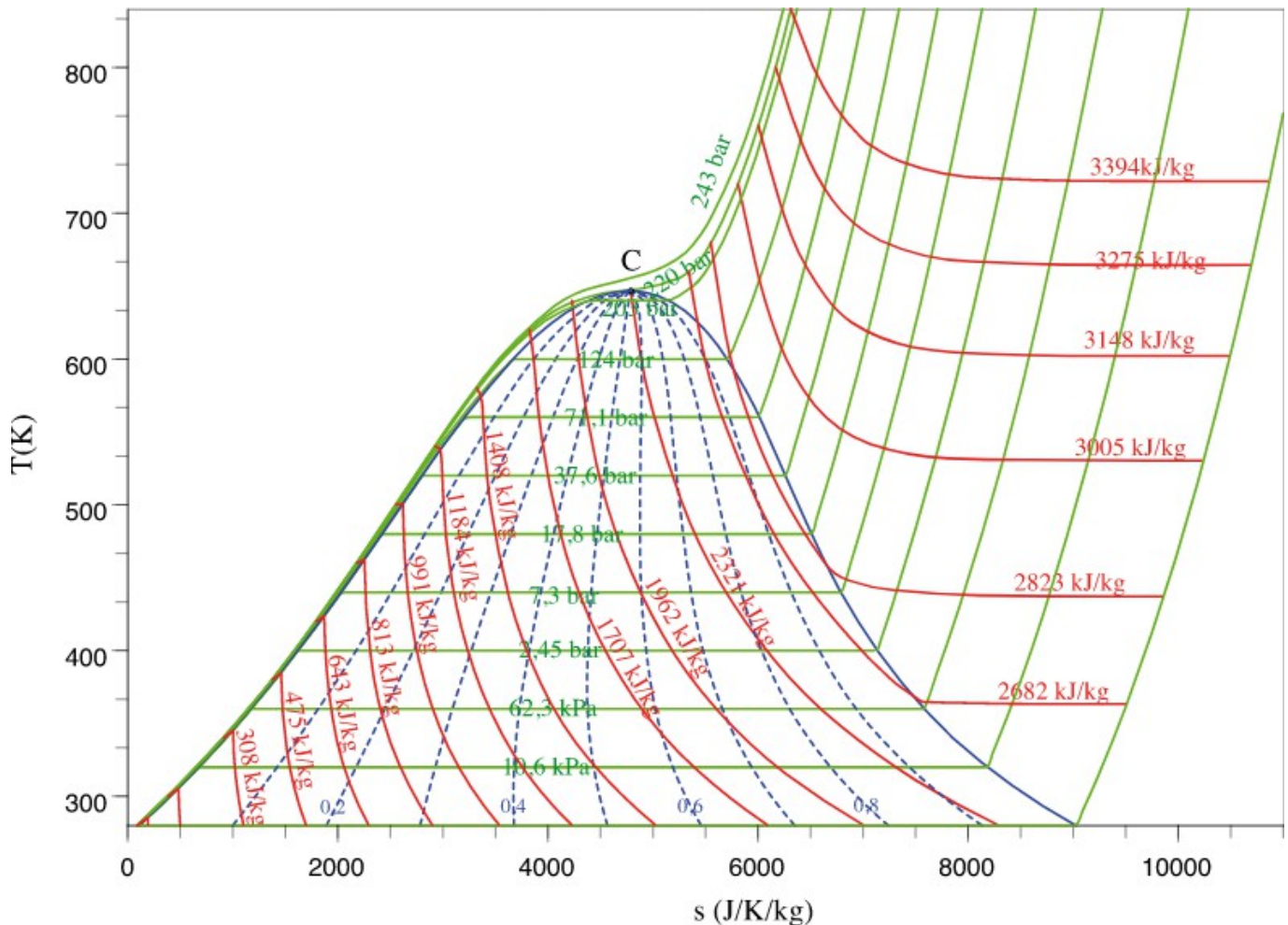
a- Dessiner le cycle sur le diagramme .

- b- Déterminer : la température maximale T_{max} atteinte par le fluide en sortie du compresseur , la température de liquéfaction T_{cond} dans le condenseur , la température de vaporisation T_{vap} dans le vaporisateur , le titre massique x_D à la sortie du détendeur , la surchauffe ΔT à la sortie de l'évaporateur et l'entropie massique au point A .
- c- Déterminer l'efficacité de la machine .



Remarque : Le diagramme (T,s). (non indiqué dans le programme mais déjà posé au concours)

Dans ce diagramme, on porte la température en ordonnée et l'entropie massique en abscisse .



On retrouve la courbe de saturation (courbe en cloche) .

A gauche de cette courbe, le système est liquide, à droite il est sous forme vapeur (entropies élevées) et sous la courbe de saturation, le système est diphasique .

Les iso-titres vapeur sont tracés en pointillés à l'intérieur du domaine diphasique .

Allure des isocourbes dans le domaine vapeur :

Si on considère, en première approche, que la vapeur se comporte comme un gaz parfait, dans ce cas :

$$\boxed{dh = c_p dT} \quad \boxed{ds = c_v \frac{dT}{T} + r \frac{dV}{V} = c_p \frac{dT}{T} - r \frac{dP}{P}} \quad \text{avec} \quad r = \frac{R}{M}$$

→ Les isothermes sont horizontales

→ les isenthalpes sont des isothermes (sur le diagramme vérifié à basse pression, lorsque la pression augmente les courbes s'incurvent .

→ les isentropiques sont verticales

→ les isobares vérifient $ds = c_p \frac{dT}{T}$ et ont pour pente $\frac{dT}{ds} = \frac{T}{c_p}$: ce sont des branches

d'exponentielles croissantes

→ les isochores vérifient $ds = c_v \frac{dT}{T}$ et ont pour pente $\frac{dT}{ds} = \frac{T}{c_v}$: ce sont des branches

d'exponentielles croissantes .

Isocourbes dans le domaine liquide :

Pour un liquide incompressible les isentropes et les isothermes sont normalement confondues.

Le domaine liquide incompressible ne peut pas s'observer sur un diagramme entropique .

Isobares : la pression n'ayant quasiment pas d'influence sur une phase liquide, les isobares sont très resserrées au voisinage de la courbe d'ébullition et sont donc à peine discernables .

Le diagramme n'est pas exploitable dans la zone liquide, les calculs sont fait en général à l'aide des tables thermodynamiques .

Allure des isocourbes dans le domaine diphasique :

→ Les isothermes sont horizontales

→ Les isobares sont horizontales

→ Les isentropiques sont verticales