

Calcul Hydraulique d'un Condenseur Industriel à Surface précédé d'un Désurchauffeur du Complexe Sonatrach/ Arzew

D. BENNACER¹, F. BENKHENAFOU², M. SIFI¹ et M. BENAÏSSA¹

¹Faculté de Technologie/ Département de Génie Mécanique, BP. 119, Université de Tlemcen, Algérie

²Faculté des Sciences/ Département de Physique, B.P. 119 Université de Tlemcen, Algérie

bennacer.djamel@yahoo.fr

Résumé — La présente étude est l'étendue d'un calcul thermique porté sur un condenseur industriel à surface (à faisceau de tubes et calandre), installé au niveau du complexe de liquéfaction du gaz naturel de la Sonatrach d'Arzew. Ce dernier est conçu pour récupérer l'excès de vapeur issu d'un collecteur de pression 4,5bar. Un désurchauffeur est installé en amont du condenseur afin d'abaisser la température d'entrée de la vapeur d'eau à une température proche de celle de condensation de la vapeur à sa pression de service. Dans cette étude nous procédons au calcul hydraulique pour juger les performances de cet échangeur suite aux modifications apportées sur les températures et les débits massiques de la vapeur d'eau, après sa pulvérisation à l'entrée du condenseur.

Mots Clés : Calcul thermique, condenseur, excès de vapeur, calcul hydraulique, échangeur.

Abstract — The present study is the extent of a thermal calculation, focused on industrial condenser surface (tube bundle and shell), installed at the natural gas liquefaction complex of Sonatrach, Arzew. It is designed to recover the steam excess from a 4.5 bar pressure collector. A desuperheater device, is installed upstream of the condenser in order to reduce the inlet temperature of the steam at a temperature close to the steam condensation at the operating pressure. In this study we perform the hydraulic calculations to assess the performance of this exchanger after changing temperature and mass flow of vapor water, after it spraying at the inlet of condenser.

Keywords: thermal calculation, condenser, steam excess, hydraulic calculation, heat exchanger.

NOMENCLATURE

- A' : Surface d'échange estimées, [m^2].
 A : Surfaces d'échange calculée, [m^2].
 h_1 : Enthalpie de la vapeur après désurchauffe, [$Kcal. h^{-1}. m^{-2}. ^\circ C^{-1}$].
 h_c : Enthalpie de l'eau de pulvérisation, [$Kcal. h^{-1}. m^{-2}. ^\circ C^{-1}$].
 h_s : Enthalpie de la vapeur d'eau surchauffée, [$Kcal. h^{-1}. m^{-2}. ^\circ C^{-1}$].
 M : Quantité de la vapeur d'eau surchauffée.
 M_c : Quantité d'eau (Condensât) requise pour le point de réglage de température de 110°C, [kg/h].
 N_t' : Nombre de tubes estimé.
 Re : Nombre de Reynolds côté tube.
 Re_{CT} : Nombre de Reynolds côté calandre.
 U_{si} : Coefficient d'échange global dans la phase i . [$Kcal. h^{-1}. m^{-2}. ^\circ C^{-1}$].
 ΔT_{LMic} : Différence de température logarithmique moyenne corrigée [$^\circ C$].
 ΔP : Perte de charges côté tubes [kg/cm^2].

Index

i : Phase ($i = 1, 2$ et 3), respectivement : désurchauffe, condensation et refroidissement.

t : Tube.

c : Calandre.

1. INTRODUCTION

Une grande part d'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels ainsi que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique, transite au moins une fois par un échangeur de chaleur.

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres, à savoir : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides...etc.

Les échangeurs thermiques doivent présenter une grande surface d'échange de chaleur sous un volume externe le plus réduit possible.

Le complexe industriel de liquéfaction du gaz naturel (GNL) de la société Algérienne Sonatrach est un grand consommateur de vapeur (jusqu'à 2695 tonnes/heure) ; qui sert à la fois à entrainer les différents équipements et sert d'apport calorifique assurant le chauffage, l'évaporation et la distillation. Les nombreux déficits de production de vapeur d'eau dessalée n'ont pu permettre au complexe d'assurer la bonne marche de ses six trains de liquéfaction en service.

Dans un travail précédent, nous avons procédé à modifier les paramètres d'exploitation de l'échangeur qui, dans ses conditions de fonctionnement reçoit de la vapeur à une température de 229.7°C, qui est loin de la température de design et/ou de saturation (107°C).

Pour cette raison nous nous sommes intéressés à abaisser la température d'entrée de la vapeur d'eau dans le condenseur jusqu'à une température proche de celle de saturation (110°C) qui correspond à la pression de service du condenseur (1.276 bar), en proposant de placer un désurchauffeur en amont du condenseur, alimenté en condensât à une température de 90°C et à une pression de refoulement d'une pompe de réinjection de 11,4 bar (voir figures "1" et "2").

Le présent travail fera l'objet de calcul hydraulique du condenseur.

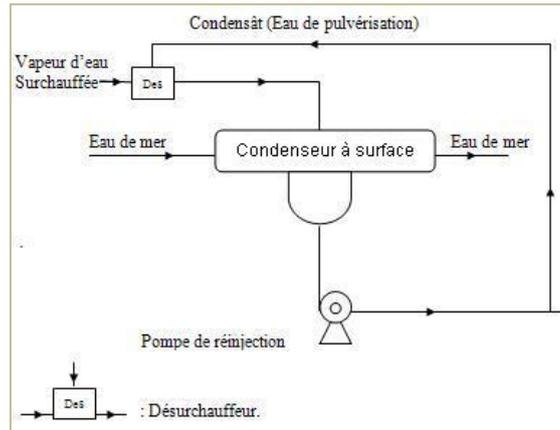


Fig. 1 Principe de fonctionnement du désurchauffeur

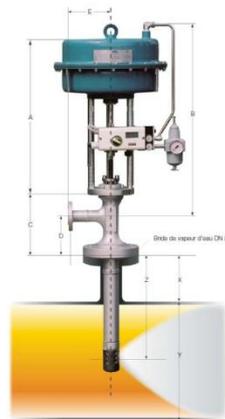


Fig. 2 Désurchauffeur

2. DESCRIPTION DES APPAREILS

2.1 Principe de fonctionnement du Désurchauffeur

Le désurchauffeur à pulvérisation constitue un progrès remarquable dans le domaine de l'appareillage pour la commande de température de la vapeur, bien que le débit possible puisse atteindre près de 25 tonne d'eau par heure. Ce dernier injecte le condensât dans la conduite de la vapeur d'eau surchauffée avec un débit réglant selon la variation de température par rapport au point de consigne 110°C "Fig. 2".

2.2 Description du Condenseur

Le condenseur en question a pour surface 110 m² et ses paramètres de design sont récapitulés dans les Tables "1" et "2".

Table 1 : Géométrie du condenseur

<i>Désignation</i>	<i>Valeur</i>
Nombre de tubes	495
Diamètre extérieur	19.05 mm
Longueur de tube	3800 mm

Epaisseur de tube	1.24 mm
Pas	24 mm
Diamètre interne de la calandre	600 mm
Diamètre externe de la calandre	1000 mm

Table 2: Paramètres du design du condenseur

<i>Désignation</i>	<i> Tubes</i>	<i> Calandre</i>
Fluide	Eau de mer	Vapeur d'eau
Débit massique	-	23400 kg/h
Débit Volumique	730 m ³ /h	-
Température d'entrée	24 °C	145 °C
Température de sortie	-	90 °C
Nombre de passe	1	1
Masse Volumique	1020 Kg/m ³	-
Pression de service	-	1.276 bars

3. DIMENSIONNEMENT THERMIQUE

3.1 Dimensionnement du Désurchauffeur

La quantité d'eau requise pour obtenir le point de réglage de température en se basant sur l'équilibre thermique, est calculée à partir de la formule suivante :

$$Mc (h1 - hc) = M (hs - h1) \quad (1)$$

3.2 Dimensionnement de l'échangeur

Le problème du dimensionnement thermique a commencé par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique proprement dite ; elle est destinée à fixer par le calcul la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés.

Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des essais successifs la solution qui semble la meilleure, à la fois du point de vue thermique et du point de vue hydraulique.

Le calcul de dimensionnement est basé sur la méthode de l'écart moyen logarithmique « DTLM » et celle de Kern.

1. Estimation de la surface d'échange A'_S en fonction des coefficients d'échange globaux estimés U'_{si} et les surfaces d'échange estimées A'_{si} dans chaque phase, tenant compte la différence de température logarithmique moyenne corrigée ΔT_{LMic} (Multipliée par un facteur de correction F_i ;
2. Choix de l'appareil : Après avoir calculé la surface d'échange totale sale estimée à partir des coefficients de transfert globaux estimatifs et selon le standard TEMA, on a opté pour le même type de condenseur (Type B.E.L) :
 - Longueur de tube: $L = 3.779 \text{ m}$
 - Diamètre extérieur de tube : $d_o = 19.05 \text{ mm}$

- Epaisseur de tube: $18 \text{ BWG} = 1.24 \text{ mm}$
- Surface linéaire de tube : $S_0 = 0.0598 \text{ m}^2/\text{m}$
- Disposition des tubes : Pas triangulaire, ($P = 23.8 \text{ mm}$).
- Nombre de passe côté tubes : $n_t = 1$
- Nombre de passe côté calandre : $n_c = 1$
- Espacement entre chicanes: $B = 454.91 \text{ mm}$
- Jeu entre deux tubes adjacents : $C = 4.76 \text{ mm}$

3. Calcul du nombre de tubes estimés N_t' et son rapprochement à celui normalisé N_t selon le code TEMA.

$$N_t' = \frac{A'_{Si}}{L \cdot S_0} \quad (2)$$

4. Les nouvelles surfaces d'échanges A_{Si} sont recalculées à partir des nouveaux coefficients d'échange globaux U_{Si} dont leur calcul est répété jusqu'à aboutir à des coefficients U_{Si} très proche des valeurs estimées de U'_{Si} . Chaque itération est accompagnée d'un choix de la géométrie et plus particulièrement le diamètre de la calandre et le nombre de tubes du condenseur.

Enfin, les surfaces d'échange sont calculées avec les bons coefficients de transfert globaux, par l'équation suivante :

$$A_{Si} = \frac{Q_i}{U_{Si} \cdot \Delta T_{LMic}} \quad (3)$$

5. La surface d'échange totale est calculée à partir de la somme des surfaces d'échange de chaque phase.

$$A_S = \sum_{i=1}^3 A_{Si} \quad (4)$$

4. CALCUL HYDRAULIQUE

Les deux fluides qui traversent l'échangeur s'écoulent sous l'effet potentiel mesuré par la différentielle de pression ΔP entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle la perte de charge.

Kern simplifie le problème en ne prenant en considération que les échangeurs industriels pour lesquels la hauteur du segment libre de la chicane, est égale au quart du diamètre intérieur de la calandre.

Dans ces conditions les vitesses massiques transversale et longitudinale sont assez voisines et peuvent être confondues.

Pour le cas des condenseurs, on a :

- **Côté faisceau Tubulaire :**

$$\Delta P_t = \frac{n_t \cdot G_t^2}{1,271 \cdot 10^{15} \cdot d} \left[\frac{f_t \cdot L}{d_i} + 2 \right] \quad (5)$$

- Côté Calandre :

$$\Delta P_C = \frac{f_{CT} \cdot G_{CT}^2 \cdot (n_C + 1) \cdot D_C}{1,271 \cdot 10^{15} \cdot d' \cdot d_e} \quad (6)$$

Les valeurs des coefficients de friction, pour un régime turbulent :

- Côté faisceau Tubulaire :

Tubes lisses :

$$f_t = 0.0028 + 0.25Re^{-0.32} \quad (7)$$

Tubes rugueux :

$$f_t = 0.0070 + 0.528Re^{-0.42} \quad (8)$$

- Côté Calandre :

$$f_{CT} = 1.50 \left(\frac{d_0}{(p - d_0) \cdot Re_{CT}} \right) \quad (9)$$

5. RESULTATS-DISCUSSION

L'écoulement à l'intérieur du condenseur à surface est étudié pour des débits constants de l'eau de mer et des débits variables de la vapeur d'eau, tenant compte les quantités rajoutées (Réinjectées) du condensât pour atteindre la consigne de température (Point de réglage de 110°C) et cela pour des températures de vapeur variantes entre 229.4°C et 110°C côté calandre, ce qui correspond à des nombres de tubes compris entre 806 et 545 "Fig. 4" et des surfaces d'échange afférentes respectives de 172.43 m² et 108.7 m² "Fig. 5".

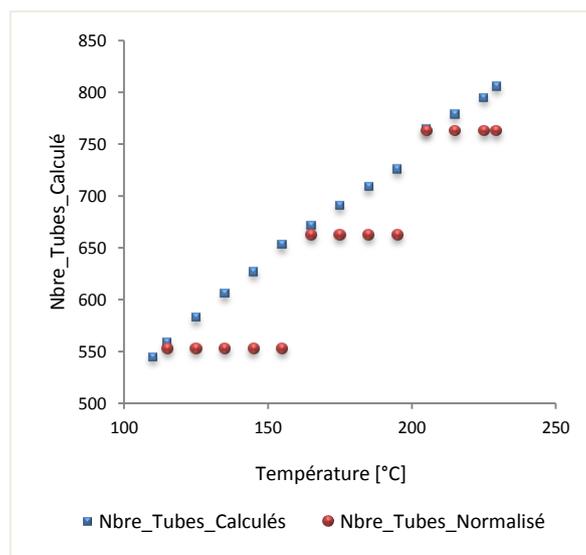


Fig. 3 Nombre de tubes estimés et normalisés en fonction de la température d'entrée de la vapeur d'eau

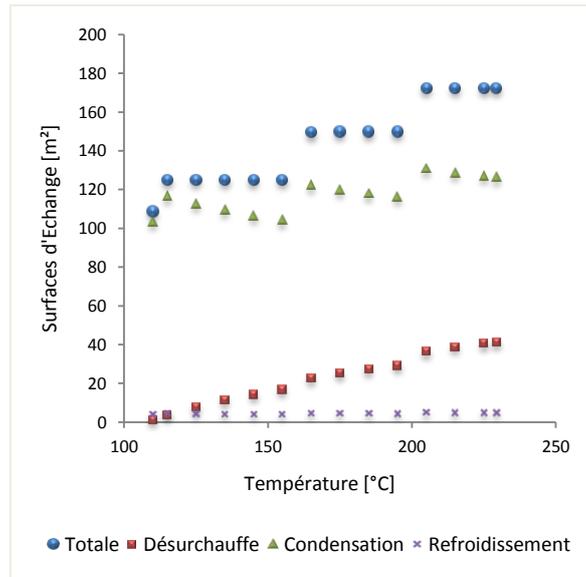


Fig. 4 Variation des surfaces d’échanges en fonction de variation de la température d’entrée de la vapeur d’eau.

Nous constatons qu’à mesure que la température de la vapeur d’eau diminue, le nombre de tube de l’échangeur est réduit “Fig. 4”.

Cependant, nous remarquons que l’appareil installé au niveau du complexe de liquéfaction du gaz naturel, avec ses paramètres de design, à savoir : une température d’entrée côté calandre de 145°C et un nombre de tubes de 495, ne peut pas assurer la condensation totale de la vapeur d’eau (Appareil sous dimensionné), ce qui conduit à dégager vers l’ambiance l’excès de vapeur (Pertes) contenu dans l’échangeur, par le biais d’une soupape de sécurité installée sur une bride du condenseur.

Afin d’optimiser davantage le fonctionnement du condenseur à surface et récupérer la totalité de la vapeur d’eau issue du collecteur 4.5 bar, nous avons procédé à l’asservissement du système de récupération “Fig. 1”, en optant pour la réinjection du condensât, qui permet d’abaisser la température d’entrée de la vapeur d’eau après sa pulvérisation à une température de réglage (Consigne), et cela dans le but de minimiser au maximum la surface d’échange dans la phase de désurchauffe, qui s’avère un peu considérable “Fig. 5”.

Une température de 110°C, proche de celle de condensation de la vapeur d’eau à la pression de service de l’échangeur, amène à une surface d’échange de 108.7 m², qui est relative à un nombre de tubes normalisé de 481, qui est à son tour légèrement inférieur à celui du design du condenseur (495 tubes). Dans cette condition de température, la conception du design peut être maintenue et le condenseur en question peut répondre aux exigences de l’exploitation sans être influencé par le phénomène de l’encrassement, qui peut causer l’obturation de quelques tubes.

Comme illustrent les figures “6” et “7”, la réduction du nombre de tubes objet de notre modification, a engendré l’élévation du nombre de Reynolds dans le faisceau tubulaire, ce qui a provoqué l’augmentation des pertes de charge.

Nonobstant, ces dernières restent inférieures à celles des limites admissibles, à savoir : 0.55 kg/cm^2 côté tubes et 0.15 kg/cm^2 côté calandre, ce qui permet à déduire la bonne performance de l'appareil modifié sans affecter l'encombrement du process.

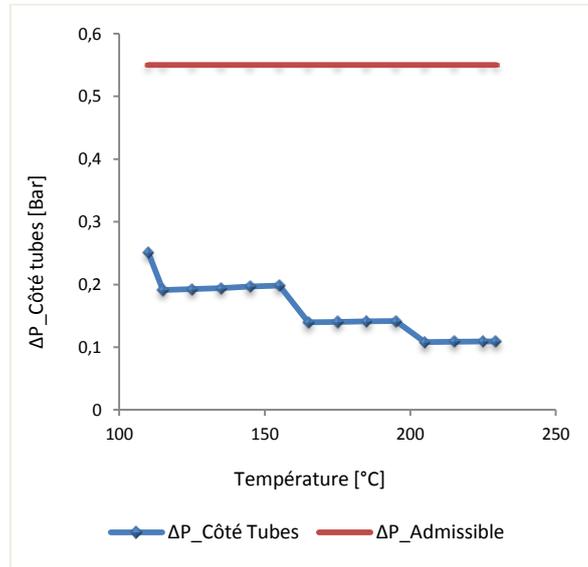


Fig. 5 Pertes de charge côté tubes en fonction de la température d'entrée de la vapeur d'eau

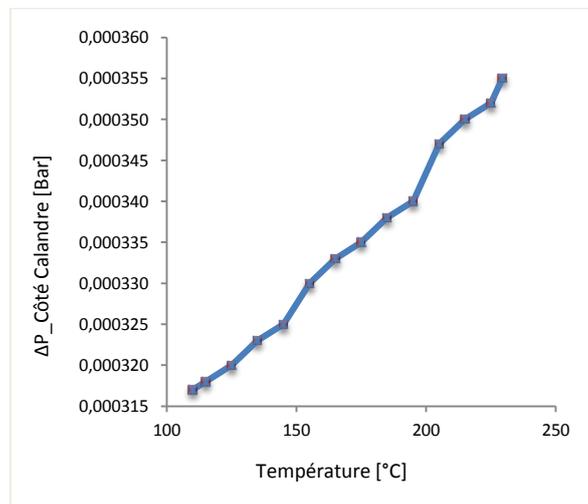


Fig. 6 Pertes de charge côté calandre en fonction de la température d'entrée de la vapeur d'eau

Bibliographie

- [1] A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier, R. Vidil, Echangeurs de chaleur, Dimensionnement thermique, Edition Techniques Ingénieur, Article B 2 342.

- [2] C. Duffeau, JM. Grillot, JM. Navarro, R. Vidil, L'Encrassement dans les échangeurs de chaleur, Edition GREth, Réédition 1991.
- [3] C. Eduardo, Heat Transfer in process Engineering, Edition McGraw-Hill companies, 2010.
- [4] E. Ernest, Applied process design for chemical and petrochemical Plants Volume 3, Third Edition. Gulf Publishing Company, 2001.
- [5] F. Berne, J. Cordonnier, Traitement des eaux, Editions Technip, 1991.
- [6] M. Yves Lefebvre, Circuit eau de mer – Traitement et Matériaux, Edition Technip, 1993.
- [7] P. Fleury, J. P. Mathieu, Chaleur, thermodynamique, Etat de la matière, Edition Eyrolles, 1968.
- [8] P. Withier, Raffinage et Génie Chimie « Tome I », Editions Technip, 1972.
- [9] Q. Donald Kern, Heat Process Transfer, Edition McGraw-Hill, 1965.
- [10] R. K. Shah, P. Dušan Sekulić, Fundamentals of heat exchanger design, Edition John wiley & Sons, 2003.
- [11] R. K. SINNOTT, Chemical Engineers Design, Elsevier, Volume 6, 4th edition, 2005.
- [12] S. Ernst, G. Ulrich, Properties of water and steam in SI-Units, Edition Springer, 1979.
- [13] TEMA, Standards of tubular exchanger manufactures association, Edition TEMA, 1978.