

ANALYSE EXERGETIQUE POUR LE CHOIX DE LA DIFFERENCE DE TEMPERATURE OPTIMALE DANS LES ECHANGEURS DE CHALEUR RECUPERATEURS D'UN SYSTEME CRYOGENIQUE

Alexandru DOBROVICESCU¹, Dorin STANCIU², Colette PADET³,
Emilia-Cerna MLADIN⁴, Jacques PADET⁵, Malina PRISECARU⁶

Studiul demonstrează că minimizarea distrugerii de exergie într-un schimbător de căldură recuperator al unui sistem criogenic se obține când diferența de temperatură dintre cei doi curenți de gaz este proporțională cu nivelul temperaturii la care operează aparatul. Reducerea diferenței de temperatură spre capătul rece al schimbătorului se poate realiza prin introducerea în paralel a unui detentor.

The paper shows that the minimization of the exergy destruction in a recuperative heat exchanger of a cryogenic system is performed when the temperature difference between the two gas streams is proportional to the temperature level at which the apparatus operates. The reducing in the temperature difference towards the cold bottom of the heat exchanger can be performed by an expander.

Dans cette étude on montre que la minimisation de la destruction d'exergie dans un échangeur de chaleur récupérateur utilisé dans un système cryogénique est obtenue lorsque la différence de température entre les deux courants fluides est proportionnelle au niveau de température de fonctionnement de l'appareil. La réduction de la température vers l'extrémité froide de l'échangeur de chaleur peut être réalisée par une machine de détente.

Mots clés: échangeur de chaleur, génération d'entropie, destruction d'exergie, cryogénie, machine de détente

1. Introduction

Dans l'analyse d'un système énergétique, le Premier principe de la thermodynamique met en évidence seulement les pertes dues aux interactions

¹ Prof., Chaire de Thermodynamique, Université POLITEHNICA de Bucarest, Roumanie, e-mail: adobrovicescu@yahoo.com

² Maitre de Conférences, Chaire de Thermodynamique, Université POLITEHNICA de Bucarest

³ Prof., Université de Reims, France

⁴ Prof., Chaire de Thermodynamique, Université POLITEHNICA de Bucarest, Roumanie

⁵ Prof., Université de Reims, France

⁶ Maitre de Conférences, Chaire Equipement Thermomécanique Classique et Nucléaire, Université POLITEHNICA de Bucarest, Roumanie

avec l'environnement à travers la frontière du système. La seule stratégie d'optimisation relevée par le Premier principe est de réduire les pertes en diminuant les quantités d'énergie utilisables transférées dans l'environnement. Mais, à l'intérieur du système, l'énergie utilisable (l'exergie) est détruite à cause des processus irréversibles. Seulement une analyse exergétique qui tient compte en même temps de la quantité et la qualité de l'interaction avec l'environnement dans les processus d'échange d'énergie, peut mettre en évidence les vraies causes du mal fonctionnement d'un système énergétique.

L'analyse du fonctionnement des systèmes cryogéniques [1] a démontré que la destruction d'exergie est importante dans les échangeurs thermiques à cause du transfert de chaleur pour une différence finie de température.

En trouvant les moyens de réduire la destruction d'exergie dans les échangeurs de chaleur on s'attend à une augmentation importante du coefficient de performance du système global.

2. Minimisation de la destruction d'exergie due au transfert de chaleur à une différence finie de température

L'analyse d'un échangeur de chaleur récupérateur [2] d'une installation de réfrigération avec un laminage (vanne de détente) du type Linde (figure 1) met en évidence que la destruction d'exergie due au transfert de chaleur pour une différence finie de température a un effet négatif important sur l'efficacité globale du système cryogénique.

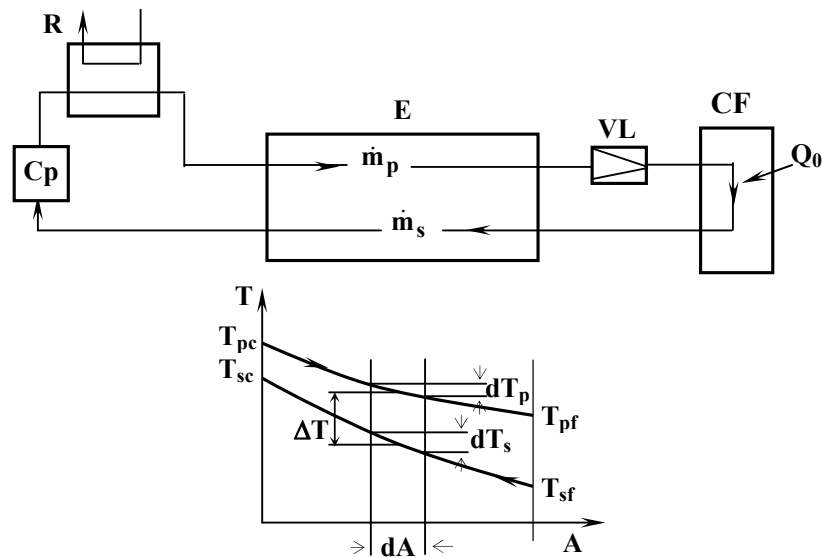


Fig. 1. Schéma de l'installation de réfrigération de type Linde, et variation des températures dans l'échangeur récupérateur de chaleur

Pour une surface d'échange de chaleur élémentaire dA entre le fluide primaire (indice p) et le fluide secondaire (indice s), entre le fluide primaire (indice p) et le fluide secondaire (indice s), la destruction d'exergie due au transfert de chaleur pour un écart fini de température ($\Delta T = T_p - T_s$), calculée par le théorème de Gouy-Stodola [3, 4], est donnée par la relation :

$$dI_{\Delta T} = T_0 \cdot \delta \dot{S}_{gen}^{\Delta T} = T_0 \cdot \delta \dot{Q} \left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T_p} \right) \quad (1)$$

En prenant comme expression du flux de chaleur transféré la relation

$$\delta \dot{Q} = \dot{m}_p \cdot c_{p_p} \cdot dT_p \quad (2)$$

la génération d'entropie dans le fluide primaire due au transfert de chaleur à travers la surface élémentaire dA , devient:

$$\delta \dot{S}_{gen}^{\Delta T} = \dot{m}_p \cdot c_{p_p} \left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T_p} \right) dT_p = \dot{m}_p \cdot c_{p_p} \frac{\Delta T}{T_p \cdot T_s} dT_p \quad (3)$$

La différence optimale de température entre le courant primaire et secondaire des gaz pour une variation infiniment petite de la température T_p , s'obtient en imposant que la vitesse de génération d'entropie $\dot{S}_{gen}^{\Delta T}$ soit minimale, d'où le minimum de la fonctionnelle :

$$J = \dot{S}_{gen}^{\Delta T} = \int_{T_{pf}}^{T_{pc}} \frac{\dot{m}_p \cdot c_{p_p} \cdot \Delta T}{T_p \cdot T_s} dT_p \quad (4)$$

où les indices c et f correspondent respectivement du côté chaud et froid de l'échangeur thermique.

On observe que, sans imposer aucune condition restrictive, la solution simple serait $\Delta T = 0$, ceci correspond à une surface d'échange de chaleur infinie. En général, la surface d'échange est limitée et cette solution est écartée. Dans notre cas, on va chercher à définir la fonction qui pour une différence de température ΔT permet de minimiser l'expression (4), pour une surface d'échange de chaleur correspondante au fluide primaire, précise.

En sachant que la quantité de chaleur échangée s'écrit :

$$\dot{m}_p \cdot c_{p_p} \cdot dT_p = k(T_p) \cdot dA_p \cdot \Delta T \quad (5)$$

il en résulte que :

$$A_p = \int_0^{A_p} dA_p = \int_{T_{pf}}^{T_{pc}} \frac{\dot{m}_p \cdot c_{p_p}}{k(T_p) \cdot \Delta T} dT_p \quad (6)$$

Pour minimiser l'expression intégrale exprimée par (4), dans la condition restrictive (6), nous allons faire appel au calcul variationnel [5,6]. En utilisant la méthode des multiplicateurs de Lagrange on transforme la minimisation avec contraintes en une minimisation sans contraintes. Le cas se réduit à la minimisation de l'intégrale suivante :

$$\Phi = \int_{T_{pf}}^{T_{pc}} \left(\frac{\dot{m}_p \cdot c_{p_p} \cdot \Delta T}{T_p \cdot T_s} + \lambda \frac{\dot{m}_p \cdot c_{p_p}}{k(T_p) \cdot \Delta T} \right) dT_p \quad (7)$$

ce qui conduit à la résolution de l'équation d'Euler :

$$\frac{1}{T_p \cdot T_s} - \frac{\lambda}{k(T_p) \cdot \Delta T^2} = 0 \quad (8)$$

On obtient :

$$\Delta T_{opt} = \lambda^{1/2} \left(\frac{T_p \cdot T_s}{k(T_p)} \right)^{1/2} \quad (9)$$

Comme la différence de température entre les deux courants fluides ($\Delta T = T_p - T_s$) est très inférieure aux valeurs absolues des températures T_p et T_s , pour simplifier, on considère l'approximation suivante $T_p \cong T_s$. Ainsi la relation (9) prend la forme suivante :

$$\Delta T_{opt} = \lambda^{1/2} \frac{T_p}{k(T_p)^{1/2}} \quad (10)$$

La valeur de λ s'obtient en imposant que ΔT_{opt} vérifie la contrainte donnée par la relation (6). On obtient :

$$\lambda^{1/2} = \frac{\dot{m}_p \cdot c_{p_p}}{A_p \cdot k^{1/2}} \ln \frac{T_{p_c}}{T_{p_f}} \quad (11)$$

où k est le coefficient moyen de transfert de chaleur global dans l'intervalle de température $T_{p_f} - T_{p_c}$.

En tenant compte de la relation (11), l'expression (10) devient :

$$\Delta T_{opt} = \left(\frac{\dot{m}_p \cdot c_{p_p}}{A_p (k \cdot k(T_p))^{1/2}} \ln \frac{T_{p_c}}{T_{p_f}} \right) T_p \cong ct \cdot T_p \quad (12)$$

L'équation (12) montre, que pour minimiser la destruction d'exergie dans un échangeur récupérateur de chaleur, la différence de température entre les deux courants fluides chaud et froid doit varier proportionnellement avec la température de ces courants dans le sens de leur déplacement.

Pour l'échangeur récupérateur de chaleur de l'installation de réfrigération de type Linde, la différence de température entre les deux courant de fluides doit diminuer vers le coté froid.

C'est un résultat bien logique si l'on observe bien que la destruction d'exergie est égale à la génération d'anergie qui elle est due à l'irréversibilité du transfert de chaleur pour une différence finie de température [7,8]. L'équation de la génération d'anergie est donnée par :

$$\dot{I} = An_{gen} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen}^{\Delta T} = T_0 \frac{\dot{Q}_{gen}}{T} \quad (13)$$

L'équation (13) montre que dans les systèmes de réfrigération (où $T < T_0$), l'effet de la destruction d'exergie augmente pour une réduction de la température T . Afin de contourner cet effet, la solution optimale obtenue aura comme résultat direct la réduction de la différence de température, qui est dans ce cas la cause de l'irréversibilité.

3. Réduction de la différence de température dans l'échangeur de chaleur récupérateur par l'utilisation d'une machine de détente

On observe que pour réduire la différence de température ΔT , entre le courant de gaz primaire et celui secondaire, en s'approchant du côté froid de l'échangeur, on peut utiliser une machine de détente placée en parallèle comme présenté sur la figure 2. La machine de détente, non seulement réduit la température du gaz du courant primaire par détente directe, mais aussi permet de réduire le débit du gaz du courant primaire tout en respectant de cette manière la condition optimale donnée par la relation de l'équation (11).

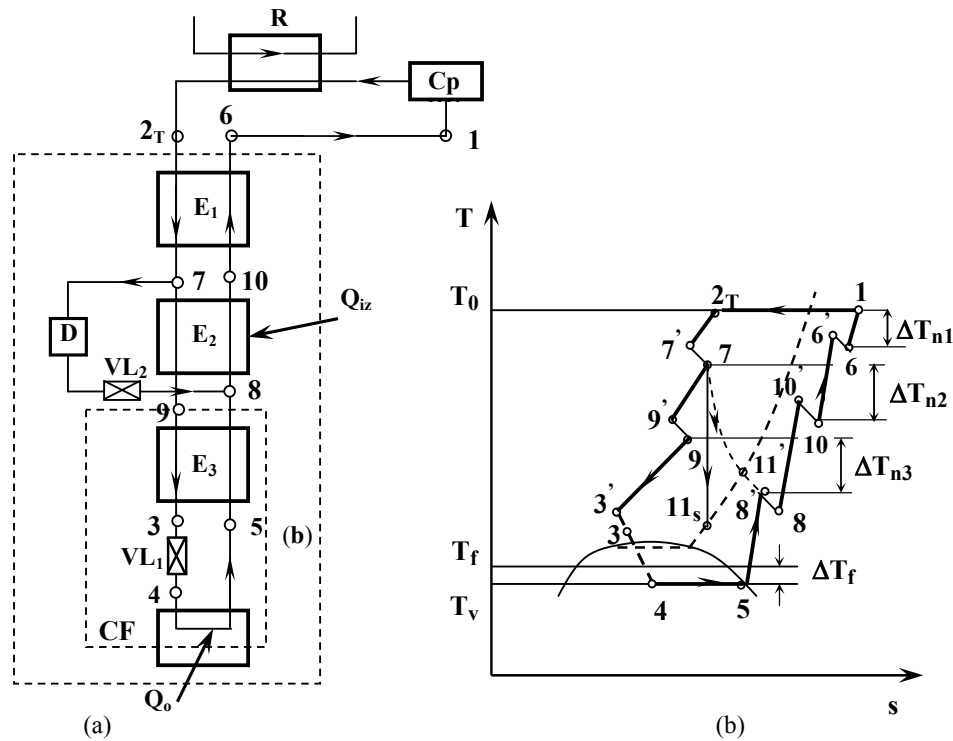


Fig. 2. Installation de réfrigération de type Claude: (a) schéma constructif; (b) cycle thermodynamique sur le diagramme T-s

Les résultats de l'analyse exergetique [9] comparative du comportement du système de réfrigération de type Linde par rapport au système Claude à la variation de la différence de température ΔT au bout chaude du premier échangeur récupérateur sont présentés sur les figures 3 et 4. L'étude a été fait dans les conditions suivantes: $T_0=300\text{K}$; $T_f=82\text{K}$; $p_2=20\text{MPa}$; $\Delta T_f=2\text{K}$; $\eta_T=0,6$;

$\eta_D=0,8$; $q_{iz}=2\text{kJ/kg}$; $\eta_m=0,8$; $p_i=0,75\text{MPa}$. L'agent cryogénique est l'azote [10].

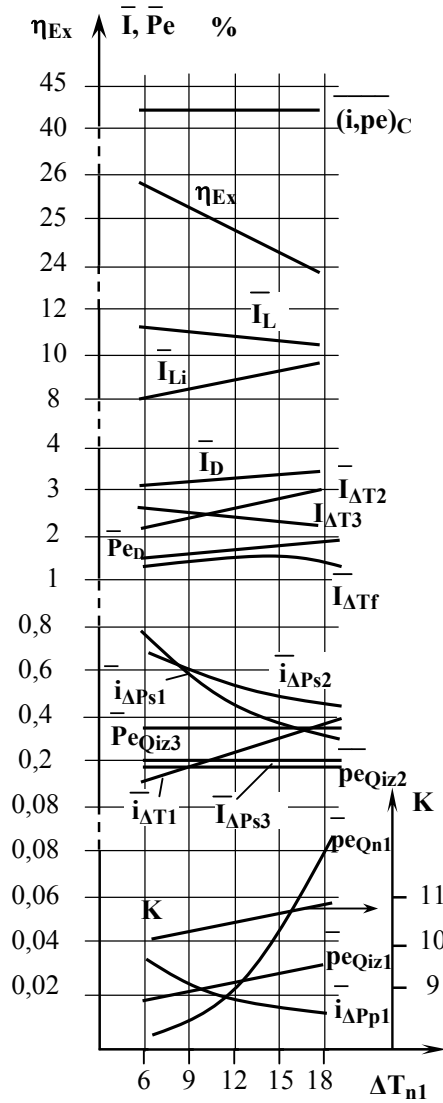


Fig.3. Système Claude: variation du rendement exergétique et des pertes et destructions d'exergie avec ΔT_{n1} .

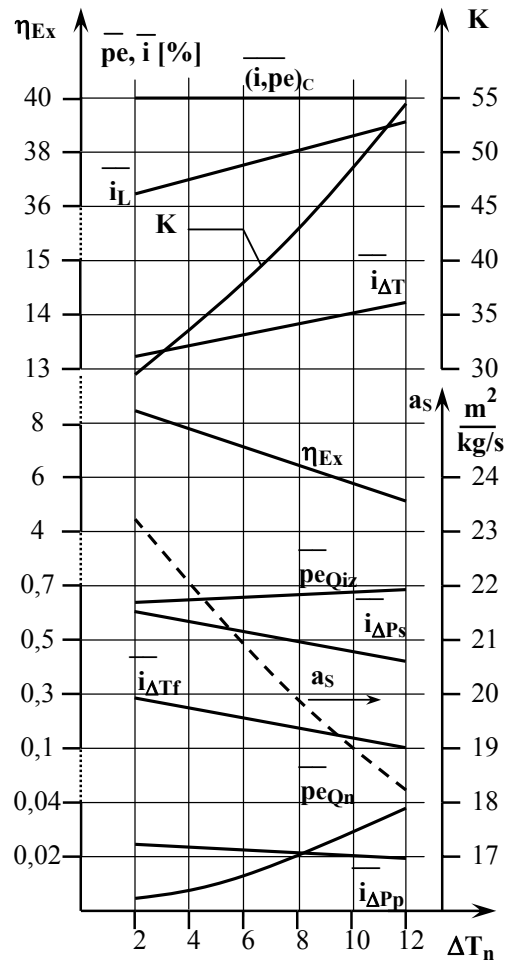


Fig.4. Système Linde: variation du rendement exergétique et des pertes et destructions d'exergie avec ΔT_n .

On observe une réduction de la somme des destructions d'exergie à cause de la différence finie de température $\bar{i}_{\Delta T} = \bar{i}_{\Delta T_1} + \bar{i}_{\Delta T_2} + \bar{i}_{\Delta T_3}$ (figure 3) du système Claude, de 8% par rapport à l'échangeur récupérateur unique du système Linde (figure 4). Correspondant le rendement exergetique du système Claude augmente approximativement de 18%.

4. Conclusion

Pour le système de refroidissement, en général, ou les processus de transfert de chaleur se passent au dessous de la température de l'environnement, et dans le domaine de la cryogénie, en particulier, la génération d'anergie ou la destruction d'exergie qui accompagne les processus de transfert de chaleur, augmente à la réduction de la température.

Pour contrecarrer cet effet négatif, qui a une influence dominante sur la performance globale du système, on démontre que la destruction d'exergie due au transfert de chaleur pour une différence finie de température est minimale si la différence de température dans l'échangeur récupérateur décroît vers le côté froid de l'appareil.

Pour un système cryogénique de réfrigération, la différence optimale de température dans les échangeurs récupérateurs est réalisée en utilisant une machine de détente. La machine de détente, par la diminution du débit du courant primaire (à refroidir) et par le refroidissement du courant secondaire à l'entrée dans l'échangeur de chaleur de l'étage de détente, conduit à la diminution de la différence de température vers le côté froid de l'échangeur.

En utilisant ce schéma structurel, le coefficient de performance du système cryogénique augment substantiellement, par rapport à un système sans machine de détente.

Nomenclature

A	surface d'échange de chaleur, m^2
An	anergie, J
a_s	surface d'échange de chaleur sur la parte de l'agent secondaire pour 1 watt de charge de refrigeration, m^2/W
c	chaleur massique, $J/(kg K)$
Cp	compresseur
CF	chambre froide
D	machine de détente
E	échangeur de chaleur
I	destruction d'exergie, $J/(kg \text{ gaz comprimé})$ (corresponde aux appareils où

	le débit est différent du débit de gaz comprimé)
\bar{i}	destruction d'exergie rapportée au travail mécanique consommé par le compresseur
k	coefficient global d'échange de chaleur, $W/(m^2K)$
K	consommation de travail mécanique pour un watt de réfrigération
\dot{m}	débit massique, kg/s
pe	perte spécifique d'exergie, J/kg
\bar{pe}	perte d'exergie rapportée au travail mécanique consommé par le compresseur
R	refroidisseur de gaz
\dot{Q}	flux de chaleur W
Q_o	charge de réfrigération $J/(kg \text{ de gaz comprimé})$
Q_{iz}	pertes de chaleur à travers l'isolation
S_{gen}	générations d'entropie, J/K
T	température absolue, K
v	volume spécifique, m^3/kg
VL	vanne de laminage (détendeur)
w	vitesse massique, $kg/(m^2s)$

Symboles grecs

ΔT	différence de température, K
Δp	perte de charge, bar
ΔT_n	différence de température à l'extrémité chaude de l'échangeur de chaleur, K
η_{Ex}	rendement exergetique de l'installation
η_D	rendement isentropique du détendeur
η_m	fraction du travail mécanique produit par le détendeur
η_T	rendement isothermique du compresseur
λ	multiplicateur de Lagrange

Indices

0	environnement
c	fluide chaud, compresseur
D	détendeur
f	chambre froide
L	laminage
Li	laminage intermédiaire
v	évaporation
p	courant fluide primaire, pression constante
Q	chaleur

Q_{iz} pertes de chaleur à travers l'isolation
 s courant fluide secondaire

R É F É R E N C E S

- [1]. *Th. Flynn*, Cryogenic Engineering, CRC Press, Boca Raton, Florida, 2004
- [2]. *J. Padet*, Echangeurs thermiques, MASSON, Paris, 1994
- [3]. *A. Bejan*, Entropy Generation Minimization, CRC Press, Boca Raton, Florida, 1996
- [4]. *Al. Dobrovicescu*, Principiile analizei exergoeconomice, Politehnica Press, 2007
- [5]. *F. B. Hildebrand*, Advanced Calculus for Applications, Prentice-Hall, New York, 1976
- [6]. *Deborah Hughes Hallett et.al.*, Applied Calculus, John Wiley, New York, 2006
- [7]. *A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran*, Thermal Design and Optimization, John Wiley, New York, 1996
- [8]. *Al. Dobrovicescu, D. Stanciu, Elena Vasilescu, I. Oprea*, Analysis of the real behavior and optimization of gas turbine cycles, U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol.70, No.3, 2008, pag. 103-116
- [9]. *Al. Dobrovicescu, D. Stanciu, Camelia Petre*, Optimization of a Cryogenic Refrigeration System Based on the Exergetic Analysis, 10th WSEAS International Conference on MATHEMATICAL and COMPUTATIONAL METHODS in SCIENCE and ENGINEERING (MACMESE'08), Computers and Simulation in Modern Science, Vol II, 2008, pag 57-62
- [10]. *R.T. Jacobsen, R.B. Stewart*, Thermodynamic Properties of Nitrogen Including Liquid and Vapor Phases from 63K to 2000K with Pressures to 10000 bars., J.Phys. Chem.Ref.Data, 2, 1973, pag. 757-922