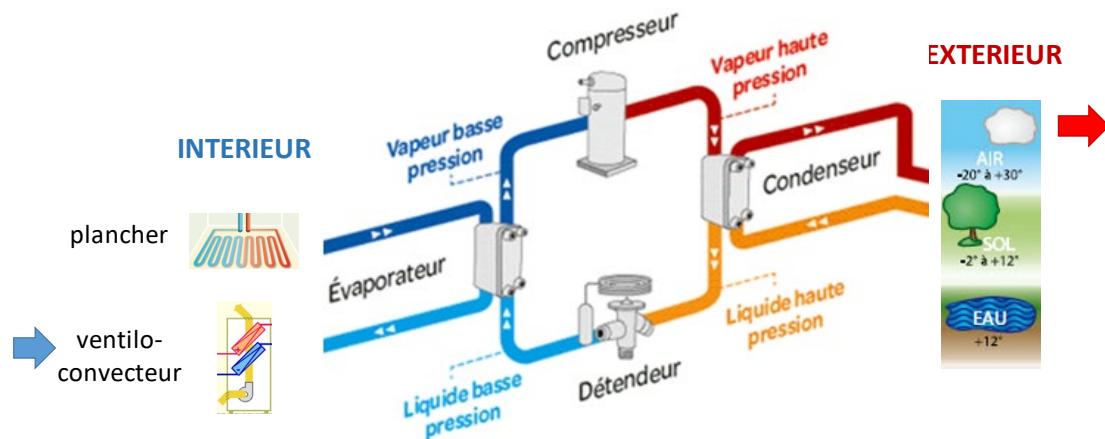


Etude du groupe de production d'eau glacée

Un système de climatisation a pour fonction de refroidir l'air d'un bâtiment en prélevant de la chaleur du bâtiment (source froide à T_f) pour l'évacuer à l'extérieur (source chaude à $T_c > T_f$). Le fait de faire passer la chaleur, à l'inverse, d'une source froide à une source chaude nécessite en contrepartie un travail fourni généralement par un compresseur. Le fonctionnement du système de climatisation est l'inverse de celui d'une pompe à chaleur qui absorbe la chaleur de l'environnement extérieur, qui fait office de source froide dans ce cas, pour la restituer au bâtiment (source chaude). Ces machines peuvent être « réversibles », c'est-à-dire, refroidir ou chauffer un bâtiment par inversion du cycle.



L'environnement extérieur est le plus souvent l'air mais on peut utiliser l'eau d'un lac ou d'une rivière ou le sol.

Pour fixer les idées, on s'intéresse par la suite à un système de climatisation air/eau, autrement appelé Groupe de Production d'Eau Glacée¹ à condensation à air. Le GPEG est en contact direct avec la source chaude (l'air extérieur) et en contact indirect avec la source froide (l'air intérieur) via un circuit d'eau. Il est courant dans les immeubles de bureaux de refroidir les locaux via des unités terminales de type ventilo-convecteurs, lesquelles sont alimentées par de l'eau glacée produite par le GPEG.

Les conditions de dimensionnement dans lesquelles l'installation doit pouvoir fonctionner imposent de connaître les températures de l'air extérieur et de l'eau glacée que l'on se fixe pour le dimensionnement des unités terminales. Nous choisirons ici les conditions nominales définies dans la norme NF14 511 : $T_{\text{entrée Eau Glacée}} = 12^\circ\text{C}$, $T_{\text{sortie Eau Glacée}} = 7^\circ\text{C}$ et $T_{\text{air extérieur}} = 35^\circ\text{C}$. La puissance requise pour refroidir le bâtiment est de 250 kW².

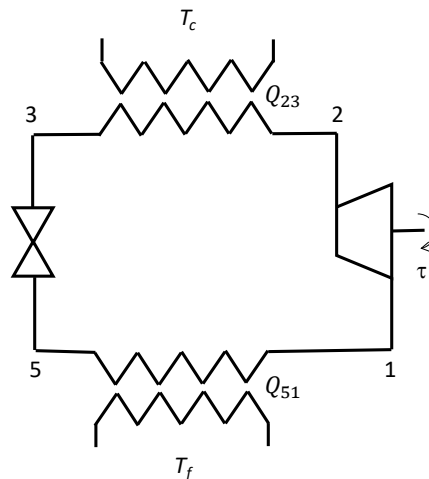
¹ On parle aussi de groupe refroidisseur de liquide.

² Cette puissance a été établie pour une température extérieure de dimensionnement de 31°C. La puissance frigorifique du GPEG diminue un peu quand la température extérieure augmente, de l'ordre de quelques % par °C. Prendre un GPEG avec une puissance frigorifique de 250 kW à 35°C de température extérieure revient à surdimensionner l'équipement par rapport au besoin.

Le transfert a lieu par l'intermédiaire d'un « fluide de travail » qui décrit un cycle ; nous choisissons le HFA 134a, dont les propriétés sont données dans COOLPROP et dont un diagramme est joint. Il passe successivement :

- Dans un compresseur qui élève sa pression et sa température à une valeur $> T_c$,
- Dans un premier échangeur de chaleur (condenseur) en contact avec la source chaude à $T_c = 35^\circ\text{C}$, où il cède une quantité de chaleur $-\dot{Q}_{23}$, car sa température y est supérieure à T_c ,
- Dans un détendeur (vanne de laminage) qui abaisse sa pression et sa température aux valeurs d'entrée du premier échangeur, et sert à régler le débit,
- Dans un deuxième échangeur de chaleur (évaporateur) en contact avec le circuit des ventilo-convecteurs à $T_f = 7^\circ\text{C}$, où il absorbe une quantité de chaleur \dot{Q}_{51} , car sa température y est inférieure à T_f ,

Le schéma ci-dessous résume ces éléments.



- 1) Le fluide servant au transfert a été choisi de manière à pouvoir profiter de ses changements d'état liquide-vapeur. Ceci a plusieurs avantages : le laminage permet ainsi un abaissement de température important et les échanges de chaleur peuvent se faire à température constante, limitant ainsi les irréversibilités.

Concevoir un cycle raisonnable et le tracer sur le diagramme, en n'oubliant pas qu'un appareil de dimensions et de coûts finis, comporte toujours certaines irréversibilités, nécessaires pour assurer une vitesse suffisante aux échanges. En particulier, on prendra 5 K comme valeur du « pincement », écart minimal de température entre les deux fluides dans les échangeurs.

On déterminera les états du fluide aux points 1 à 5 du schéma, d'abord en supposant le compresseur parfait, puis doté d'un « rendement isentropique » $\eta = 0,8$. Ceci veut dire que le travail utile à fournir pour passer d'une pression à une autre vaut $1/\eta$ fois le travail nécessaire dans une transformation parfaite.

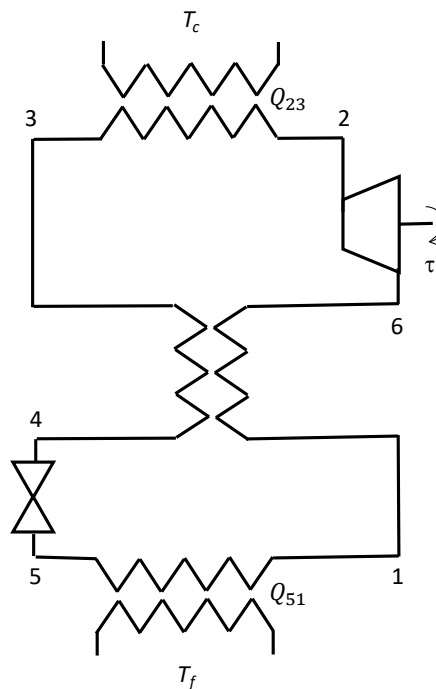
- 2) De façon analogue aux pompes à chaleur pour lesquelles on définit un coefficient de performance (COP) pour caractériser l'efficacité calorifique, on définit un ratio d'efficacité énergétique (EER³) appelé aussi efficacité frigorifique des unités de climatisation par

³ On parle aussi de COP froid

$$\epsilon = \frac{Q_{51}}{\tau}$$

L'exprimer en fonction de Q_{23} et de τ . Donner aussi son expression pour un cycle de Carnot, et comparer sa valeur avec celle du cycle défini à la question précédente. Calculer ensuite le débit de fluide nécessaire pour assurer une puissance de refroidissement de 250 kW.

- 3) On vient de voir que l'efficacité croît avec Q_{51} . Or le schéma précédent lui impose une limite impossible à franchir. Pour améliorer l'appareil, il faut ajouter un échangeur intermédiaire, comme ci-dessous.



Tracer le nouveau cycle correspondant à ce schéma, en ajustant au mieux les états 4 et 6. **Déterminer son efficacité.** On constate qu'elle a augmenté, mais ce n'est le seul avantage du nouveau schéma. **Calculer le nouveau débit de fluide nécessaire pour assurer la même puissance de refroidissement. Qu'en déduire sur le coût ?**

- 4) On peut reprocher à l'efficacité de manquer de généralité et chercher un critère plus général pour caractériser la qualité de l'appareil, applicable pour d'autres machines ou processus. C'est ce que permet de faire un bilan d'exergie. **Ecrire ce bilan, et proposer une expression pour le « rendement exergetique » du système de climatisation. Déterminer les valeurs pour les deux cycles précédents.**
On peut aussi montrer que l'expression ainsi obtenue est identique au rapport des efficacités de la machine réelle et de la machine idéale, qui fonctionnerait sans aucune irréversibilité.

CORRIGE

Remarques préliminaires

Quelques remarques sur le fonctionnement de l'appareil. Hormis les échangeurs, dont le rôle est évident, les deux appareils intéressants sont le compresseur et la vanne de laminage.

Le rôle du compresseur est avant tout de remonter la température du fluide au-dessus de celle de l'environnement, puisqu'une compression adiabatique en phase gazeuse s'accompagne d'une élévation de température, comme le montre le diagramme.

La vanne de détente fonctionne exactement en sens inverse : elle abaisse la température en-dessous de celle de l'eau à refroidir. Ce n'est pas une propriété générale pour un fluide, puisque par exemple un gaz parfait ne change pas de température dans une détente isenthalpique. Mais en zone « humide », la détente d'un liquide saturant s'accompagne d'une vaporisation, qui, absorbant de l'énergie, entraîne une baisse de la température, comme on le voit sur le diagramme.

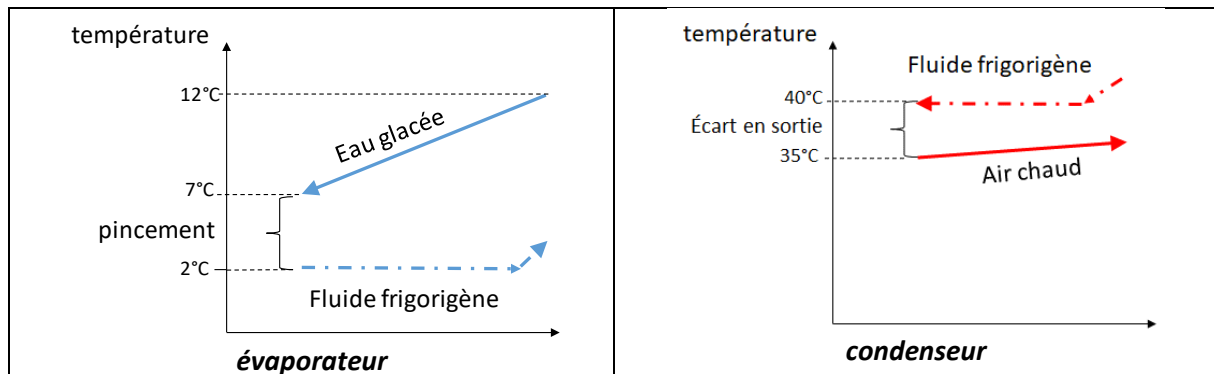
Les contraintes de fonctionnement sont les suivantes :

- Le fluide dans l'échangeur 5-1 (évaporateur) doit rester à 5K en-dessous de T_f , pour garder des dimensions raisonnables,
- Pour des raisons de rendement, une compression n'est réalisable qu'en monophasique, le compresseur devra donc travailler en zone gazeuse exclusivement,
- Dans l'échangeur 2-3 (condenseur), le fluide doit avoir une température supérieure de 5 K à T_c , toujours pour une question de taille,
- La vanne de laminage doit travailler essentiellement en zone diphasique, et assurer une vaporisation partielle

La production d'entropie dans un échangeur étant proportionnelle à la différence de température, il y a tout intérêt à limiter cet écart tout au long de la transformation. C'est une des raisons qui militent en faveur d'un échange avec changement de phase, car la température du fluide reste alors constante. En outre, le flux de chaleur est plus élevé dans un liquide que dans un gaz, ce qui limite la surface d'échange.

1) Concevoir un cycle raisonnable et le tracer sur le diagramme

Pour déterminer le « cycle », on part donc des deux paliers de température à $T_c + 5$ et $T_f - 5$ dans le domaine diphasique. Pour limiter le coût des échangeurs, on préférera prendre des échangeurs à contre-courant plus efficaces qu'une circulation à co-courant. Pour des considérations technologiques, on prendra un échangeur à courants croisés pour le condenseur à air.



Exemple de l'évolution des températures dans les échangeurs avec un pincement de 5 K

(Pour le condenseur, le pincement se situe à l'apparition de la première goutte liquide mais pour simplifier, on suppose que le débit d'air est grand et que la température de l'air augmente peu dans l'échangeur. On considère les 5K à la sortie du fluide frigorigène)

Ceci fixe les pressions dans les échangeurs, $p_1 (= p_5)$ et $p_2 (= p_3)$, puisque dans l'échangeur la pression du fluide reste sensiblement constante.

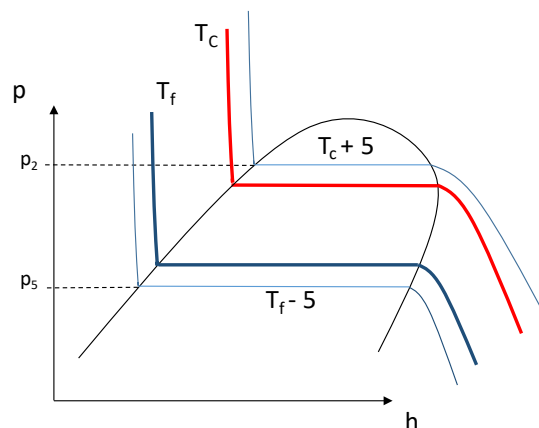


Diagramme h-p : détermination des pressions dans les échangeurs

Il ne reste plus qu'à placer au mieux les points 1, 2, 3 et 5 sur le diagramme.

Puisque le compresseur doit fonctionner en zone gaz, le **point 1** est forcément à l'état de vapeur saturante à la pression p_5 . Sur l'isobare à la pression p_5 , on choisit le point 1 sur la courbe de vapeur saturante pour être à l'état vapeur. On pourrait avoir une surchauffe jusqu'à 7°C tout en respectant la contrainte de 5K, l'eau glacée entrant dans l'échangeur à 12°C.

Le **point 2** s'en déduit, puisqu'il résulte d'une compression dont le rendement isentropique η est donné, et que la pression dans le condenseur est bien déterminée par la température T_c .

On a donc

$$h_2 - h_1 = \frac{h(p_2, s_1) - h(p_1, s_1)}{\eta}$$

Ce qui fixe h_2 et donc le point 2 puisque p_2 est connue.

Le **point 3** en sortie du condenseur est encore à la pression p_2 . D'autre part, sa température ne peut être en-dessous de T_c . Etant donné les isothermes en phase liquide, le point 3 ne peut être à gauche de la courbe de saturation liquide. Afin d'obtenir une variation d'enthalpie la plus grande possible dans l'échangeur, on place le point 3 sur la courbe de saturation liquide. Pour une puissance échangée donnée, on aura ainsi un débit de fluide frigorigène plus faible ce qui permet de réduire la taille de l'installation. En outre, pour un travail τ absorbé par le compresseur, l'efficacité sera maximale avec une variation d'enthalpie maximale dans le condenseur, l'efficacité étant :

$$\epsilon = \frac{Q_{51}}{\tau} = \frac{-Q_{23}}{\tau} - 1$$

Puisqu'un laminage s'effectue à enthalpie constante et que p_5 est déjà fixée, le **point 5** s'en déduit immédiatement.

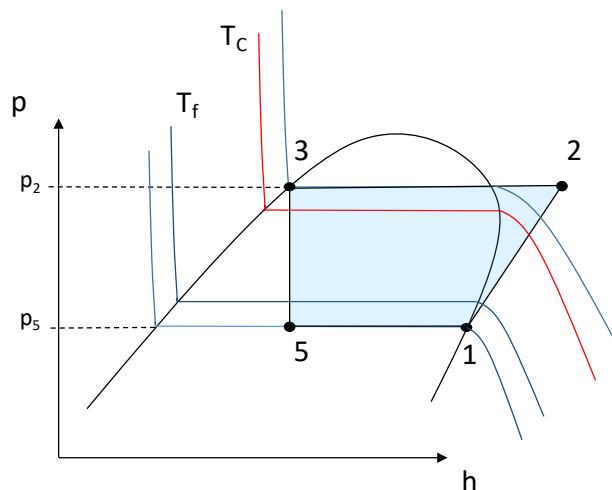


Diagramme h-p : détermination des points 1, 2, 3 et 5

En résumé, par lecture sur le diagramme h-p du R134a ou par détermination via coolprop, on a :

ETAT	PRESSION (BAR)	TEMPERATURE (°C)	ENTHALPIE (kJ/kg)	ENTROPIE (kJ/kg/K)
1	3,15	2°C	399,8	1,726
2REV.	10,17	44,2°C	424,1	1,726
2	10,17	49,7°C	430,2	1,745
3	10,17	40°C	256,4	1,190
5	3,15	2°C	256,4	1,205

On en tire l'enthalpie absorbée par l'évaporateur $Q_{51} = h_1 - h_5 = 143,3 \text{ kJ/kg}$

2) Efficacité énergétique du cycle et débit de fluide frigorigène

Comme le travail fourni au compresseur vaut $\tau = h_2 - h_1 = 30,5 \text{ kJ/kg}$, l'EER vaut

$$\epsilon = \frac{Q_{51}}{\tau} = 4,7$$

Le premier principe appliqué au circuit fluide tout entier donne, puisque le régime est permanent

$$0 = \frac{dU}{dt} = \dot{m}Q_{23} + \dot{m}Q_{51} + \dot{m}\tau$$

On en tire

$$\epsilon = \frac{Q_{51}}{\tau} = \frac{-Q_{23}}{\tau} - 1$$

Dans le cas d'un cycle de Carnot (sans irréversibilité), le second principe s'écrit, pour le système fermé dont la frontière passe à l'extérieur des parois du fluide, comme

$$0 = \frac{dS}{dt} = \dot{m} \frac{Q_{23}}{T_c} + \dot{m} \frac{Q_{51}}{T_f}$$

D'où

$$\frac{Q_{51}}{Q_{23}} = -\frac{T_f}{T_c}$$

L'efficacité maximale du système de climatisation est donc :

$$\epsilon_{Carnot} = \frac{Q_{51}}{\tau} = \frac{Q_{51}}{-Q_{51} - Q_{23}} = \frac{-1}{1 + \frac{Q_{23}}{Q_{51}}} = \frac{-1}{1 - \frac{T_c}{T_f}} = \frac{T_f}{T_c - T_f}$$

Numériquement on obtient un COP de Carnot de 10,0 à comparer avec l'efficacité réelle obtenue.

Le débit de fluide dans l'appareil de puissance de refroidissement de 250 kW, sera donc

$$\dot{m} = \frac{P_f}{h_1 - h_5}$$

Soit

$$\dot{m} = \frac{250}{399,8 - 256,4} = 1,74 \text{ kg/s}$$

3) Amélioration du cycle avec un échangeur intermédiaire

Pour augmenter l'efficacité, il faut déplacer les points 3 et 5 du cycle vers la gauche sur le diagramme, puisque le point 1 (sortie de l'évaporateur) est quasiment inamovible.

Une méthode employée consiste à introduire l'échangeur intermédiaire, interne à l'appareil, qui figure sur le deuxième schéma. Il réchauffe de 1 à 6 le fluide sortant de l'évaporateur à 2°C, à l'aide de celui qui sort du condenseur en 3 à 40°C, et qui se refroidit jusqu'en 4.

Quelles sont les contraintes de fonctionnement ? Les pressions sont déjà fixées, la branche 3-4 est à p_2 et la branche 1-6 est à p_5 .

Les états aux points 3 et 1, sont fixés par les contraintes externes (températures des sources) et donc gardent les mêmes valeurs que précédemment.

Si l'échangeur intermédiaire est à contre-courant comme sur le schéma, la température en 6 ne peut excéder celle d'entrée en 3. En fait, si on garde un pincement de 5K comme avant, la température en 6 est au plus de 35°C. De l'autre côté, l'entrée en 1 est à 2°C, la température du fluide en 4 doit donc être au moins de 7°C pour respecter le critère de dimensionnement des échangeurs fixé ici à 5K. Les valeurs limites des températures en 4 et 6 sont déterminées. A ce stade, on ne sait pas à quelle extrémité de l'échangeur se situe le pincement.

A cela, il faut rajouter une contrainte supplémentaire qui est la conservation de l'énergie dans l'échangeur. Elle impose, puisque le débit masse est le même, que :

$$h_6 - h_1 = h_3 - h_4$$

La variation d'enthalpie dans l'échangeur peut être calculée en fonction des deux conditions limites de températures en 4 et 6. On conservera la solution donnant la plus petite variation d'enthalpie pour respecter le pincement limite de 5K.

En résumé, par lecture sur le diagramme h-p du R134a ou par détermination via coolprop, on a :

ETAT	PRESSION (BAR)	TEMPERATURE (°C)	ENTHALPIE (kJ/kg)	ENTROPIE (kJ/kg/K)
1	3,15	2°C	399,8	1,726
3	10,17	40°C	256,4	1,190
6 limite	3,15	35°C	429,4	1,828
4 limite	10,17	7°C	209,6	1,033

Les différences d'enthalpie limites sont :

$$h_6 - h_1 = 29,6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 - h_4 = 46,8 \text{ kJ/kg}$$

C'est donc le point 6 qui impose sa contrainte, et la différence commune est donc de 29,6 kJ/kg.

$$h_4 = h_3 - 29,6 = 226,8 \text{ kJ/kg}$$

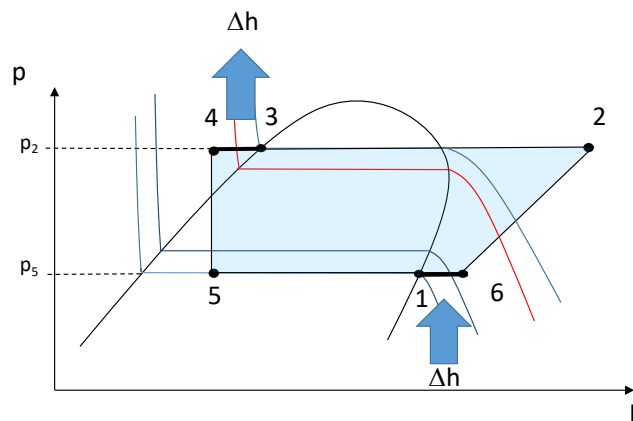


Diagramme h-p : détermination des points 1, 2, 3, 4, 5 et 6

Les états sont donc

ETAT	PRESSION (BAR)	TEMPERATURE (°C)	ENTHALPIE (kJ/kg)	ENTROPIE (kJ/kg/K)
1	3,15	2°C	399,8	1,726
3	10,17	40°C	256,4	1,190
6	3,15	35°C	429,4	1,828
4	10,17	19,5°C	226,8	1,093
2REV.	10,17	76°C	458,0	1,828
2	10,17	82,9°C	465,1	1,848
5	3,15	2	226,8	1,097

L'enthalpie absorbée par l'évaporateur a donc augmenté $Q_{51} = h_1 - h_5 = 173 \text{ kJ/kg}$ au lieu de 143,3 kJ/kg. Le travail de compression devient $\tau = h_2 - h_6 = 35,7 \text{ kJ/kg}$ au lieu de 30,5 kJ/kg.

L'EER augmente passant de 4,71 à

$$\epsilon = \frac{Q_{51}}{\tau} = 4,84$$

On a aussi augmenté la puissance spécifique de l'appareil, donc cela va permettre de réduire des dimensions (hors ajout de l'échangeur supplémentaire) puisque son débit de fluide pour l'appareil de puissance de refroidissement de 250 KW, sera donc

$$\dot{m} = \frac{P_f}{h_1 - h_5}$$

Soit

$$\dot{m} = \frac{250}{399,8 - 226,8} = 1,45 \text{ kg/s}$$

4) Rendement exergetique

A partir du premier principe

$$0 = \frac{dU}{dt} = \dot{m}Q_{23} + \dot{m}Q_{51} + \dot{m}\tau \quad (1)$$

Et du deuxième principe avec irréversibilités internes,

$$0 = \frac{dS}{dt} = \dot{m} \frac{Q_{23}}{T_c} + \dot{m} \frac{Q_{51}}{T_f} + \dot{m} \sigma \quad (2)$$

En appliquant (1) – $T_c \times$ (2), on obtient le bilan d'exergie avec T_c comme référence:

$$0 = \tau + Q_{51} \left(1 - \frac{T_c}{T_f} \right) - T_c \cdot \sigma$$

Dans cette expression, τ représente l'énergie (payante) qu'il faut fournir à l'appareil et $Q_f \left(1 - \frac{T_c}{T_f}\right)$ le terme correspondant au bénéfice que l'on en retire, $T_c \cdot \sigma$ comptabilise les pertes.

On peut donc définir le « rendement exergetique » η (qui doit être toujours <1 à cause de la présence de $T_c \cdot \sigma > 0$).

$$\eta = \frac{-Q_{51} \left(1 - \frac{T_c}{T_f}\right)}{\tau}$$

<i>Rendement exergetique</i>	<i>Système de climatisation initial</i>	<i>Système de climatisation avec échangeur intermédiaire</i>
η	0,471	0,484

Il est identique au rapport

$$\eta = \frac{\frac{Q_{51}}{\tau}}{\frac{-1}{\left(1 - \frac{T_c}{T_f}\right)}} = \frac{\varepsilon}{\epsilon_{Carnot}}$$