

Cycle thermodynamique d'un congélateur

I - Présentation du système

1 - En utilisant la résistance thermique équivalente des parois du congélateur,

$$\Phi_{\text{ext}} = \frac{T_c - T_f}{R_{\text{th}}} = 200 \text{ W} \quad \text{d'où} \quad \Phi_0 = 5\Phi_{\text{ext}} = 1 \text{ kW} .$$

II - Première approche du cycle thermodynamique

2 - Le détendeur permet de baisser la température (et la pression, mais ce n'est pas ce qui est intéressant ici) du fluide sans échange ni de travail ni de chaleur. Le compresseur permet l'inverse, c'est-à-dire d'augmenter la température (et la pression) du fluide en lui apportant un travail. L'évaporateur est un échangeur dans lequel le fluide se vaporise en prélevant de l'énergie à son environnement : le but étant de prélever de l'énergie à la zone réfrigérée du congélateur, c'est là qu'il doit se trouver. Le condenseur est un échangeur dans lequel le fluide se liquéfie en cédant de l'énergie à son environnement, il se trouve au contact de la cuisine (source chaude). La structure de l'installation est représentée figure 1.

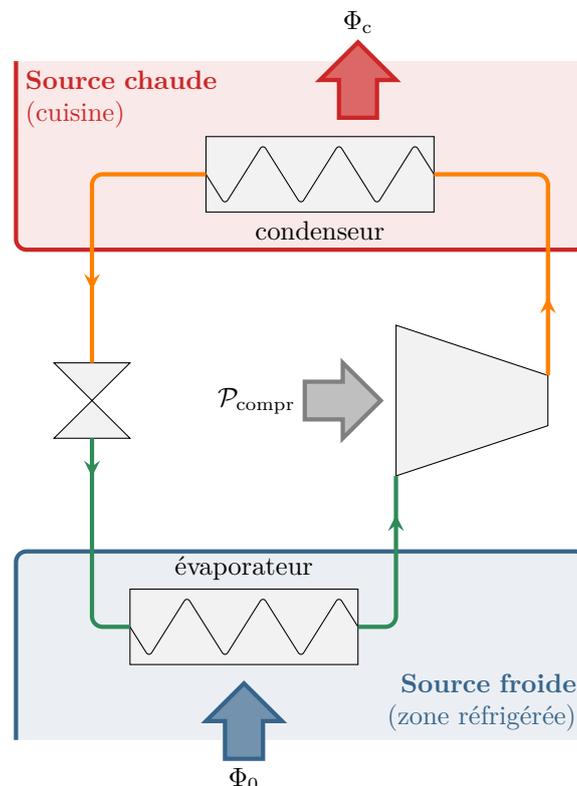


Figure 1 – Structure du congélateur.

3 - Le cycle est représenté figures 2 et 3.

On peut déjà constater un problème d'ordre technologique avec ce cycle : en sortie de compression, le fluide n'est pas à l'état de vapeur sèche mais compte une faible fraction de liquide. Il faudra donc nécessairement imposer une surchauffe pour protéger le compresseur.

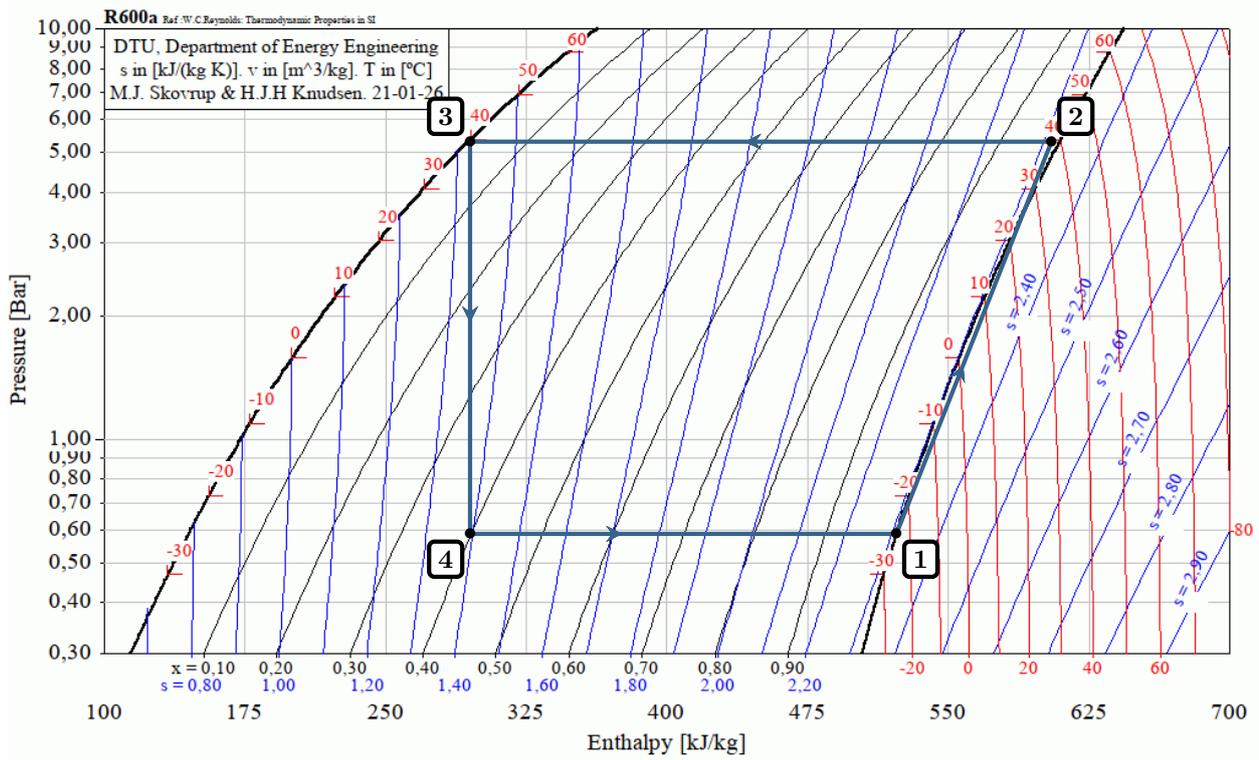


Figure 2 – Cycle du congélateur dans le diagramme des frigoristes.

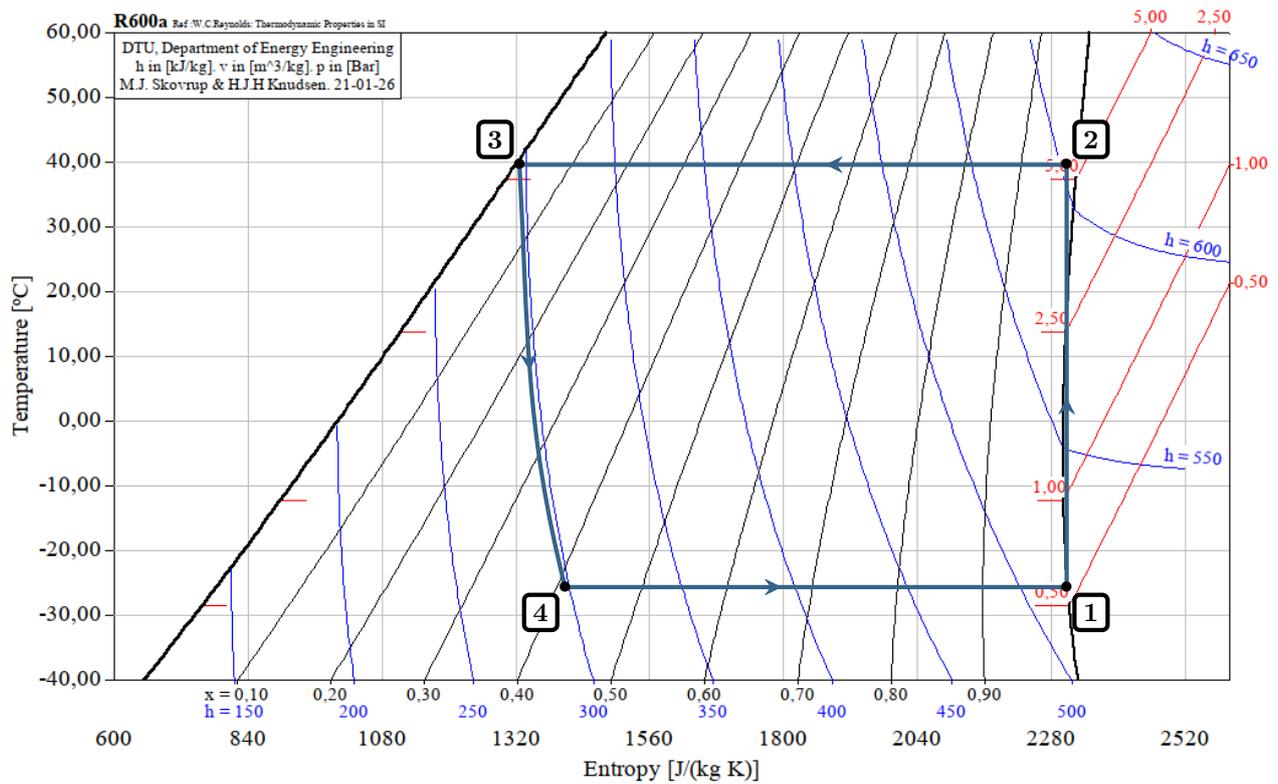


Figure 3 – Cycle du congélateur dans le diagramme entropique.

4 - L'efficacité est définie par

$$e = \frac{\text{puissance prélevée à la source froide}}{\text{puissance mécanique fournie au compresseur}} = \frac{\Phi_0}{\mathcal{P}_{\text{compr}}}$$

Efficacité de Carnot :

$$e_{\text{max}} = \frac{T_f}{T_c - T_f} = 5,1.$$

Si on reprend la définition de l'efficacité en termes de puissance,

$$e_{\text{max}} = \frac{\Phi_0}{\mathcal{P}_{\text{compr,min}}} \quad \text{d'où} \quad \mathcal{P}_{\text{compr,min}} = \frac{\Phi_0}{e_{\text{max}}} = 196 \text{ W}.$$

Le flux Φ_0 étant imposé, on constate que la puissance fournie au compresseur ne dépend que de l'efficacité.

5 - Φ_0 est la puissance thermique échangée dans l'évaporateur (étape 4-1), donc d'après le premier principe appliqué à l'évaporateur, qui ne compte aucune pièce mobile,

$$D_m(\Delta h + \underbrace{\Delta e_c + \Delta e_{pp}}_{\ll \Delta h}) = \Phi_0 + \cancel{\mathcal{P}_{m,41}} \quad \text{d'où} \quad D_m = \frac{\Phi_0}{h_1 - h_4}.$$

Par ailleurs, la détente est isenthalpique donc

$$h_4 = h_3 = h_l(T_{\text{cond}})$$

d'où on déduit

$$D_m = \frac{\Phi_0}{h_v(T_{\text{év}}) - h_l(T_{\text{cond}})} = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Le flux Φ_0 étant imposé, on constate que le débit massique requis ne dépend que des enthalpies aux points 4 et 1.

III - Choix des températures de condensation et d'évaporation

6 - Un échange thermique n'est réversible que s'il n'y a pas d'inhomogénéités de température ... il faudrait donc avoir égalité entre la température de la source et celle du fluide, ce qui est impossible en pratique car l'échange serait alors infiniment long.

7 - Puissance totale échangée dans l'évaporateur :

$$\mathcal{P}_{\text{évap}} = h(T_f - T_{\text{évap}}) 2\pi r L$$

On constate qu'elle est proportionnelle à L . La puissance que le fluide reçoit dans l'évaporateur doit au moins être égale à la puissance Φ_0 prélevée au compartiment réfrigéré, d'où

$$\mathcal{P}_{\text{évap}} \geq \Phi_0 \quad \text{soit} \quad T_f - T_{\text{évap}} \geq \frac{\Phi_0}{2\pi h r L} \quad \text{d'où} \quad T_{\text{évap}} < T_f - \frac{\Phi_0}{2\pi r L h}.$$

Avec les valeurs données, on obtient $T_{\text{évap}} < -22^\circ\text{C}$. Il y a inhomogénéités de température, donc le COP diminue.

8 - « Il suffit » de choisir les pressions de sortie du compresseur et du détendeur comme étant les pressions de saturation à ces températures.

9 - Le problème éventuel se poserait au niveau du condenseur : si la température extérieure devient supérieure à la température choisie de condensation, alors le fluide ne peut plus céder d'énergie à l'extérieur mais il en reçoit ... et donc il ne se condense plus ! Le congélateur peut donc fonctionner jusqu'à 40°C maximum ... mais il rencontrera des problèmes avant compte tenu de la longueur finie du condenseur.

IV - Optimisation du cycle

Cycle	COP	$\mathcal{P}_{\text{méca}}$ (kW)	D_{m} (g · s ⁻¹)
Simplifié	2,76	0,362	4,40
+ surchauffe 5 K	2,79	3,58	4,26
+ sous-refroidissement 10 K	3,09	3,24	3,86
+ $\eta_S = 0,75$	2,32	0,432	3,86

IV.A - Cycle simplifié

IV.B - Choix des températures de changement d'état

IV.C - Cycle avec surchauffe

12 - L'effet de la surchauffe est minime sur le COP. Son rôle est de protéger le compresseur, qui doit absolument être alimenté en vapeur sèche : une entrée de liquide dans le compresseur entraîne de la casse, on parle de « coup de liquide ». La surchauffe permet donc de sécuriser l'installation et de la rendre plus robuste aux fluctuations du cycle, notamment lors des phases transitoires (ouverture de la porte, ajout de nouveaux aliments à congeler, etc.).

IV.D - Cycle avec sous-refroidissement

14 - La température en sortie du condenseur ne peut physiquement pas être inférieure à la température T_c de la cuisine. Ainsi,

$$T_{\text{cond}} - \Delta T_{\text{ss-ref}} \geq T_c \quad \text{d'où} \quad \Delta T_{\text{ss-ref}} \leq T_{\text{cond}} - T_c .$$

15 - Si la température de la cuisine diminue, alors la puissance échangée avec le fluide est plus élevée. Cela permet de le liquéfier totalement au bout d'une longueur de condenseur plus faible, et donc d'utiliser une longueur de condenseur plus grande pour obtenir un sous-refroidissement plus important, bénéfique au COP ... et en plus, d'après la question précédente, ce sous-refroidissement peut atteindre des valeurs plus élevées.

IV.E - Cycle avec compression irréversible

16 - Utiliser un compresseur non-isentropique diminue le COP, ce qui est cohérent : cela ajoute des irréversibilités au cycle. La température maximale atteinte au cours du cycle augmente. Cela signifie que de l'énergie est mal utilisée : au lieu de permettre la compression, elle est utilisée pour échauffer le fluide.

IV.F - Choix du fluide réfrigérant

17 - Compte tenu de la position des isothermes et des isobares dans un diagramme enthalpique, on comprend que choisir $T_{\text{évap}} > T_{\text{éb}}(1 \text{ bar})$ revient à choisir $P_{\text{évap}} > 1 \text{ bar}$. Comme la pression d'évaporation est la pression minimale atteinte au cours du cycle, cf. diagrammes, alors ce choix garantit bien qu'en tout point de l'installation la pression est supérieure à la pression atmosphérique. Concrètement, cela signifie qu'il peut donc y avoir des fuites de fluide frigorigène, mais pas d'entrée d'air dans le système.

18 - La « quantité de froid » évoquée dans l'annexe 3 est reliée à l'énergie prélevée lors de l'évaporation. D'après l'annexe 4, elle s'exprime en $\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$, elle est donc reliée au transfert thermique massique échangé dans l'évaporateur (et pas à la puissance). D'après le premier principe appliqué à l'évaporateur,

$$q_f = h_1 - h_4 .$$

Par ailleurs, le volume de fluide *aspiré* par le compresseur est relié au volume massique en entrée, soit au point 1. Ainsi, la production frigorifique volumique est définie par

$$P_f = \frac{h_1 - h_4}{v_1} .$$

19 - Plusieurs arguments peuvent être donnés : bonnes performances thermodynamiques ; sécurité en installation domestique simple à assurer (pas de température ni pression extrême, au contraire de l'ammoniac) ; impact écologique raisonnable (au contraire du R134a).

20 - Ses performances thermodynamiques sont très bonnes, ce qui justifie son utilisation, et il n'est pas inflammable ce qui est un avantage en terme de sécurité. En revanche, il a un GWP énorme, ce qui explique son interdiction.

21 - L'interdiction en utilisation domestique s'explique par des problématiques de sécurité, en particulier la température maximale atteinte au cours du cycle : il est plus facile pour un constructeur de garantir la sécurité thermique d'une usine plutôt que celle de congélateurs domestiques, qui peuvent être déplacés, manipulés, heurtés, etc. On peut imaginer que plus l'installation est grande, plus la contrainte de production volumique de froid est importante, ce qui justifie de préférer l'ammoniac au propane par exemple.