
Semaine 3 : Cycles combinés, cogénération, cycles récepteurs

Objectifs pédagogiques

Au cours de la troisième semaine, nous commencerons par poursuivre l'application des réflexions des semaines précédentes aux systèmes énergétiques hybrides très performants que constituent les cycles combinés et les installations de cogénération.

Dans un second temps, vous transposerez ces réflexions aux cycles récepteurs, dont l'optimisation fait aussi appel à la réduction des irréversibilités.

Les explorations dirigées de modèles portent sur les cycles suivants :

- Cycle combiné à 1 niveau de pression
- Cogénération à moteur alternatif à gaz
- Cycle de réfrigération à injection totale
- Cycle de réfrigération à éjecteur sans compresseur

A la fin de la semaine :

- vous saurez paramétrer un cycle combiné à 1 niveau de pression
- vous connaîtrez les principales variantes des installations de cogénération
- vous aurez étudié différentes variantes de cycles de réfrigération et de cryogénie
- vous saurez identifier l'origine des irréversibilités et les axes d'amélioration des cycles récepteurs

Support de cours

6 Cycles combinés

On appelle cycle combiné l'intégration en une seule unité de production de deux technologies complémentaires en terme de niveau de température : les turbines à gaz et les centrales à vapeur. Les premières fonctionnent à haute température (dans une machine moderne les gaz entrent typiquement à 1200 °C dans la turbine de détente, et en ressortent vers 500 °C), et les secondes opèrent à des températures plus basses (entre 450 °C et 30 °C dans ce cas).

Nous avons vu que la régénération permet d'augmenter sensiblement le rendement du cycle de Brayton, mais que le pourcentage d'énergie ainsi récupéré est d'autant plus faible que les niveaux de température et de pression auxquels travaille ce cycle sont plus

élevés. Dans les turbines à gaz modernes, la régénération est rarement possible ou économiquement intéressante.

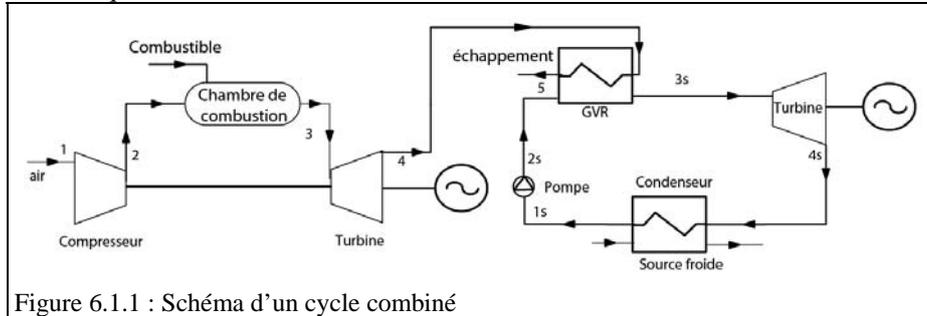


Figure 6.1.1 : Schéma d'un cycle combiné

Les cycles combinés permettent de valoriser l'enthalpie résiduelle des gaz d'échappement d'une turbine à gaz en s'en servant comme source chaude pour un deuxième cycle de production d'énergie mécanique (figure 6.1.1).

Le cycle combiné ainsi obtenu est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique : avec les matériels disponibles actuellement, les rendements atteints dépassent 55 % et sont donc supérieurs à ceux que l'on peut espérer, même à moyen terme, des futures centrales à vapeur les plus avancées.

Dans un cycle combiné simple de ce type, la turbine à gaz fournit les deux tiers de la puissance totale. La turbine à vapeur, alimentée en vapeur surchauffée à des conditions de 85 - 100 bar et 510 - 540 °C, fournit le tiers restant. On appelle générateur de vapeur récupérateur GVR l'échangeur de chaleur qui assure le couplage thermique entre les deux cycles.

Les échanges enthalpiques au sein d'un cycle combiné peuvent être résumés par le schéma de la figure 6.1.2.

- la turbine à gaz reçoit la chaleur Q_g de la source chaude. Il en sort d'une part un travail utile τ_g , et d'autre part une chaleur ($Q_v + Q_p$). Le premier terme correspond à la chaleur fournie au cycle à vapeur, le second à des pertes ;
- le cycle à vapeur produit un travail utile τ_v , et rejette au condenseur la chaleur Q_c .

Appelons η_g le rendement de la turbine à gaz, η_v celui du cycle à vapeur, η_{cc} celui du cycle combiné, et ε l'efficacité du GVR, c'est-à-dire le rapport de Q_v à $Q_p + Q_v$:

$$\varepsilon = \frac{Q_v}{Q_p + Q_v} = \frac{Q_g}{Q_p + Q_v} \frac{Q_v}{Q_g} = \frac{1}{1 - \eta_g} \frac{Q_v}{Q_g}$$

$$\eta_{cc} = \frac{\tau_g + \tau_v}{Q_g} = \eta_g + \eta_v \frac{Q_v}{Q_g} = \eta_g + \varepsilon (1 - \eta_g) \eta_v$$

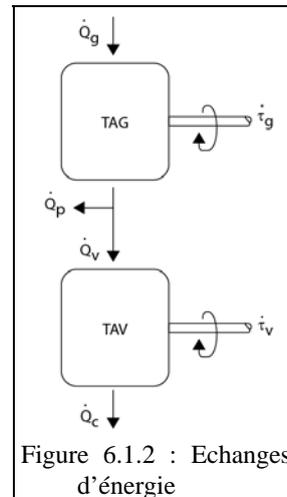


Figure 6.1.2 : Echanges d'énergie

$$\eta_{cc} = \eta_g + \varepsilon (1 - \eta_g) \eta_v$$

Le rendement du cycle combiné est égal à la somme de celui de la turbine à gaz et du produit de son complément à un par l'efficacité du GVR et par le rendement du cycle à vapeur.

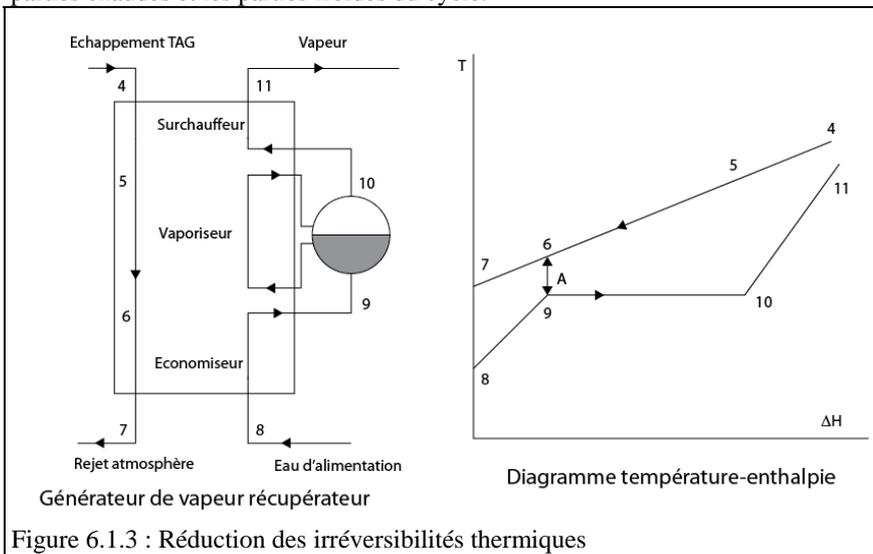
À titre d'exemple, avec $\eta_g = 0,29$, $\eta_v = 0,32$, et $\varepsilon = 0,83$, on obtient $\eta_{cc} = 0,48$.

Cette expression montre qu'il est aussi important d'optimiser le cycle à vapeur que le générateur de vapeur récupérateur, et donc son efficacité ε . Les difficultés proviennent de ce que le problème est fortement contraint et qu'il peut y avoir contradiction entre ces deux objectifs.

L'optimisation d'un tel cycle combiné repose sur la réduction de ses irréversibilités internes, qui peuvent être regroupées en trois grandes catégories : les irréversibilités d'origine mécanique, qui prennent place dans le compresseur et les turbines, les irréversibilités de combustion, et les irréversibilités purement thermiques, liées aux écarts de température au sein des échangeurs.

Beaucoup a déjà été fait pour limiter les irréversibilités mécaniques, et la réduction des irréversibilités de combustion est directement liée à la température maximale des fumées, elle-même dépendant de la résistance des matériaux composant la chambre de combustion et surtout les premiers étages de détente de la turbine à gaz.

Nous nous intéresserons dans ce qui suit uniquement à la réduction des irréversibilités thermiques, c'est-à-dire à l'optimisation des centrales dont la température de sortie de turbine est fixée. Ces irréversibilités proviennent des écarts de température entre les parties chaudes et les parties froides du cycle.



Dans une centrale à cycle combiné, la veine des gaz chauds sortant de la turbine à gaz doit être refroidie par l'eau du cycle de récupération à vapeur. Dans un cycle à un seul niveau de pression, cette eau entre dans l'échangeur à l'état liquide à environ 30 °C, après avoir été comprimée par les pompes d'alimentation situées en aval du condenseur.

Elle est ensuite chauffée jusqu'à la température d'ébullition correspondant à sa pression dans l'économiseur. Elle est alors vaporisée, à température constante, puis surchauffée, avant d'être détendue dans la turbine à vapeur. Ce schéma représente les échanges de chaleur au sein de l'échangeur entre les gaz chauds et l'eau.

Le diagramme enthalpique associé (figure 6.1.3) montre que, si l'on s'impose pour des raisons techniques une valeur minimale des pincements, c'est-à-dire des différences de température entre les deux fluides, entre les points 6 et 9 d'une part, et entre les points 4 et 11 d'autre part, les échanges de chaleur se font en fait avec des écarts beaucoup plus grands dans la quasi-totalité de l'échangeur. Ceci provient de la nécessité de vaporiser l'eau, qui induit un "palier" très important à température constante.

Le synoptique de la figure 6.1.5 correspond à un tel cycle combiné, qui fait l'objet d'une exploration dirigée (C-M3-V1).

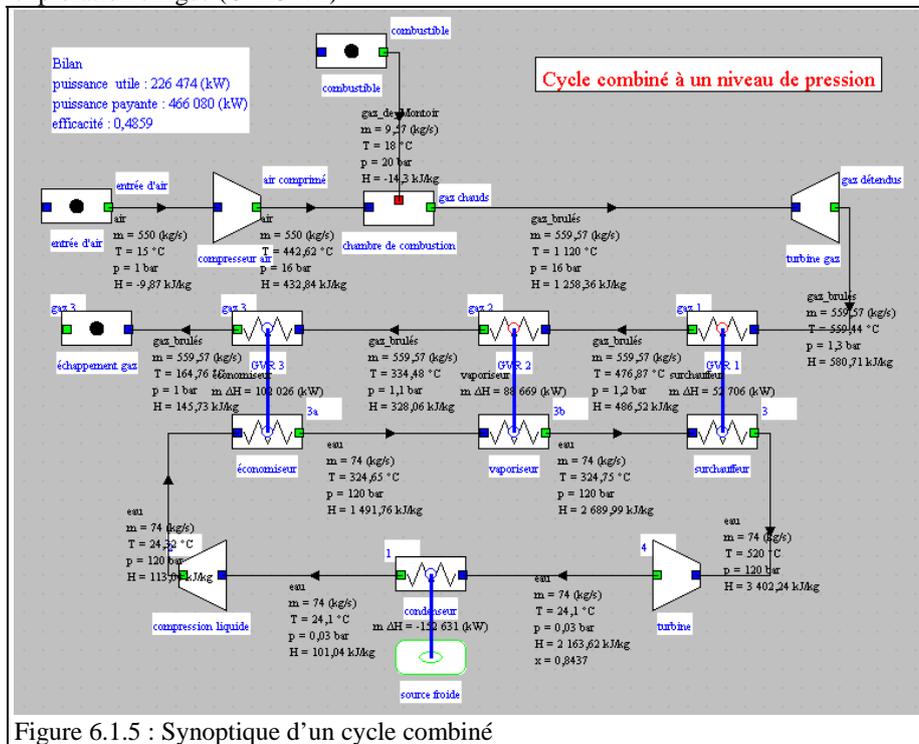


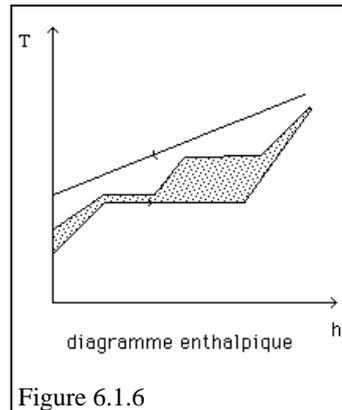
Figure 6.1.5 : Synoptique d'un cycle combiné

Les gaz chauds sortent de la turbine à gaz à 560 °C, et la pression maximum du cycle à vapeur est égale à 120 bar. Dans ces conditions, il est impossible de refroidir les gaz en dessous de 165 °C, ce qui représente une perte significative.

Les pertes dans le GVR et celles à l'échappement sont liées. Leur réduction correspond donc à un enjeu important. L'échange de chaleur idéal correspondrait au cas où la courbe de refroidissement des gaz et celle d'échauffement de l'eau seraient parallèles. L'échangeur fonctionnerait alors à contre-courant et les irréversibilités seraient minimales. Ceci est malheureusement irréalisable avec de l'eau, et le cycle à un seul niveau de pression comporte de fortes irréversibilités internes.

Pour améliorer les performances du cycle, on utilise plusieurs circuits de vapeur à des niveaux de pressions différents (deux, trois ou même quatre). L'aire en grisé de la figure 6.1.6 montre de manière schématique la réduction des irréversibilités obtenue avec un cycle à deux niveaux de pression.

L'optimisation de tels cycles est un problème complexe, car, pour obtenir le meilleur refroidissement de la veine de gaz chauds, on dispose de nombreux degrés de liberté sur les niveaux de pression, sur les débits correspondants, et sur le placement des échangeurs (en série ou en parallèle).



Les turbines à gaz ne sont pas les seuls moteurs qui peuvent fonctionner en cycle combiné.

Au cours des dernières années, l'augmentation des températures des moteurs diesel a permis d'obtenir les gains suivants, particulièrement propices à leur utilisation en cycle combiné :

- rendement mécanique augmenté de 45 % à 47 % ;
- enthalpie des gaz d'échappement passant de 27 % à 32 % ;
- réduction des pertes de refroidissement de 24 % à 16 %.

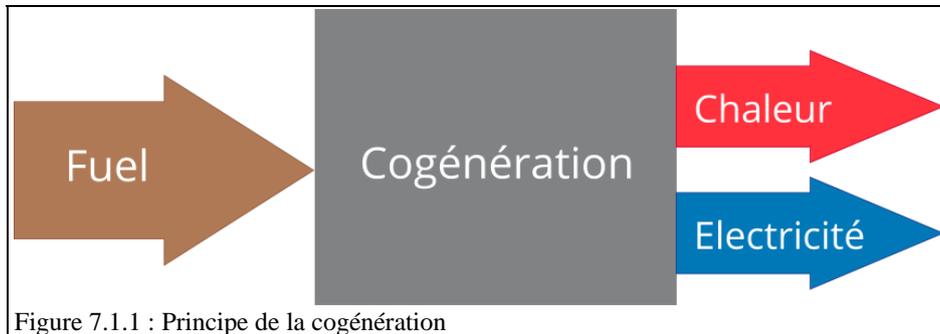
Aujourd'hui, un cycle combiné diesel de moins de 100 MW à base de moteurs semi-rapides atteint un rendement global de 55 %, ce qui le rend compétitif avec la turbine à gaz, pour cette gamme de puissance.

7 Cogénération

7.1 Généralités

On appelle cogénération la production combinée d'énergie thermique et d'énergie mécanique ou d'électricité.

L'idée de base de la cogénération est que les combustions se déroulent toutes à des températures très élevées (supérieures à 1000 °C), alors que les besoins de chaleur dans l'industrie ou pour le chauffage se manifestent à des températures plus basses, généralement entre 80 °C et 300 °C (figure 7.1.1).



Dans ces conditions, il est tout à fait possible, lorsqu'on a recours à la combustion pour satisfaire des besoins en chaleur, de tirer parti de cet écart de température pour produire de l'électricité par l'intermédiaire d'un cycle moteur. Il suffit pour cela que la source chaude du cycle moteur soit la chaudière ou la chambre de combustion, et la source froide les besoins de chaleur.

L'intérêt principal des cycles de cogénération est qu'ils sont parmi les plus performants sur le plan énergétique.

Généralement, les objectifs poursuivis par la cogénération sont doubles : d'une part réaliser des économies d'exploitation, et d'autre part garantir la sécurité d'approvisionnement en électricité d'une partie au moins des unités.

Compte tenu de leurs finalités, on peut regrouper les installations de cogénération en trois classes :

Tout d'abord les installations "chaleur-force" où la chaleur constitue le produit de base, l'électricité n'étant qu'un sous-produit permettant de mieux valoriser le combustible. C'est le cas des usines grosses consommatrices de chaleur ou des centrales de chauffage urbain ou d'incinération d'ordures ménagères. La priorité est accordée à la fourniture de la chaleur, l'électricité, facilement transportable, étant valorisée par revente des excédents à EDF. En cas de coupure du réseau EDF, l'usine fonctionne en îlotage ;

La deuxième classe correspond aux installations dites à "énergie totale" qui cherchent à assurer l'autonomie sur le plan électrique, la chaleur étant le sous-produit. Il s'agit généralement d'usines non reliées au réseau ou de navires ;

La troisième classe correspond aux installations non autonomes, sous-dimensionnées pour des raisons économiques, pour lesquelles un complément est assuré, pour l'électricité par EDF, et pour la chaleur par une chaufferie classique. L'installation ne fonctionne que quand les tarifs de l'électricité sont élevés et les besoins de chaleur importants. Ce type d'installation est assez fréquent, car c'est souvent celui qui conduit au meilleur bilan financier pour l'entreprise.

Sur le plan technique, on a coutume de classer les installations de cogénération en deux grandes familles, selon le type de cycle moteur utilisé :

D'une part les installations à chaudières et turbines à vapeur, qui sont très répandues, l'intérêt de ce type de configuration étant connu depuis plus d'un siècle. Elles permettent d'utiliser une grande variété de combustibles, notamment du charbon ou des déchets ;

D'autre part les installations à moteur à combustion interne, qui utilisent soit des turbines à gaz, soit des moteurs alternatifs (diesel et surtout moteurs à gaz). L'énergie thermique est récupérée sur les gaz d'échappement ainsi que sur les fluides de refroidissement et de lubrification. Seuls les combustibles liquides et gazeux peuvent être employés dans ces moteurs.

Une installation de cogénération produit à la fois de la chaleur et de l'électricité. Pour pouvoir qualifier ses performances, sur le plan à la fois réglementaire et technique, on introduit un certain nombre d'indicateurs que nous allons définir.

Appelons Q_c la chaleur fournie à la machine de cogénération, c'est-à-dire libérée par la réaction de combustion, Q_u la chaleur utile, tau l'énergie mécanique ou électrique produite. Dans ce qui suit, ces différentes énergies sont exprimées dans la même unité, généralement le kWh

On appelle :

- rendement mécanique le rapport $\eta_m = \frac{|\tau|}{Q_c}$;

Il caractérise les performances de l'installation en tant que générateur d'électricité. Les meilleurs rendements mécaniques sont obtenus dans les centrales électriques classiques où $Q_u = 0$.

- rendement global le rapport $\eta_g = \frac{|\tau + Q_u|}{Q_c}$;

Il caractérise, sur le plan énergétique, le rendement d'ensemble de l'installation.

- rapport chaleur-force le rapport $CF = \frac{Q_u}{|\tau|}$;

Il est représentatif de la répartition de la production d'énergie entre la chaleur et l'électricité.

- consommation spécifique équivalente le rapport $CE = \frac{Q_c - \frac{|Q_u|}{\eta_c}}{|\tau|}$.

η_c étant un rendement moyen de chaudière classique, pris généralement égal à 0,9.

La consommation spécifique équivalente représente à peu près la consommation d'énergie primaire conduisant à la production d'un kWh électrique

7.2 Cogénération à chaudière et turbine à vapeur

Dans une installation de cogénération à chaudière et turbine à vapeur, on dispose selon les cas d'une seule turbine, dite à contre-pression, ou de deux turbines, dites à soutirage et à condensation (figure 7.2.1).

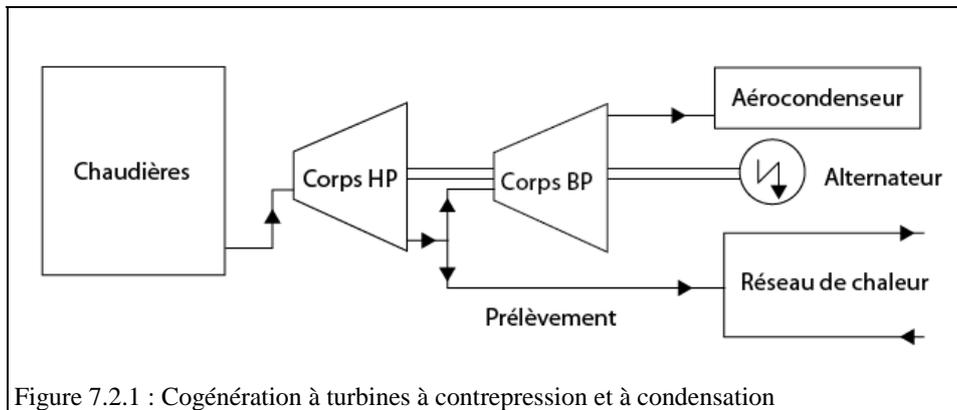


Figure 7.2.1 : Cogénération à turbines à contre-pression et à condensation

Dans les turbines à contre-pression, bien adaptées lorsque les besoins de chaleur varient peu, la vapeur est produite dans la chaudière à une pression initiale généralement comprise entre 30 et 50 bar.

Elle est détendue à une pression (dite contre-pression) d'environ 2 à 6 bar, et à des températures de 130 à 160 °C.

Cette vapeur est ensuite utilisée directement dans des procédés ou dans un réseau de chaleur.

Dans les turbines à soutirage et condensation, la totalité de la vapeur traverse le corps haute pression, qui se comporte comme une turbine à contre-pression.

Une fraction est ensuite soutirée pour alimenter des procédés ou un réseau de chaleur, tandis que le reste est détendu dans un corps basse pression pour être finalement condensé, soit par de l'air de refroidissement, soit par de l'eau.

Ce type de turbine permet de découpler très largement la production d'électricité de celle de chaleur, et se révèle donc très bien adaptée pour des installations de cogénération utilisées pour le chauffage des locaux. En été, le soutirage est minimal et la production d'électricité maximale, en hiver c'est l'inverse.

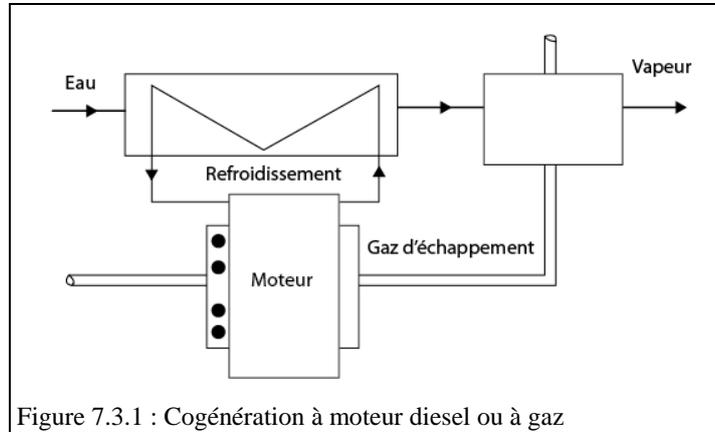
Le rendement global des installations à contre-pression est cependant légèrement supérieur à celui des unités à soutirage et condensation, car dans ces dernières une partie de la chaleur est évacuée au condenseur.

Ces configurations sont très utilisées pour des applications où les besoins de chaleur sont importants, comme dans les usines d'incinération d'ordures ménagères, les centrales de chauffe des réseaux de chaleur et les industries lourdes.

7.3 Cogénération à moteurs alternatifs à combustion interne

Étudions maintenant les installations de cogénération à moteurs alternatifs à combustion interne.

Une première solution consiste à refroidir le moteur par un flux d'air qui, en série, assure son refroidissement convectif, puis traverse un échangeur de récupération sur les huiles, l'intercooler de suralimentation si elle est pratiquée, le radiateur sur circuit de



refroidissement classique, puis enfin un échangeur air/fumées sur les gaz d'échappement. L'air chaud est ensuite utilisé pour du séchage, son enthalpie étant, si nécessaire, relevée par un brûleur complémentaire.

La deuxième solution, la plus simple et la plus courante, est représentée sur la figure 7.3.1. Elle permet de produire soit de l'eau chaude à une température voisine de 100 °C, soit de la vapeur surchauffée à 110 - 120 °C, en appoint d'une chaufferie classique.

Selon sa pureté, l'eau peut être directement réchauffée dans le moteur, ou doit passer dans un échangeur à basse température. Elle récupère ensuite de la chaleur sur les gaz d'échappement, dans un échangeur placé en série.

Des centaines d'unités de ce type de toutes puissances (de quelques kW à plusieurs MW) sont installées dans le monde.

Voici un exemple d'installation de cogénération utilisant un moteur à gaz modèle E 2842, fabriqué par MAN Dezentrale Energiesysteme. Le modèle Thermoptim reprend celui que nous avons présenté lors de l'étude des moteurs alternatifs à combustion interne, en le complétant par les deux échangeurs de cogénération. Ce cycle fait l'objet d'une exploration dirigée (C-M3-V2).

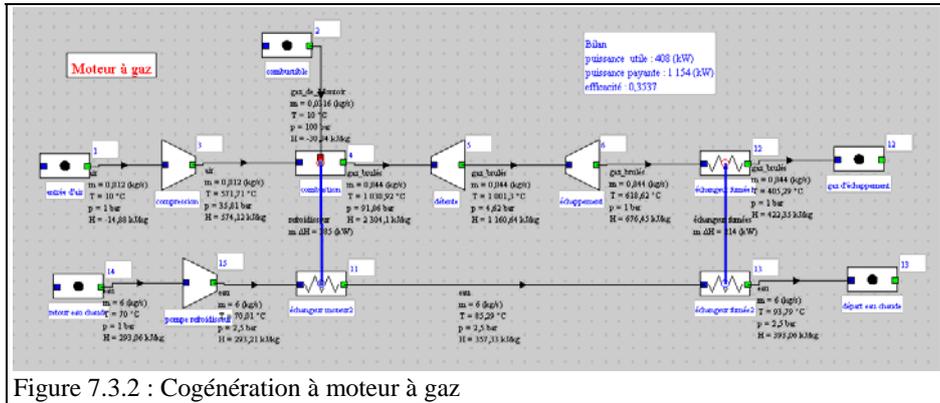


Figure 7.3.2 : Cogénération à moteur à gaz

Le couplage à la chambre de combustion est effectué en utilisant une fonctionnalité de ThermoOptim que nous n'avons pas encore introduite, celle de thermocoupleur.

Un thermocoupleur complète les échangeurs de chaleur en permettant à des composants autres que des transfos "échange" de se connecter à une ou plusieurs transfos "échange" pour représenter des couplages thermiques.

Pour une chambre de combustion, le calcul est effectué afin d'équilibrer la puissance thermique cédée au fluide de refroidissement, elle-même définie par le rendement de combustion choisi.

Figure 7.3.3 : Ecran de la transfo combustion

Dans cet exemple, il vaut 0,75, ce qui signifie que 25 % de la puissance libérée par la combustion est transférée via le thermocoupleur.(figure 7.3.3).

L'écran du thermocoupleur est analogue à celui d'un échangeur, la transfo échange apparaissant à gauche de l'écran sous le nom de « thermal fluid », et la chambre de combustion à droite, sous le nom de « process ».

Dans ce cas, l'utilisateur n'a le choix qu'entre deux modes de calcul : soit calculer la température de sortie de la transfo échange à débit donné, soit calculer le débit, cette température étant connue.

Dans cet exemple, nous avons choisi de déterminer la température de sortie, le débit de fluide de refroidissement étant connu.

The screenshot shows a software interface for a thermocouple calculation. It is divided into several sections:

- nom:** refroidisseur
- type:** contre-courant
- cooling:** (selected)
- thermal fluid:** échangeur moleur2
- process:** combustion
- Te (thermal fluid):** 70,00743858
- Ts (thermal fluid):** 85,29463231
- m (thermal fluid):** 5,99999205
- Cp (thermal fluid):** 4,19436022
- m ΔH (thermal fluid):** 384,71947333
- Te (process):** 1205,31762324
- Ts (process):** 1205,21762324
- m (process):** 0,84361144
- Cp (process):** 4560,38710747
- m ΔH (process):** -384,71947333
- epsilon:** 0,0134663994
- UA:** 0,34121475
- R:** 0,00654142296
- NUT:** 0,0135584922
- DTML:** 1127,59954199

Buttons include 'Sauver', 'Supprimer', 'Fermer', 'Calculer', and 'afficheur'. Radio buttons are used to select 'calculé' for both thermal fluid and process. A 'pincement minimum' field is set to 0.

Figure 7.3.4 : Ecran du thermocoupleur

La puissance thermique communiquée à l'eau est de 385 kW.

Le deuxième échangeur sur les gaz d'échappement est tout à fait classique. En choisissant une efficacité égale à 0,4, une puissance complémentaire de 214 kW est récupérée.

Voici le bilan de l'installation de cogénération. Les différents indicateurs que nous avons introduits auparavant sont indiqués.

puissance payante Q_c	1154
puissance mécanique τ	408
puissance thermique Q_u	599

rendement mécanique	35,4%
rendement thermique	51,9%
rendement global	87,3%

rapport chaleur/force	1,47
Consommation spécifique équivalente	1,20

7.4 Cogénération à turbines à gaz

Étudions maintenant les installations de cogénération à turbines à gaz.

Polycopié : MOOC Conversion Thermodynamique de la Chaleur / CCI

Dans les turbines à gaz, la totalité des chaleurs résiduelles se retrouve dans les gaz d'échappement. La performance du système de cogénération est donc directement fonction de la valorisation de ces gaz.

Une première solution consiste à refroidir les gaz d'échappement dans un échangeur air-fumées qui permet de chauffer de l'air qui est ensuite utilisé pour plusieurs applications.

En cas d'arrêt de la turbine, une chaudière auxiliaire garantit la fourniture de chaleur pour les besoins de l'usine.

On utilise généralement en cascade plusieurs échangeurs de récupération sur les gaz d'échappement, afin de pouvoir les refroidir le plus possible et disposer d'air à différentes températures pour divers usages.

Une autre solution, très employée aujourd'hui, notamment pour remplacer une chaudière existante, est d'installer un générateur de vapeur récupérateur (GVR) en sortie de la turbine à gaz.

La problématique d'optimisation de ces échangeurs de récupération est très semblable à celle des cycles combinés : la meilleure configuration doit à la fois refroidir au mieux les gaz d'échappement de la TAG et fournir la chaleur au meilleur niveau de température possible en fonction des besoins.

Lorsque la turbine à gaz utilisée est une micro-turbine d'une puissance inférieure à 100 kW, on peut se contenter de réchauffer de l'eau, soit en amont d'une chaudière existante, soit pour des usages d'eau chaude sanitaire.

L'échangeur récupérateur est alors plus simple et moins coûteux que s'il s'agit d'un GVR.

Un autre schéma très performant consiste à utiliser directement les gaz d'échappement comme fluide chaud dans un séchoir. Comme dans le cas du moteur alternatif, la turbine est elle-même placée dans le flux d'air, de telle sorte que la totalité des pertes peut être récupérée, ce qui conduit à un rendement global proche de 1.

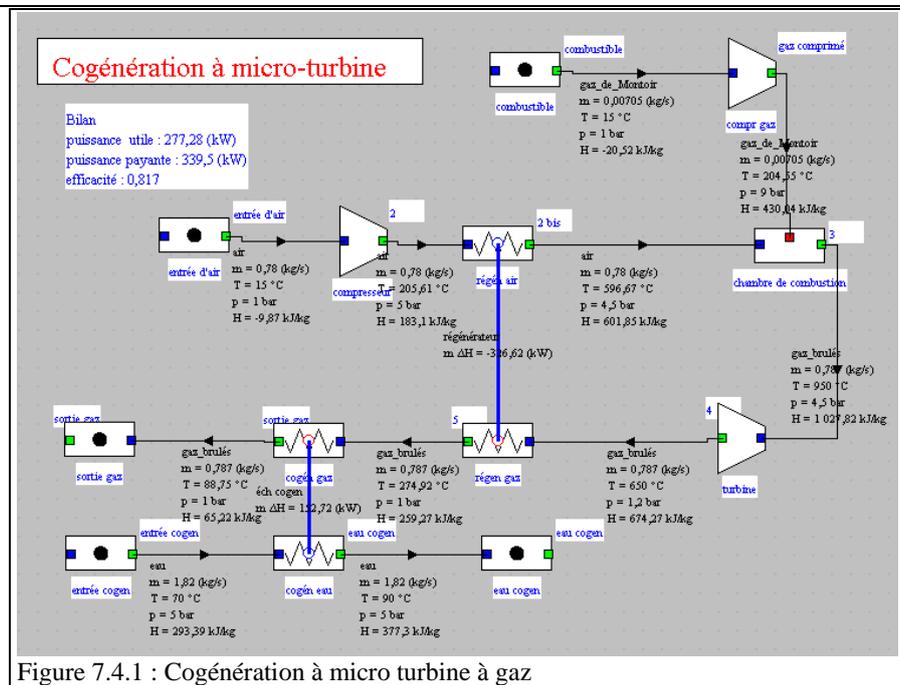
De plus, la pression de sortie des gaz d'échappement est suffisante pour éviter tout ventilateur. Les températures des gaz chauds (400 - 500 °C) étant compatibles avec de nombreux besoins industriels, les applications de ce dispositif sont multiples.

Une micro-turbine à gaz est une turbine à gaz de petite puissance (quelques dizaines de kW), fonctionnant généralement avec un faible rapport de compression et avec un régénérateur pour en améliorer les performances.

Dans l'installation qui nous intéresse, une micro-turbine de 100 kW est utilisée pour porter 1,82 kg/s d'eau de 70 à 90 °C.

La turbine aspire 0,78 kg/s d'air qui est comprimé à 5 bar, puis passe dans un régénérateur avant d'être porté à 950 °C dans la chambre de combustion brûlant du gaz naturel.

Les gaz sont détendus jusqu'à la température de 650 °C puis traversent successivement le régénérateur et l'échangeur de cogénération. Un compresseur de gaz est nécessaire pour relever la pression du gaz naturel du réseau GRDF.



La modélisation dans Thermoptim d'une telle installation ne pose pas de problème particulier, et conduit au synoptique de la figure 7.1.4.

On a ici comptabilisé dans l'énergie utile non seulement les travaux de compression et de détente, mais aussi l'énergie thermique fournie au circuit d'eau, ce qui conduit, pour les conditions d'utilisation retenues, à un rendement global de près de 82 % : environ 125 kW de puissance électrique, et 153 kW de chaleur, pour une consommation de 340 kW de combustible.

Le rendement mécanique vaut 36,7 %, et le rapport chaleur-force 1,23.

8 Cycles de réfrigération

8.1 Généralités

Maintenant que nous avons étudié les principaux cycles moteurs, venons-en aux cycles récepteurs.

Dans un cycle moteur, on apporte de la chaleur afin de produire de l'énergie mécanique. Dans un cycle récepteur, on opère en sens inverse : on apporte de l'énergie mécanique et on s'en sert pour remonter le niveau thermique d'une quantité de chaleur.

Deux types de cycles récepteurs sont communément utilisés :

Polycopié : MOOC Conversion Thermodynamique de la Chaleur / CCI

- les cycles de réfrigération
- les cycles de pompes à chaleur.

Ils diffèrent simplement par les niveaux de température de fonctionnement et par l'effet recherché. Dans les cycles de réfrigération, on cherche à refroidir une enceinte, tandis qu'une pompe à chaleur est utilisée pour le chauffage.

Nous avons vu dans le MOOC Modéliser et Simuler que l'énergie utile d'un cycle de réfrigération est la chaleur extraite à l'évaporateur, et l'énergie payante le travail fourni au compresseur.

Le rapport des deux étant généralement supérieur à 1, le terme de rendement n'est plus adapté, et c'est pourquoi on parle de **coefficient de performance (COP)** du cycle.

$$\text{COP} = (\text{effet utile})/(\text{travail de compression})$$

Bien que la problématique d'optimisation des cycles récepteurs soit très différente de celle des cycles moteurs, on cherche dans les deux cas à minimiser les irréversibilités, de telle sorte que les démarches se rejoignent.

Considérons un cycle de réfrigération destiné à refroidir à la température de -10 °C une enceinte froide placée dans une pièce à 20 °C .

$$\text{COP} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

$$T_2 = -10\text{ °C} = 263,15\text{ K}$$

$$T_1 - T_2 = 30\text{ °C}$$

$$\text{COP} = 263,15/30 = 8,8$$

Le COP froid inverse de Carnot est de 8,8.

En pratique, le fluide thermodynamique évolue entre des températures $T_1 = 75\text{ °C}$ et $T_2 = -20\text{ °C}$ environ, ce qui correspond à un COP égal à $253,15/95 = 3,7$, largement inférieur à la valeur théorique de 8,8.

8.2 Amélioration du cycle de réfrigération simple

Pour améliorer les cycles récepteurs on est ainsi conduit aussi d'une part à minimiser les irréversibilités provenant des hétérogénéités de température tant vers l'extérieur du système qu'en interne, et d'autre part à fractionner les compressions.

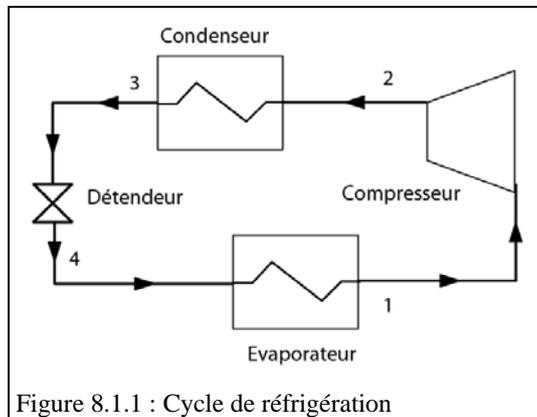


Figure 8.1.1 : Cycle de réfrigération

Commençons par étudier les échanges de chaleur de la machine de réfrigération avec les sources de chaleur auxquelles elle est connectée.

Le cycle de référence que nous considérerons est donné dans le synoptique de la figure 8.2.1. Les pressions d'évaporation et de condensation sont de 2 et 7,5 bar. Son COP vaut 4,48.

Considérons la représentation graphique des échangeurs de ce cycle simple, sans surchauffe ni sous-refroidissement, dans le diagramme (T, Δh) où l'on porte en ordonnée la température, et en abscisse les enthalpies mises en jeu (figure 8.2.2). Les flèches indiquent le sens de variation des températures.

La courbe bleue supérieure représente le refroidissement du frigorigène, avec la désurchauffe suivie de la condensation. La courbe rouge située en dessous correspond à l'échauffement de l'air dans l'échangeur.

La courbe violette en bas représente la température de l'enceinte froide, supposée isotherme à -4 °C, et la courbe verte l'évaporation du frigorigène, elle aussi isotherme à -10 °C.

On voit clairement que les écarts de température sont minimaux dans l'évaporateur, et que dans le condenseur ils dépendent surtout du niveau de la surchauffe atteinte en sortie de compresseur. En dehors de limiter la température de fin de compression, il est difficile

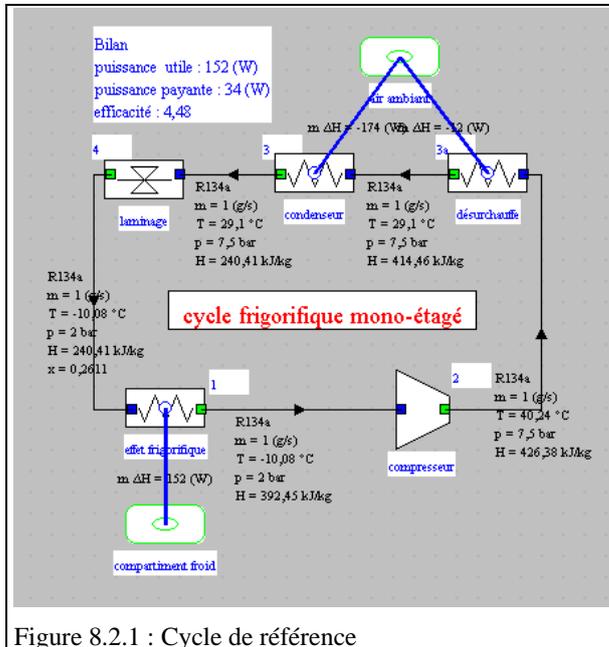
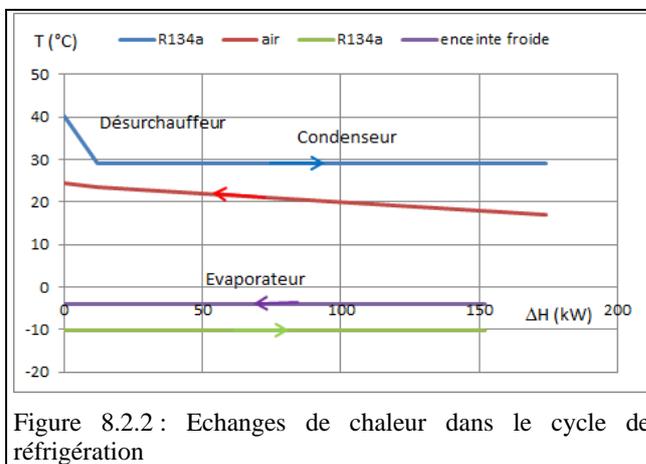


Figure 8.2.1 : Cycle de référence



de réduire ces écarts. Une modification de l'architecture du cycle n'aura que peu d'influence sur ces irréversibilités par hétérogénéité de température.

Toutefois, si l'on a recours à la surchauffe préventive à l'entrée du compresseur, destinée à éviter que le compresseur n'aspire du liquide, et au sous-refroidissement permettant d'augmenter l'effet utile, la situation se détériore un peu, comme le montre la figure 8.2.3 : en sortie de condenseur et d'évaporateur, les écarts de température diminuent et peuvent devenir insuffisants.

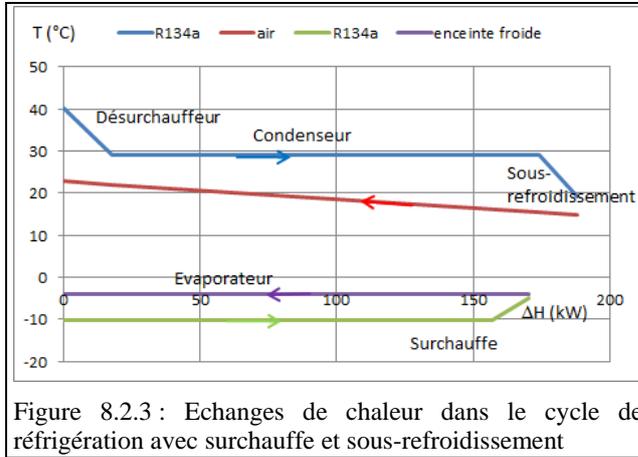


Figure 8.2.3 : Echanges de chaleur dans le cycle de réfrigération avec surchauffe et sous-refroidissement

Pour réaliser la surchauffe, on se contente généralement de surdimensionner légèrement l'évaporateur, ou de laisser non isolée une certaine longueur de tube en sortie d'évaporateur.

Pour le sous-refroidissement, grâce auquel l'amélioration des performances est obtenue, tout dépend de la température de la source chaude avec laquelle la partie du cycle à haute pression échange de la chaleur.

Si sa température est suffisamment basse pour que le sous-refroidissement puisse être réalisé, il suffit de surdimensionner légèrement le condenseur.

Si elle est trop élevée, deux possibilités existent pour sous-refroidir le fluide : soit par échange avec une autre source extérieure s'il en existe une, soit par échange avec le fluide en sortie d'évaporateur, en réalisant un échange interne assurant à la fois le sous-refroidissement et la surchauffe.

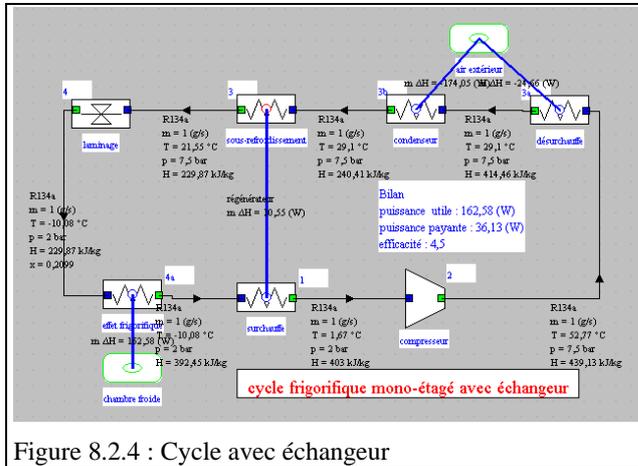


Figure 8.2.4 : Cycle avec échangeur

Une amélioration du cycle consiste alors à insérer un échangeur supplémentaire pour assurer cet échange interne comme le montre le synoptique de la figure 8.2.4.

Analysons maintenant les autres améliorations possibles du cycle de réfrigération.

Les expressions du cycle de Carnot inverse montrent que la valeur du COP se détériore lorsque l'écart de température ($T_1 - T_2$) augmente.

Il est clair que la valeur du COPf est d'autant plus grande que l'écart ($T_1 - T_2$) est faible.

Lorsque cet écart augmente, le rapport de compression croît en conséquence, ce qui a pour effet de :

- faire chuter le rendement isentropique. ;
- faire croître la température de sortie du compresseur jusqu'à des valeurs très élevées, avec risque de décomposition de l'huile.

Nous savons qu'un fractionnement de la compression avec refroidissement intermédiaire permet de réduire le travail de compression.

Cette complication du cycle se justifie lorsque l'écart de température ($T_1 - T_2$) augmente.

En pratique, dès que le taux de compression dépasse 6, le cycle mono-étagé atteint ses limites et doit être remplacé par des cycles multi-étagés. Dans la plupart des cas, les installations frigorifiques sont bi-étagées.

8.3 Cycles bi-étagés

Nous avons montré que, dès lors qu'il est nécessaire de fractionner une compression, il peut être intéressant de refroidir le fluide entre deux étages. Lorsque le cycle frigorifique doit opérer avec un rapport de compression élevé, une variante du cycle de base consiste précisément à faire cela.

Le refroidissement peut être assuré par la source de chaleur externe du condenseur, ou bien une autre source plus froide s'il en existe une.

Considérons le cycle précédent, c'est-à-dire avec sous-refroidissement de 10 °C et surchauffe de 5 °C, et travaillant cette fois entre 1 et 12 bar.

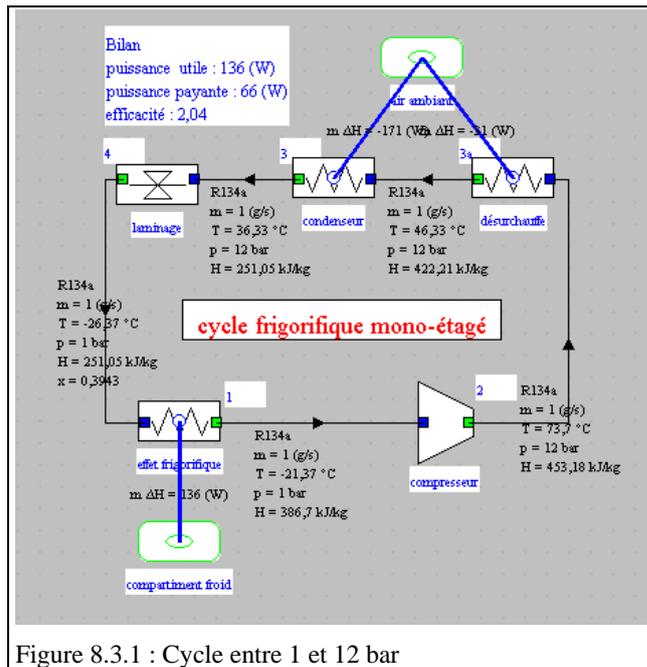


Figure 8.3.1 : Cycle entre 1 et 12 bar

Son COP est égal à 2, la production frigorifique étant de 135,6 W, et la puissance de compression de 66,5 W.

La superposition dans le diagramme des frigoristes de ce cycle et de celui de référence tracé en bleu conduit à la figure 8.3.2, qui fait bien apparaître l'augmentation du travail de compression et la réduction de l'effet frigorifique.

Examinons ce qu'il est possible de faire en fractionnant la compression.

Le rapport de compression mono-étagé étant égal à 12, la pression intermédiaire peut être choisie en première approximation égale à 3,5 bar.

En conservant un rendement isentropique égal à 0,8, la température de fin de compression est égale à 23,6 °C, c'est-à-dire inférieure à celle de l'air de refroidissement du condenseur (supposé être à 25 °C).

Avec un refroidissement intermédiaire de 24 °C à 10 °C, le COP est légèrement amélioré et passe à 2,1. Le gain reste faible, et ce cycle ne fonctionne pas sans source froide complémentaire (figure 8.3.3).

Pour pouvoir d'une part assurer en interne le refroidissement des vapeurs sortant du compresseur basse pression, et d'autre part augmenter le palier de vaporisation, il est intéressant de fractionner aussi la détente. Le cycle le plus simple et le plus performant est appelé cycle à injection totale (figure 8.3.4).

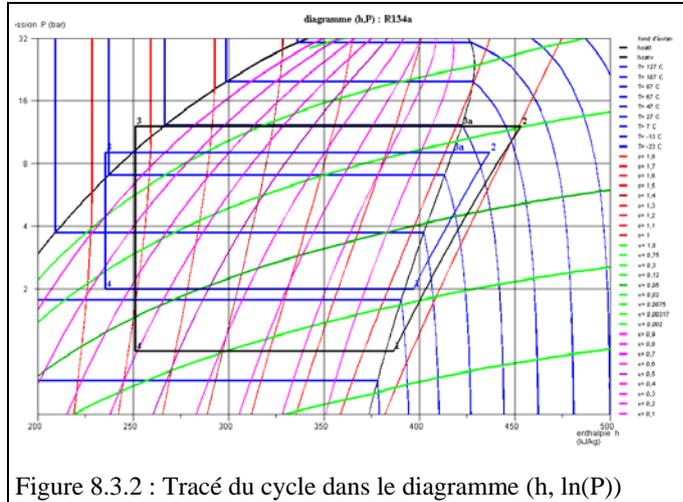


Figure 8.3.2 : Tracé du cycle dans le diagramme (h, ln(P))

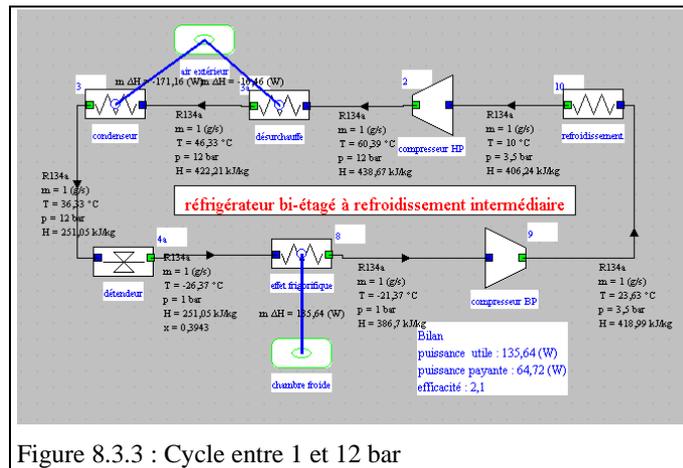


Figure 8.3.3 : Cycle entre 1 et 12 bar

Dans ce cycle, les vapeurs sortant du compresseur BP et le fluide diphasique sortant du détendeur HP sont mélangés dans une bouteille intermédiaire, qui agit comme une capacité et un séparateur, la phase vapeur étant aspirée par le compresseur HP, tandis que la phase liquide traverse le détendeur BP.

Il en résulte une amélioration notable du cycle frigorifique, dont le COP atteint la valeur de 2,34, soit 17 % de mieux que le cycle mono-étagé.

La production frigorifique est de 180 W, pour une puissance de compression de 76,8 W. Cette dernière est plus importante que dans le cycle de base, du fait de la circulation, dans le cycle HP, d'un débit-masse de 1,4 kg/s supérieur à celui du cycle BP qui est de 1 kg/s (figure 8.3.5).

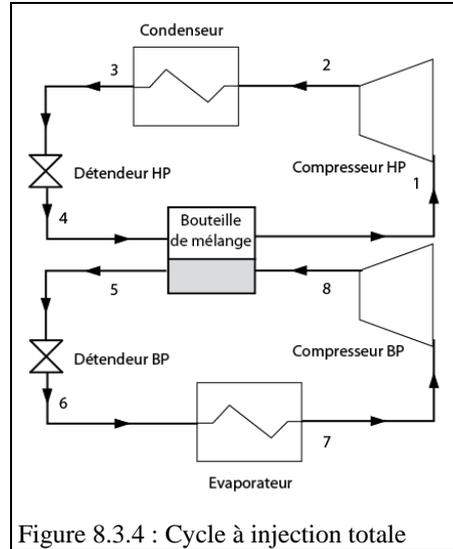


Figure 8.3.4 : Cycle à injection totale

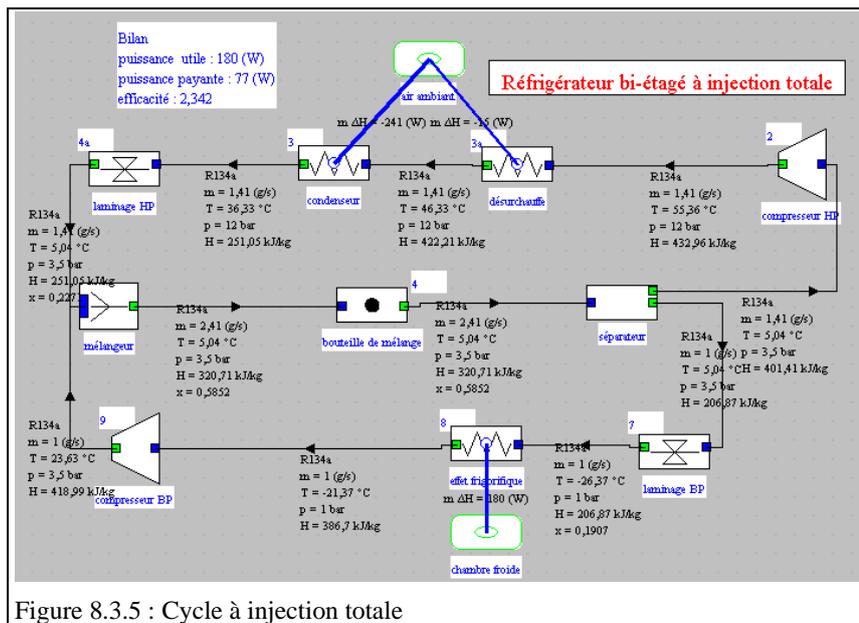


Figure 8.3.5 : Cycle à injection totale

La figure 8.3.6 montre le tracé de ce cycle dans le diagramme des frigoristes. Vous l'étudierez dans une exploration dirigée (C-M3-V3).

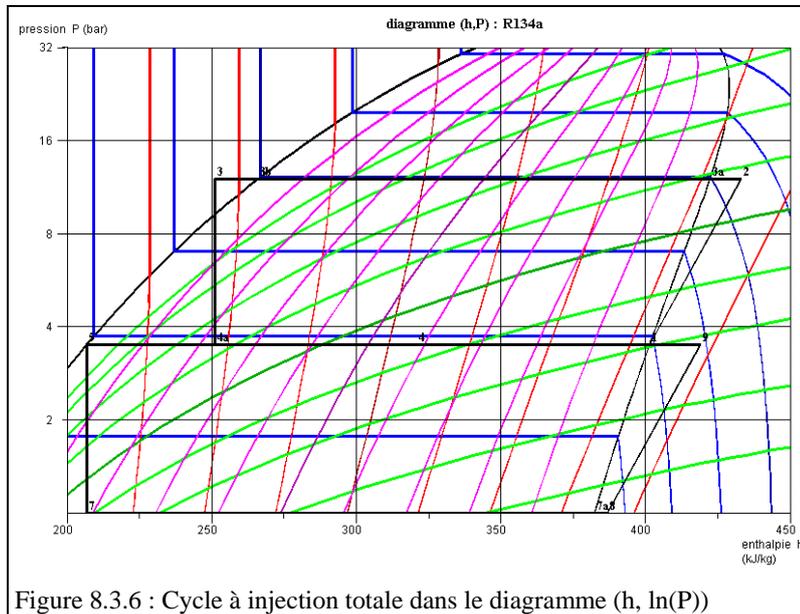


Figure 8.3.6 : Cycle à injection totale dans le diagramme (h, ln(P))

D'autres variantes de ce cycle peuvent être utilisées, comme le cycle à injection partielle et le cycle à évaporateur à moyenne pression (figure 8.3.7).

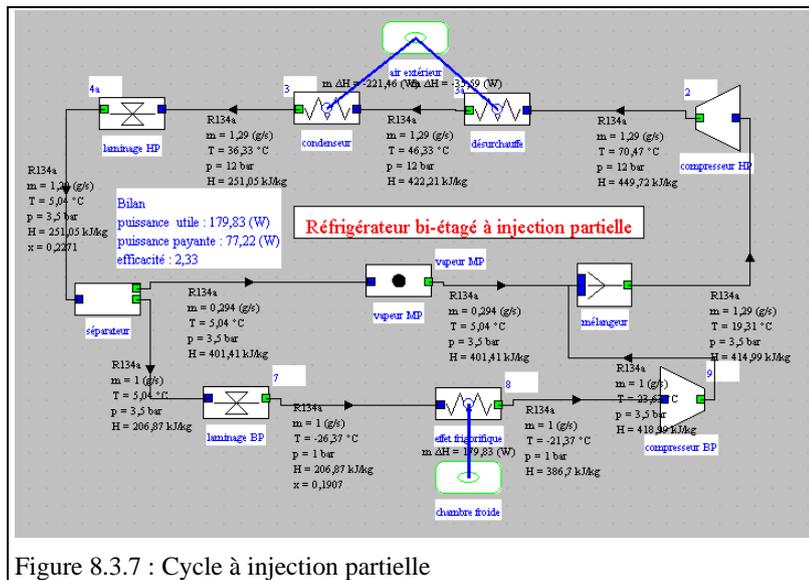


Figure 8.3.7 : Cycle à injection partielle

Dans le cycle à injection partielle (figure 6.3.7), seule la phase vapeur issue du détendeur haute pression est mélangée à la vapeur sortant du compresseur basse pression.

Les performances de ce cycle sont un peu moins bonnes que celles du précédent (COP égal à 2,33) car le travail de compression est légèrement supérieur, la vapeur MP étant moins refroidie avant recompression.

8.4 Cycles frigorifiques à éjecteurs

Nous allons maintenant étudier des variantes du cycle frigorifique mettant en jeu des éjecteurs.

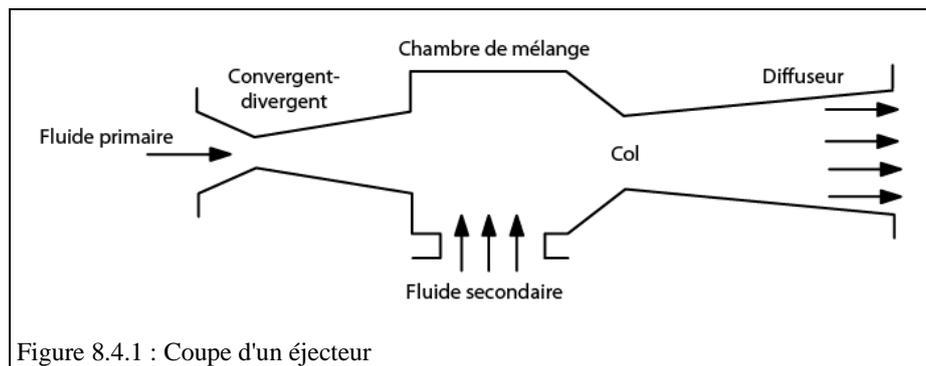


Figure 8.4.1 : Coupe d'un éjecteur

Un éjecteur (figure 8.4.1) est un appareil qui reçoit en entrée deux fluides généralement gazeux, mais qui peuvent aussi être liquides ou diphasiques :

- le fluide à haute pression, appelé fluide moteur ou primaire
- le fluide à basse pression, appelé fluide secondaire ou aspiré.

Le fluide moteur est accéléré dans un convergent-divergent, créant une baisse de pression dans la zone de mélange, ce qui a pour effet d'aspirer le fluide secondaire. Les deux fluides sont alors mélangés et une onde de choc peut prendre place au niveau du col.

Il en résulte une augmentation de la pression du mélange et une baisse de sa vitesse, qui devient subsonique. Le diffuseur permet de convertir la vitesse résiduelle en augmentation de pression.

L'éjecteur réalise ainsi une compression du fluide secondaire au prix d'une baisse d'enthalpie du fluide primaire.

L'intérêt d'introduire un éjecteur dans un cycle frigorifique est principalement de diminuer, voire de supprimer, le travail de compression, relativement important dès lors que le fluide comprimé est à l'état gazeux.

Un modèle d'éjecteur a été implémenté dans une classe externe de Thermoptim, permettant de simuler des cycles, notamment frigorifiques, mettant en jeu ce composant. Il s'agit d'un mélangeur externe.

Un cycle frigorifique à éjecteur sans compresseur (figure 8.4.2) se présente comme suit :

- en sortie du condenseur, une partie du débit est dirigée vers une pompe qui comprime le liquide, au prix d'un travail très faible ;
- le liquide sous pression est vaporisé dans un générateur à relativement haute température (environ 100 °C), et éventuellement surchauffé, d'une valeur dépendant des propriétés thermodynamiques du fluide. L'énergie thermique fournie au générateur est une énergie payante ;
- cette vapeur surchauffée sert ensuite de fluide moteur dans l'éjecteur

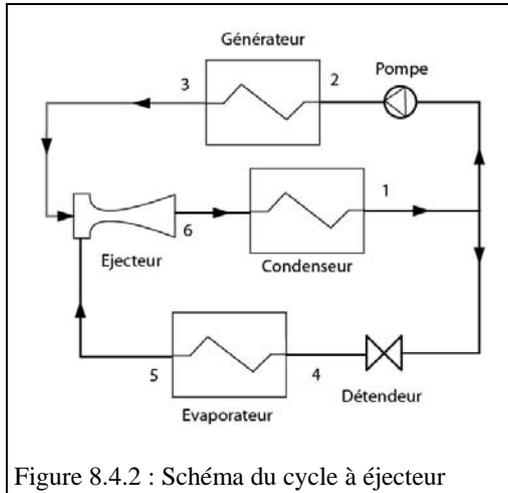


Figure 8.4.2 : Schéma du cycle à éjecteur

- la partie du liquide qui n'a pas été reprise par la pompe est détendue puis dirigée vers l'évaporateur, avant de servir comme fluide secondaire de l'éjecteur
- le mélange sortant de l'éjecteur est condensé dans le condenseur, et le cycle est refermé.

L'intérêt de ce cycle est de remplacer le travail consommé par un compresseur par un travail beaucoup plus petit consommé par la pompe, et par une chaleur fournie au générateur à moyenne ou haute température, qui peut pour cela utiliser des effluents thermiques ou des capteurs solaires.

Voici le synoptique d'une telle installation (figure 8.4.3).

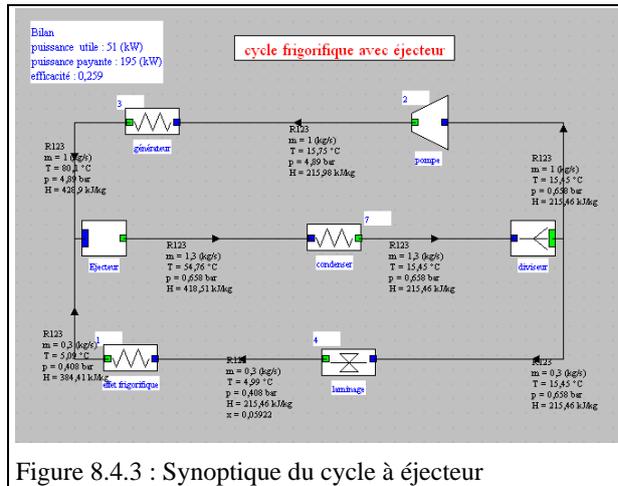


Figure 8.4.3 : Synoptique du cycle à éjecteur

L'efficacité reste très faible, mais le système est très simple sur le plan technologique.

noeud Ejecteur type external mixer

veine principale m global 1,3

condenser h global 418,50977425

T global 54,75876185

nom transfo	m abs	T (°C)	H
effet frigorifique	0,3	5,09	384,41
générateur	1	80,1	428,9

ThermoComp

Pe/Pb factor

Friction factor

Point: 0.659 Temp: 54.759 PmiPd: 7.428 PdPst: 1.614 Quality: 1.000 D P: 0.009 Pmix: 0.637

nozzle isentropic efficiency

diffuser isentropic efficiency

Amb (mm2): 1493.627 Asb (mm2): 7294.393

Figure 8.4.4 : Ecran de l'éjecteur

La figure 8.4.4 montre l'écran de l'éjecteur. Il possède quatre paramètres :

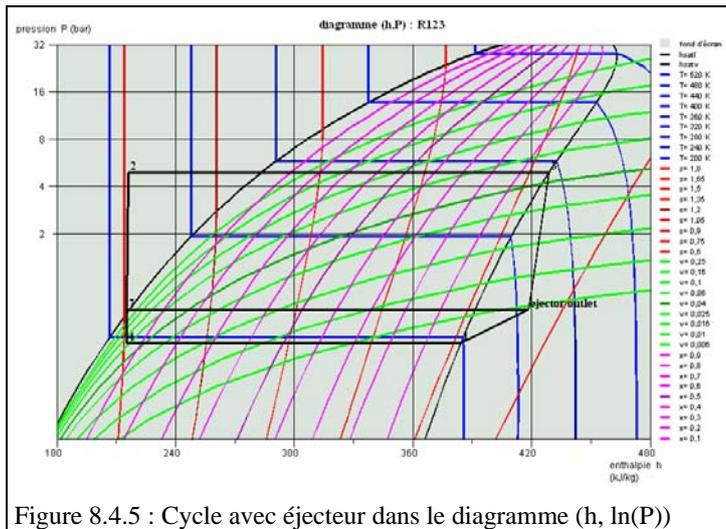


Figure 8.4.5 : Cycle avec éjecteur dans le diagramme (h, ln(P))

Tout d'abord le facteur P_e/P_b de pertes de charges à l'entrée du fluide secondaire dans l'éjecteur, qui détermine la pression minimale dans l'éjecteur.

Le second paramètre est le facteur de frottement pour prendre éventuellement en compte une perte de charge dans la zone de mélange.

Polycopié : MOOC Conversion Thermodynamique de la Chaleur / CCI

Le troisième paramètre est le rendement isentropique des deux tuyères (fluide moteur et fluide entraîné).

Le quatrième paramètre est le rendement isentropique du diffuseur de sortie.

Ces paramètres ne jouent qu'au deuxième ordre sur les calculs, qui dépendent surtout des enthalpies des deux fluides.

La figure 8.4.5 montre le tracé d'un exemple de cycle au R123 dans le diagramme des frigoristes.

L'éjecteur peut aussi être simplement utilisé pour réduire les irréversibilités du laminage d'un cycle frigorifique par ailleurs classique, en créant une légère surpression avant compression (figure 8.4.6).

Dans ce cas, le fluide moteur est un liquide qui se détend et devient diphasique, entraînant et comprimant le fluide aspiré. Le rapport de compression réalisé par l'éjecteur est alors beaucoup plus faible que dans le cas précédent.

En sortie d'éjecteur, les deux phases du frigorigène sont séparées, le liquide étant détendu avant d'entrer dans l'évaporateur, et la vapeur étant aspirée par le compresseur.

Considérons à titre d'exemple, le cycle monoétagé au R134a étudié précédemment, travaillant entre 1 et 12 bar, dont le COP valait 2.

L'insertion d'un éjecteur permet comme le montre cette figure d'obtenir une augmentation de COP de près de 20 %, voisine de celle qu'apporterait un cycle bi-étagé (figure 8.4.7). Ce cycle fait l'objet d'une exploration dirigée (C-M3-V4).

Remarquez que la réduction du débit de fluide frigorigène dans l'évaporateur est compensée par la diminution du titre en sortie de détendeur, conduisant à une puissance frigorifique à peu près constante alors que le travail de compression chute.

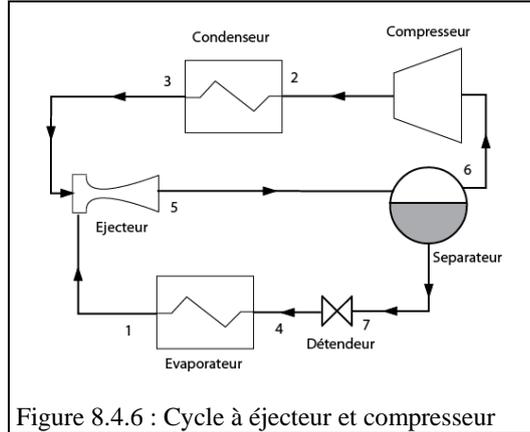


Figure 8.4.6 : Cycle à éjecteur et compresseur

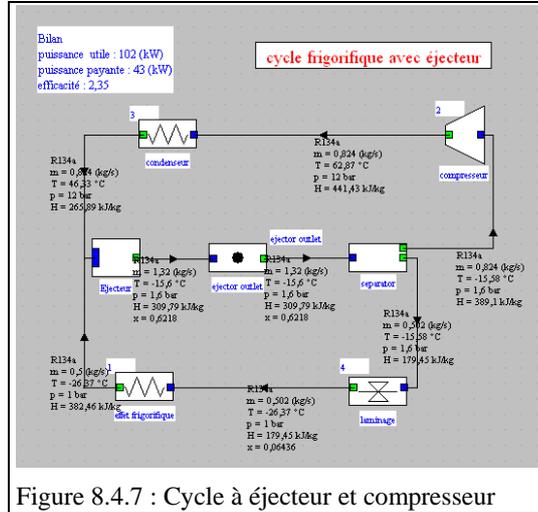


Figure 8.4.7 : Cycle à éjecteur et compresseur

9 Autres cycles récepteur

9.1 Pompes à chaleur

Dans les cycles frigorifiques que nous avons étudiés jusqu'ici, l'effet utile est l'extraction de chaleur à l'évaporateur.

On peut aussi concevoir une machine dont l'effet utile est le chauffage, par valorisation de la chaleur disponible au condenseur.

On appelle pompe à chaleur (PAC) ou thermopompe une telle machine, dont le cycle est très semblable à ceux utilisés en réfrigération. Il en diffère simplement par les niveaux de température, et donc souvent par le fluide de travail (figures 9.1.1 et 9.1.2).

Pour la pompe à chaleur, on définit un Coefficient de Performance en chauffage COP_c :

$$\text{COP}_c = 1 + \text{COP}_f$$

En effet, le premier principe indique que se retrouvent au condenseur toutes les énergies mises en jeu, c'est-à-dire l'énergie thermique prélevée sur la source froide, et l'énergie mécanique de compression.

Dans cet exemple, le fluide de travail est du butane. La source froide est de l'air extérieur à 10 °C, et la chaleur fournie au condenseur à plus de 70 °C sert à chauffer le circuit de chauffage.

Les pressions d'évaporation et de condensation sont de 1 et 9 bar, ce qui justifierait un cycle bi-étagé.

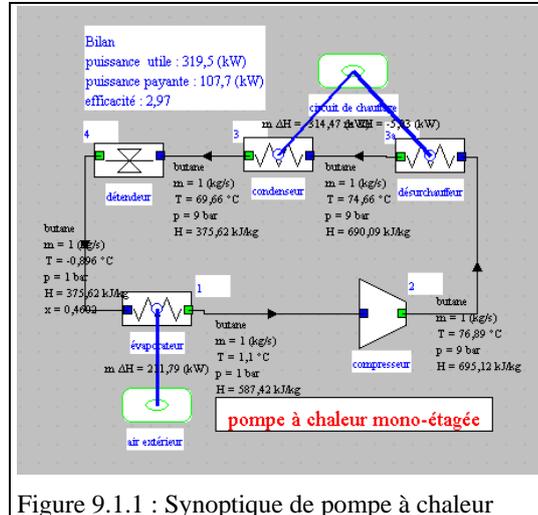


Figure 9.1.1 : Synoptique de pompe à chaleur

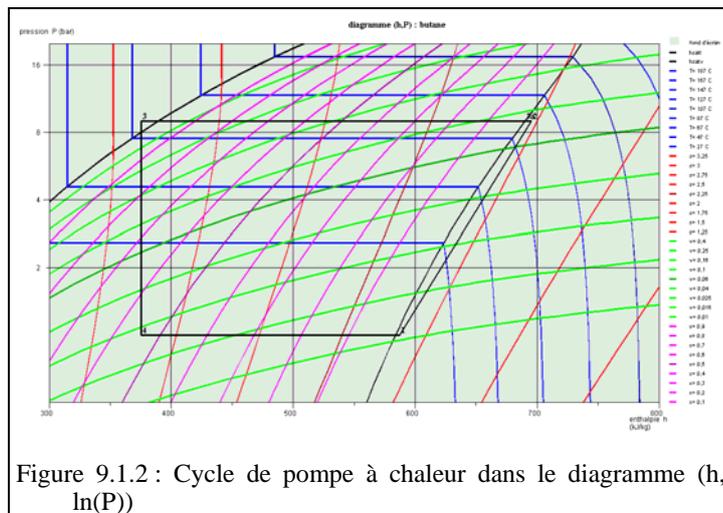


Figure 9.1.2 : Cycle de pompe à chaleur dans le diagramme (h, ln(P))

Polycopié : MOOC Conversion Thermodynamique de la Chaleur / CCI

Le COP est voisin de 3, ce qui signifie qu'en dépensant 1 kW d'électricité au compresseur, la puissance de chauffage est de 3 kW, ce qui montre que ce système est beaucoup plus efficace qu'un chauffage électrique.

Les pompes à chaleur permettent ainsi de rehausser le niveau de température d'une source froide avec un excellent rendement, dans la mesure où l'écart de température n'est pas trop important.

Ce mode de chauffage est très séduisant si l'on dispose d'une source de chaleur gratuite à un niveau de température suffisant. Pour le chauffage des locaux, il présente cependant un inconvénient : le COPc baisse au fur et à mesure que les besoins de chauffage augmentent, car l'écart de température entre la source froide et le chauffage croît simultanément

9.2 Cycle de Brayton inverse

Étudions maintenant le cycle de Brayton inverse.

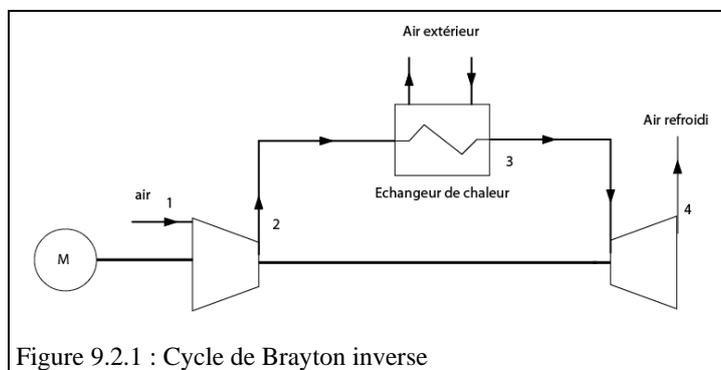


Figure 9.2.1 : Cycle de Brayton inverse

Comme son nom l'indique, un cycle de Brayton inverse réalise un effet frigorifique en inversant le cycle de Brayton, c'est-à-dire celui de la turbine à gaz.

Un gaz est comprimé, refroidi, puis détendu. La température de fin de détente étant basse, ce gaz peut être utilisé pour refroidir une enceinte, soit par contact direct, notamment s'il s'agit d'air, soit par l'intermédiaire d'un échangeur.

Comme nous l'avons déjà signalé, dans tous les cycles récepteurs, on retrouve les trois fonctions de ce cycle, se succédant dans cet ordre : on comprime, on refroidit et on détend.

Considérons à titre d'exemple un cycle de Brayton inverse ouvert utilisé pour climatiser l'habitacle d'une automobile (figure 9.2.1).

Le fluide de travail est de l'air qui subit les transformations suivantes :

- compression adiabatique (1 – 2) jusqu'à 2,5 bar dans un compresseur de rendement polytropique 0,875

- refroidissement isobare (2 – 3) de l'air comprimé dans un échangeur avec l'air extérieur
- détente (3 – 4) dans une turbine adiabatique de rendement polytropique 0,875

La figure 9.2.2 montre le synoptique d'un tel cycle modélisé avec Thermoptim.

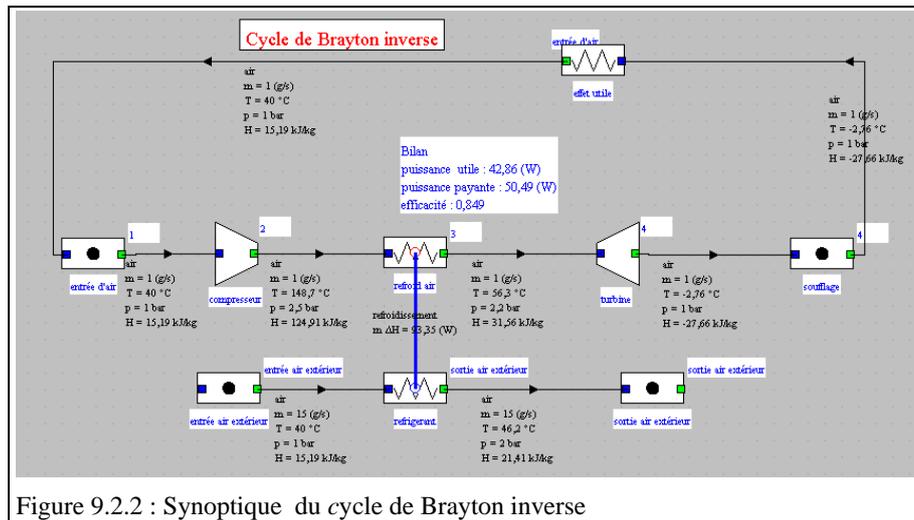
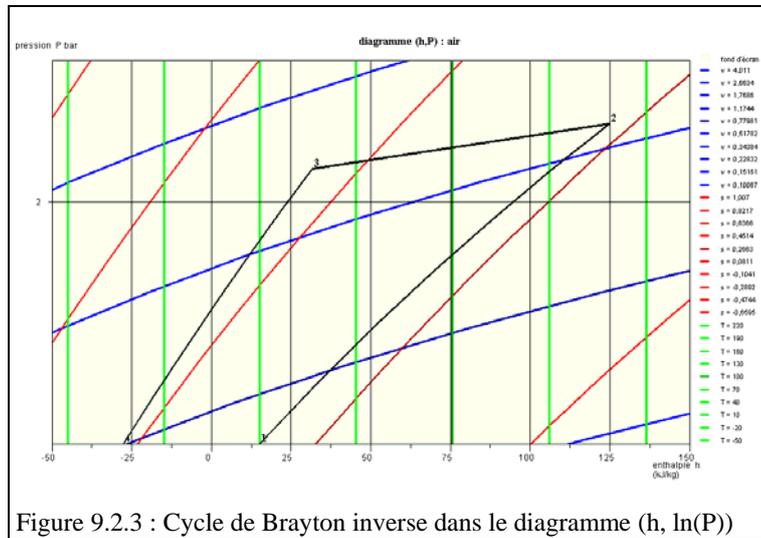


Figure 9.2.2 : Synoptique du cycle de Brayton inverse

L'habitacle du véhicule est représenté par la transfo "effet utile". L'air à $40 \text{ }^\circ\text{C}$ est aspiré par le compresseur, dont il sort à environ $150 \text{ }^\circ\text{C}$. Un refroidissement externe via un échangeur à air permet de refroidir à $56 \text{ }^\circ\text{C}$ le flux d'air, qui est ensuite détendu dans la turbine, dont il sort à $-3 \text{ }^\circ\text{C}$ environ et à une pression de 2,2 bar, les pertes de charge étant significatives. Cet air est alors soufflé dans l'habitacle.



Comme on le voit, l'efficacité du cycle n'est pas très élevée (0,85), mais le système est relativement simple, et présente de surcroît l'intérêt de ne libérer aucun gaz à effet de serre en cas de rupture accidentelle des canalisations.

La figure 9.2.3 montre le tracé du cycle de Brayton inverse dans le diagramme (h, ln(P))

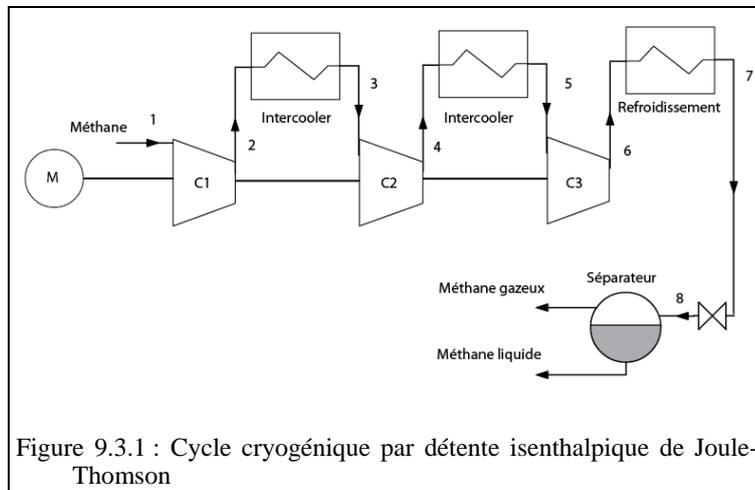
Le cycle de Brayton inverse à air a été jusqu'à récemment très utilisé dans les avions pour assurer la climatisation de la cabine en vol.

9.3 Cryogénie

On parle de cryogénie pour désigner les procédés de réfrigération à très basse température (typiquement inférieure à 125 K ou -148 °C), et les distinguer des cycles de réfrigération ordinaires.

Bon nombre de ces procédés concernent la liquéfaction des gaz dits permanents, comme l'air, le gaz naturel, l'hydrogène ou l'hélium.

La cryogénie est donc le domaine de l'ingénierie qui s'intéresse aux systèmes fonctionnant à très basse température, ce qui pose des problèmes particuliers, notamment en termes de fluides et de matériaux.



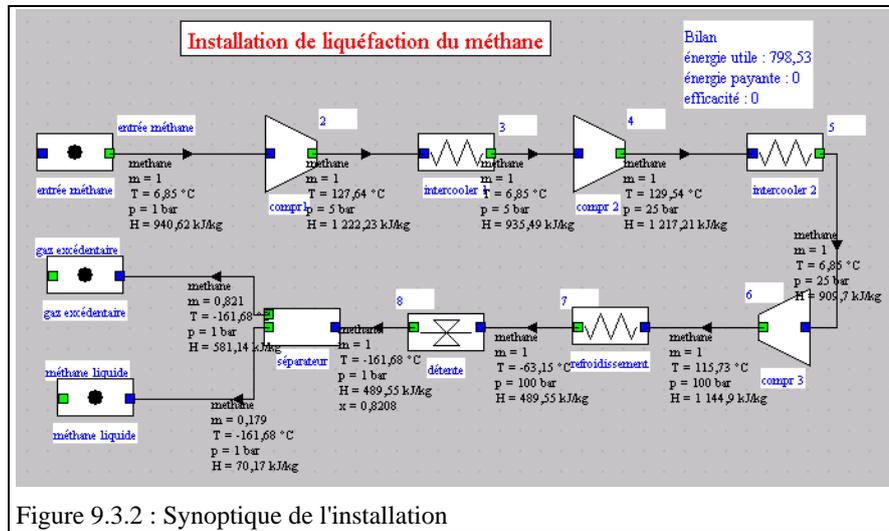
Les cycles de réfrigération et de liquéfaction cryogéniques mettent en jeu des combinaisons de compressions étagées, de refroidissements, de régénérations thermiques et de détentes isenthalpiques ou adiabatiques des fluides.

On peut distinguer quatre grandes familles de procédés thermodynamiques cryogéniques :

- les procédés à détente isenthalpique, dits de Joule-Thomson
- les cycles inverses de Brayton à détente adiabatique réversible
- les procédés mixtes associant une détente isenthalpique et une détente adiabatique réversible (cycle de Claude)
- les cascades classiques ou intégrées

Dans le cadre de ce cours, nous nous contenterons de présenter des cycles de la première famille, c'est-à-dire à détente isenthalpique de Joule-Thomson, que nous illustrerons par deux exemples de cycles destinés à liquéfier du gaz naturel et former du Gaz Naturel Liquéfié (GNL), modélisé ici comme du méthane pur.

Pour liquéfier à -165 °C ou 112 K du méthane pris à 1 bar et 280 K , on le comprime à 100 bar , puis on le refroidit jusqu'à 210 K (on suppose que l'on dispose pour cela d'un cycle de réfrigération permettant de le faire).



La compression est supposée adiabatique et réversible, mais le rapport de compression très élevé nécessite le recours à plusieurs compresseurs (3 dans cet exemple) avec refroidissement intermédiaire à 280 K. Les pressions intermédiaires sont égales à 5 et 25 bar.

Le gaz refroidi à 210 K est détendu isenthalpiquement de 100 bar à 1 bar, et ses phases liquide et gazeuse séparées.

Dans le schéma de l'installation de la figure 9.3.1, le méthane entre dans la partie supérieure gauche, et les fractions liquide et gazeuse sortent en bas à droite.

Avec le paramétrage retenu, le synoptique de l'installation est donné figure 9.3.2.

Le travail de compression nécessaire par kilogramme de méthane aspiré est de 798,5 kJ, et 0,179 kg de méthane liquide sont produits, ce qui correspond à un travail de 4,46 MJ par kilogramme de méthane liquéfié.

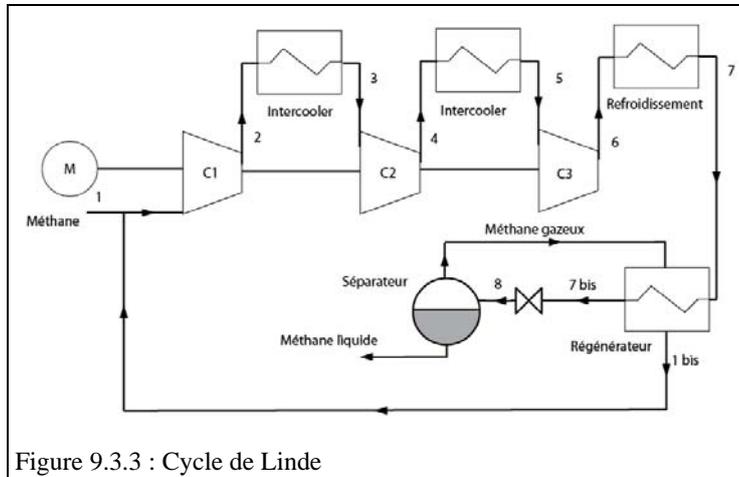


Figure 9.3.3 : Cycle de Linde

Le cycle de Linde (figure 9.3.3) améliore le précédent sur deux points :

- on recycle le méthane gazeux après détente isenthalpique
- on introduit un échangeur de chaleur entre ce méthane gazeux et le méthane sortant du refroidisseur, afin de refroidir le gaz comprimé non plus à 210 K mais à 191 K.

Pour ces nouvelles conditions le travail de compression par kilogramme de méthane liquéfié devient égal à 1,91 MJ, soit simplement 43 % du précédent (figure 9.3.4).

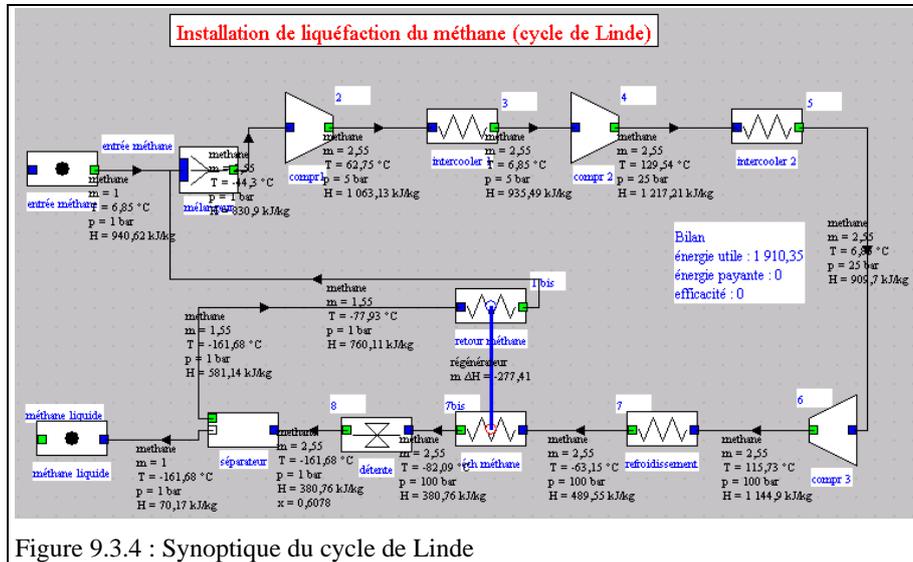


Figure 9.3.4 : Synoptique du cycle de Linde

La figure 9.3.5 montre la représentation des deux cycles dans le diagramme (h, ln(P)) du méthane, le cycle de Linde étant tracé en rouge.

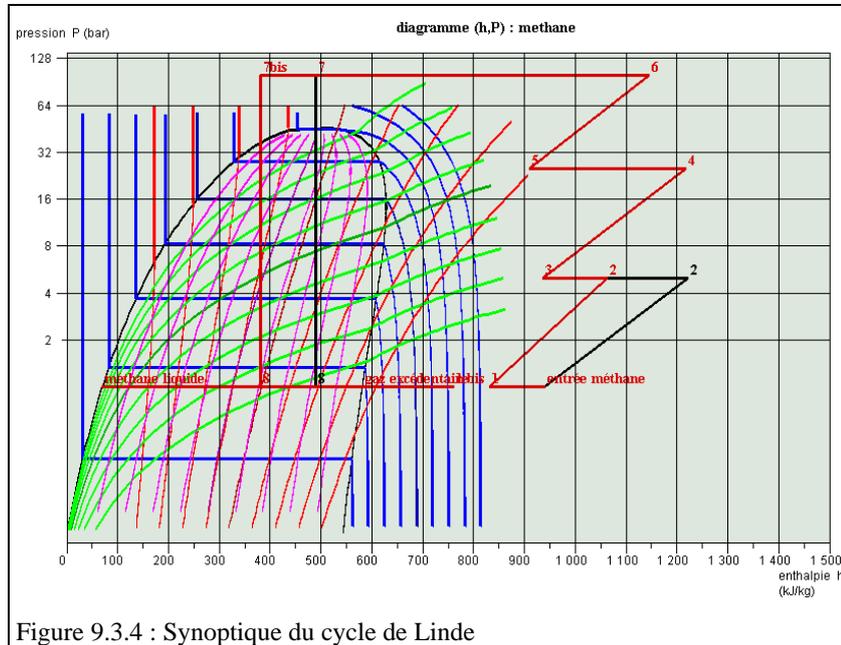


Figure 9.3.4 : Synoptique du cycle de Linde

Cette figure illustre bien les avantages de ce dernier : le décalage vers la gauche du point 7 en 7bis dans le cycle de Linde a pour effet de plus que doubler le titre en liquide⁵ en sortie de détendeur au point 8.

⁵ Le titre en liquide est le complément à 1 du titre en vapeur x que nous avons utilisé jusqu'ici