

# Exercices chapitre 9

Version du 8 avril 2015

CC-BY-SA Olivier Cleynen – thermodynamique.ninja

Les propriétés de l'eau sont toutes tabulées dans les abaques n°1, 2 et 3.

L'air est considéré comme un gaz parfait.

$$c_{v(\text{air})} = 718 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1} \quad R_{\text{air}} = 287 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$c_{p(\text{air})} = 1005 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1} \quad \gamma_{\text{air}} = 1,4$$

## 9.1 Cycle de Rankine surchauffé

La centrale EDF de Porcheville (figure 9.27) reçoit de la chaleur issue de la combustion de fioul, et utilise un cycle à vapeur pour alimenter une génératrice électrique.

Dans la centrale l'eau évolue entre les pressions de 0,1 bar et 140 bar. La vapeur atteint 545 °C, et les turbines ont une efficacité isentropique de 80 %.

Pour les besoins de l'exercice, nous considérons que le cycle est basé sur un cycle de Rankine surchauffé.

1. Schématisez le circuit physique de l'eau dans la centrale ; tracez le cycle suivi sur un diagramme température-entropie, de façon qualitative (c'est à dire sans représenter les valeurs numériques) en y représentant aussi la courbe de saturation.
2. Quelle est l'enthalpie de l'eau à la sortie des turbines ?
3. Quelle est l'enthalpie de l'eau à la sortie des pompes ?
4. Quel est le rendement thermodynamique de l'installation ?
5. Quelle est la consommation spécifique de l'installation, c'est-à-dire la masse de vapeur ayant pénétré la turbine lorsque l'installation a généré 1 kWh d'énergie mécanique ?
6. Quel débit horaire de vapeur faut-il faire circuler dans le circuit pour obtenir une puissance mécanique de 60 MW ?



FIGURE 9.27 – Centrale électrique de Porcheville, alimentée au charbon jusqu'en 1987 et fonctionnant désormais au fioul. Elle sert principalement les demandes de pointe.

Photo CC-0 o.c.

## 9.2 Mise en place d'une resurchauffe

L'installation de Porcheville décrite dans l'exercice 9.1 est modifiée pour accueillir une série de tubes de resurchauffe. La détente de l'eau est interrompue à 18 bar dans la turbine, et la vapeur est ramenée à la température maximale du cycle (c'est-à-dire 545 °C).

La centrale est alimentée au fioul lourd dit « TBTS », de masse volumique  $1050 \text{ kg m}^{-3}$  et de pouvoir calorifique  $40,2 \text{ MJ kg}^{-1}$ .

L'air utilisé pour la combustion pénètre dans la chaudière à température de 15 °C et pression de 1 bar. Il est porté à température de 820 °C par combustion à pression constante, avant de passer autour des conduits d'eau. Lorsqu'il quitte la chaudière, sa température est de 180 °C.

1. Quel est le nouveau rendement thermique de la centrale ?
2. Quelle est sa nouvelle consommation spécifique ?
3. Quel débit d'air faut-il admettre dans la chaudière pour maintenir une puissance mécanique nette de 60 MW ?
4. Quelle est l'efficacité de la chaudière ?
5. Quel est le débit volumique horaire de carburant ?
6. Un/e ingénieur/e propose de faire passer le conduit d'air d'admission au travers des gaz d'échappement (sans pourtant les mélanger) pour augmenter la température de l'air avant combustion. Cela vous paraît-il être une bonne idée ?

## 9.3 Cycle avec régénération

Dans un navire brise-glace polaire (figure 9.28), une installation à vapeur alimente les hélices à partir d'un réacteur nucléaire.

Le cycle est basé sur un cycle de Rankine surchauffé à 310 °C (par contact avec les conduites de l'eau pressurisée qui, elle, traverse le réacteur), entre les pressions de 30 et 0,5 bar<sup>5</sup>.



FIGURE 9.28 – Le 50 Let Podeby, brise-glace de 25 000 t à propulsion nucléo-turbo-électrique (deux réacteurs de 171 MW<sub>chaleur</sub>, trois moteurs de 17,6 MW<sub>méch.</sub>). Sa construction a débuté en 1989 mais il n'est entré en service qu'en 2007.

Photo CC-BY-SA par l'utilisateur-rice Commons Kiselev d

5. En réalité, entre 29 et 0,75 bar, valeurs qui ne sont pas tabulées dans nos abaques.

Pour ne pas surcharger cet exercice, nous considérons que la turbine est parfaitement isolée et isentropique.

1. Quel est le rendement thermodynamique de l'installation ?
2. On définit la consommation spécifique de vapeur comme l'inverse de la puissance nette de l'installation. C'est la masse de vapeur ayant traversé la turbine lorsque l'installation a généré 1 kWh d'énergie mécanique.  
Quelle est la consommation spécifique de l'installation ?

Un/e ingénieur/e propose de modifier le cycle pour le rendre régénératif, en prélevant de la vapeur de la turbine pour l'insérer dans le circuit de compression.

Il/elle propose de séparer la compression en deux étapes, l'une de 0,5 à 6 bar, et la seconde de 6 à 30 bar ; puis d'insérer la vapeur prélevée entre les deux pompes. Le débit de vapeur prélevé est tel que l'eau à la sortie du mélangeur est exactement à saturation.

Pour simplifier nos calculs, nous considérons que la puissance de pompage n'est pas modifiée par la régénération (une approximation sans grande incidence).

3. Schématisez l'installation proposée (c'est-à-dire le circuit physique suivi par la vapeur).
4. Représentez le cycle thermodynamique sur un diagramme température-entropie de façon qualitative en y représentant aussi la courbe de saturation de l'eau.
5. Quelle proportion du débit de vapeur faudrait-il prélever à 6 bar dans la turbine, pour chauffer l'eau à saturation entre les deux pompes ?
6. La puissance aux hélices augmente-t-elle ou diminue-t-elle, et de combien ?
7. Le rendement de l'installation augmente-t-il ou diminue-t-il, et de combien ?

## Solutions des exercices

- 9.1** 1) Voir les figures 9.14 et 9.15 p.286 ; 2) Avec  $s_E = s_D = 6,5399 \text{ kJ kg}^{-1}$  et  $\eta_T = 80 \%$ , nous obtenons  $h_E = 2287,7 \text{ kJ kg}^{-1}$  comme à l'exemple 9.2 p.278 ;
- 3) Avec l'équation 9/4 nous obtenons  $h_B = 205,9 \text{ kJ kg}^{-1}$  comme à l'exemple 9.1 ;
- 4)  $\eta_{\text{thermique}} = \left| \frac{(h_E - h_D) + (h_B - h_A)}{(h_D - h_B)} \right| = 35,29 \%$  (6/4) ; 5)  $SSC = 3,15 \text{ kg/(kW h)}$  ;
- 6)  $\dot{m}_{\text{eau}} = 52,5 \text{ kg s}^{-1}$ .
- 9.2** 1)  $h_{D2} = 2960,8 \text{ kJ kg}^{-1}$ ,  $h_{E2} = 3570,3 \text{ kJ kg}^{-1}$ ,  $h_F = 2642,7 \text{ kJ kg}^{-1}$ , ainsi l'efficacité atteint  $\eta_{\text{thermique } 2} = 36,31 \%$  (+1 pt, une amélioration déjà appréciable) ; 2)  $SSC_2 = 2,576 \text{ kg/(kW h)}$  (−18 %, un beau résultat) ;
- 3) Dans la chaudière, la chaleur perdue par l'air est gagnée par l'eau :  $\dot{m}_{\text{air}} = \frac{-\dot{Q}_{\text{eau}}}{c_p \Delta T} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\eta_{\text{thermique}}} \frac{1}{c_p (T_{\text{air } 3} - T_{\text{air } 2})} = 256,9 \text{ kg s}^{-1}$ .
- 4)  $\eta_{\text{chaudière}} = \frac{\dot{Q}_{\text{eau}}}{\dot{Q}_{\text{reçue par l'air}}} = 79,5 \%$  5)  $\dot{V}_{\text{carb.}} = \frac{\dot{Q}_{\text{reçue par l'air}}}{\rho_{\text{carburant}} c_{\text{carburant}} \eta_{\text{chaudière}}} = 17,7 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ .
- 6) C'est une excellente idée. On réduit ainsi la chaleur emportée par les gaz d'échappement à la sortie de la chaudière, ce qui a pour effet immédiat d'augmenter  $\eta_{\text{chaudière}}$ .
- 9.3** 1) Avec le schéma des figures figures 9.14 et 9.15 p.286,  $h_A = 340,5 \text{ kJ kg}^{-1}$ ,  $h_B = 343,54 \text{ kJ kg}^{-1}$ ,  $h_D = 3017,4 \text{ kJ kg}^{-1}$ ,  $h_E = 2284,5 \text{ kJ kg}^{-1}$ , ainsi  $\eta_{\text{thermique}} = 27,294 \%$  ;
- 2)  $SSC = 4,93 \text{ kg/(kW h)}$  ; 3) Voir figure 9.20 p.291 ;
- 4) Voir figure 9.21 p.292 ; 5)  $h_{\text{prélèvement}} = 2673,9 \text{ kJ kg}^{-1}$ ,  $h_{\text{pré-mélange}} = 341,1 \text{ kJ kg}^{-1}$ ,  $h_{\text{post-mélange}} = 670,4 \text{ kJ kg}^{-1}$  : Ainsi la proportion permettant de saturer l'eau après mélange est  $z = 14,1 \%$  ;
- 6)  $w_{\text{net } 2} = -674,87 \text{ kJ kg}^{-1}$  (−9,2 % : drame !) ;
- 7)  $q_{\text{chaud.}} = 2344,4 \text{ kJ kg}^{-1}$ , ainsi  $\eta_{\text{inst. } 2} = 28,786 \%$  (+1,49 pt : est-ce vraiment désirable dans cette application ?).