

Programme officiel

Notions et contenus	Capacités exigibles
Application du premier principe et du deuxième principe aux machines thermiques cycliques dithermes : rendement, efficacité, théorème de Carnot.	Donner le sens des échanges énergétiques pour un moteur ou un récepteur thermique ditherme. Analyser un dispositif concret et le modéliser par une machine cyclique ditherme. Définir un rendement ou une efficacité et la relier aux énergies échangées au cours d'un cycle. Justifier et utiliser le théorème de Carnot. Citer quelques ordres de grandeur des rendements des machines thermiques réelles actuelles. Expliquer le principe de la cogénération.
Exemples d'études de machines thermodynamiques réelles à l'aide de diagrammes (P, h).	Exprimer le 1 ^{er} principe de la thermodynamique pour un écoulement stationnaire sous la forme $h_2 - h_1 = w_u + q$ pour étudier une machine thermique ditherme.

Plan

1 Fonctionnement des machines cycliques

- 1.1 Différents types de machines
- 1.2 Conséquence des principes de la thermodynamique

2 Machines dithermes

- 2.1 Définitions et notations
- 2.2 Diagramme de Raveau
- 2.3 Moteur ditherme
- 2.4 Machine réceptrice : réfrigérateur et pompe à chaleur
- 2.5 Cycle de Carnot d'une machine réversible

3 Exemple de machine à piston : moteur quatre temps modélisé par le cycle de Beau de Rochas

- 3.1 Fonctionnement du moteur
- 3.2 Modélisation et représentation dans le diagramme de Watt
- 3.3 Calcul du rendement

4 Exemple de machine à écoulement : réfrigérateur industriel

- 4.1 Principe de fonctionnement
- 4.2 Premier principe pour un fluide en écoulement
- 4.3 Détente de Joule-Thomson
- 4.4 Diagramme des frigoristes
- 4.5 Étude d'un cycle frigorifique dans le diagramme des frigoristes

Vérification des connaissances

	Connaissances
☐	Inégalité de Clausius : formule mathématique et démonstration à partir du deuxième principe.
☐	Définition générale de l'efficacité.
☐	Théorème de Carnot pour les machines thermiques dithermes : énoncé et démonstration pour chaque type de machine thermique ditherme.
☐	Ordre de grandeur des rendements et efficacité de machines thermiques réelles : centrale thermique nucléaire, moteur à essence, pompe à chaleur

	Capacités
☐	Faire un schéma synoptique indiquant le travail et les transferts thermiques associés à une machine thermique, en indiquant le signe de chaque échange d'énergie.
☐	Relier le sens de parcours d'un cycle dans le diagramme de Clapeyron au fonctionnement récepteur ou moteur d'une machine thermique.
☐	Tracer le cycle d'une machine thermique réelle dans un diagramme (P,h) , (P,V) ou (T,S) à partir d'une description donnée.
☐	Utiliser un cycle dans un diagramme (P,h) pour analyser les différentes transformations au cours d'un cycle d'une machine thermique.
☐	Déterminer l'expression mathématique du rendement ou de l'efficacité en fonction des énergies échangées au cours du cycle de la machine thermique étudiée.
☐	Utiliser le théorème de Carnot pour déterminer le rendement ou l'efficacité maximal(e).
☐	Appliquer les principes de la thermodynamique adaptés au système choisi (système ouvert : principes en écoulement stationnaire ; système fermé : principes sur un nombre entier de cycles).

Introduction

Ce dernier chapitre de thermodynamique permet d'aborder enfin les vraies motivations qui ont conduit au développement de la thermodynamique : les machines thermodynamiques. D'un point de vue historique, les premiers fondements de la thermodynamique développées par Sadi Carnot ont été publiés en 1824 dans *Réflexions sur la puissance motrice du feu et les machines propres à développer cette puissance*.

1 Fonctionnement des machines cycliques

1.1 Différents types de machines



On appelle machine thermique un dispositif fonctionnant en cycles dans lequel un fluide échange de l'énergie par transfert thermique et par travail.

Conséquence : Le fonctionnement cyclique impose que l'état final du fluide soit identique à son état initial.

On peut ensuite différencier les machines thermiques selon plusieurs critères : leur ou leur

• Deux types de fonctions :

↪

↪

• Deux types de structure de machines :

↪ Machine à :

↪ Machine à :

• **Importance des changements d'état** : Beaucoup de machines exploitent des transitions de phase du fluide, car cela permet d'emmagasiner ou fournir des énergies très importantes à partir de faibles variations des variables d'état. On peut citer par exemple le fluide réfrigérant *R134a* ou 1,1,1,2-tétrafluoroéthane, très utilisé, sans impact sur la couche d'ozone, mais un puissant gaz à effet de serre. Ce fluide possède une enthalpie de vaporisation de $\Delta_{\text{vap}}h = 215 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ et une capacité thermique massique $c_{\text{liq}} = 1,4 \text{ kJ}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{kg}^{-1}$. Vaporiser 1 kg de fluide demande donc la même énergie qu'augmenter sa température de 150° ! On préférera donc lui faire subir des changements d'état !

1.2 Conséquence des principes de la thermodynamique

Par **convention**, le système est constitué du fluide uniquement, et exclut tout son contenant (conduites, pistons, arbres, turbines, etc.)

⇒ Les principes de la thermodynamique s'écrivent donc :

..... et

Conséquence : Comme $S_{\text{créée}} > 0$, il faut que le fluide cède davantage d'entropie par transfert thermique qu'il n'en reçoit au cours du cycle.

Le second principe peut-être reformulé à l'aide de l'..... pour éviter de parler explicitement de l'entropie mais plutôt en termes de transferts thermiques. Raisonnons sur une machine où le fluide échange successivement de l'énergie avec N thermostats de températures respectives T_n . On peut alors déterminer l'entropie échangée au cours du cycle :

$$S_{\text{créée}} \geq 0 \quad \Rightarrow \quad S_{\text{ech}} = \dots\dots\dots$$

Conséquence : Dans une machine thermique cyclique

.....

avec égalité pour un cycle totalement réversible

⇒ Dans le cas où $n = 1$, on parle alors de machine thermique monotherme. Elle n'aurait donc la possibilité d'échanger de l'énergie qu'avec un unique thermostat. L'inégalité de Clausius impose donc $Q < 0$, et donc $W = -Q > 0$: le fluide reçoit forcément du travail au cours du cycle, il ne peut donc pas s'agir d'un moteur. Il s'agira par exemple d'un radiateur électrique qui reçoit du travail de l'installation électrique et fournit du transfert thermique à la pièce.

Conclusion :

.....

2 Machines dithermes

2.1 Définitions et notations



On appelle **machine ditherme**

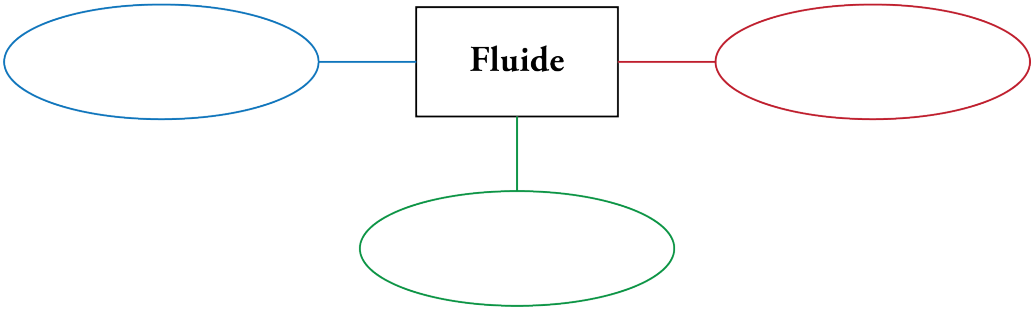
.....

.....

Ces deux thermostats sont qualifiés de et en fonction de leur température ... mais attention : cela ne préjuge en rien du sens réel du transfert thermique entre le fluide et le thermostat.

Ce sont les machines les plus simples, mais elles sont déjà riches : les deux types de machines sont faisables en ditherme. De plus, beaucoup de machines réelles sont correctement modélisables par des machines dithermes.

Les machines dithermes sont schématiquement représentées par un diagramme synoptique des échanges comme ci-dessous :



Remarque : Le sens réel des échanges, donc leur signe, dépend de la machine !

Pour une telle machine les principes de la thermodynamique s'écrivent :

Premier principe :

Second principe sous forme d'inégalité de Clausius :
.....

Remarque : Attention, cette inégalité n'est valable que pour des thermostats parfaits, c'est-à-dire évoluant à température constante. Dans le cas contraire, il faut déterminer la variation d'entropie du thermostat. (cf. TD)

2.2 Diagramme de Raveau

Les équations précédentes peuvent être utilisées pour représenter dans un diagramme les zones utilisables d'une machine ditherme. Un diagramme de Raveau présente en abscisse le transfert thermique reçu de la source froide Q_f et en ordonnée celui reçu de la source chaude Q_c . L'inégalité de Clausius implique que la réversibilité correspond à la droite d'équation :

$$Q_c = -\frac{T_c}{T_f} Q_f$$

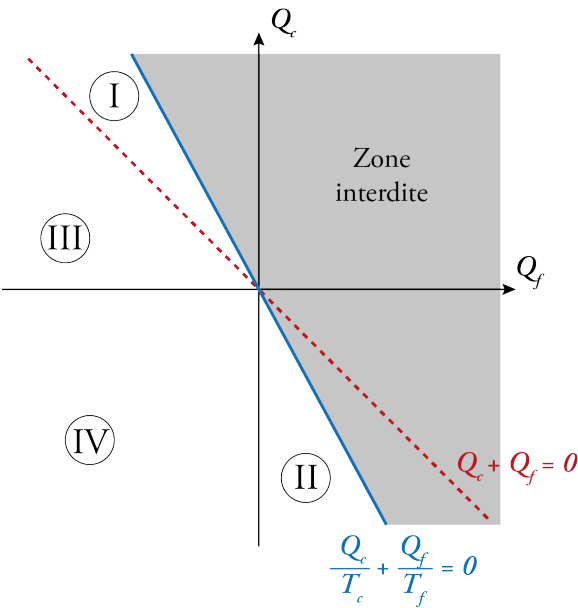
Au dessus de cette droite, il s'agit donc d'une zone interdite (zone grise). Il reste à déterminer quelles sont les zones intéressantes dans le demi-plan inférieur. Si on s'intéresse à une machine fonctionnant suivant des cycles, le premier principe impose donc :

$$\Delta U = 0 \quad \Rightarrow \quad W + Q_c + Q_f = 0 \quad \Rightarrow \quad W = -(Q_c + Q_f)$$

La droite d'équation : $Q_c + Q_f = 0$ va donc délimiter les zones de comportement moteur (au-dessus de la droite, $W < 0$, le système fournit du travail à l'extérieur) et récepteur (au-dessous de la droite, $W > 0$, le système reçoit du travail). Puisque $T_c/T_f > 1$, la droite de l'inégalité de Clausius a une pente inférieure à l'autre.

On peut ainsi interpréter les 4 zones suivantes :

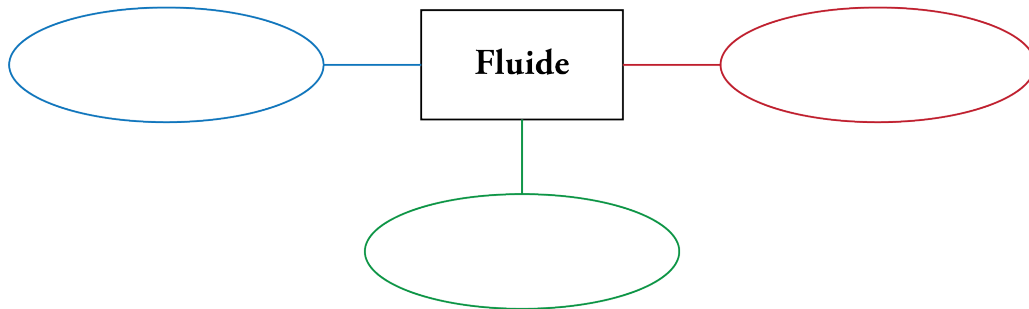
- zone I : $W < 0$, $Q_c > 0$ et $Q_f < 0$: c'est la zone moteur, le système reçoit du transfert thermique de la source chaude et en cède à la source froide. Ce qu'il reçoit en plus par rapport à ce qu'il cède est transformé en travail.
- zone II : $W > 0$, $Q_c < 0$ et $Q_f > 0$: le système se comporte en récepteur, il reçoit du travail ce qui lui permet d'effectuer un transfert thermique contraire à l'échange spontané ou naturel. Il reçoit du transfert thermique de la source froide et en cède à la source chaude. C'est le principe des frigo ou des pompes à chaleur.
- zone III : $W > 0$, $Q_c > 0$ et $Q_f < 0$: zone inintéressante car il faut fournir du travail pour effectuer un échange entre source chaude et froide qui se fait spontanément sans machine.
- zone IV : $W > 0$, $Q_c < 0$ et $Q_f < 0$: zone inintéressante car il s'agit de fournir un travail pour apporter du transfert thermiques aux deux sources... Autant utiliser une résistance chauffante (effet Joule) !



2.3 Moteur ditherme

2.3.1 Sens réel des échanges d'énergie

 Un **moteur** sert à fournir un travail mécanique ($W < 0$). Le fluide reçoit pour cela un transfert thermique de la source chaude ($Q_c > 0$) et le restitue en partie à la source froide ($Q_f < 0$).



2.3.2 Performance énergétique : rendement

Un moteur permet une conversion d'énergie interne en énergie mécanique. Le rendement permet de quantifier sa performance à ce point de vue :

 La définition générale d'un rendement est donnée par :

$$\eta = \frac{\text{énergie intéressante}}{\text{énergie coûteuse}} = \frac{\text{puissance intéressante}}{\text{puissance coûteuse}}$$

Remarque : $\eta \geq 0$ par convention, et $\eta \leq 1$ car on ne peut pas récupérer plus d'énergie que l'on en donne. On détermine toujours le rendement en raisonnant sur un cycle. Dans le cas du moteur, on a donc :

- énergie intéressante :
- énergie coûteuse :
- et le reste ?
.....
.....

Au final : $\eta = \dots\dots\dots$

Un point essentiel est l'existence d'une borne de rendement maximal, imposé par le second principe.

.....
.....

Démonstration :

Attention ! Être extrêmement vigilant aux signes lorsque l'on divise, car les échanges sont algébriques.



Théorème de Carnot pour un moteur ditherme

.....

.....

.....

.....

Ordres de grandeur :

- Centrale nucléaire : Température du réacteur $T_c \sim 600$ K, température de la rivière $T_f \sim 300$ K, d'où

$$\eta_{\text{Carnot}} = 0,5 \quad \text{et} \quad \eta_{\text{réel}} \sim 0,3 - 0,4$$

- Moteur à essence : Température du gaz en combustion $T_c \sim 3000$ K, température de l'atmosphère $T_f \sim 300$ K, d'où

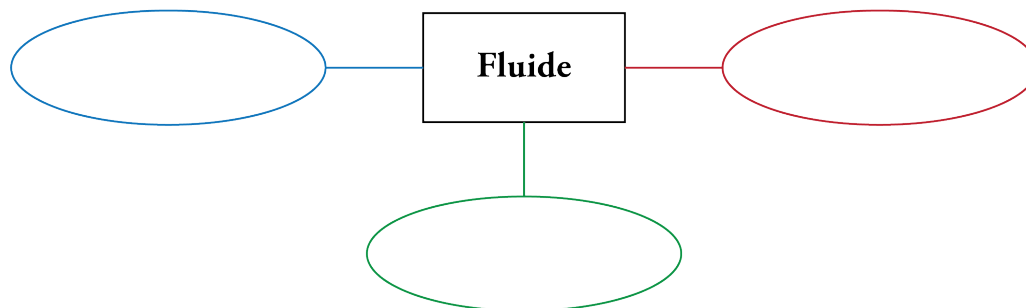
$$\eta_{\text{Carnot}} = 0,9 \quad \text{et} \quad \eta_{\text{réel}} \sim 35\% \text{ (essence) ou } 45\% \text{ (diesel)}$$

2.4 Machine réceptrice : réfrigérateur et pompe à chaleur

2.4.1 Sens réel des échanges d'énergie



Une **machine réceptrice** permet de réaliser un transfert thermique effectif de sens contraire au sens naturel : le fluide reçoit de l'énergie de la source froide ($Q_f > 0$) et en cède à la source chaude ($Q_c < 0$). Cela nécessite de lui fournir un travail mécanique ($W > 0$).



Remarque : Quand on refroidit le frigo, on réchauffe la cuisine...

En fonction de la finalité, on distingue :

- les réfrigérateurs ou climatiseurs, qui visent à refroidir la source froide (c'est-à-dire l'intérieur du frigo, la source chaude étant l'extérieur) ;
- les pompes à chaleur, qui visent à réchauffer la source chaude (c'est-à-dire l'intérieur de l'habitation, la source froide étant l'extérieur).

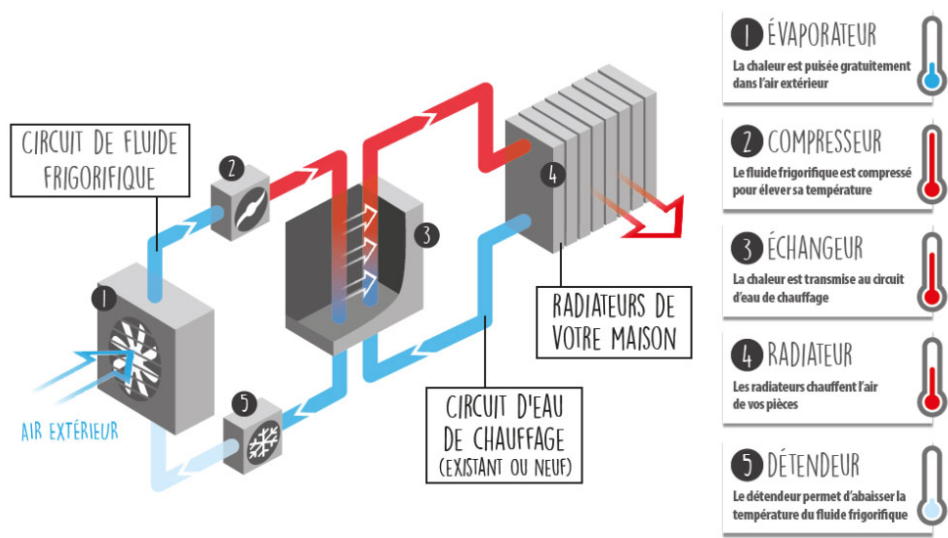
Le fluide de la machine est qualifié de fluide ou dans une pompe à chaleur et de fluide dans un réfrigérateur, mais rien d'autre que la finalité de la machine ne les distingue.

2.4.2 Fonctionnement qualitatif

Les « vrais » échanges thermiques entre le fluide et les thermostats ne peuvent se faire que dans le sens naturel, du plus chaud vers le plus froid. Par conséquent, lorsque le fluide est en contact avec la source froide, il doit être plus froid qu'elle ($T < T_f$), et réciproquement, lorsqu'il est en contact avec la source chaude il doit être plus chaud qu'elle ($T > T_c$).

Conséquence : La température du fluide doit être modifiée lors du passage d'une source à l'autre, et ce sans transfert thermique. C'est possible par compression ou détente adiabatique, mais cela requiert du travail (*cf.* le coton qui s'enflamme.)

Un schéma de principe du fonctionnement d'une pompe à chaleur est représenté ci-dessous.



2.4.3 Performance énergétique : efficacité

Une machine réceptrice ne réalise pas de conversion d'énergie, mais uniquement du transport d'une source à l'autre. On ne parle alors pas de rendement, mais d'efficacité.



L'efficacité d'une machine caractérise la qualité du transport énergétique. Elle est défini par :

$$e = \frac{\text{énergie intéressante}}{\text{énergie coûteuse}} = \frac{\text{puissance intéressante}}{\text{puissance coûteuse}}$$

.....

.....

Compte tenu de la définition, il faut distinguer PAC et frigo car l'énergie intéressante n'est pas la même dans les deux cas.

2.4.4 Pompe à chaleur

On raisonne comme toujours sur un cycle complet. Objectif de la machine : réchauffer la source chaude

- énergie intéressante :
 - énergie coûteuse :
 - et le reste ?
-

Au final : $e =$

Remarque : D'après le premier principe, $-Q_c = W + Q_f > W$ donc $e > 1$.



L'efficacité est toujours supérieure à 1.

⇒ **Interprétation** : une PAC permet de récupérer davantage d'énergie thermique que ce qu'elle consomme d'énergie électrique, c'est donc très intéressant sur le plan des économies d'énergie.

Comme pour le moteur, on définit l'efficacité maximale de Carnot, en utilisant la même méthode de démonstration que pour le rendement : on exprime le transfert thermique « inintéressant » en fonction du travail avec le premier principe, puis on le remplace dans l'inégalité de Clausius.

Attention ! Être extrêmement vigilant aux signes lorsque l'on divise, car les échanges sont algébriques.



Théorème de Carnot pour une PAC

.....

.....

.....

.....

Ordres de grandeur pour une pompe à chaleur domestique : Les documentations de PAC ne parlent pas d'efficacité mais de COP, abréviation pour « coefficient optimal de performance ». Il s'agit de l'efficacité dans les conditions normalisées $T_c = 35^\circ\text{C}$ (température d'un circuit de chauffage au sol) et $T_f = 7^\circ\text{C}$ (température de l'air extérieur). Le COP est défini à partir de la consommation électrique totale (incluant circuits de ventilation, de commande, etc.) et pas seulement du travail fourni par le compresseur. En ordre de grandeur,

$$e_{\text{Carnot}} = 11 \quad \text{et} \quad \text{COP}_{\text{commerce}} = 3 \text{ à } 6$$

Comme son nom l'indique, le COP est « optimal », et ne reflète donc pas le fonctionnement moyen de la pompe à chaleur : pour les systèmes actuels, l'efficacité moyenne d'une pompe à chaleur sur une année varie de 1,5 (région très froide, PAC de qualité moyenne) à 4 (région moins froide, PAC très performante). Les documentations techniques évoquent ces chiffres sous le nom de « COP annuel ».

2.4.5 Réfrigérateur ou climatiseur

On raisonne à nouveau sur un cycle complet. Objectif de la machine : refroidir la source froide

- énergie intéressante :
 - énergie coûteuse :
 - et le reste ?
-

Au final : $e = \dots\dots\dots$

On procède de la même manière pour déterminer l'efficacité dans le cas du réfrigérateur. On montre alors :



Théorème de Carnot d'un réfrigérateur

.....

.....

.....

.....

Ordres de grandeur : pour un congélateur : $T_f = -18\text{ }^\circ\text{C}$, et $T_c = 20\text{ }^\circ\text{C}$, d'où

$$e_{\text{Carnot}} = 6,7 \qquad \text{et} \qquad e_{\text{commerce}} \sim 2$$

2.5 Cycle de Carnot d’une machine réversible

Le cycle d’une machine ditherme totalement réversible est appelé cycle de Carnot. Il est analogue pour tous les types de machines, seuls changent les échanges d’énergie auxquels on s’intéresse.

2.5.1 Présentation

Le cycle qui donne le meilleur rendement est totalement réversible, il est donc forcément quasi-statique et il n’y a jamais d’inhomogénéités puisque ce sont les sources d’irréversibilité.

Conséquence :

-
.....
-
.....
.....
.....



.....
.....
.....

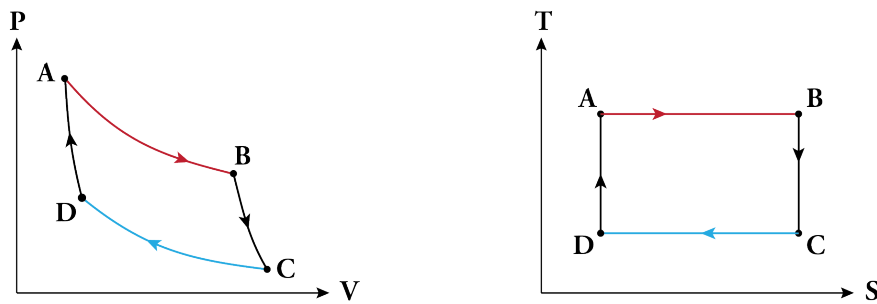
Remarque : Le cycle de Carnot est complètement réversible, le second principe autorise donc qu’il soit parcouru dans les deux sens : c’est le même pour un moteur ou un récepteur thermique.

2.5.2 Représentations

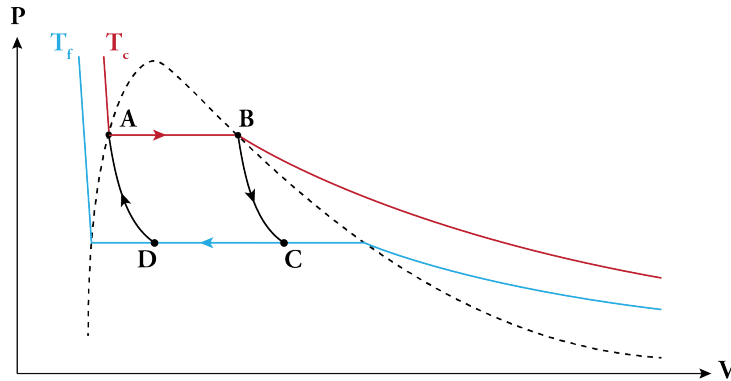
Le détail de la représentation dans un diagramme donné dépend de la nature du système, car les relations entre variables d’état ne sont pas les mêmes. En général on représente le cycle de Carnot dans le diagramme de Watt (diagramme (P,V) pression/volume) ou dans un diagramme entropique (T,S) . On rappelle que le diagramme de Clapeyron est en général un diagramme (P,v) (pression/volume massique).

Cycle de Carnot moteur pour un gaz parfait

- Étape $A \rightarrow B$: détente isotherme réversible à T_c ,
- Étape $B \rightarrow C$: détente adiabatique réversible.
- Étape $C \rightarrow D$: isotherme à T_f
- Étape $D \rightarrow A$: compression adiabatique réversible.



Cycle de Carnot moteur pour un système diphasé Dans le cas d'un système diphasé, les isothermes et les isobares sont confondues : ce sont donc des horizontales dans le diagramme de Watt. De même, l'allure des isentropiques est légèrement différente. L'allure du cycle dans le diagramme entropique serait identique à celle pour un gaz parfait.



Lien entre le sens de parcours du cycle et le type de machine On rappelle que l'aire sous la courbe représentative de la transformation dans le diagramme de Watt correspond au signe près au travail des forces de pression W_P : $W_P > 0$ si $\Delta V < 0$ au cours de la transformation.

Pour le cycle étudié, on peut dresser le bilan : $W_{ABC} < 0$ et $W_{CDA} > 0$ mais en valeur absolue $|W_{ABC}| > W_{CDA}$. Donc globalement sur le cycle $W_p < 0$. $\Rightarrow$ Il s'agit bien d'un cycle moteur.

Le type de machine (moteur ou récepteur) est relié au sens de parcours du cycle dans le diagramme de Watt : sens horaire : $W < 0$ donc cycle moteur ; sens trigonométrique : $W > 0$ donc récepteur.

2.5.3 Limitations

Un cycle de Carnot semble très attirant sur le papier, mais n'a quasiment aucun intérêt pratique :

-
-
-

3 Exemple de machine à piston : moteur quatre temps modélisé par le cycle de Beau de Rochas

Dans un moteur à explosion, un mélange air-carburant est enflammé et explose. L'énergie libérée par la transformation chimique de combustion est récupérée, et « convertie » sous forme de travail.

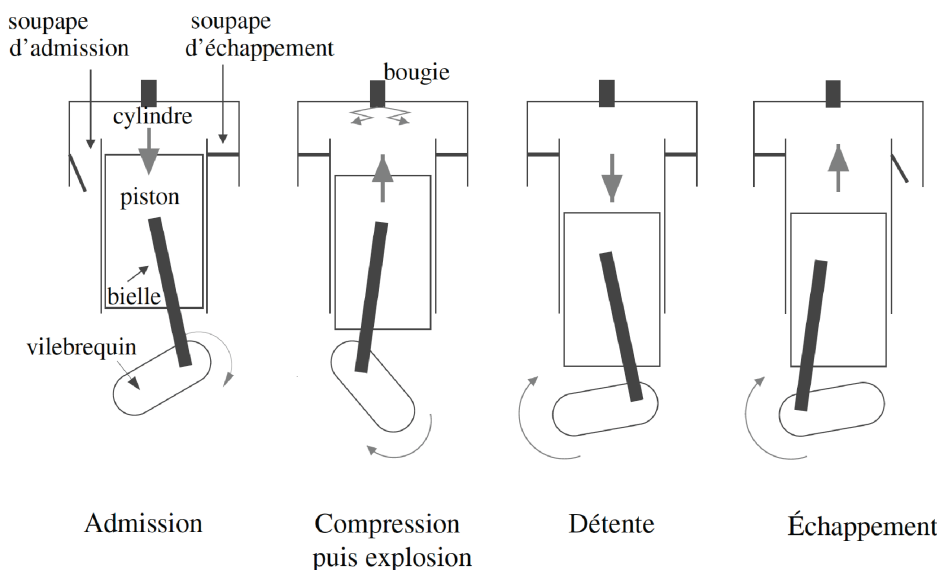
Le cycle de Beau de Rochas est l'un des cycles possibles d'un moteur à explosion. Il a été proposé théoriquement en 1862 par Alphonse Beau de Rochas. Sa réalisation pratique date de 1876 par Nikolaus Otto, en Allemagne : on parle aussi du cycle d'Otto. En France, il a été réalisé la même année par Étienne Lenoir, qui vivait à Saint-Maur-des-Fossés : avec son véhicule, il va de Joinville-le-Pont à Paris (9 km) en trois heures... !

3.1 Fonctionnement du moteur

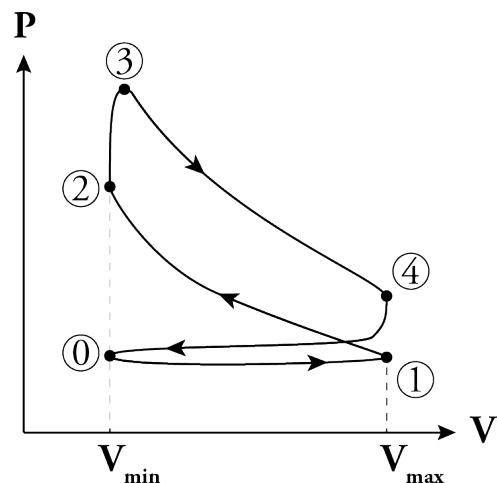
Le fonctionnement d'un moteur quatre temps à essence usuel est représenté sur les schémas ci-dessous. Une animation est également en ligne sur la page Wikipédia « [cycle de Beau de Rochas](#) ». Une représentation du cycle réel dans le diagramme

de Watt est donnée ci-après. La pression P est celle qui règne dans la chambre de combustion, le volume V étant celui de la chambre.

Remarque : Dans la pratique, plusieurs cylindres identiques sont montés en parallèle et avec un décalage de façon à ce que le piston remonte dans certains cylindres lorsqu'il descend dans d'autres, ce qui permet d'éviter les à-coups de poussée du moteur. On ne décrit ici que le principe du cycle d'un seul cylindre.



- *Premier temps* : admission $0 \rightarrow 1$. Au point 0, le piston est à son point mort haut, c'est-à-dire en position la plus haute possible. Le volume à l'intérieur de la chambre est minimal, très faible, mais pas exactement nul. La (ou les) soupape d'admission s'ouvre et le volume de la chambre augmente, ce qui permet le passage du mélange gazeux air-carburant par la soupape d'admission. Notons que l'augmentation de volume et l'entrée de gaz s'accompagnent d'une légère dépression. Lorsque le piston est à son point mort bas 1, le volume de la chambre est maximal et les soupapes se referment.
- *Deuxième temps* : compression $1 \rightarrow 2$. Le piston remonte, ce qui diminue le volume de la chambre à combustion, la pression augmente.
- *Explosion* $2 \rightarrow 3$. Ce n'est pas un temps à proprement parler, puisque l'explosion a lieu très rapidement, entre le deuxième et le troisième temps. Lorsque le piston a de nouveau atteint son point mort haut (volume minimal) en 2, une bougie crée une étincelle qui provoque l'explosion, c'est-à-dire la combustion très rapide des gaz entre les points 2 et 3. Lors de cette combustion, la pression augmente fortement mais le piston ne descend que très peu en raison de son inertie.
- *Troisième temps* : détente $3 \rightarrow 4$. Le gaz chauffé par l'explosion repousse violemment le piston vers le bas. C'est le temps moteur : c'est à ce moment là que du travail est véritablement fourni au piston. Lors de la détente, le piston descend jusqu'à son point mort bas 4, c'est-à-dire son volume maximal.
- *Quatrième temps* : échappement $4 \rightarrow 0$. Lorsque les soupapes s'ouvrent au point 4, le contact entre les gaz brûlés dans la chambre et l'extérieur provoque leur refroidissement brutal, ce qui explique la première partie quasi-v verticale de la courbe : le volume n'a pratiquement pas le temps de varier. Ensuite, le mouvement du piston vers le haut (le volume diminue) permet d'évacuer les gaz brûlés, et un nouveau cycle peut recommencer.



Remarque : Un cycle complet demande allers-retours du piston dans le cylindre.

3.2 Modélisation et représentation dans le diagramme de Watt

Remarque préliminaire : Décrire l'explosion n'est pas du tout simple : en effet, le gaz contenu dans le cylindre n'est pas un système fermé. La description du cycle est donc difficile : la modélisation par une machine ditherme est donc une simplification !

Modélisation du système On suppose que le mélange gazeux air-carburant se comporte comme un gaz parfait diatomique. On fait aussi l'hypothèse plus drastique qu'en dépit de la réaction chimique de combustion les caractéristiques du gaz (capacités thermiques C_P et C_V , coefficient isentropique γ , et surtout quantité de matière n) ne varient pas pendant les transformations.

Modélisation des sources Le rôle de source chaude est joué par l'explosion, celui de source froide par le remplacement des gaz.

Modélisation des transformations

- **Étape 0 → 1** : transformation modélisée par une isobare, on néglige la dépression qui crée l'aspiration.
- **Étape 1 → 2** : transformation supposée adiabatique puisqu'on néglige le transfert thermique au travers des parois du cylindre. Par ailleurs, le piston coulisse sans frottement notable, on peut donc considérer la transformation comme réversible.
- **Étape 2 → 3** : Explosion très rapide : la transformation est donc isochore, l'énergie libérée par la combustion est modélisée par un transfert thermique Q_c reçu d'une source chaude.

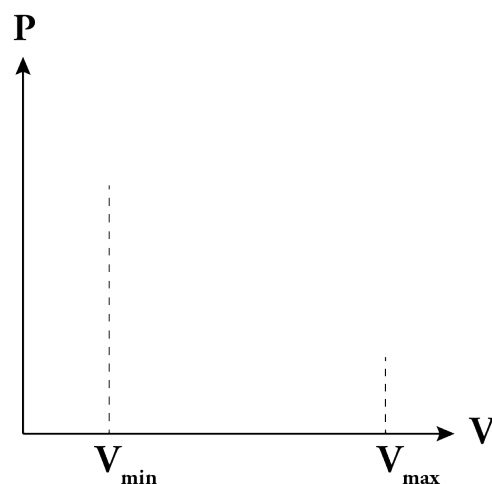
Remarque : Bien qu'étant très rapide, l'explosion n'est pas modélisable par une adiabatique, ce qui est contraire aux modélisations habituelles. Cela est dû au fait qu'il s'agit d'une transformation chimique. Ainsi, le transfert thermique Q_c est relié à l'enthalpie de la réaction de combustion.

- **Étape 3 → 4** : On fait l'hypothèse que la détente ne commence qu'une fois l'explosion terminée. Alors comme pour la compression, on a une transformation adiabatique réversible.
- **Étape 4 → 0** : On sépare le temps d'échappement en deux phases, d'abord un refroidissement isochore $4 \rightarrow 1$ causé par un transfert thermique Q_f reçu dès l'ouverture de la soupape d'échappement, suivi ensuite d'une isobare, analogue à l'étape $0 \rightarrow 1$.

Diagramme de Watt Le cycle idéal est représenté sur le diagramme de Watt ci-contre. On constate que les transformations $0 \rightarrow 1$ et $1 \rightarrow 0$ se compensent à tout point de vue, et ne permettent donc pas de fournir un travail. On ne conserve que le cycle $(1) \rightarrow (2) \rightarrow (3) \rightarrow (4) \rightarrow (1)$, qui constitue le **cycle de Beau de Rochas**.

Ce cycle est donc composé de deux adiabatiques réversibles, au cours desquelles du travail est échangé, et de deux isochores (irréversibles), au cours desquelles du transfert thermique est échangé.

Comme les étapes d'admission et de détente ne sont plus prises en compte, le mélange air-carburant contenu dans le cylindre constitue un pseudo-système fermé au cours d'un cycle, renouvelé à chaque cycle.



3.3 Calcul du rendement

Déterminer le rendement η du moteur en fonction des températures T_1 , T_2 , T_3 et T_4 ; puis en fonction du taux de compression α défini à partir des volumes extrêmes de la chambre de combustion par $\alpha = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$.

4 Exemple de machine à écoulement : réfrigérateur industriel

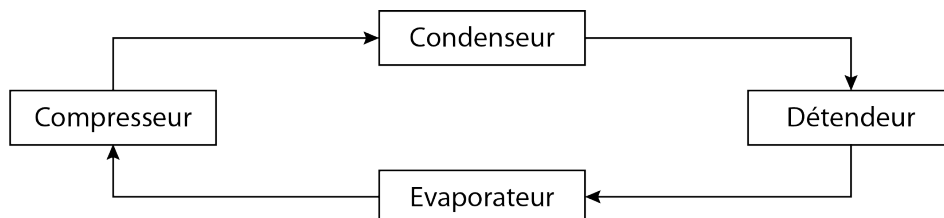
4.1 Principe de fonctionnement

Une machine à écoulement est une machine dans laquelle un fluide suit un circuit où il subit des transitions de phases. Ce fluide est appelé fluide **caloporteur** dans une pompe à chaleur ou fluide **frigorigène** dans un frigo.

Énergies reçues par le fluide Rappelons que l'objectif est de refroidir la source froide. Par conséquence, $Q_f > 0$ (la source froide donne de l'énergie au fluide), $Q_c < 0$ (le fluide la rend à la source chaude, mais comme c'est contraire au sens naturel alors cela nécessite de fournir au fluide du travail donc $W > 0$).

Pour que les échanges puissent se faire, il faut donc que la température du fluide soit $T < T_f$ lorsqu'il est au contact de la source froide, et $T > T_c$ lorsqu'il est au contact de la source chaude. Il faut aussi que ces variations de température se fassent sans transfert thermique entre les deux, ce qui se fait par compression ou détente.

On peut alors résumer les transformations subies par le fluide par le schéma de principe ci-dessous :



- *Compresseur* : le fluide reçoit du travail, mais pas de transfert thermique. Sa température augmente et devient supérieure à T_c .
- *Condenseur* : mise en contact du fluide avec la source chaude, thermostat auquel le fluide cède du transfert thermique. Comme son nom l'indique, le fluide se « condense » dans le condenseur, ou plus précisément il se liquéfie : passage de gaz à liquide.

- *Détendeur* : le fluide ne reçoit ni travail, ni transfert thermique, mais grâce à une forme adaptée de la conduite dans laquelle il s'écoule, sa pression diminue, sa température aussi, et elle devient inférieure à T_f .
- *Évaporateur* : mise en contact du fluide avec la source froide, modélisée par un thermostat qui fournit du transfert thermique au fluide. Comme son nom l'indique, le fluide s'évapore dans l'évaporateur, c'est-à-dire qu'il passe de liquide à gaz.

→ Il est important de remarquer que tous les échanges ont lieu en même temps mais à des endroits différents, et concernent des portions de fluide différentes. La structure d'une telle machine est donc très différente de celle d'une machine à pistons, où les transformations sont successives, mais ont toutes lieu dans la chambre de combustion pour la totalité du fluide.

Pour étudier le fonctionnement d'une telle machine, de nouveaux outils sont nécessaires.

- d'une part, les équations écrites auparavant peuvent s'appliquer à l'ensemble du fluide sur un cycle complet, mais ne permettent pas d'étudier les organes les uns après les autres. Il faut donc adapter l'écriture des principes de la thermodynamique pour un fluide en écoulement.
- d'autre part, ni le diagramme de Watt, ni celui de Clapeyron ne vont permettre de prévoir quantitativement les échanges énergétiques. Il faut donc utiliser un autre diagramme, le diagramme des frigoristes.

4.2 Premier principe pour un fluide en écoulement

Remarque : L'ensemble de ce qui est développé dans cette section est à la limite du programme de première année et constitue une introduction du cours de thermodynamique des systèmes ouverts vu en seconde année.

4.2.1 Choix des hypothèses

Considérons un fluide en écoulement lent, stationnaire, qui passe dans un élément actif (turbine, pompe, changement de section...) Pendant une durée infinitésimale dt , il échange un travail δW_u , appelé travail utile, et un transfert thermique δQ . Les grandeurs massiques du fluide changent entre l'entrée et la sortie : $h_e \neq h_s$, $u_e \neq u_s$, $v_e \neq v_s$. L'objectif est donc de relier ces grandeurs massiques en entrée et en sortie au travail et au transfert thermique reçus.

Traduction des hypothèses :

→ « écoulement lent » :

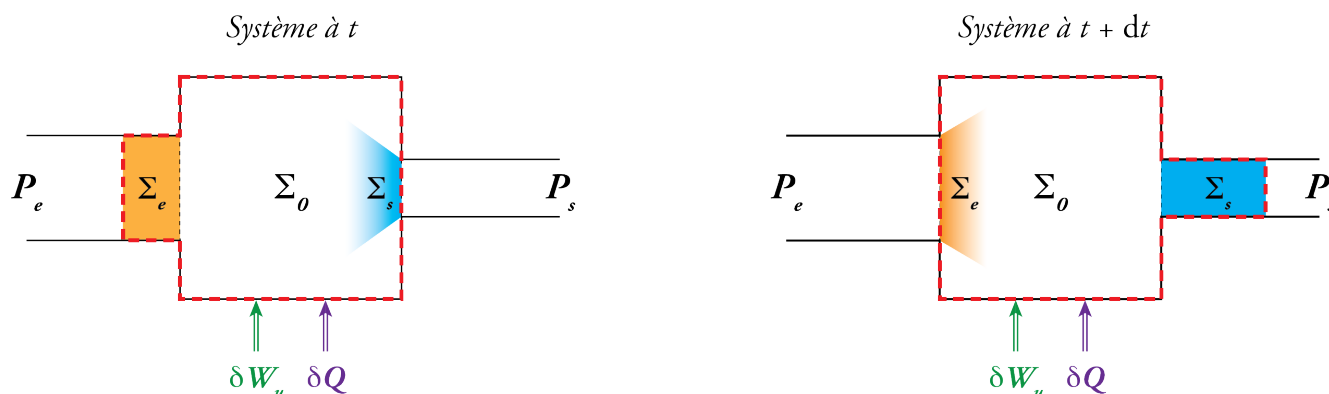
→ « écoulement stationnaire » :

4.2.2 Choix du système

Il n'est pas possible de raisonner sur l'intérieur de l'organe, noté Σ_0 : c'est un système ouvert, il n'est donc pas possible de lui appliquer les principes qui ne valent que pour un système fermé. Il faut donc construire un système fermé de la manière suivante : on considère deux instants très proches : t et $t + dt$. On note Σ_e la portion de fluide qui va rentrer pendant l'intervalle de temps infinitésimal dt . De même, on note Σ_s celle qui va en sortir. On définit alors le système fermé Σ_f suivant :

$$\text{à } t \quad \Sigma_f(t) = \Sigma_e + \Sigma_0 \quad \text{et} \quad \text{à } t + dt \quad \Sigma_f(t + dt) = \Sigma_0 + \Sigma_s$$

Ce système est bien fermé, et reçoit δW_u et δQ à l'intérieur de l'organe étudié. On peut résumer ce choix par les figures suivantes :



Remarque : Contrairement à ce que laisse penser la figure, Σ_0 est un système macroscopique, mais Σ_e et Σ_s sont des systèmes infinitésimaux, mésoscopiques. À l'instant t , Σ_s est inclus dans Σ_0 et n'est pas encore défini en tant que tel. De même, à l'instant $t + dt$, Σ_e est inclus dans Σ_0 et n'est plus défini.

This image shows a single sheet of white paper with horizontal ruling lines. The lines are evenly spaced and run across the width of the page. There are no margins, text, or other markings on the paper.

On retiendra donc :

Pour un fluide en écoulement stationnaire lent au travers d'un organe, le premier principe s'écrit

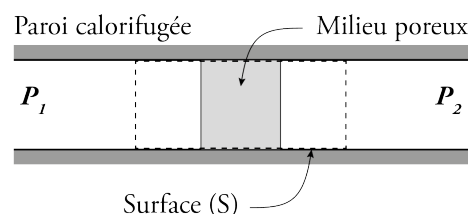
$$D_m(h_s - h_e) = P_u + P_{th} \quad \text{ou} \quad h_s - h_e = w_u + q$$

- $h_{e,s}$ enthalpies massiques en entrée / sortie
- D_m (en $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$) le débit massique au travers de la machine
- $P_{u,th}$ puissances mécanique et thermique reçues par l'organe étudié
- w_u et q le travail utile et transfert thermique reçus par unité de masse traversant l'organe étudié.

Remarque : La différence importante avec le premier principe pour un système fermé réside dans le fait qu'il s'agit ici de la variation d'enthalpie massique entre l'entrée et la sortie, et pas de la variation d'enthalpie entre avant et après la transformation.

4.3 Détente de Joule-Thomson

On étudie l'écoulement lent d'un fluide dans un tube séparé en deux régions par un milieu poreux (coton, verre fritté...). Le tube est formé de parois **indéformables** et **adiabatiques**. Dans la partie gauche, la pression est uniforme et égale à P_1 et dans la partie droite, la pression est aussi uniforme mais égale à P_2 . Pour qu'il y ait écoulement de gauche à droite, il faut que $P_1 > P_2$. On suppose que l'écoulement est stationnaire, c'est-à-dire que toutes les variables macroscopiques sont indépendantes du temps. On suppose de plus que l'écoulement est lent ce qui permet de négliger l'énergie cinétique macroscopique du fluide. On est donc dans les conditions d'application du premier principe pour un écoulement lent stationnaire dont on vient de faire la démonstration.



En amont du milieu poreux la pression est P_1 , la température T_1 , le volumique massique v_1 , l'énergie massique u_1 . En aval ces mêmes grandeurs sont notées : P_2 , T_2 , v_2 et u_2 . Ces différentes grandeurs sont supposées uniformes dans chacune des sections (écoulement unidimensionnel).

Le système limité par la surface S est ici un système ouvert Σ_o qui est évidemment hors d'équilibre (état stationnaire de non équilibre). Pour effectuer un bilan énergétique entre t et $t + dt$, il est nécessaire de passer par l'intermédiaire d'un système fermé Σ_f . Ce système est défini de la manière suivante :

- à l'instant t , Σ_f est la réunion de Σ_o et de la matière, de masse δm_1 , qui entre par la surface d'entrée entre t et $t + dt$.
- à l'instant $t + dt$, Σ_f est la réunion de Σ_o et de la matière, de masse δm_2 , qui sort par la surface de sortie entre t et $t + dt$.

Le premier principe appliqué à ce système donne :

$$h_2 - h_1 = w_u + q$$

Or ici, $q = 0$ car les parois sont calorifugées et $w_u = 0$ car aucune élément actif n'est présent. La détente de Joule-Thomson est donc **isenthalpique** : $h_2 = h_1$.

⇒ Pour un gaz parfait, on déduit de la seconde loi de Joule que la température en aval est égale à la température en amont.

⇒ Pour un gaz « réel » il y a variation de température (diminution ou augmentation). Utilisons le modèle de Van der Waals pour l'estimer en raisonnant sur une mole de gaz. Nous nous limiterons à une « faible » détente dans laquelle la pression varie « peu » (par exemple d'un facteur $\sim 1/2$) si bien que la variation de température sera faible et précisément : $|\Delta T| = |T_2 - T_1| \ll T_1$.

L'enthalpie molaire du système s'écrit :

$$H_m = U_m + PV_m \quad \text{avec} \quad U_m(T, V) = U_m^{GP}(T) - \frac{a}{V_m}$$

D'autre part, nous avons l'équation d'état :

$$\left(P + \frac{a}{V_m^2}\right)(V_m - b) = RT$$

On en déduit :

$$H_m = U_m^{GP}(T) - \frac{a}{V_m} + \frac{RTV_m}{V_m - b} - \frac{a}{V_m}$$

En supposant que b est petit devant V_m (ce qui est le cas, voir chap 1 pour les valeurs numériques), on peut alors écrire :

$$H_m = U_m^{GP}(T) - \frac{2a}{V_m} + RT \left(1 + \frac{b}{V_m}\right) = U_m^{GP}(T) + RT + \frac{bRT - 2a}{V_m}$$

Puisque la détente est isenthalpique et que l'on a supposé une variation de température faible :

$$\Delta U_m^{GP}(T) + R\Delta T + \Delta \left(\frac{bRT - 2a}{V_m}\right) = 0 \quad \Rightarrow \quad \Delta T = \frac{bRT_1 - 2a}{C_{P_m}} \left(\frac{1}{V_1} - \frac{1}{V_2}\right)$$

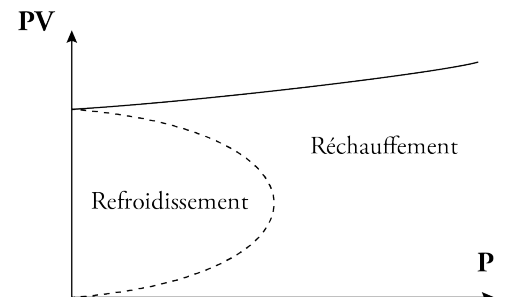
Faisons apparaître la variation de pression en estimant la parenthèse grâce à l'équation d'état du gaz parfait (en première approximation) et en supposant toujours que la variation de température est faible :

$$\Delta T = \frac{bRT_1 - 2a}{RT_1 C_{P_m}} (P_1 - P_2)$$

On remarque que selon la température initiale T_1 (on se souvient que $P_1 > P_2$), le gaz peut subir une diminution de température si $T_1 < \frac{2a}{bR}$ ou une élévation de température si $T_1 > \frac{2a}{bR}$. $T_i = \frac{2a}{bR}$ est appelée « température d'inversion ».

Si on étudie le gaz dans un diagramme d'Amagat, on s'aperçoit qu'il existe deux zones séparées par une parabole. Si le gaz se trouve initialement dans la zone à l'intérieur de la parabole, il se refroidit, sinon il se réchauffe. On peut tracer, sur le diagramme, une isotherme à la température d'inversion T_i tangente à la parabole. Valeurs numériques pour quelques gaz : He : $T_i = 35$ K ; H₂ : $T_i = 202$ K ; N₂ : $T_i = 621$ K.

Le diazote peut être refroidi par une détente de Joule-Thomson en partant d'une température ambiante. Par contre, pour l'hélium et le dihydrogène, il sera nécessaire de les refroidir auparavant par une autre méthode. Cette technique peut être utilisée pour refroidir les gaz afin de les liquéfier.



4.4 Diagramme des frigoristes

On appelle diagramme des frigoristes un diagramme d'état représentant la pression P en fonction de l'enthalpie massique h du fluide. L'axe des pressions est gradué en échelle logarithmique.

Ces diagrammes sont tracés par des logiciels (le plus répandu étant CoolPack) qui exploitent des données tabulées et des modélisations fines du comportement des fluides. Les diagrammes sont très riches, et leur lecture est donc complexe.

Usuellement le code du fluide dans la nomenclature spécifique apparaît en haut à gauche. Il commence toujours par la lettre R, qui signifie « réfrigérant », suivie de chiffres qui décrivent la structure moléculaire. Ici, tous les diagrammes sont tracés pour l'ammoniac, de code R717.

4.4.1 Allure générale du diagramme

Dans le domaine intéressant, c'est-à-dire le domaine fluide, il se sépare en trois zones : une zone liquide, une zone gaz, et une zone diphasée liquide et gaz, voir ci-dessous. Comme pour un diagramme de Clapeyron, la courbe séparant les domaines est appelée courbe de saturation, et son sommet est le point critique. On identifie les zones en se souvenant que $\Delta_{\text{vap}} h > 0$ donc le gaz a une enthalpie massique plus grande que le liquide, le domaine diphasé est au milieu, le liquide à gauche, le gaz à droite.

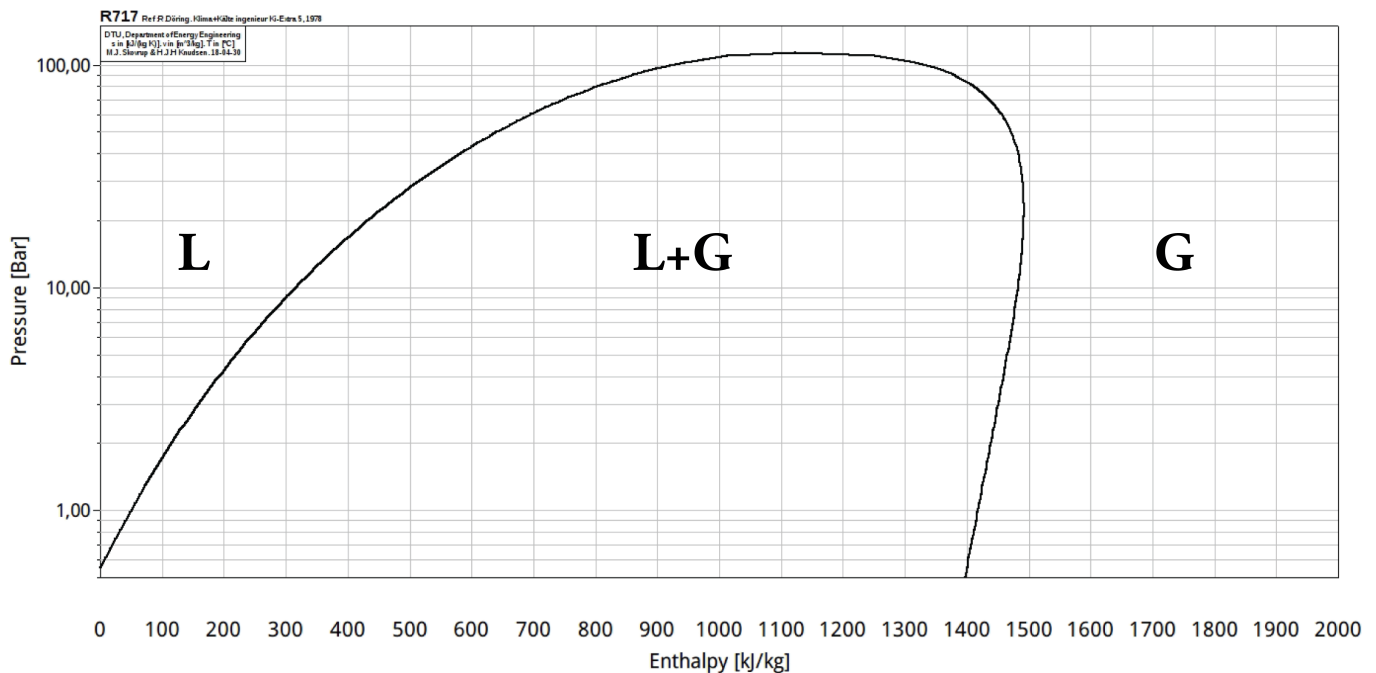


FIGURE 1 – Diagramme des frigoristes de base avec uniquement la courbe de saturation.

4.4.2 Réseaux de courbe

Outre les domaines, on trace sur le diagramme des frigoristes des réseaux de courbes sur lesquelles les différentes grandeurs thermodynamiques intensives du fluide sont constantes : ce sont donc des courbes iso-quelque chose.

- Les **isobares** ($P = \text{cte}$) coïncident avec l'axe des ordonnées : ce sont des droites horizontales.
- Les **isenthalpes** ($h = \text{cte}$) coïncident avec l'axe des abscisses : ce sont des droites verticales.
- Les **isotitres** ($x_G = \text{cte}$), voir figure 2, n'existent que dans le domaine diphasé. Elles se rejoignent toutes au point critique. Elles sont graduées à leur intersection avec l'axe des abscisses.

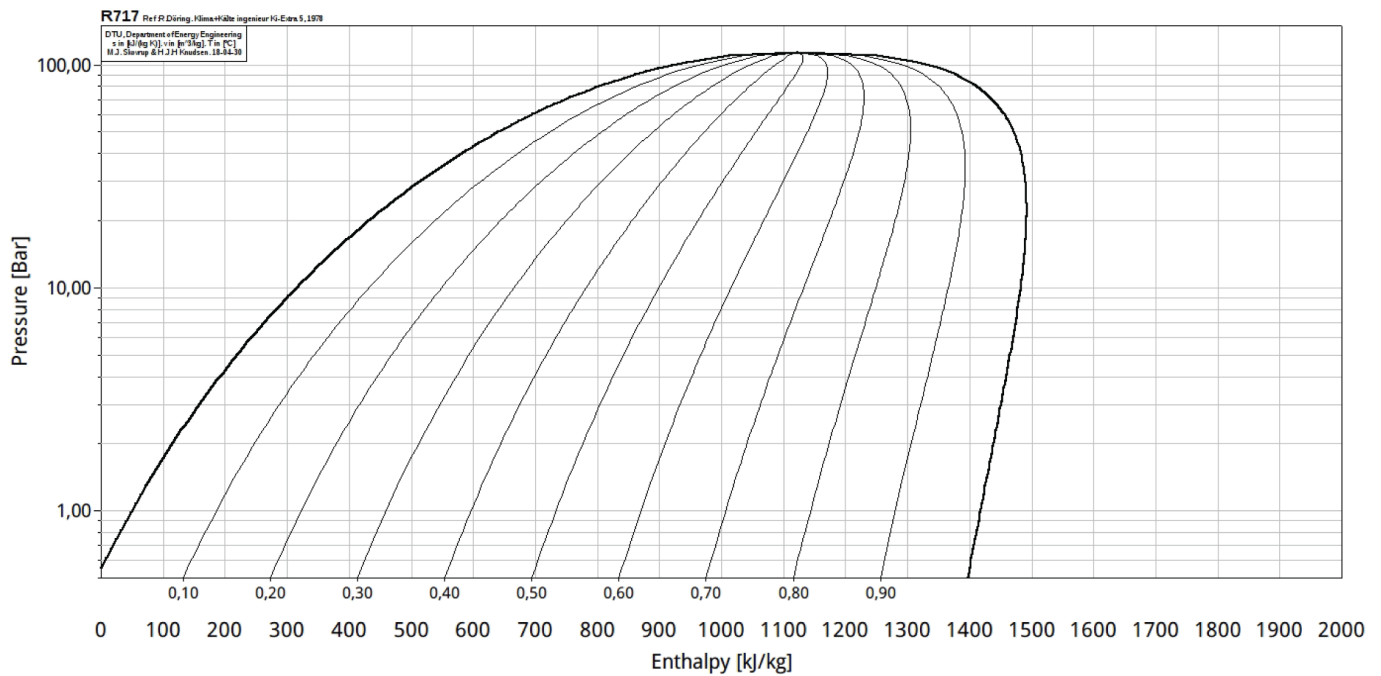


FIGURE 2 – Diagramme des frigorigères avec isotitres

- Les **isothermes** ($T = \text{cte}$), voir figure 3, ont une forme plus compliquée.
 - ★ Dans le domaine liquide, ce sont des droites quasi-verticales : pour une phase condensée, l'enthalpie ne dépend presque pas de P donc si T est constante alors h l'est aussi.
 - ★ Dans le domaine diphasé, ce sont des droites horizontales : dans un domaine de coexistence, si T est fixée alors la pression l'est aussi et vaut $P = P_{\text{sat}}(T)$, pression de vapeur saturante. La largeur du palier de saturation est égale à l'enthalpie massique de vaporisation du fluide $\Delta_{\text{vap}}h$ à la température considérée.
 - ★ Dans le domaine gaz, les isothermes sont courbées, mais tendent vers des droites verticales dans la limite basse pression : le gaz est de plus en plus proche d'un gaz parfait, pour lequel h ne dépend que de T : si T est constante alors h l'est aussi.
 - ★ Pour que le diagramme reste lisible, l'usage consiste à ne pas tracer complètement les isothermes dans les parties rectilignes mais à seulement indiquer par des encoches leurs intersections avec la courbe de saturation. Les isothermes sont graduées au niveau de ces encoches.

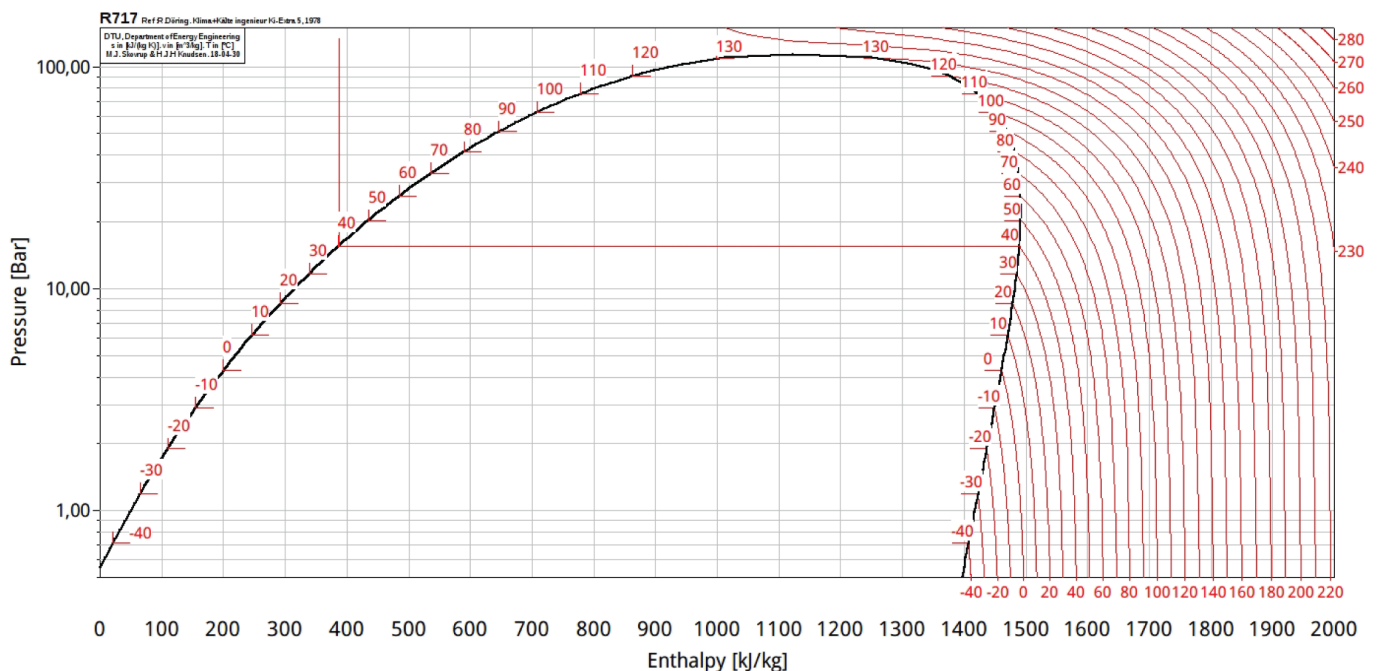


FIGURE 3 – Diagramme des frigorigères avec isothermes. Les isothermes sont représentées par des encoches. Seule l'isotherme à 40°C est tracée en entier pour illustration.

- Les **isentropes** (entropie massique $s = \text{cte}$), voir figure 4, ne présentent aucun changement de pente (aucun point anguleux) au passage d'un domaine à l'autre. Dans le domaine liquide, ce sont des droites quasi-verticales : pour une phase condensée, l'entropie ne dépend pratiquement que de la température, si bien que les isentropes se confondent avec les isothermes et donc les isenthalpes. Comme pour les isothermes, la partie verticale est rarement tracée. Les isentropes sont graduées à leur intersection avec l'axe des abscisses ou le long de la courbe.

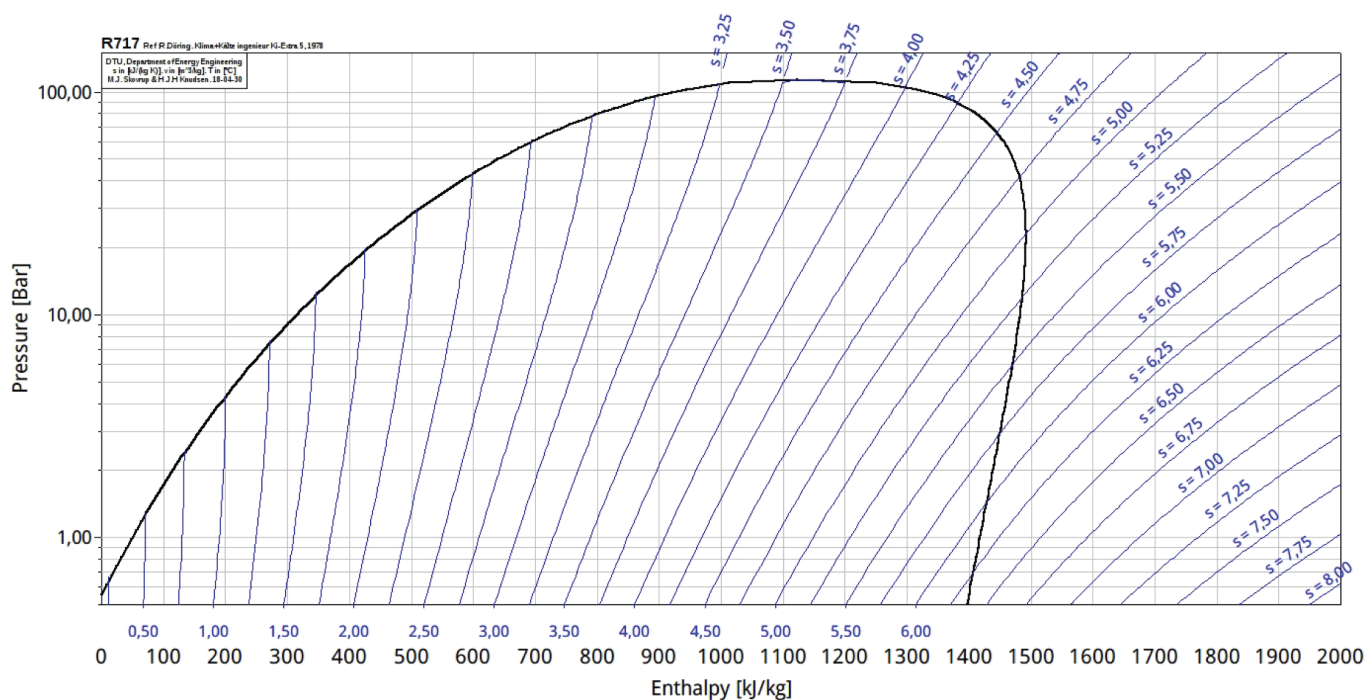


FIGURE 4 – Diagramme des frigoristes avec isentropes. Usuellement, la partie verticale des isentropes dans le domaine liquide est sous-entendue.

- On peut également tracer des isochores (volume massique $v = \text{cte}$), mais elles sont d'utilisation un peu moins courante.

⇒ Le diagramme presque complet (sans isochores) est représenté figure 5.

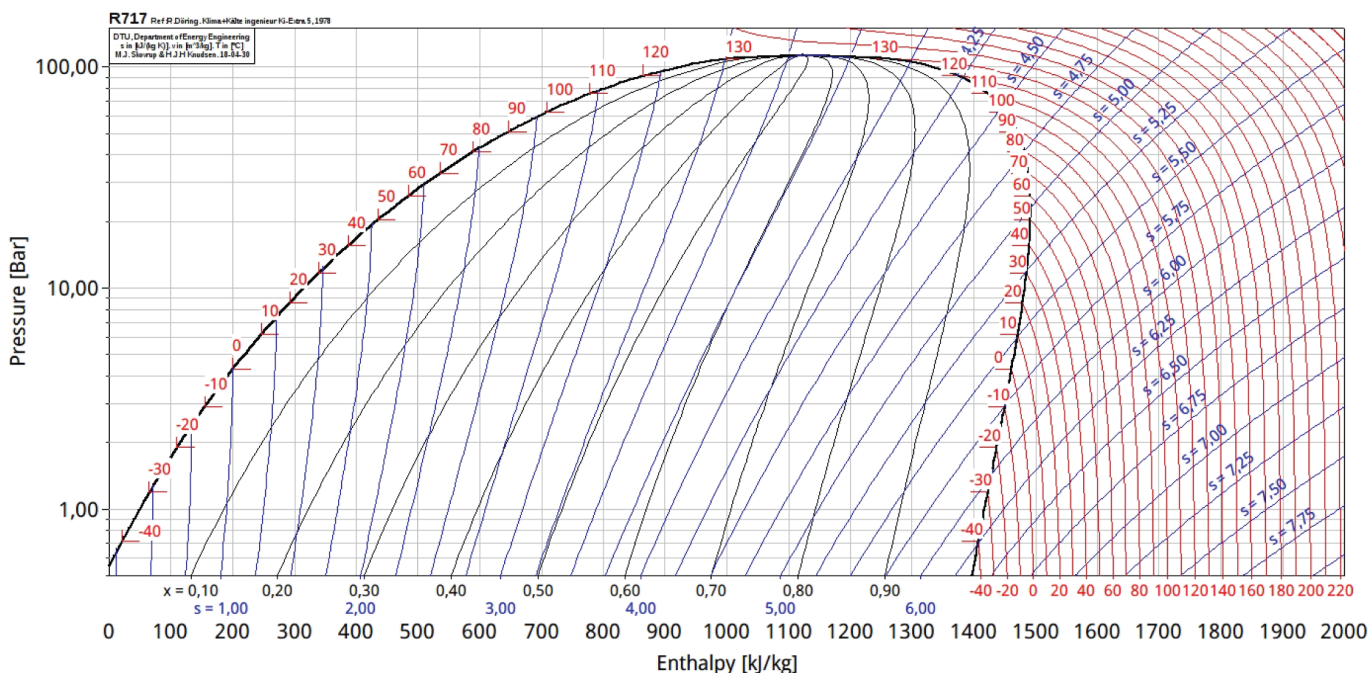


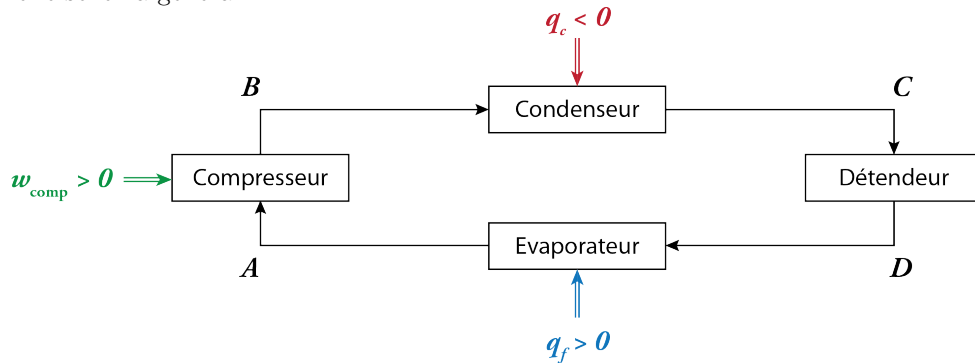
FIGURE 5 – Diagramme des frigoristes complet : sont représentées les isothermes, les isentropes et les isotitres.

4.5 Étude d'un cycle frigorifique dans le diagramme des frigoristes

On se propose dans cette ultime section d'utiliser le diagramme des frigoristes pour étudier le fonctionnement d'une machine frigorifique.

4.5.1 Premier principe appliqué aux éléments d'une machine frigorifique

On rappelle le schéma général :



Le premier principe appliqué à chaque élément de la machine s'écrit :

- Compresseur : $h_B - h_A = w_{\text{comp}} + 0 > 0$
- Condenseur : $h_C - h_B = 0 + q_c < 0$
- Détendeur : $h_D - h_C = 0 + 0$
- Évaporateur : $h_A - h_D = 0 + q_f > 0$

4.5.2 Représentation dans le diagramme des frigoristes

Le diagramme des frigoristes est un outil puissant pour déterminer les performances énergétiques d'un cycle. On imagine avoir mesuré ou calculé les pressions et températures entre les différents organes de la machine, ce qui permet de placer les points correspondants sur le diagramme. On lit alors leur abscisse pour calculer l'efficacité du cycle.

Un exemple simplifié de cycle est représenté ci-dessous. Le fluide est ici supposé dans l'état de liquide saturant en sortie du condenseur (pas de sous-refroidissement) et de vapeur saturante sèche en sortie de l'évaporateur (pas de surchauffe). Le point B serait alors placé expérimentalement, et le point D déduit des propriétés du détendeur.

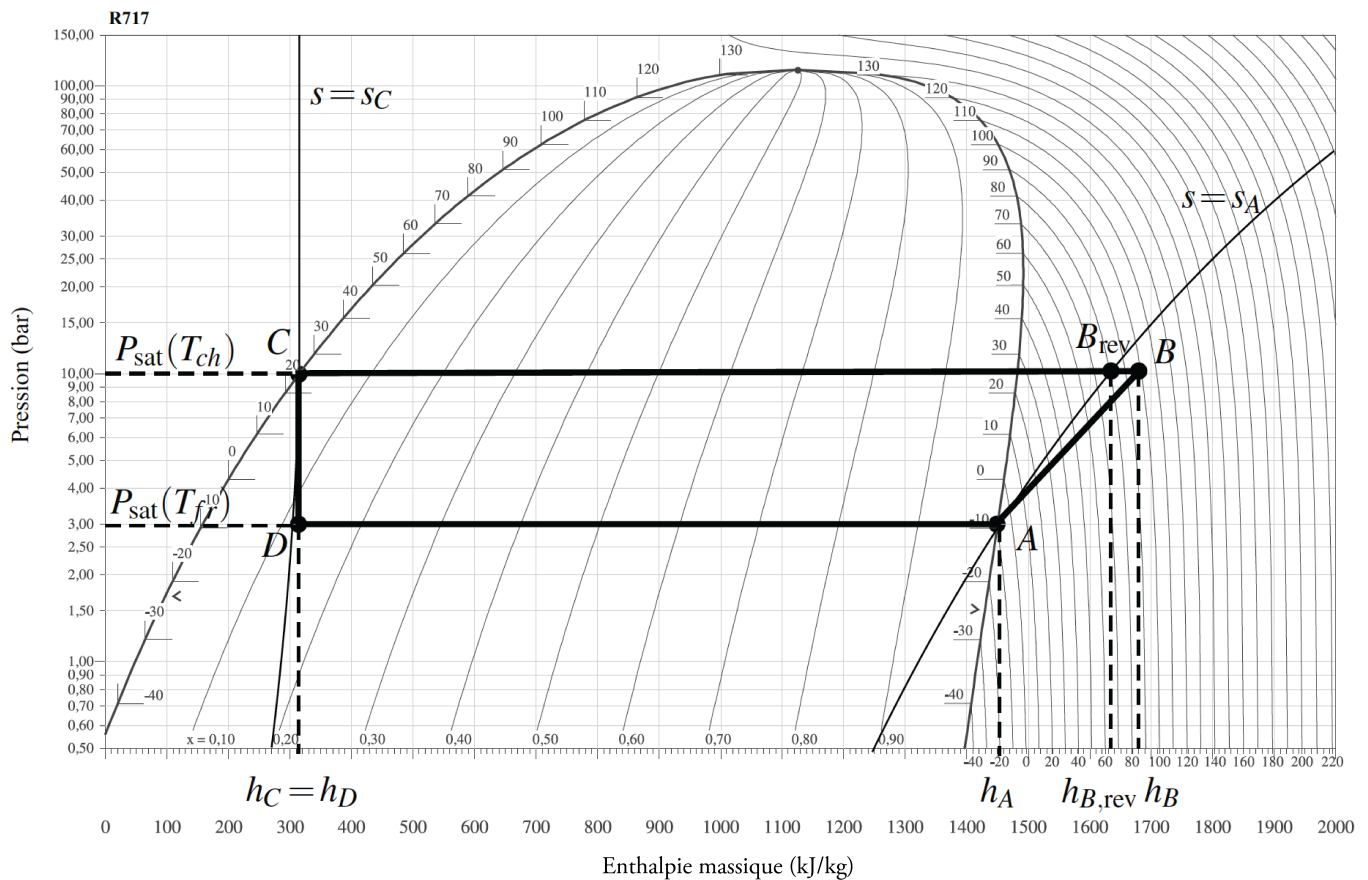


FIGURE 6 – Cycle d'une machine à écoulement d'ammoniac dans le diagramme des frigoristes. La source chaude aurait pour température 298 K, la source froide 263 K. On représente sur les diagramme les isothermes, les isotites, et deux isentropes particulières.

4.5.3 Efficacité du cycle

L'efficacité de la machine est reliée aux différences d'enthalpies massiques entre les différents points du cycle. Pour le frigo,

$$e = \frac{Q_f}{W} = \frac{m_{\text{tot}} q_f}{m_{\text{tot}} w_{\text{comp}}} = \frac{q_f}{w_{\text{comp}}} = \frac{h_A - h_D}{h_B - h_A}$$

On lit sur le diagramme :

$$h_A = 1450 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$h_B = 1680 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$h_D = 313 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$$

On peut donc en déduire :

$$e_{\text{frigo}} = 5,0$$

que l'on compare à l'efficacité de Carnot

$$e_{\text{Carnot}} = \frac{T_f}{T_c - T_f} = \frac{263}{298 - 263} = 7,5$$

L'efficacité réelle est plus petite, signe que le cycle n'est pas réversible. La compression et la détente adiabatiques seraient isentropiques si elles étaient réversibles ($S_{\text{créée}} = S_{\text{éch}} = 0$). Les points seraient alors placés sur les isentropes : par exemple B serait alors sur l'isentrope passant par A , soit en B_{rev} . Et le point D légèrement plus à gauche sur l'isentrope passant par C . L'irréversibilité de la compression AB est une irréversibilité mécanique. L'irréversibilité de la détente CD est due aux frottements internes au fluide (viscosité).