



PROJET DU COURS Énergétique avancée

Groupe Chouffe

Fabrice Guignet
Serge Darbellay
Stefano Trono

26 février 2007

Résumé

Ce rapport de projet présente les solutions des différents exercices proposés tout au long du cours d'énergétique avancée.

Il est composé de trois cahiers :

- Exercice 1 : Production de vapeur pour la pasteurisation et cycle de réfrigération de la bière
- Exercice 2 : Intégration d'un échangeur pour la récupération de chaleur
- Exercice 3 : Projet d'évaluation de l'opportunité d'intégrer un moteur de cogénération dans un procédé industriel

EXERCICE 1
PRODUCTION DE VAPEUR POUR LA
PASTEURISATION ET CYCLE DE
RÉFRIGÉRATION DE LA BIÈRE

Groupe Chouffe :

Fabrice Guignet
Serge Darbellay
Stefano Trono

26 février 2007

Table des matières

1 Résultats	3
1.1 Facture énergétique de la chaudière au mazout (LFO)	3
1.2 Facture du cycle de réfrigération	3
1.3 Analyse énergétique et exergétique	3
1.4 Calcul de la substitution du mazout par du gaz naturel	3
2 Facture énergétique de la chaudière au mazout (LFO)	4
2.1 Débit de vapeur requis	4
2.2 Bilan aux bornes du brûleur	5
2.3 Calcul de combustion	6
2.4 Bilan énergétique de la chaudière au mazout	7
2.5 Facture du combustible et de l'eau d'appoint	7
3 Facture du cycle de réfrigération	8
3.1 Calcul du débit d'eau glycolée	8
3.2 Calcul de la puissance du compresseur	9
3.3 Facture d'électricité	10
4 Analyse énergétique et exergétique	11
4.1 Cycle de réfrigération	11
4.1.1 Bilan énergétique	11
4.1.2 Bilan exergétique	12
4.2 Bilan du sous système production de vapeur	13
4.2.1 Bilan énergétique	13
4.2.2 Bilan exergétique	13
4.3 Pasteurisation	14
4.3.1 Bilan énergétique	14
4.3.2 Bilan exergétique	14
5 Calcul de la substitution du mazout par du gaz naturel	16

1 Résultats

1.1 Facture énergétique de la chaudière au mazout (LFO)

- (a) Débit de vapeur requis : $\dot{M}_{vap} = 3.15[kg/s]$
- (b) Bilan aux bornes du brûleur : $\dot{Q} = 7\,541.7[kW]$
- (c) Calcul de combustion : $\frac{\dot{M}_{Ast}}{\dot{M}_F} = 14.215 \left[\frac{kg_A}{kg_F} \right]$
- (d) Bilan énergétique de la chaudière au mazout :
 $(\dot{M}_F \cdot \underline{\Delta}h_i^0 - \dot{M}_G c p_G \hat{T}_G) \cdot 0.98 = \dot{M}_{eau}(h_{vap} - h_{eau})$
- (e) Facture du combustible et de l'eau d'appoint :
 $Cout_{LFO} = 4\,707\,967.2[CHF/an], Cout_{eau} = 575.4[CHF/an]$

1.2 Facture du cycle de réfrigération

- (a) Calcul du débit d'eau glycolée : $\dot{M}_{eg} = 366.5[kg/s]$
- (b) Calcul de la puissance du compresseur : $\dot{E}^+ = 1\,263.46[kW]$
- (c) Facture d'électricité : $Cout = 1\,463\,996.37[CHF/an]$

1.3 Analyse énergétique et exergetique

- (a) Cycle de réfrigération : $\epsilon = 557.79\%, \eta = 57.14\%$
- (b) Production de vapeur : $\epsilon = 96,8\%, \eta = 27.1\%$
- (c) Pasteurisation : $\epsilon = 89\%, \eta = 94.8\%$

1.4 Calcul de la substitution du mazout par du gaz naturel

$$Cout_{annuel} = 3\,690\,662[CHF/an]$$

2 Facture énergétique de la chaudière au mazout (LFO)

2.1 Débit de vapeur requis

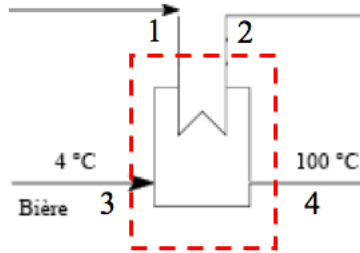


FIG. 1 – Vapeur

Le flow sheet nous donne les valeurs suivantes :

$$\dot{M}_3 = \dot{M}_4 = 19.1[kg/s]$$

$$\dot{M}_1 = \dot{M}_2$$

$$T_1 = 193^\circ C$$

$$T_2 = 133.5^\circ C$$

$$T_3 = 4^\circ C$$

$$T_4 = 100^\circ C$$

Le programme excel *thermo_base* donne les valeurs suivantes des enthalpies en fonction des pressions :

$$p_1 = 6[bar]$$

$$p_2 = 3[bar]$$

$$h_1 = 2834.4[kJ/kg]$$

$$h_2 = 561.4[kJ/kg]$$

On a le bilan suivant :

$$h_1\dot{M}_1 + h_3\dot{M}_3 - h_2\dot{M}_2 - h_4\dot{M}_4 = 0$$

$$\dot{M}_1(h_1 - h_2) + \dot{M}_3(h_3 - h_4) = 0$$

$$\dot{M}_1(h_1 - h_2) + \dot{M}_3 \cdot cp_{Biere}(T_4 - T_3) = 0$$

$$\Rightarrow \dot{M}_1 = \dot{M}_3 \frac{cp_{Biere}(T_4 - T_3)}{(h_1 - h_2)} = -19.1 \cdot \frac{3.91(100 - 4)}{2834.4 - 561.4} = 3.15[kg/s]$$

2.2 Bilan aux bornes du brûleur

Nous commençons par calculer le débit d'eau d'appoint. A l'entrée du flash, le titre est nul. La détente dans le flash est considérée comme isenthalpe. A l'aide du programme *thermo_base*, on trouve pour 3[bar] et 133.5°C, une enthalpie de 561.4[kJ/kg]. Lors de la détente, la pression chute à 1[bar]. Pour cette pression et cette enthalpie, le titre est alors de 0.0637.

Le débit de vapeur est alors de $0.0637 \cdot 3.15 = 0.200$ [kg/s].

Le débit d'eau d'appoint est donc de $0.200/0.75 = 0.268$ [kg/s].

L'enthalpie étant une valeur extensive, on peut calculer la température à la sortie du flash de la manière suivante :

$$\dot{M}_{out} = (3.15 - 0.200) \cdot 417.6 + 0.200 \cdot 63.1 = 1244.54$$
[kJ/s]

$$h_{out} = 1244.54/3.15 = 395.09$$
[kJ/kg]

A l'aide de cette valeur et du programme *thermo_base*, nous obtenons $T_{out} = 94.3^\circ\text{C}$.

A l'entrée du dégazeur, nous avons un débit de 3.15[kg/s] à une pression de 1[bar].

La vapeur qui entre dans le dégazeur est à 193°C et 8.5[bars].

La température de sortie du dégazeur est de 105°C et la pression de 1.5[bar].

$$\dot{H}_{in_eau} + \dot{H}_{in_vap} = \dot{H}_{out}$$

$$395.09 \cdot 3.15 + 2819.7 \cdot \dot{m}_{vap} = 440.2 \cdot (\dot{m}_{vap} + 3.15)$$

$$\dot{m}_{vap} = 0.0597$$
[kg/s]

Le bilan sur la frontière rouge (cf. figure 2) nous donne :

$$\dot{Q} = \dot{M}(h_2 - h_1)$$

Le flow sheet et le programme excel nous donnent les valeurs suivantes :

$$\dot{M}_1 = 3.1544$$
[kg/s]

$$\hat{T}_1 = 105^\circ\text{C} \Rightarrow h_1 = 440.2$$
[kJ/kg]

$$\hat{T}_2 = 193^\circ\text{C} \Rightarrow h_2 = 2834.4$$
[kJ/kg]

Ce qui donne une puissance-chaleur $\dot{Q} = 3.15(2834.4 - 440.2) = 7541.7$ [kW].

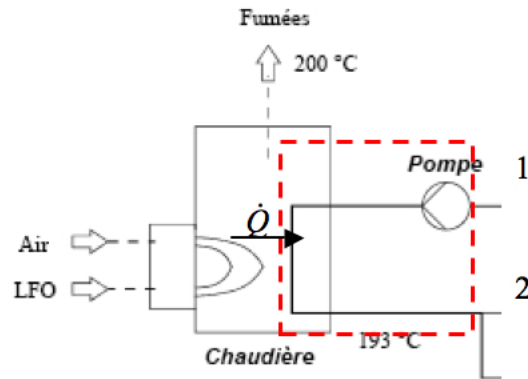


FIG. 2 – Chaudière

2.3 Calcul de combustion

On suppose la combustion complète et sans excès d'air, on a donc $\lambda = \frac{N_A}{N_{Ast}} = 1$. On a les concentrations suivantes :

$$c_C = 0.857 \left[\frac{kg_C}{kg_F} \right]$$

$$c_{H_2} = 0.131 \left[\frac{kg_{H_2}}{kg_F} \right]$$

$$c_{O_2} = 0.002 \left[\frac{kg_{O_2}}{kg_F} \right]$$

$$c_S = 0.01 \left[\frac{kg_S}{kg_F} \right]$$

Et les masses molaires suivantes :

$$\tilde{m}_C = 12.001 \left[\frac{kg_C}{kmol_C} \right]$$

$$\tilde{m}_{H_2} = 2.0159 \left[\frac{kg_{H_2}}{kmol_{H_2}} \right]$$

$$\tilde{m}_O = 31.8 \left[\frac{kg_O}{kmol_O} \right]$$

$$\tilde{m}_S = 32.064 \left[\frac{kg_S}{kmol_S} \right]$$

A l'aide du tableau 11.3 du livre de Thermodynamique, on trouve

$$\frac{\dot{M}_{Ast}}{\dot{M}_F} = \frac{\tilde{m}_A}{0.21} \left(\frac{c_C^F}{\tilde{m}_C} + 0.5 \frac{c_{H_2}^F}{\tilde{m}_{H_2}} + \frac{c_S^F}{\tilde{m}_S} + \frac{c_{O_2}^F}{\tilde{m}_{O_2}} \right)$$

$$= \frac{28.84}{0.21} \left(\frac{0.857}{12.001} + 0.5 \frac{0.131}{2.0159} + \frac{0.01}{32.064} - \frac{0.002}{31.999} \right) = 14.215 \left[\frac{kg_A}{kg_F} \right]$$

2.4 Bilan énergétique de la chaudière au mazout

Nous avons fait les hypothèses suivantes :

- Combustion complète
- Surenthalpie de l'air négligée
- Surenthalpie du combustible négligée
- Perte radiative 2%

$$(\dot{M}_F \cdot \underline{\Delta}h_i^0 - \dot{M}_G c_{pG} \hat{T}_G) \cdot 0.98 = \dot{M}_{eau} (h_{vap} - h_{eau})$$

2.5 Facture du combustible et de l'eau d'appoint

$$\dot{M}_G = \dot{M}_A + \dot{M}_F = 15.215 \cdot \dot{M}_F$$

$$\underline{\Delta}h_i^0 = 32\,760 \cdot c_C^F + 120\,000 \cdot (c_{H_2}^F - \frac{1}{8} c_{O_2}^F) + 9\,250 \cdot c_S^F - 2\,445 \cdot \frac{9}{8} c_{o_2}^F = 43\,912 [kJ/kg]$$

$$c_{pG} = \sum_i [c_i c_{pi}] = 608 [J/kgK] \quad (6.63)$$

$$\dot{M}_F = 0.182 [kg/s]$$

$$\rho_{LFO} = 0.83 [kg/l]$$

Le coût annuel de LFO est :

$$86\,400 \cdot 355 \cdot 0.182 / 0.83 = 4\,707\,967.2 [CHF/an]$$

Le coût annuel d'eau d'appoint est :

$$0.268 [l/s] \cdot 86\,400 \cdot 355 \cdot 0.07 / 1000 = 575.4 [CHF/an]$$

3 Facture du cycle de réfrigération

3.1 Calcul du débit d'eau glycolée

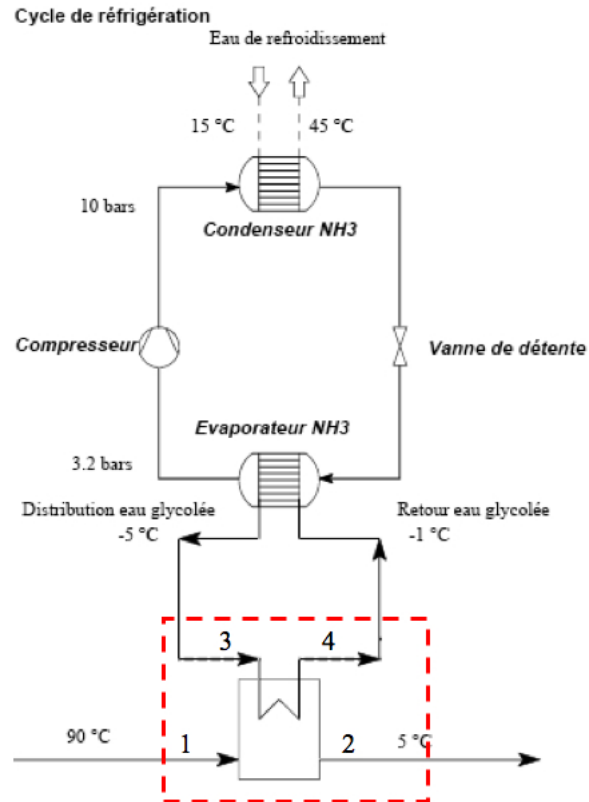


FIG. 3 – Cycle frigo

On fait le bilan sur le système délimité par les pointillés sur le cycle frigo.

$$0 = \sum h_{czj} \dot{M}_j^+$$

Le flow sheet nous donne les valeurs suivantes pour les températures et débits :

$$\dot{M}_2 = \dot{M}_1 = 19.1 [kg/s]$$

$$\dot{M}_3 = \dot{M}_4$$

$$T_1 = 90^\circ C$$

$$T_2 = 5^\circ C$$

$$T_3 = -5^\circ C$$

$$T_4 = -1^\circ\text{C}$$

On obtient le bilan suivant :

$$h_1\dot{M}_1 + h_3\dot{M}_3 - h_2\dot{M}_2 - h_4\dot{M}_4 = 0$$

$$\dot{M}_1(h_1 - h_2) + \dot{M}_3(h_3 - h_4) = 0$$

$$\Delta h = cp \cdot \Delta T \rightarrow h_1 - h_2 = cp_{Biere}(T_1 - T_2) = 3.91(90 - 5) = 332.35[\text{kJ/kg}]$$

$$h_3 - h_4 = cp_{eau\ glycol\ ee}(T_3 - T_4) = 4.33(-5 + 1) = -17.32[\text{kJ/kg}]$$

$$\Rightarrow \dot{M}_3 = -\dot{M}_1 \frac{(h_1 - h_2)}{(h_3 - h_4)} = -19.1 \cdot \frac{332.35}{-17.32} = 366.5[\text{kg/s}]$$

Le débit d'eau glycolée vaut donc $366.5[\text{kg/s}]$.

3.2 Calcul de la puissance du compresseur

La puissance-travail du compresseur est donnée par $\dot{E}^- = \dot{M}e^-$ avec $e^- = h_{cI} - h_{cIV}$ pour un compresseur calorifugé.

Il nous faut d'abord calculer le débit de NH_3 . Pour ce faire, nous effectuons un bilan d'énergie sur la frontière de la figure 4, autour de l'évaporateur. Nous obtenons :

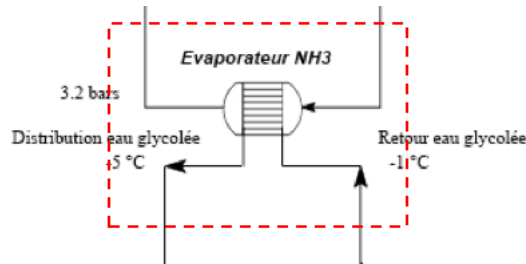


FIG. 4 – Evaporateur

$$\dot{M}_{eg} \cdot cp_{eg}(T_{in} - T_{out})_{eg} = \dot{M}_{\text{NH}_3} \cdot (h_{out} - h_{in})_{\text{NH}_3}$$

D'où

$$\dot{M}_{\text{NH}_3} = \dot{M}_{eg} \cdot \frac{cp_{eg}(T_{in} - T_{out})_{eg}}{(h_{out} - h_{in})_{\text{NH}_3}} = 366.5 \cdot \frac{4.33 \cdot (-1 + 5)}{(-67.42 + 1221.5)} = 5.5[\text{kg/s}]$$

Étonnamment, cette valeur s'avère être plus élevée que la valeur du flow-sheet. Nous utiliserons donc la valeur du flow-sheet dans les calculs suivants.

On effectue ensuite un bilan sur le compresseur.
La donnée nous fournit les informations suivantes :

$$\hat{T}_I = -7.693^\circ C$$

$$\hat{T}_{IV} = 87^\circ C$$

$$\dot{M}_{NH_3} = 5.36524[kg/s]$$

$$cp_{NH_3} = 2.1[kJ/kg]$$

On trouve

$$h_{cI} - h_{cIV} = cp_{NH_3}(T_I - T_{IV}) = 2.1(-7.693 - 87) = -198.85[kJ/kg]$$

Le rendement isentropique du compresseur étant de 84.4%, on obtient

$$e^+ = \frac{198.85}{0.84441} = 235.49[kJ/kg]$$

La puissance vaut donc

$$\dot{E}^+ = \dot{M}e^+ = 5.36524 \cdot 235.49 = 1\,263.46[kW]$$

3.3 Facture d'électricité

Le coût opératoire est

$$24 \cdot 355 \cdot 1263.5 \cdot 0.136 = 1\,463\,996.37[CHF/an]$$

4 Analyse énergétique et exergetique

4.1 Cycle de réfrigération

4.1.1 Bilan énergétique

Le but du cycle de réfrigération est de refroidir l'eau glycolée de -1°C à -5°C . Pour ce faire l'eau de refroidissement est réchauffée de 15°C à 45°C et une certaine puissance est fournie au compresseur.

L'efficacité est donnée par :

$$\epsilon = \frac{\sum[\dot{E}^-] + \sum[\dot{Q}^-] + \sum[\dot{Y}^-]}{\sum[\dot{E}^+] + \sum[\dot{Q}^+] + \sum[\dot{Y}^+]} = \frac{\dot{Y}_{eg}^+ + \dot{Y}_{eau}^-}{\dot{E}_{comp}^+}$$

On notera que le terme $\dot{Y}_{vanne} = 0$ puisque d'après le cycle de NH_3 la transformation dans la vanne est isenthalpe.

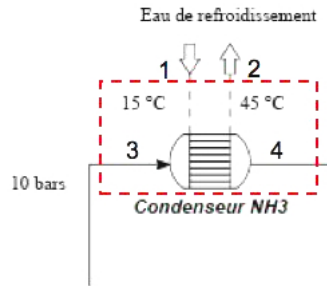


FIG. 5 – Echangeur Eau- NH_3

On écrit le bilan sur la frontière de la figure 5.

$$\dot{Y}_{eau}^- = \dot{Y}_{\text{NH}_3}^+$$

$$\begin{aligned} \dot{Y}_{eau}^- &= c_{p_{eau}}(T_2 - T_1)_{eau} \dot{M}_{eau} = c_{p_{\text{NH}_3}}(T_3 - T_4)_{\text{NH}_3} \dot{M}_{\text{NH}_3} \\ &= 2.1(360.15 - 298.05)5.36524 = 699.68[\text{kW}] \end{aligned}$$

Donc

$$\dot{Y}_{eau}^- = \underline{699.68[\text{kW}]}$$

Pour l'eau glycolée on a (cf. figure 4)

$$\dot{Y}_{eg}^- = \dot{M}_{eg} c_{p_{eg}}(T_{outeg} - T_{ineg}) = 366.5 \cdot 4.33(268.15 - 272.15) = -6\,347.78[\text{kW}]$$

D'où

$$\dot{Y}_{eg}^+ = \underline{6\,347.78[\text{kW}]}$$

$$\dot{E}_{comp}^+ = \underline{1263.46[\text{kW}]} \text{ cf. point 2.2}$$

Nous obtenons finalement l'efficacité suivante :

$$\epsilon_{refrigeration} = \frac{\dot{Y}_{eg}^+ + \dot{Y}_{yeau}^-}{\dot{E}_{comp}^+} = \frac{6\,347.78 + 699.68}{1\,263.46} = 5.577 = 557.79\%$$

Remarque : Des valeurs supérieures à 100% pour l'efficacité ne sont pas à priori fausses, il faut utiliser le rendement exergetique si l'on veut avoir une valeur inférieure à 100% qui tienne compte du niveau de température auquel est reçue une puissance et qui permette de caractériser la qualité thermodynamique du système.

4.1.2 Bilan exergetique

Le rendement exergetique est donné par :

$$\eta = \frac{\sum[\dot{E}^-] + \sum[\dot{E}_q^-] + \sum[\dot{E}_y^-]}{\sum[\dot{E}^+] + \sum[\dot{E}_q^+] + \sum[\dot{E}_y^+]} = \frac{\dot{E}_{yeg}^- + \dot{E}_{yeau}^+}{\dot{E}_{comp}^+}$$

Calculons d'abord l'exergie-transformation fournie par l'eau :

$$\begin{aligned}\dot{E}_{yeau}^- &= \dot{M}_{NH_3}[cp_{NH_3}(T_2 - T_1)_{NH_3} - T_a(s_2 - s_1)_{NH_3}] \\ (s_2 - s_1)_{NH_3} &= -r \ln\left(\frac{P_{2NH_3}}{P_{1NH_3}}\right) + cp_{NH_3} \ln\left(\frac{T_{2NH_3}}{T_{1NH_3}}\right) \\ &= 2.1 \ln\left(\frac{298.05}{360.15}\right) = -0.397[kJ/kgK]\end{aligned}$$

Puisque $P_{2NH_3} = P_{1NH_3}$, le premier terme de la différence d'entropie est nul. On a alors :

$$\dot{E}_{yeau}^- = 5.36524(2.1(298.05 - 360.15) - 298.15(-0.397)) = -63.91[kW]$$

D'où

$$\dot{E}_{yeau}^+ = 63.91[kW]$$

La vanne n'intervenant pas, on calcule l'exergie-transformation de l'eau glycolée :

$$\begin{aligned}\dot{E}_{yeg}^- &= \dot{M}_{eg}[cp_{eg}(T_{2eg} - T_{1eg}) - T_a(s_{2eg} - s_{1eg})] \\ s_{2eg} - s_{1eg} &= -r \ln\left(\frac{P_{2eg}}{P_{1eg}}\right) + cp_{eg} \ln\left(\frac{T_{2eg}}{T_{1eg}}\right) = 4.33 \ln\left(\frac{268.15}{272.15}\right) = -0.064[kJ/kgK]\end{aligned}$$

D'où

$$\dot{E}_{yeg}^- = 366.5[4.33(268.15 - 272.15) - 298.15(-0.064)] = 658.05[kW]$$

Ce qui donne finalement pour le rendement exergetique :

$$\eta = \frac{\dot{E}_{yeg}^- + \dot{E}_{yeau}^+}{\dot{E}_{comp}^+} = \frac{658.05 + 63.91}{1\,263.46} = 0.571 = 57.14\%$$

4.2 Bilan du sous système production de vapeur

4.2.1 Bilan énergétique

$$\epsilon = \frac{\dot{M}_{\text{échangeur}}^-}{\dot{M}_F \cdot \Delta h_i^0 + \dot{M}_{ea} \cdot h_{ea} + \dot{Y}_{\text{pompe}}^+}$$

$$\dot{Y}_{\text{échangeur}}^- = \dot{M}_{vap}(h_{2vap} - h_{1vap}) = 7\,159.95[kW]$$

$$\dot{Y}_{\text{pompe}}^+ = \dot{M}_{vap}(h_{pout} - h_{pin}) = 3.15[kW]$$

$$\epsilon = \frac{7\,159.95[kW]}{0.168[kg/s] \cdot 43912[kJ/kg] + 0.2[kg/s] \cdot 63.1[kJ/kg] + 3.15[kW]}$$

$$= \frac{7\,159.95}{7393} = \underline{0.968}$$

On a donc un rendement énergétique de 96.8 % pour le sous-système de production de vapeur.

4.2.2 Bilan exergetique

Pour calculer le pouvoir exergetique, on va prendre comme approximation le pouvoir énergetique superieur.

On commence par calculer q_{vap} , ensuite, avec le nombre de moles d'hydrogene on obtient le nombre de moles de vapeur d'eau formees lors de la combustion. En partant du principe qu'il n'y aura pas de condensation vu la temperature des gaz d'echappement, on obtient :

$$\eta_{vapeur} = \frac{\dot{E}_{\text{yéchangeur}}^-}{\dot{E}_{y,F}^+ + \dot{E}_{\text{pompe}}^+ + \dot{E}_{y,ea}^+}$$

$$\dot{E}_{y,\text{échangeur}}^- = \dot{M}_{vap} \cdot ((h_2 - h_1) - T_a(s_2 - s_1)) = 2\,218.95[kW]$$

$$\dot{E}_{y,F}^+ = 44\,988.73 \cdot 0.182 = 8\,187.95[kW]$$

$$\dot{E}_{\text{pompe}}^+ = 3.15[kW]$$

$$\dot{E}_{y,ea}^+ = \dot{M}(h_{ea} - T_a s) = -0.74[kW]$$

Afin d'obtenir le PCS à partir du PCI, on fait l'hypothèse que toute la vapeur créée lors de la combustion est condensée. La chaleur latente Δh_l à 25 °C est de 2 441.5[kJ/kg].

$$0.182 \text{ kgF} \rightarrow 0.0238 \text{ kgH}_2 \rightarrow 0.2142 \text{ kgvap/s}$$

$$\dot{M}_{vap} \cdot \Delta h_l = 522.97[kJ/s]$$

$$\dot{M}_F \cdot \Delta h_s^0 - \dot{M}_{vap} \cdot \Delta h_l = \Delta h_i^0 \cdot \dot{M}_F$$

D'où

$$\Delta h_s^0 = 46\,065.46 [kJ/kg]$$

On approxime le pouvoir exergétique en prenant la moyenne du PCS et du PCI, ce qui nous donne :

$$k_0 = 44\,988.73 [kJ/kg]$$

Enfin, on obtient le rendement exergétique : $\eta = \underline{0.271}$

4.3 Pasteurisation

4.3.1 Bilan énergétique

On a le bilan énergétique suivant :

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{\dot{Y}_{Biere}^- + \dot{Y}_{eg}^-}{\dot{Y}_{vap}^+} = \frac{\dot{M}_{Biere} cp_{Biere} (T_2 - T_1)_{Biere} + \dot{M}_{eg} cp_{eg} (T_2 - T_1)_{eg}}{\dot{M}_{vap} (h_1 - h_2)_{vap}} \\ &= \frac{19.1 \cdot 3.91 \cdot (5 - 4) + 366.5 \cdot 4.33(-1 - (-5))}{3.15(2\,834.4 - 561.4)} = 0.89 \end{aligned}$$

4.3.2 Bilan exergétique

Du point de vue exergétique, tous les réseaux sont « donneurs ». Le réseau de bière et le réseau d'eau glycolée entrent avec une température plus faible qu'à la sortie mais dans les deux cas en dessous de T_{atm} . Par conséquent ils transmettent de l'exergie au système. Le réseau de vapeur sort avec une température plus basse qu'à l'entrée mais en dessus de T_{atm} . Il transmet donc également de l'exergie au système.

$$\eta = 1 - \frac{\dot{I}}{\dot{E}_{yvap}^+ + \dot{E}_{ybierre}^+ + \dot{E}_{yeg}^+} = 1 - \frac{\Theta \cdot \dot{Q}_{loss}}{\dot{E}_{yvap}^+ + \dot{E}_{ybierre}^+ + \dot{E}_{yeg}^+}$$

avec :

$$\begin{aligned} \dot{E}_{ybierre}^+ &= \dot{M}_{Biere} (k_1 - k_2) = \dot{M}_{Biere} ((h_1 - h_2) - T_{atm} (s_1 - s_2)) \\ &= \dot{M}_{Biere} (\Delta h - T_{atm} \Delta s) \end{aligned}$$

On utilise :

$$\Delta s = -\frac{\beta_p}{\rho T} \Delta P + cp \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_2} \right)$$

avec $\Delta P = 0$, l'équation devient :

$$\Delta s = cp \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_2} \right)$$

On trouve alors :

$$\dot{E}_{ybiere}^- = 19.1 \cdot 3.91((277.15 - 278.15) - 298.15 \cdot \ln\left(\frac{277.15}{278.15}\right)) = 5.514[kW]$$

De même, pour le réseau d'eau glycolée :

$$\dot{E}_{yeg}^+ = 366.5 \cdot 4.33 \cdot ((268.15 - 272.15) - 298.15 \cdot \ln\left(\frac{268.15}{272.15}\right)) = 658.05[kW]$$

Pour le réseau de vapeur (en utilisant *thermo_base* pour trouver les entropies) :

$$\dot{E}_{yvap}^+ = 3.15 \cdot ((2834.4 - 561.4) - 298.15(6.933 - 1.671)) = 2212.22[kW]$$

\dot{Q}_{loss} est obtenu à partir du bilan énergétique :

$$\dot{Q}_{loss} = (1 - 0.89)\dot{M}_{vap}(h_1 - h_2) = 787.59[kW]$$

et

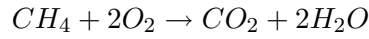
$$\Theta \cdot \dot{Q}_{loss} = \left(1 - \frac{298.15}{368.15}\right) \cdot 787.59 = 149.75[kW]$$

Finalement, on obtient le rendement exergetique suivant :

$$\eta = 1 - \frac{149.75}{2212.22 + 5.51 + 658.05} = 0.948$$

5 Calcul de la substitution du mazout par du gaz naturel

L'équation stoechiométrique de la combustion du gaz naturel est :



On a les concentrations :

$$c_C^F = 0.7485 \left[\frac{kgC}{kgF} \right]$$

$$c_H^F = 0.2515 \left[\frac{kgH}{kgF} \right]$$

$$\frac{N_{O_{2st}}}{M_F} = \frac{0.7485}{12} + 0.5 \frac{0.2515}{2} = 0.125 \left[\frac{kmolO_2}{kgF} \right]$$

$$\frac{N_{Ast}}{M_F} = \frac{0.125}{0.21} = 0.595 \left[\frac{kmolO_2}{kgF} \right]$$

On a l'équation de combustion suivante :

$$\dot{M}_F \cdot \underline{\Delta}h_i^0 - \dot{M}_G \bar{c}_p \hat{T}_G = \dot{M}_{eau} (h_{vap} - h_{eau})$$

Pour calculer le débit masse nécessaire, il nous faut d'abord trouver \bar{c}_p :

$$\begin{aligned} c_p G &= c_{N_2} c_{pN_2} + c_{CO_2} c_{pCO_2} + c_{H_2O} c_{pH_2O} \\ &= 0.556 \cdot 1.068 + 0.1478 \cdot 1.01 + 0.296 \cdot 1.96 = 1.32 \left[\frac{kJ}{kgK} \right] \end{aligned}$$

les c_p étant tirés de *webbook.nist.gov*.

Avec $\underline{\Delta}h_i^0 = 50\,018 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$, on trouve :

$$\dot{M}_F = 0.29 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Le prix du MBTU (Million British Thermal Unit) est de 7 \$. Sachant que $1[kWh]$ équivaut à $3\,412[BTU]$. Un BTU équivaut donc à $293.08[kWh]$. Avec un débit de $0.29[kg/s]$ et un PCI de $50\,018[kJ/kg]$ on obtient :

$$0.29[kg/s] \cdot 50\,018[kJ/kg] \cdot 24[h] \cdot 355[jours] = 123\,584\,474.4[kWh/an]$$

Ce qui nous donne un prix annuel de $2\,952\,530,1[USD/an]$.

En considérant le cours du Dollar à $1.25CHF = 1USD$ on obtient $3\,690\,662[CHF/an]$.

EXERCICE 2
INTÉGRATION D'UN ÉCHANGEUR POUR LA
RÉCUPÉRATION DE CHALEUR

Groupe Chouffe :

Fabrice Guignet
Serge Darbellay
Stefano Trono

26 février 2007

Table des matières

1	Données	3
2	Température à la sortie du récupérateur de chaleur	3
3	Surface de l'échangeur de récupération	3
4	Estimation du coût de l'échangeur	4
5	Coût opératoire des installations utilisées dans l'unité de pasteurisation	4
6	Indicateurs de rentabilité	6
7	Calcul de ΔT_{min}	6
8	Comparaison du coût total annuel avec ou sans échangeur de récupération	8

1 Données

Nous avons les valeurs suivantes pour les calculs :

- Coefficient de transfert de chaleur : $U = 100[W/Km^2]$
- Échangeur de chaleur : $\Delta T_{min} = 10[K]$
- Facteurs a et b pour l'estimation des coûts : $a = 500[CHF], b = 0.8$
- Taux d'intérêt : $i = 15\%$
- Nombre d'années : $n = 15$
- Prix de l'électricité : $C_{elec} = 0.136[CHF/kWh]$
- Prix du LFO : $C_{fuel} = 0.02[CHF/kWh]$
- Temps de fonctionnement : $nbt = 8520[h/an]$

2 Température à la sortie du récupérateur de chaleur

D'après les données de l'exercice 1, nous avons les valeurs reportées sur la figure 1 qui représente la pasteurisation avec récupération de chaleur.

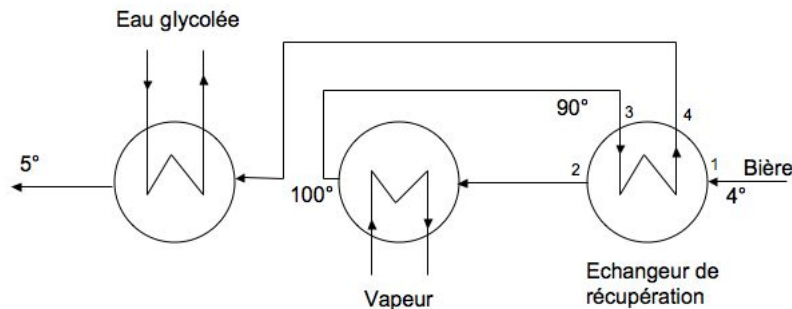


FIG. 1 – Pasteurisation avec récupération de la chaleur

Le cp étant le même pour les deux courbes ($cp_{biere} = 3.91[kJ/kgK]$), ainsi que le débit \dot{M} , elles sont parallèles, il est donc facile de voir sur la figure 2, la température à la sortie du récupérateur.

On a donc $T_2 = 80^\circ C$ et $T_4 = 14^\circ C$.

3 Surface de l'échangeur de récupération

Pour le calcul de la surface de l'échangeur, on se réfère au livre *Fundamentals Of Heat And Mass Transfer* de Frank P. Incropera.

On a la formule suivante :

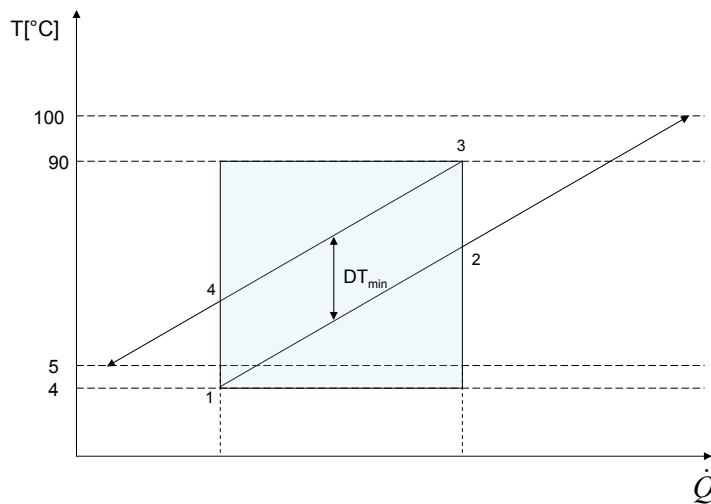


FIG. 2 – Flux chauds et froids

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{min}$$

Si on l'applique à notre cas, on trouve :

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{min} = \dot{m}cp\Delta T$$

$$A = \frac{\dot{m}cp\Delta T}{U\Delta T_{min}} = \frac{19.1 \cdot 3.91 \cdot 10^3 \cdot (90 - 14)}{100 \cdot 10} = 5676 [m^2]$$

4 Estimation du coût de l'échangeur

Pour calculer le coût de l'échangeur, on utilise la formule du cours

$$C = a + bA^c$$

Toutefois si on utilise cette formule telle quelle avec les valeurs données on trouve un coût de 839.56 CHF. Il nous semble plus correcte d'utiliser la formule :

$$C = aA^b = 500 \cdot 5676^{0.8} = 503719.75 [CHF]$$

5 Coût opératoire des installations utilisées dans l'unité de pasteurisation

Pour calculer le coût opératoire on commence par calculer les chaleurs échangées par les blocs chauds et froids :

Bloc chaud :

$$\dot{m}_{bierre} c_{pbierre} \Delta T = 19.1 \cdot 3.91 \cdot (100 - 4) = 7169.4 [kJ/s]$$

Bloc froid :

$$\dot{m}_{bierre} c_{pbierre} \Delta T = 19.1 \cdot 3.91 \cdot (90 - 5) = 6347.9 [kJ/s]$$

Et la chaleur totale échangée :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{bierre} c_{pbierre} (90 - 14) = \dot{m}_{bierre} c_{pbierre} (80 - 4) = 5675.76 [kJ/s]$$

On recalcule les débits de NH_3 et d'eau glycolée correspondants pour trouver la puissance du compresseur.

Pour le NH_3 :

$$\dot{m}_{NH_3} \Delta h_{NH_3} = \dot{m}_{eg} c_{peg} \Delta T = \dot{m}_{bierre} c_{pbierre} (14 - 5) = 672.13 [kJ/s]$$

D'où le débit corrigé de NH_3 :

$$\dot{m}_{NH_3} = 0.58 [kg/s]$$

La puissance du compresseur est :

$$e = 235.49 [kJ/kg]$$

D'où finalement

$$\dot{E}_{new} = \dot{m}_{NH_3} e = 136.58 [kW]$$

On peut alors calculer le coût opératoire avec la formule du cours :

$$CO_{exo2} = [C_{fuel} \frac{(\dot{q}_c - \dot{Q})}{0.98} + C_{elec} \dot{E}_{new}] \cdot nbh$$

A ce stade on fait l'hypothèse que la chaudière a un rendement de 98 % à cause des 2% de pertes par radiation. On trouve alors

$$CO_{exo2} = 492442.8 [CHF/an]$$

On peut comparer cette valeur avec celle trouvée à l'exercice 1, qui était

$$CO_{exo1} = 6171963.57 [CHF/an]$$

On constate que la diminution est considérable et qu'il serait préférable d'utiliser une telle solution de récupération de la chaleur. Les indicateurs de rentabilité calculés ci-après le confirment.

6 Indicateurs de rentabilité

Le temps de retour est donné par

$$\frac{I}{B}$$

Avec les valeurs

$$B = CO_{exo1} - CO_{exo2} = 5\,679\,520.77[CHF/an] \text{ et } I = 503\,719.75[CHF]$$

On trouve comme temps de retour

$$\frac{I}{B} = 0.0887[ans] \approx 1[mois]$$

Pour calculer le bénéfice annuel actualisé, il faut d'abord calculer le coefficient τ :

$$\frac{1}{\tau} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} = 0.171[1/an]$$

Le bénéfice actualisé est donné par

$$B_{actu} = B\tau - I = 32\,709\,852.18[CHF]$$

Finalement, le bénéfice annuel actualisé est

$$B - I \cdot \frac{1}{\tau} = 5\,593\,384.7[CHF/an]$$

Le taux d'actualisation i^* a été déterminé graphiquement sur *MATLAB* (cf. Figure 3) à l'aide de la formule suivante :

$$\frac{(1+i^*)^n - 1}{i^*(i^* + 1)^n} \cdot B - I = 0$$

On trouve alors $i^* = 11.275 = 1127.5\%$.

i^* est le taux d'intérêt que devrait avoir un compte bancaire pour rapporter autant que l'investissement dans l'échangeur.

7 Calcul de ΔT_{min}

La rentabilité optimale peut être déterminée lorsque l'on a la valeur de $\Delta T_{minoptimal}$. Le $\Delta T_{minoptimal}$ a été trouvé de manière graphique sur *MATLAB* (cf. Figure 4). On trouve alors une valeur optimale de $\Delta T_{min} = 4[^\circ C]$ qui correspond à un coût total de $CT = 4.5 \cdot 10^5 CHF$.

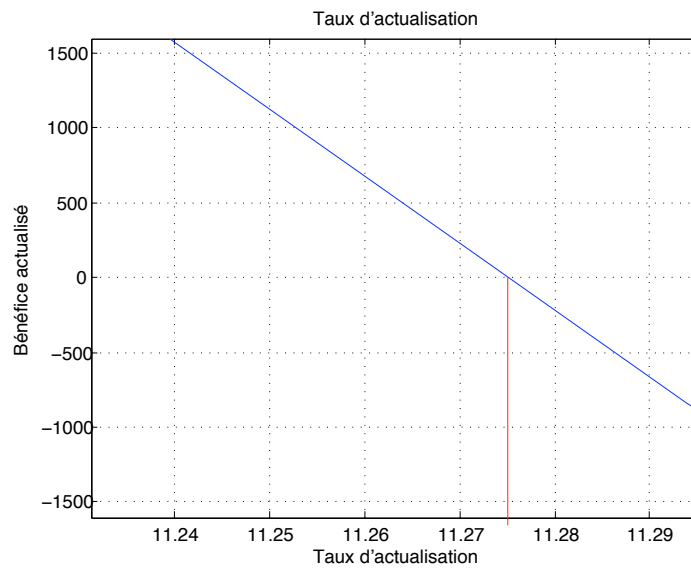


FIG. 3 – Taux d'actualisation

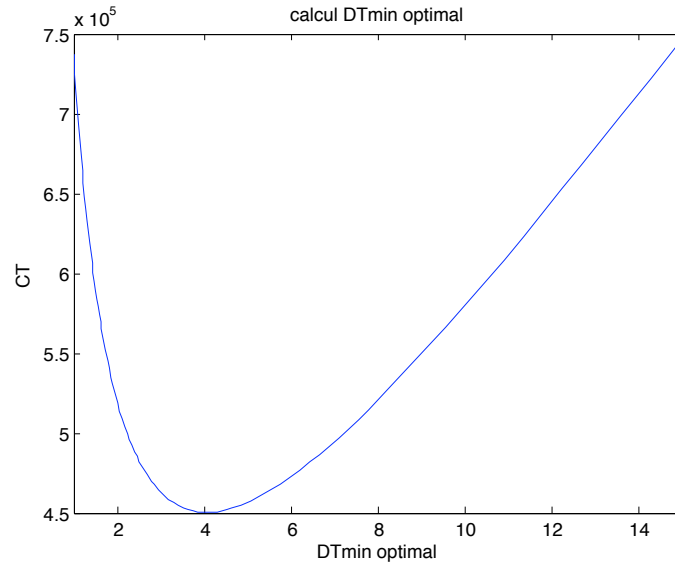


FIG. 4 – Représentation graphique du ΔT_{min}

8 Comparaison du coût total annuel avec ou sans échangeur de récupération

Sans échangeur de récupération, on avait le coût annuel suivant :

$$CO_{without} = 6\,171\,963.57[CHF/an]$$

et avec le récupérateur :

$$CO_{with} = 492\,442.8[CHF/an]$$

L'économie avec le système de récupération vaut donc :

$$5\,679\,520.77[CHF/an]$$

Cette économie est considérable, il faut donc utiliser un récupérateur de chaleur.

EXERCICE 3
PROJET D'ÉVALUATION DE L'OPPORTUNITÉ
D'INTÉGRER UN MOTEUR DE COGÉNÉRATION
DANS UN PROCÉDÉ INDUSTRIEL

Groupe Chouffe :

Fabrice Guignet
Serge Darbellay
Stefano Trono

26 février 2007

Table des matières

1	Entrée des flux chauds et froids dans le programme EXSYS	3
1.1	Bloc chaud	3
1.2	Bloc froid	3
1.2.1	Fermentation	4
1.2.2	Pasteurisation	4
1.3	Embouteillage	4
2	Calcul de l'intégration des utilitaires	6
2.1	Intégration d'un moteur de cogénération	6
2.1.1	Efficacité	9
2.1.2	Rendement exergetique	9
2.2	Interpretation de la courbe composite	10
3	Intégration des échangeurs	11

1 Entrée des flux chauds et froids dans le programme EXSYS

Pour pouvoir évaluer l'opportunité d'intégrer un moteur de cogénération dans le procédé de fabrication de la bière étudié, nous avons utilisé le logiciel EXSYS.

La première étape consiste à définir chaque flux de procédé, chaud et froid, par

- un nom
- les températures d'entrée et de sortie
- le débit masse
- la chaleur spécifique à pression constante

Ce qui permet de calculer l'énergie chaleur avec la formule :

$$\dot{Q} = \dot{M}cp\Delta T$$

Lors de cette étape, les fluides utilitaires n'ont pas été pris en compte, car on définit d'abord l'intégralité de nos besoins et le programme ajoute les utilitaires nous permettant de satisfaire la demande. Par la suite, on étudiera si d'autres utilitaires sont plus appropriés pour satisfaire les besoins du procédé.

Le procédé est divisé en trois grandes sections :

1. Le bloc chaud
2. Le bloc froid
3. L'embouteillage

1.1 Bloc chaud

Les données du bloc chaud sont fournies dans les documents du cours. Le bloc chaud comprend les éléments suivants :

- MAK
- MAT
- MAT+MAK
- Filtre
- WOK
- Centrifuge

Après avoir importé chaque unité, on obtient les courbes composées du bloc chaud.

1.2 Bloc froid

La même procédure est répétée pour le bloc froid. Il est décrit par les deux étapes :

1. Fermentation
2. Pasteurisation

1.2.1 Fermentation

On a les valeurs des flux suivantes présentées dans le tableau 1.

Nom	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	ΔT [°C]	\dot{M} [kg/s]	\dot{Q} [kW]
FERM	10	10	0	13.9	55
GARD	10	6	-4	13.9	-217.4
CHILP	6	1	-5	13.9	-271.75
CHIL	1	1	0	13.9	42

TAB. 1 – Fermentation

Les valeurs de \dot{Q} ont été calculées avec le cp de la bière égal à $3.91[kJ/kgK]$.

1.2.2 Pasteurisation

On a les valeurs des flux suivantes présentées dans le tableau 2.

Nom	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	ΔT [°C]	\dot{M} [kg/s]	\dot{Q} [kW]
BIRC	1	100	99	13.9	5380
DIL	15	100	85	5.1	1328.10
BIR	90	5	-85	19	-6347.89

TAB. 2 – Pasteurisation

1.3 Embouteillage

On a les valeurs des flux suivantes présentées dans le tableau 3. Les noms des flux sont présentés à la figure 3.

Les valeurs des cp utilisées sont :

- $cp_{eau} = 4.17[kJ/kgK]$
- $cp_{NaOH} = 1.49[kJ/kgK]$

Les débits massiques ont été calculés avec des bilans d'énergie sur le schéma de la figure 3.

Pour le calcul de \dot{M}_{PRSOUD} on a le bilan avec les valeurs numériques :

$$22.92 \cdot 35 + \dot{M}_{PRSOUD} \cdot 85 = (\dot{M}_{PRSOUD} + 22.92)64$$

On trouve alors $\dot{M}_{PRSOUD} = 32.52[kg/s]$

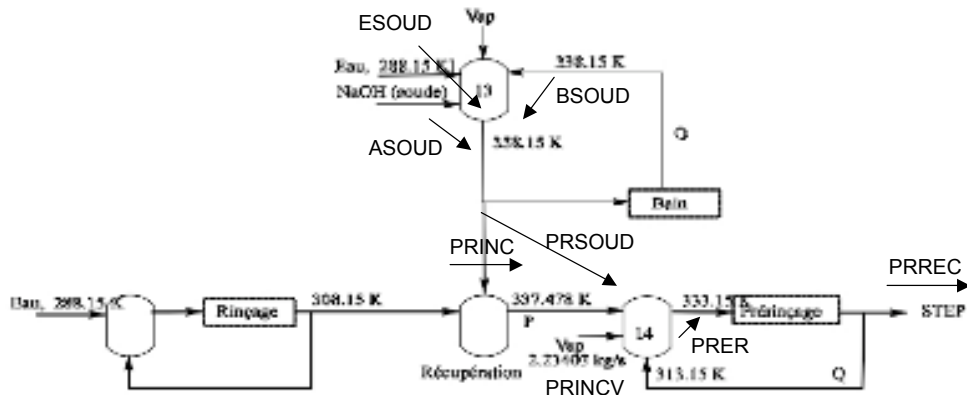


FIG. 1 – Embouteillage

Nom	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	ΔT [°C]	\dot{M} [kg/s]	\dot{Q} [kW]
BSOUD	65	85	20	0.89	74.23
PRER	40	60	20	80.2	6687.50
ASOUD	15	85	70	2.69	280.05
ESOUD	15	85	70	26.85	7837.52
PRINCV	15	60	45	2.23	419.21
PRINC	35	60	25	22.92	2389.41
PRSOUD	85	60	-25	32.52	-3390.21
PRREC	40	20	-20	57.67	-4809.68

TAB. 3 – Embouteillage

Pour le calcul de \dot{M}_{PRER} on a le bilan :

$$\begin{aligned} \dot{M}_{PRER} \cdot c_{peau} \cdot 40 + \dot{M}_{PRINCV} \cdot h_{vap} + (\dot{M}_{PRSOUD} + \dot{M}_{PRINC})c_{peau} \cdot 64 \\ = (\dot{M}_{PRER} + \dot{M}_{PRSOUD} + \dot{M}_{PRINC} + \dot{M}_{PRINCV})c_{peau} \cdot 60 \end{aligned}$$

h_{vap} est l'enthalpie de vapeur pour $T=193[^\circ\text{C}]$ et $P=6[\text{bar}]$ et vaut 2834.4 [kJ/kg]. Avec les valeurs correspondantes, on trouve $\dot{M}_{PRER} = 80.2[\text{kg/s}]$

Pour le calcul de \dot{M}_{ESOUD} on a le bilan sur le schéma de la figure 2, avec les valeurs numériques :

$$\begin{aligned} (32.52 - 1.1\dot{M}_{ESOUD}) \cdot (4.17 \cdot 193 + 1967) + \dot{M}_{ESOUD} \cdot 15(4.17 + 0.1 \cdot 1.49) \\ + 0.89 \cdot 4.17 \cdot 65 = (32.52 + 0.89)4.17 \cdot 85 \end{aligned}$$

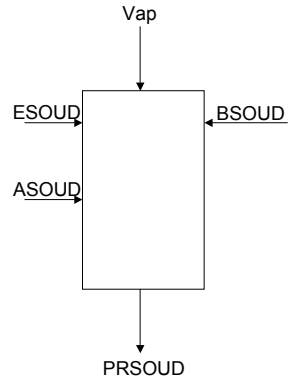


FIG. 2 – Calcul de \dot{M}_{ESOUD}

Ce qui permet de trouver $\dot{M}_{ESOUD} = 26.85[kg/s]$.

Pour le calcul de \dot{M}_{PRREC} on a simplement :

$$\dot{M}_{PRREC} = \dot{M}_{PRINCV} + \dot{M}_{PRINC} + \dot{M}_{PRSOUD} = 57.67[kg/s]$$

Les autres flux ont été obtenus par la donnée. Une fois tous les flux entrés dans le logiciel, celui-ci calcule le MER.

2 Calcul de l'intégration des utilitaires

Rappelons qu'un flux utilitaire est un flux chaud ou froid qui est produit au départ d'une ressource énergétique dans une unité de conversion d'énergie.

Cette étape permet d'obtenir la liste complète des flux chauds et froids qui doit être considérée pour réaliser le calcul du réseau d'échangeurs de chaleur.

2.1 Intégration d'un moteur de cogénération

Gamme de puissance[kW]	Carburant	NO_x [mg/m ³ _N] (ppm)	CO [mg/m ³ _N](ppm)
>100	Biogaz,gaz de STEP	400(195)	650(520)
>100	autre	250(121)	650(520)

TAB. 4 – Normes suisses

Nous avons à disposition les normes suisses, présentées dans le tableau 4.

Dans un pays comme la Suisse, les normes antipollution concernant les NO_x sont très strictes. Si l'on compare les normes italiennes aux normes suisses par exemple, on constate que pour un carburant comme le diesel, la quantité de rejet de NO_x admissible en Italie est dix fois plus élevée qu'en Suisse!

Le tableau 5 permet de comparer les émissions de NO_x et de CO de tous les moteurs proposés.

Type moteur	Carburant	NO_x [ppm]	CO [ppm]
Moteur N°1	Diesel	965	49
Moteur N°2	Diesel	1026	78
Moteur N°3	Diesel	577	149
Moteur N°4	Diesel	688	208
Moteur N°5	Diesel	487	82
Moteur N°6	Diesel	559	139
Moteur N°7	Diesel	657	157
Moteur N°8	GNC(Gaz Naturel Comprimé)	66	320
Moteur N°9	BIOgaz (22% CO_2)	71	410
Moteur N°10	BIOgaz (35% CO_2)	75	481

TAB. 5 – Émissions de NO_x et CO des moteurs proposés

Cette sévérité des normes suisses pour les NO_x , nous permet immédiatement d'écartier tous les moteurs fonctionnant au Diesel car, comme on peut le constater, les émissions de NO_x de ces moteurs sont largement supérieures aux normes suisses.

Le choix se fera donc sur l'un des trois moteurs fonctionnant au gaz naturel ou au biogaz.

Avec les températures d'entrée et de sortie de l'eau de refroidissement, le débit masse et la chaleur spécifique de l'eau à ces températures, on peut calculer la puissance récupérable par un échange avec le système de refroidissement.

De la même manière pour les gaz de combustion, en considérant que l'on peut les refroidir depuis la température en sortie de turbine jusqu'à une température de $120^\circ C$, on peut calculer la puissance récupérable.

Le tableau 6 rassemble les températures de ces deux flux ainsi que la puissance que l'on peut en récupérer.

Le programme EXSYS nous permet d'étudier l'intégration de ces moteurs dans notre procédé. Cependant, le biogaz n'est pas proposé dans la liste des carburants disponibles. Nous avons donc choisi le gaz naturel comme com-

Type moteur	TWA [°C]	TWE [°C]	T_4 [°C]	TGC_{out} [°C]	Q_{eau} [kW]	Q_{fumees} [kW]
Moteur N°8	87.0	79.9	470.5	120	105.21	86.63
Moteur N°9	86.1	79.5	434.9	120	98.02	75.23
Moteur N°10	85.9	79.6	444.0	120	93.16	72.44

TAB. 6 – Températures et puissances récupérables des flux

bustible pour nos trois moteurs.

La fonction objectif est la minimisation des coûts. Le tableau 7 présente les coûts d'investissement et opératoires pour les trois moteurs en faisant l'hypothèse d'un prix identique pour l'achat du gaz naturel et du biogaz (les coûts opératoire ne comportent que les coûts de combustible).

Type moteur	Carburant	Investissement [kFr]	Coût opératoire [kFr]
Moteur N°8	GNC	290.00	296.03
Moteur N°9	BIOgaz (22% CO_2)	299.54	286.23
Moteur N°10	BIOgaz (35% CO_2)	301.40	281.93

TAB. 7 – Coûts d'investissement et opératoire : Prix du Gaz naturel et biogaz : 0.09 [Fr/kWh], nbh = 8520 [h/an]

La solution optimale proposée par EXSYS est l'utilisation de 75 unités du moteur numéro 8. Cette solution semble plausible. Les ordres de grandeur correspondent à notre problème puisque le besoin en utilitaire chaud est d'environ 14600[kW] et que les 75 moteurs produisent environ 14387[kW] (7890[kW] par le système de refroidissement et 6497[kW] par le refroidissement des gaz de combustion).

Il faut toutefois garder un esprit critique quant à la solution proposée car nous avons choisit le gaz naturel comme carburant de tous nos moteurs donc un prix identique de combustible alors que deux d'entre eux fonctionnent au biogaz. Avec cette hypothèse, on peut effectivement penser que le moteur fonctionnant réellement au gaz naturel est le plus approprié!

Il faudrait définir les deux types de biogaz (notamment le prix d'achat de ce carburant ainsi que le prix de revente de l'énergie électrique produite) dans EXSYS afin d'affiner l'analyse et examiner plus en détails si l'utilisation de biogaz n'est finalement pas plus rentable. On peut également penser à inclure la taxe CO_2 qui peut être entraînerait également une différence entre le moteur fonctionnant au gaz naturel et les moteurs fonctionnant au biogaz.

2.1.1 Efficacité

Pour le moteur choisi (n°8), nous avons :

- $P_e = 145[kW]$
- $Q_{eau} = 105.21[kW]$
- $P_{fumees} = 86.63[kW]$
- $B = 386.05[kW]$

Nous pouvons donc définir l'efficacité du moteur :

$$\eta = \frac{P_e + Q_{eau} + Q_{fumees}}{B} = \frac{145 + 105.21 + 86.63}{386.05} = 0.873 = 87.3\%$$

2.1.2 Rendement exergetique

Le bilan exergetique du moteur est donné par (équation 10.43 Borel-Favrat)

$$\dot{E}^- + \dot{E}_{ye}^- + \dot{E}_{yh}^- = \dot{E}_{ycombM}^+ - \dot{L}_M$$

avec

$$\dot{E}_{ycombM}^+ = (\dot{M}_F \underline{\Delta k}^0 - \dot{M}_I \underline{\Delta k}_I^0) + \hat{E}_y^+ M = (\dot{M}_F \underline{\Delta k}^0 - \dot{M}_I \underline{\Delta k}_I^0) - \dot{M}_G \hat{k}_{G2}$$

où \hat{k}_{G2} est la coenthalpie massique des gaz de combustion à l'échappement. \dot{E}_{ye}^- et \dot{E}_{yh}^- sont respectivement les exergies-transformation de l'eau de refroidissement et de l'huile.

Le bilan exergetique est donc donné par :

$$\dot{E}^- + \dot{M}_G \hat{k}_{G2} + \dot{E}_{ye}^- + \dot{E}_{yh}^- = \dot{M}_F \underline{\Delta k}^0 - \dot{M}_I \underline{\Delta k}_I^0 - \dot{L}_M$$

et le rendement exergetique :

$$\eta = \frac{\dot{E}^- + \dot{M}_G \hat{k}_{G2} + \dot{E}_{ye}^- + \dot{E}_{yh}^-}{\dot{M}_F \underline{\Delta k}^0 - \dot{M}_I \underline{\Delta k}_I^0}$$

Dans notre cas, nous n'avons pas considéré l'huile et nous faisons l'hypothèse qu'il n'y a pas d'imbrûlés.

- $\dot{E}_{yh}^- = 0$
- $\dot{M}_I = 0$

Le rendement devient :

$$\eta = \frac{\dot{E}^- + \dot{M}_G \hat{k}_{G2} + \dot{E}_{ye}^-}{\dot{M}_F \underline{\Delta k}^0}$$

On calcule les différents termes :

$$\dot{E}_{ye}^- = \dot{M}_e (k_{e2} - k_{e1}) = \dot{M}_e (h_{e2} - T_a s_{e2} - h_{e1} + T_a s_{e1})$$

$$= \frac{240}{60}(364.5 - 298 \cdot 1.158 - 334.7 + 298 \cdot 1.074) = 19.072[kW]$$

Le pouvoir exergetique du combustible est donnee approximativement par la moyenne des pouvoirs calorifiques inferieur et superieur :

- $PCI = 47120[kJ/kg]$
- $PCS = 54190[kJ/kg]$

d'où $\underline{\Delta}k^0 = 50655[kJ/kg]$.

Donc

$$\dot{M}_F \underline{\Delta}k^0 = \frac{24.49}{3600} 50655 = 414.95[kW]$$

Pour le calcul de la surcoenthalpie massique des gaz de combustion, nous avons besoin de trouver l'entropie. Or, nous ne savons pas comment l'obtenir.

En la choisissant arbitrairement egale à $8[kJ/kgK]$, on obtient :

$$\dot{M}_G \hat{k}_{G2} = \dot{M}_G (\hat{h}_{G2} - \hat{T}_a s_{g2}) = \frac{29.49 + 839}{3600} (1.025 \cdot 470.5 - 25 \cdot 8) = 68.09[kW]$$

Finalement :

$$\eta = \frac{145 + 68.09 + 19.072}{414.95} = 0.56 = 55.94\%$$

Cette valeur pour le rendement exergetique est realiste meme s'il faudrait determiner de maniere rigoureuse l'entropie des gaz de combustion.

2.2 Interprétation de la courbe composite

La figure 3 represente la courbe composite globale definie par le MER et les valeurs numeriques correspondantes sont :

- Hot utility : 14 588.7 [kW]
- Cold utility : 1 182.01 [kW]
- Fridge req : 3 917.92 [kW]

Le point de pincement se trouve à $308[K]$, la courbe se trouvant en dessous de ce point correspond aux flux chauds devant être refroidis. Le refroidissement de ces flux au dessus de $285[K]$ pourra être atteint avec de l'eau de refroidissement (l'eau à cette température est disponible sur EXSYSII, mais il n'est pas certain qu'elle soit présente sur le site de la brasserie). Pour le reste, un cycle frigo sera nécessaire. D'un même côté du pincement, les régions pour lesquelles des courbes se superposent sont nommées autosuffisantes, en effet, seul un échangeur est nécessaire afin de transférer l'énergie entre ces flux. Pour satisfaire les flux froids, comme les températures à atteindre ne sont pas trop élevées, nous avons privilégié une option de moteurs de cogénération. Les gaz d'échappement permettront de chauffer la bière pour la fermentation, et le système de refroidissement du moteur pourra servir à chauffer tous les flux entre l'ambiance et $350[K]$ environ. La figure 4 présente la courbe après intégration des utilitaires.

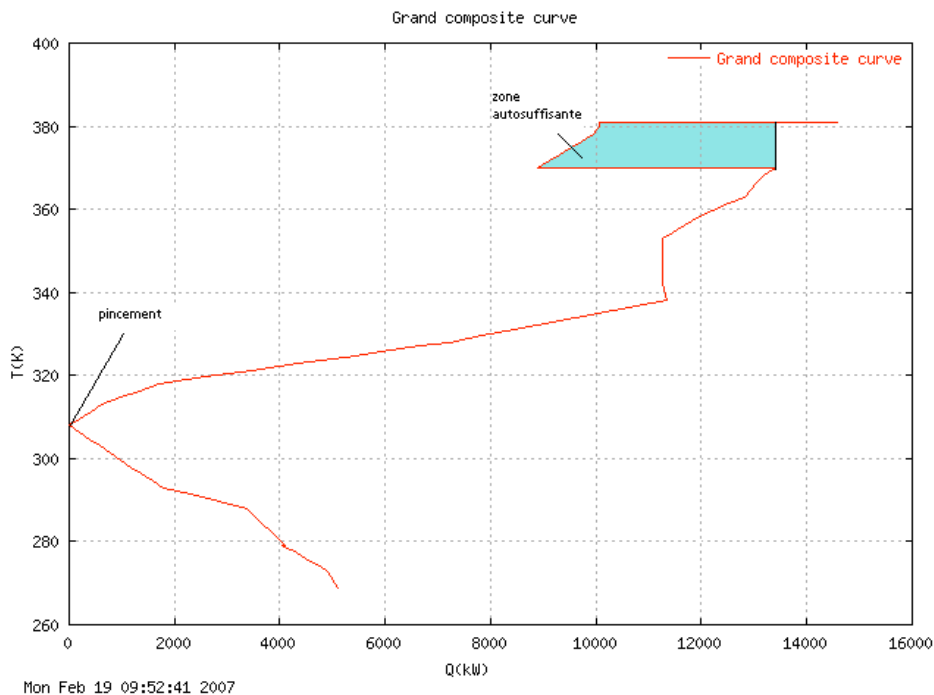


FIG. 3 – Courbe composite globale

En ce qui concerne le cycle frigo (cf. figure 5), on voit qu'en se détendant sous forme gazeuse, l'ammoniac atteint $265[K]$, en le recondensant, il sera possible de refroidir l'eau glycolée. Après compression, le flux est valorisé comme flux chaud à $359[K]$.

Grâce aux moteurs de cogénération, la combustion en chaudière a pu être complètement supprimée (moyennant l'achat de 75 moteurs!).

On peut voir que la perte exergétique (représentée par la surface du triangle formé par les gaz de combustion et les flux chauds correspondants) a été fortement diminuée par l'ajout des moteurs de cogénération. En effet, la bière n'ayant pas de température plus élevée que $373[K]$, il n'est pas utile d'avoir des gaz de combustion de $1200[K]$. Cette diminution des pertes est mise à profit par la production d'électricité.

La figure 5 présente la fiche technique de la pompe à chaleur utilisée. On y voit les paliers de température, la puissance du compresseur ($116.64[kW]$), ainsi que la puissance thermique échangée.

3 Intégration des échangeurs

Maintenant que les utilitaires ont été définis, on peut définir le nombre théorique d'échangeurs à utiliser en considérant le nombre d'utilitaires ainsi

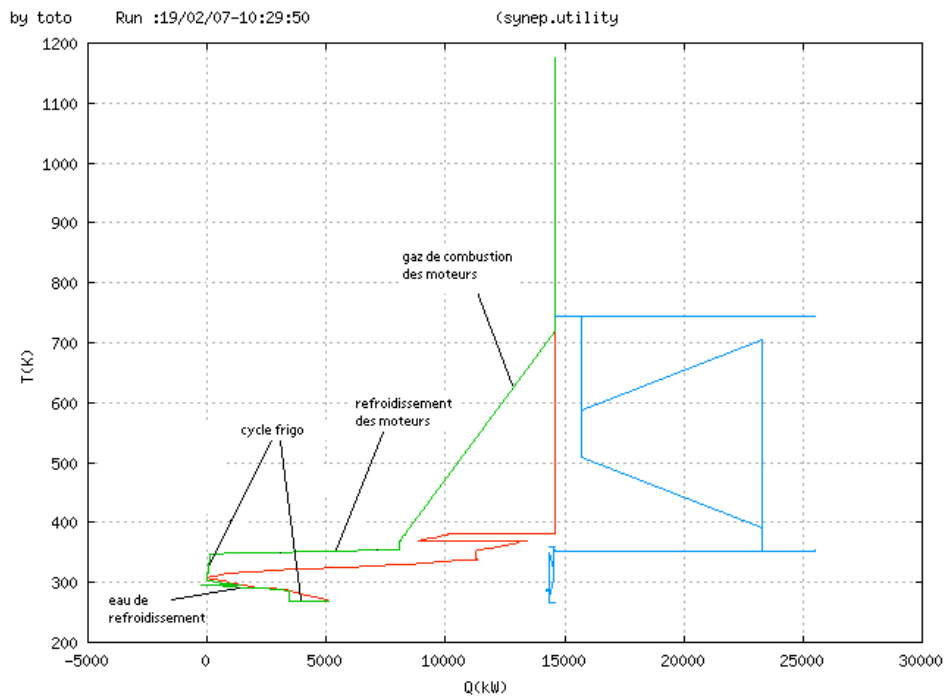


FIG. 4 – Courbe composite globale après intégration des utilitaires

F2(HP): R717_	P (bar): 10.000	F1(HP): R717:
T (K): 298.00	Qout (kW): -836.17	T (K): 359.04
DT subcooling : 0	DTmin/2: 2.000	
BMIN: 0.000	Eva Flowr. (kmol/s): 0.034	
FACMUL: 2.2856	Win (kW): 116.64	
BMAX: 1000.000	stag. numb.: 3.000	
COST1: 0.0000	eff. isent.: 0.84410	
COST2: 0.000	DTmin/2: 2.0000	
	Qin (kW): 718.69	
F1(LP): R717-		F2(LP): R717.
T (K): 265.54		T (K): 265.54
Vap. fr: 0.35364	P (bar): 3.200	DT superheat.: 0

FIG. 5 – Fiche technique de la pompe à chaleur

que le nombre de flux. Le but du réseau est d'une part de satisfaire le MER et d'autre part d'être le plus proche possible du minimum d'unités requises,

tout en visant un investissement minimum. Nous avons vu qu'il n'était pas intéressant pour un échangeur de traverser le pincement. Une des solutions possible pour baisser la demande en utilitaires est une légère adaptation du ΔT_{min} permettant de déplacer horizontalement la courbe chaude par rapport à la courbe froide, ce qui permettrait d'augmenter les zones autosuffisantes. Voilà quelques autres règles qui se doivent d'être respectées pour l'élaboration du réseau idéal d'échangeurs.

- 1) Afin d'utiliser au maximum les échanges directs de chaleur, le nombre de flux froids au dessus du pincement devra être supérieur au nombre de flux chauds. En dessous du pincement, c'est le nombre de flux chauds qui devra être supérieur au nombre de flux froids.
- 2) On parle de flux clés devant être amenés à la température de pincement. Au dessus du pincement, les flux clés sont les flux chauds, et en-dessous ce sont les flux froids.
- 3) Si la règle 1) n'est pas respectée, on divise certains flux (les flux "non-clés") jusqu'à ce qu'elle le soit.
- 4) On essaiera de trouver des combinaisons respectant la règle des Cp (= \dot{M}_{cp}). Cette règle est la suivante :
 - au dessous du pincement : $\dot{M}_{c_{ph}} \geq \dot{M}_{c_{pc}}$
 - au dessus du pincement : $\dot{M}_{c_{ph}} \leq \dot{M}_{c_{pc}}$
 Si la règle n'est pas respectée, il faut diviser les flux clés jusqu'à ce qu'elle le soit. Il faudra cependant réexaminer la règle 1) et s'assurer qu'elle est toujours vraie.
- 5) Dans un échangeur, on essaiera de toujours satisfaire entièrement la demande énergétique d'au moins un des deux flux (tick-off rule).
- 6) On tentera de combiner entre eux les flux possédant les Cp les plus élevés.
- 7) Après chaque intégration d'un échangeur, on réévalue les flux à disposition et la procédure recommence pour l'échangeur suivant.