

Fiche-guide de TD sur la modélisation de tours de refroidissement

1) Objectifs du TD

L'objectif du projet est d'étudier le fonctionnement des tours de refroidissement, de montrer comment on peut les modéliser de manière réaliste avec Thermoptim, et d'utiliser un tel modèle pour mettre en évidence leur intérêt énergétique en comparant les performances de deux cycles de réfrigération industrielle, l'un utilisant un condenseur à air, et l'autre une tour de refroidissement à contact direct.

Le TD permet aux élèves de construire des modèles de tours de refroidissement à contact direct et indirect. Ils sont ainsi amenés à réfléchir sur les propriétés des gaz humides.

Ce TD relativement compliqué s'adresse à des élèves ayant déjà étudié les machines de réfrigération et les échangeurs de chaleur. Si ce n'est pas le cas, il faut prévoir qu'ils le fassent comme activité préalable.

Le présent document est un extrait de la fiche-guide complète avec résultats, qui est réservée aux enseignants. C'est pour cette raison que la numérotation des figures comporte des lacunes.

2) Références

ASHRAE Handbook 2001, "Cooling Towers", chapter 36

A. BRICARD, L. TADRIST, Echangeurs de chaleur à contact direct, BE 9 565, Techniques de l'Ingénieur

F. KREITH, "The CRC Handbook of Thermal Engineering", CRC Press Springer, 3 "Cooling Towers" by A.F. Mills, Chapter 4.9, 1999

D.R. BAKER, H.A. SHRYOCK. 1961. A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance. *ASME Transactions, Journal of Heat Transfer* (August):339.

J.E. BRAUN, S.A. KLEIN, J.W. MITCHELL, "Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils", *ASHRAE Transactions*, Vol. 92, Part 2, p. 164-174, 1989

3) TD principale

3.1 Enoncé

On considère une machine de réfrigération au R134a assurant la production de 200 kW de froid à -12 °C, dont le condenseur est refroidi par de l'air à 25 °C. On demande de comparer les performances de la machine selon que l'on utilise un échangeur à air avec un pincement de 16 K ou une tour de refroidissement, le pincement minimal entre l'eau et le frigorigène étant inférieur à 12 K.

L'objectif du travail est d'étudier un tel cycle et de le modéliser avec Thermoptim, en utilisant les composants externes "DirectCoolingTower" et "DirectCoolingTowerInlet" représentant la tour de refroidissement.

Dans un premier temps, les élèves réfléchiront au fonctionnement d'une tour de refroidissement et à la manière dont on peut les modéliser. Selon les objectifs pédagogiques poursuivis, ils pourront soit entrer dans le détail du modèle implémenté comme classe externe, soit se contenter d'utiliser la classe externe fournie.

3.2 Modèles de tour de refroidissement

Une tour de refroidissement est un échangeur d'un type particulier qui permet de rejeter de la chaleur dans l'air environnant sous forme à la fois de chaleur sensible et de chaleur latente du fait de l'augmentation de son humidité. En opérant de la sorte, il est possible de refroidir de l'eau jusqu'à une température supérieure de quelques degrés au-dessus de la température humide de l'air ambiant (et donc éventuellement inférieure à sa température sèche), ceci au prix d'une quantité d'eau consommée de l'ordre de 5 % de celle que demanderait un refroidissement à eau. Tant sur le plan économique qu'environnemental, les tours de refroidissement sont des systèmes très intéressants, notamment en climat chaud et sec.

On distingue deux grandes catégories de tours de refroidissement, d'une part celles dites à contact direct ou à cycle ouvert, et d'autre part celles dites à contact indirect ou à cycle fermé.

Dans une tour à contact direct (figure 3.1), l'eau chaude à refroidir est mise en contact avec l'air ambiant, soit par pulvérisation en fines gouttelettes, soit par ruissellement le long de surfaces d'écoulement. Les deux fluides étant en contact, de la chaleur est échangée par convection, et une partie de l'eau se vaporise et augmente l'humidité de l'air. Si celui-ci n'est pas à la saturation, il commence par se refroidir de manière quasiment adiabatique, avant de l'échauffer le long de la courbe de saturation. L'eau peut donc ressortir à une température inférieure à celle de l'air ambiant.

Une tour à contact indirect (figure 3.2) met en jeu deux circuits, dits externe et interne. Dans ce dernier, le fluide à refroidir, qui peut être quelconque, reste confiné dans un faisceau de tubes autour desquels ruisselle l'eau de refroidissement du circuit externe, qui se réchauffe à son contact, puis se refroidit par échange avec l'air ambiant selon le même mécanisme que dans une tour à contact direct.

Du fait de l'évaporation d'une partie de l'eau, la concentration des sels dissous et celle des impuretés, notamment biologiques, est amenée à augmenter. On est donc amené à procéder à des purges de déconcentration analogues à celles présentées pour les chaudières (chapitre 5.5 du tome 2).

3.3 Théorie

La modélisation théorique des tours de refroidissement est assez complexe compte tenu de la multiplicité des transferts qui y prennent place. Le manuel 2001 de l'ASHRAE (ch. 36) présente la théorie proposée par Baker et Shyrock, qui considère (figure 3.3) trois milieux échangeant de la masse et de l'énergie :

- le flux d'eau qui se refroidit
- le flux d'air qui se réchauffe et dont l'humidité augmente

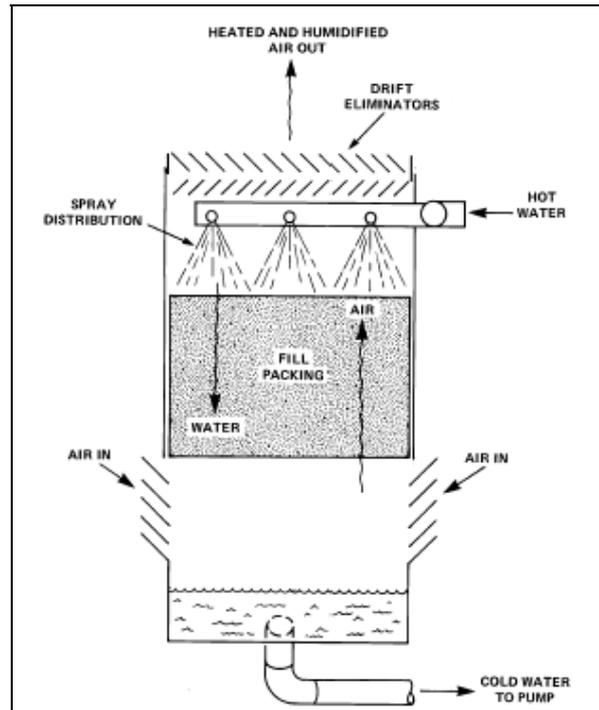


Figure 3.1 : Tour de refroidissement à contact direct

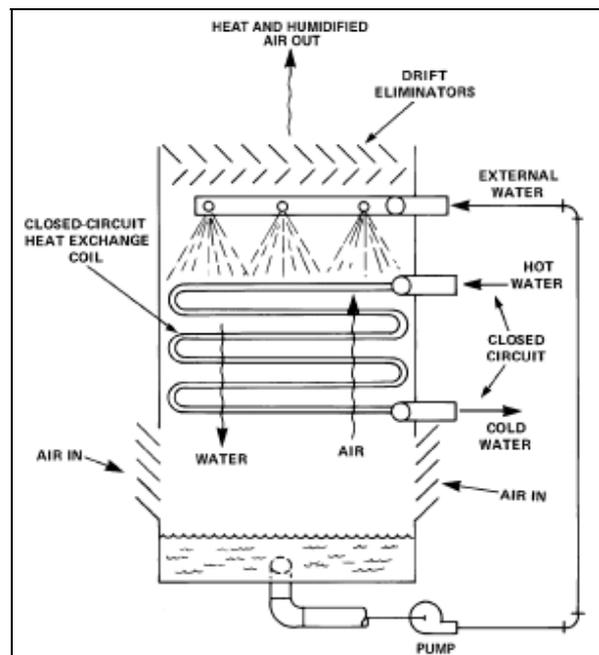


Figure 3.2 : Tour de refroidissement à contact indirect

- un film interstitiel

Les hypothèses faites sont les suivantes :

- l'air sortant de la tour est quasiment saturé
- le film interstitiel est de l'air saturé d'humidité, à la température de l'eau.
- le nombre de Lewis est égal à 1
- la résistance thermique côté liquide est négligée devant celle côté air (pour la tour à contact indirect, on suppose que le gradient thermique air-film liquide est égal à celui air-eau de refroidissement)

Le bilan sur l'eau d'un petit élément de la tour de surface ΔA , s'écrit avec nos notations habituelles :

$$\Delta Q_{\text{eau}} = \dot{m} C_{p\text{eau}} \Delta T_{\text{eau}}$$

Cette énergie sert d'une part à échauffer l'air (ΔQ_s), et d'autre part à évaporer l'eau absorbée par l'air (ΔQ_L).

$$\Delta Q_s = k_s \Delta A (t'' - t_a)$$

k_s étant le coefficient d'échange thermique en présence de transfert de masse, t'' étant la température du film (supposée égale à celle de l'eau) et t_a celle de l'air.

$$\Delta Q_L = k' \Delta A L_{\text{eau}} (w''_{\text{sat}} - w_{\text{a}})$$

k' étant la conductance liée au transfert de masse, w''_{sat} étant l'humidité à la saturation du film et w_{a} celle de l'air.

On a donc :

$$\Delta Q_{\text{eau}} = \dot{m} C_{p\text{eau}} \Delta T_{\text{eau}}$$

$$\Delta Q_{\text{eau}} = k_s \Delta A (t'' - t_a) + k' \Delta A L_{\text{eau}} (w''_{\text{sat}} - w_{\text{a}})$$

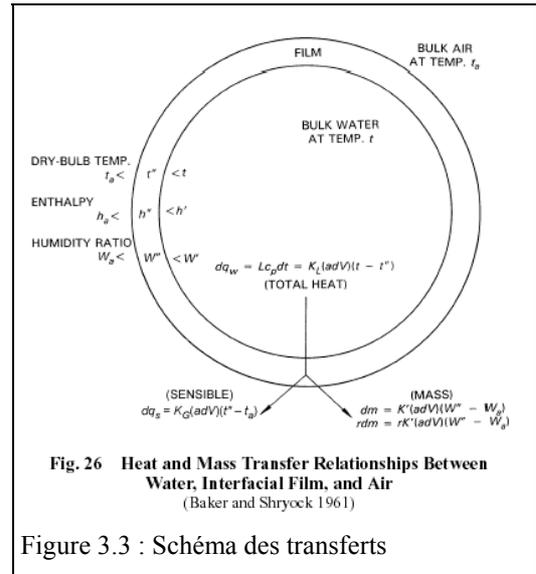


Figure 3.3 : Schéma des transferts

En régime turbulent, on peut montrer que k_s et k' sont liés par la relation suivante :

$$\frac{k_s}{k' C_{p\text{air}}} = \left[\frac{Sc}{Pr} \right]^{2/3} = Le^{2/3}$$

Sc et Pr étant les nombres de Schmidt et de Prandtl et Le celui de Lewis. Il se trouve que, pour le mélange eau-air, $Le \approx 1$ tant que $t_{\text{eau}} < 50^\circ\text{C}$.

L'équation précédente se simplifie, en faisant apparaître l'enthalpie spécifique q' :

$$\Delta Q_{\text{eau}} = \dot{m} C_{p\text{eau}} \Delta T_{\text{eau}} = k' \Delta A [C_{p\text{air}} (t'' - t_a) + L_{\text{eau}} (w''_{\text{sat}} - w_{\text{a}})] = k' \Delta A [q'_{\text{sat}}(t'') - q'_{\text{sat}}(t_a)]$$

Faisons maintenant un rappel sur une des grandeurs caractéristiques des échangeurs, le Nombre d'Unités de transfert NUT.

L'équation 5.2.1 du tome 1 donne la valeur de NUT :

$$NUT = \frac{UA}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}} = \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\text{ml}}} \frac{UA}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}} \frac{\Delta T_{\text{ml}}}{\Delta T_{\max}}$$

Or, les flux échangés étant égaux,

$$UA \Delta T_{\text{ml}} = (\dot{m} \cdot c_p)_{\min} \Delta T_{\max}$$

$$\text{Et } NUT = \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\text{ml}}} = \frac{1}{R} \frac{\Delta T_{\min}}{\Delta T_{\text{ml}}}$$

NUT peut être physiquement interprété comme le rapport de la variation maximale de température dans l'un des fluides à l'écart de température moyen logarithmique entre eux. Il s'agit bien un indicateur de la qualité de l'appareil : plus un échangeur de chaleur est performant, plus il permet de réaliser un échauffement ou un refroidissement important d'un fluide avec un faible écart de température avec l'autre.

La notion de NUT peut être généralisée en considérant non pas le rapport des variations de températures, mais celui des écarts enthalpiques. On peut en particulier retenir au dénominateur l'écart moyen logarithmique des enthalpies spécifiques de l'air saturé prises aux températures des deux fluides, et au numérateur la variation d'enthalpie massique de l'eau.

$$\text{NUT} = \frac{\Delta h_{\max}}{\Delta h_{\text{ml}}} \quad \text{ou} \quad \text{NUT} = \frac{\Delta h_{\max}}{\Delta q'_{\text{sat ml}}}$$

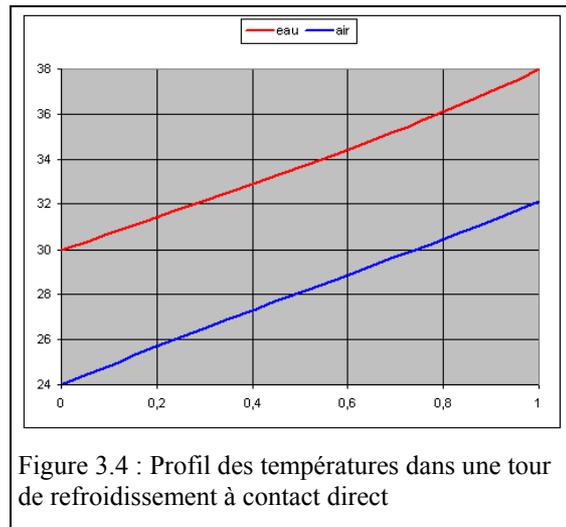


Figure 3.4 : Profil des températures dans une tour de refroidissement à contact direct

Reprenant l'équation donnant le bilan élémentaire de la tour, on peut alors écrire, par unité de débit-masse d'eau :

$$\Delta \text{NUT} = \frac{k' \Delta A}{\dot{m} C_{p\text{air}}} = \frac{C_{p\text{eau}} \Delta T_{\text{eau}}}{q'_{\text{sat}}(t'') - q'_{\text{sat}}(t_a)}$$

Cette équation peut être intégrée numériquement le long de la tour de refroidissement, conduisant aux résultats de la figure 3.4, qui donne l'évolution des températures dans la tour en fonction de la distance réduite entre son entrée et sa sortie.

On obtient ainsi un indicateur de performance de la tour de refroidissement qui se révèle en bon accord avec les données expérimentales.

De nombreux auteurs se sont intéressés à la modélisation des tours de refroidissement, et ont cherché des expressions de NUT à la fois faciles à calculer et en accord avec les résultats expérimentaux. Etant donné qu'il s'agit avant tout d'un indicateur de performance, il n'est pas en soi rédhibitoire qu'il existe une part d'arbitraire dans sa définition, dans la mesure cependant où les conventions retenues sont bien précisées.

Un des principaux intérêts de l'utilisation d'un tel NUT généralisé est que l'expérience montre que, pour une tour

de refroidissement donnée, $\text{NUT} \approx c \left[\frac{\dot{m}_{\text{eau}}}{\dot{m}_{\text{air}}} \right]^n$, n prenant des valeurs positives comprises entre 0,2 et 1,1, et c

entre 1 et 2, selon les auteurs et les définitions de NUT choisies. Des valeurs de ces paramètres sont proposées dans la littérature [Kreith, 1999].

Cette relation montre que, pour un débit d'eau donné, plus le débit d'air est important, plus la tour peut être de petite taille. Cependant, les pertes de charge et donc la consommation du ventilateur sont des fonctions croissantes du débit d'air (les vitesses d'air sont généralement comprises entre 1,5 et 4 m/s).

Dans notre modèle, nous comparerons une approche basée sur l'écart moyen logarithmique des enthalpies avec l'intégration de de l'équation donnant le bilan élémentaire de la tour. La valeur de NUT obtenue par l'expression

$$\text{NUT} = \frac{\Delta h_{\max}}{\Delta q'_{\text{sat ml}}}$$

est moins précise que celle fournie par l'intégration de ΔNUT , mais elle est beaucoup plus

facile à déterminer, et plus proche que celle que donnerait un calcul classique d'échangeur par $\text{NUT} = \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\text{ml}}}$.

Le calcul de la tour de refroidissement se fait en déterminant NUT si T_{eau} ou T_{air} est connue. Si c'est NUT qui est connu, il faut chercher le couple $(T_{\text{eau}}, T_{\text{air}})$ conduisant à sa valeur. Dans notre cas, on peut montrer que l'équation de bilan enthalpique permet d'exprimer $q'_{\text{sat}}(T_{\text{air}})$ en fonction de T_{eau} . En remplaçant cette expression dans l'équation du NUT, on obtient une relation peut alors être inversée en T_{eau} .

Le lecteur intéressé se référera aux documents cités en référence pour plus de détails.

On appelle en anglais "approach" le pincement de la tour, écart entre la température de sortie de l'eau et la température humide de l'air ambiant (4 °C dans l'exemple de la figure 3.4) et "range" la valeur de ΔT_{eau} (8 °C dans cet exemple).

3.4 Modélisation d'une tour de refroidissement à contact direct dans Thermoptim

Une tour de refroidissement à contact direct présente la particularité d'être traversée par deux flux séparés : de l'air et de l'eau, qui échangent de la matière et de l'énergie par l'intermédiaire d'une interface. Elle se comporte donc comme un quadripôle recevant deux fluides en entrée, et dont en sortent deux autres.

Pour la représenter dans Thermoptim, on forme ce quadripôle en associant un mélangeur en entrée et un diviseur en sortie, les deux étant reliés par une transfo-point qui joue un rôle purement passif.

Pour que le modèle soit bien cohérent, on synchronise les calculs effectués par les deux nœuds. Plus précisément le diviseur de sortie prend le contrôle du mélangeur, dont le rôle se limite à effectuer une mise à jour des variables de couplage associées aux flux d'entrée. La structure du modèle est donnée figure 3.5.

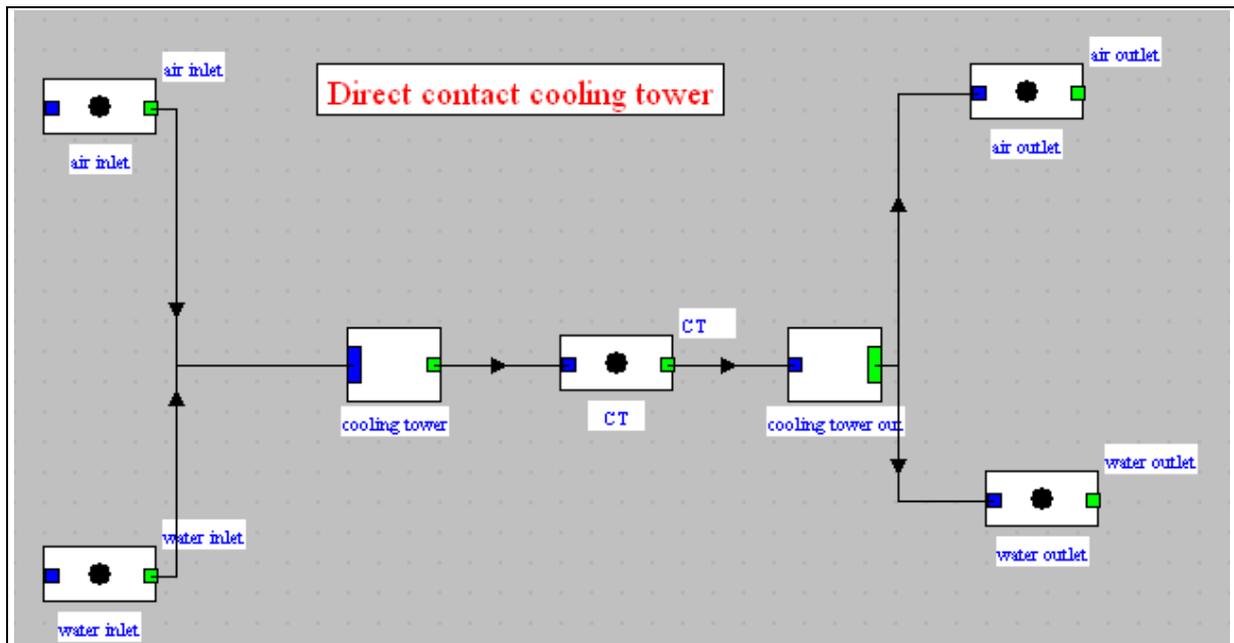


Figure 3.5 : Schéma du composant tour de refroidissement à contact direct

Sur la base du modèle présenté ci-dessus, on peut faire un raisonnement enthalpique global en connaissant les conditions d'entrée et de sortie côté air et celles d'entrée côté eau, et les résultats du modèle sont cohérents avec les valeurs expérimentales et celles fournies par les constructeurs.

Les débits des deux flux entrants sont imposés par les conditions en amont du composant et non pas recalculés. Si le débit d'eau est insuffisant pour que son refroidissement (jusqu'à la température humide de l'air entrant) permette de fournir à l'air l'enthalpie requise, un message avertit l'utilisateur.

Les fonctions de calcul des propriétés humides des gaz et des points de ThermoOptim ont été rendues accessibles depuis les classes externes. Rappelons toutefois que, suivant l'usage en matière de calculs humides, les valeurs de ces fonctions sont ramenées au gaz sec, dont la composition est invariante, alors que les autres calculs effectués dans ThermoOptim le sont par rapport à la composition réelle des gaz, c'est-à-dire sont rapportées au gaz humide. Il est donc nécessaire de faire les conversions correspondantes, comme cela est expliqué dans la documentation de la classe externe.

Le modèle que l'on peut retenir est alors le suivant, lorsque l'on connaît la température de sortie de l'air :

- 1) on commence par calculer les propriétés humides de l'air entrant, et on détermine le débit-masse de gaz sec à partir de celui du gaz humide ; l'humidité relative ε en entrée de tour est affichée à l'écran
- 2) l'humidité relative ε en sortie de tour est imposée égale à 1, et les propriétés humides de l'air de sortie sont calculées, ce qui fournit les enthalpies spécifique et totale à apporter à l'air
- 3) le débit d'eau emporté par l'air est déterminé et la composition de l'air humide en sortie est modifiée
- 4) le bilan enthalpique sur l'eau fournit sa température de sortie, qui doit être supérieure à la température humide de l'air entrant
- 5) les valeurs en aval du nœud sont mises à jour
- 6) le NUT est calculé sur la base de l'écart moyen logarithmique des enthalpies, et l'efficacité s'en déduit à partir de la relation classique pour les échangeurs à contre-courant

La tour est comme on l'a dit représentée par un mélangeur externe connecté à un diviseur externe, les calculs étant effectués par ce dernier. Les classes s'appellent DirectCoolingTowerInlet et DirectCoolingTower.

L'écran du composant tour de refroidissement sera paramétré avec les valeurs suivantes : on désire ici refroidir 1kg/s d'eau de 30 °C à 25 °C. Avec un débit de 0,9 kg/s d'air ambiant à 18 °C et d'humidité relative égale à 0,5, la température de l'air sortant est de 20,1 °C et 7,5 g/s d'eau sont évaporés.

On voit apparaître sur cet écran deux valeurs de NUT. Celle qui se situe dans le champ éditable est calculée par la formule approchée basée sur les écarts moyens logarithmiques des enthalpies de l'air saturé entre l'entrée et la sortie de la tour, tandis que celle qui est affichée tout en bas est le résultat de l'intégration de l'équation différentielle pour une tour à contre-courant. Elle est en principe plus précise, mais on peut voir que leurs valeurs sont proches.

3.5 Démarche de résolution

Rappelons que l'objectif est d'étudier une machine de réfrigération au R134a assurant la production de 200 kW de froid à -12 °C, dont le condenseur est refroidi par de l'air à 25 °C. Il s'agit de comparer les performances de la machine selon que l'on utilise un échangeur à air avec un pincement de 16 K ou une tour de refroidissement, le pincement minimal entre l'eau et le frigorigène étant inférieur à 12 K.

3.5.1 Première partie : installation avec tour de refroidissement

Pour des élèves ayant déjà modélisé un cycle de réfrigération simple (si ce n'est pas le cas, il faut qu'ils commencent par travailler sur les séances S30 et S31¹), la seule difficulté concerne la sélection des composants "DirectCoolingTowerInlet" et "DirectCoolingTower". Elle est très facilement levée en se référant à la note Utilisation des classes externes ou en opérant comme indiqué dans les 9 premières étapes de la séance Diapason S07_ext². Les intitulés des classes sont "cooling tower inlet" et "direct cooling tower".

¹ Séance S30 <http://www.thermooptim.org/SE/seances/S30/seance.html>

Séance S31 <http://www.thermooptim.org/SE/seances/S31/seance.html>

² Séance S07_ext : http://www.thermooptim.org/SE/seances/S07_ext/seance.html

Sans tour de refroidissement, l'air s'échauffe beaucoup plus. En retenant un débit maximum de 30 kg/s et un pincement de 16 K, la simulation conduit à une température d'air en sortie d'échangeur qui détermine la température de condensation du R134a, soit une pression de condensation supérieure à celle du cas précédent.

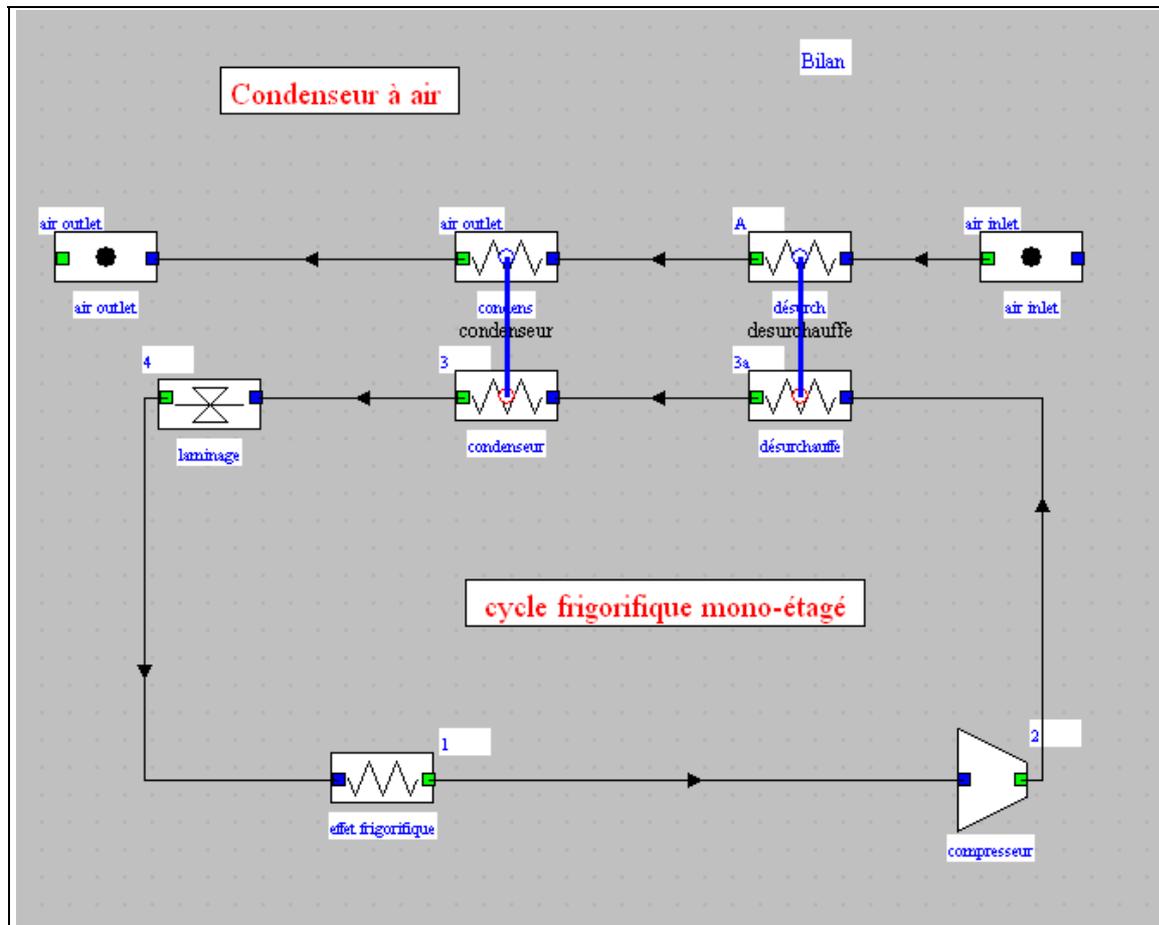
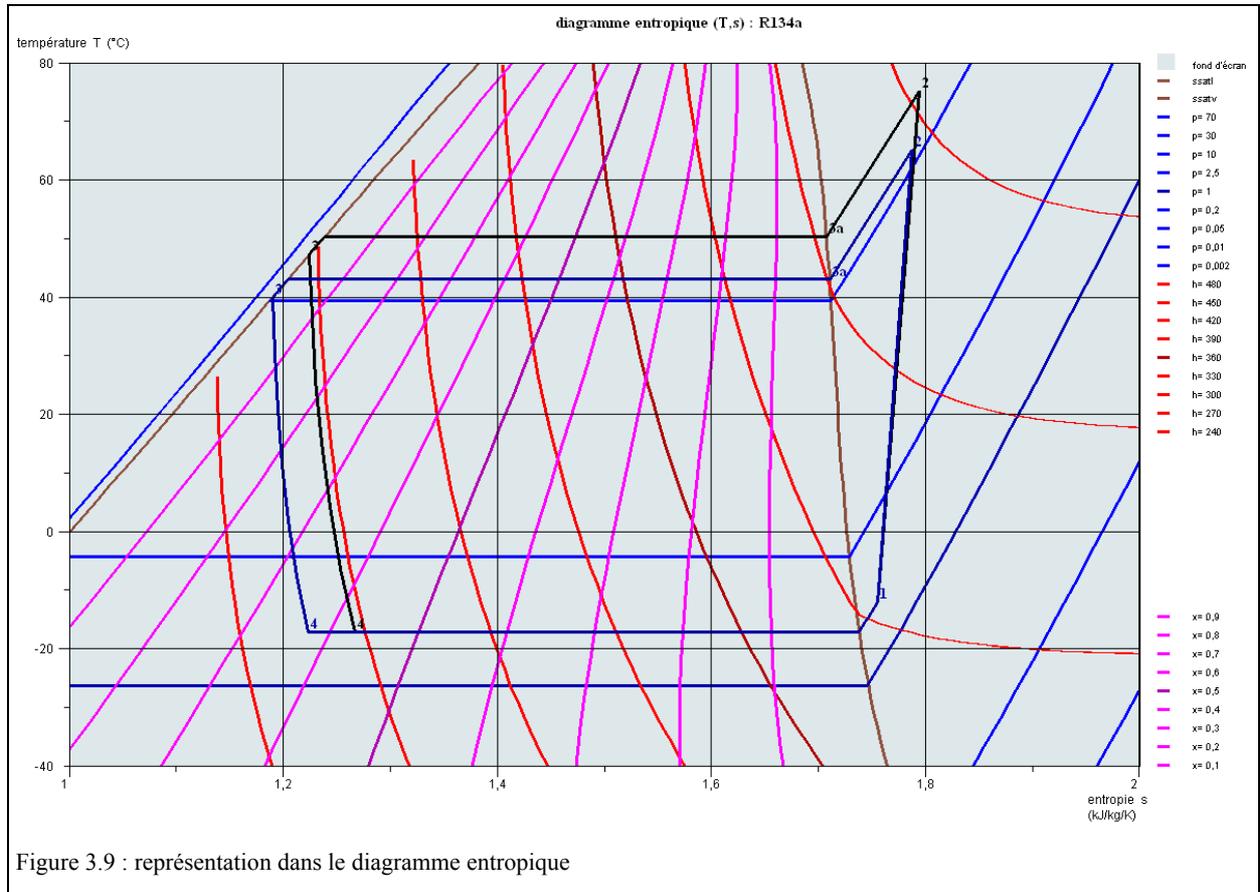


Figure 3.8 : Synoptique de l'installation avec échangeur à air, $\eta_{is} = 0,8$

Le COP diminue. Et encore n'avons nous pas tenu compte de la puissance des ventilateurs, le débit d'air passant de 10,1 kg/s à 30 kg/s, ni de la baisse de rendement isentropique, le rapport de compression augmentant.

De plus, le débit de frigorigène doit être augmenté du fait de l'augmentation du titre de fin de détente, ce qui implique une cylindrée plus importante, le rendement volumétrique chutant lui aussi.

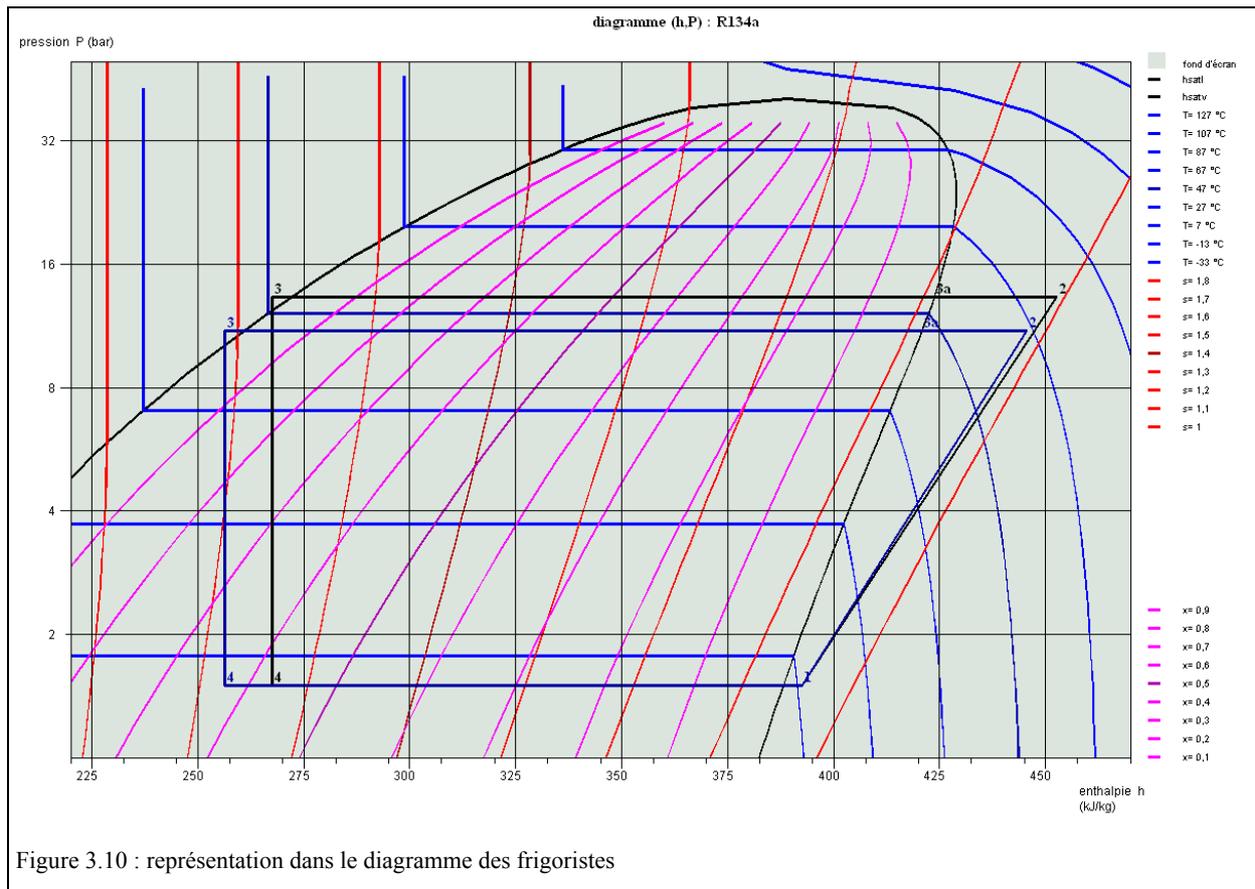
3.6 Représentation dans les diagrammes thermodynamiques



Une fois les points des deux cycles déterminés, il est possible de les superposer dans un diagramme thermodynamique tel que le diagramme entropique ou celui des frigoristes en utilisant les fonctionnalités que propose Thermoptim.

La figure 3.9 montre le résultat obtenu, le cycle refroidi par air étant tracé en noir, et l'autre en bleu. Une comparaison avec un cycle de Carnot peut alors être faite.

La figure 3.10 montre ces deux tracés dans le diagramme des frigoristes. On y lit directement sur l'axe des abscisses l'accroissement du travail mécanique consommé par le compresseur et la réduction de l'effet frigorifique utile, qui tous deux expliquent la baisse du COP.



3.7 Dimensionnement technologique

Une activité envisageable si les élèves disposent de suffisamment de temps est de leur demander de calculer des ordres de grandeur de dimensionnement du système (sections de passage...), d'estimer les pertes de charge dans les échangeurs, et de modifier le modèle en conséquence pour affiner les choses.

Ils peuvent aussi calculer la cylindrée du compresseur, ce qui est assez facile, et rechercher, ce qui est plus difficile, le dimensionnement des équipements parmi une gamme, tant pour le compresseur que pour la tour.

4) Variantes

Nous proposons ici quelques variantes, mais de nombreuses autres peuvent être imaginées, en fonction du temps disponible, du niveau des élèves, de leur nombre, et des objectifs pédagogiques poursuivis.

4.1 Prise en compte de la variation du rendement isentropique

Considérons pour le rendement isentropique du compresseur la loi d'évolution :

$$\eta_{is} = 0,893 - 0,004 (\tau - 5)^2 - 0,5 / (\tau - 0,3)$$

4.2 Etat de l'art des technologies des tours de refroidissement

Si l'objectif est que les élèves approfondissent leurs connaissances sur les tours de refroidissement, il est possible de leur demander de réaliser un état de l'art succinct des technologies utilisées dans ces équipements et des principales contraintes qui existent à ce niveau, notamment en terme de santé (légionellose).

4.3 Bilan exergétique du cycle

Il est enfin possible de demander aux élèves de dresser le bilan exergétique du cycle, s'ils disposent de suffisamment de temps.

La séance Diapason S06⁴ leur fournira si nécessaire des explications sur la manière de procéder.

5) Fichiers de travail, recommandations

5.1 Fichiers de travail

Les fichiers de travail suivants sont joints au dossier dans l'archive CoolingTowerSujet.zip :

- notes de présentation du code de la classe externe "DirectCoolingTower"
- fichiers extThopt.zip et extUser.zip contenant les classes externes
- fichier inth.zip contenant les ressources pour afficher Thermoptim en français

5.2 Recommandations

Il faut que l'enseignant vérifie bien que les élèves ont à leur disposition dans leur environnement de travail Thermoptim les classes externes dont ils auront besoin.

Le plus simple pour cela est de lancer Thermoptim, puis d'ouvrir l'écran du visualisateur de classes externes (menu Spécial du simulateur). Les classes y étant regroupées par type, les classes DirectCoolingTower et DirectCoolingTowerInlet doivent apparaître respectivement parmi les diviseurs et les mélangeurs, comme sur la figure 5.1.

Si l'une des classes manque, remplacez les fichiers extThopt.zip, extUser.zip et inth.zip par ceux qui sont fournis dans l'archive CoolingTower.zip pour les élèves devant travailler sur ce TD. Si elles sont présentes, il est inutile d'effectuer ce changement.

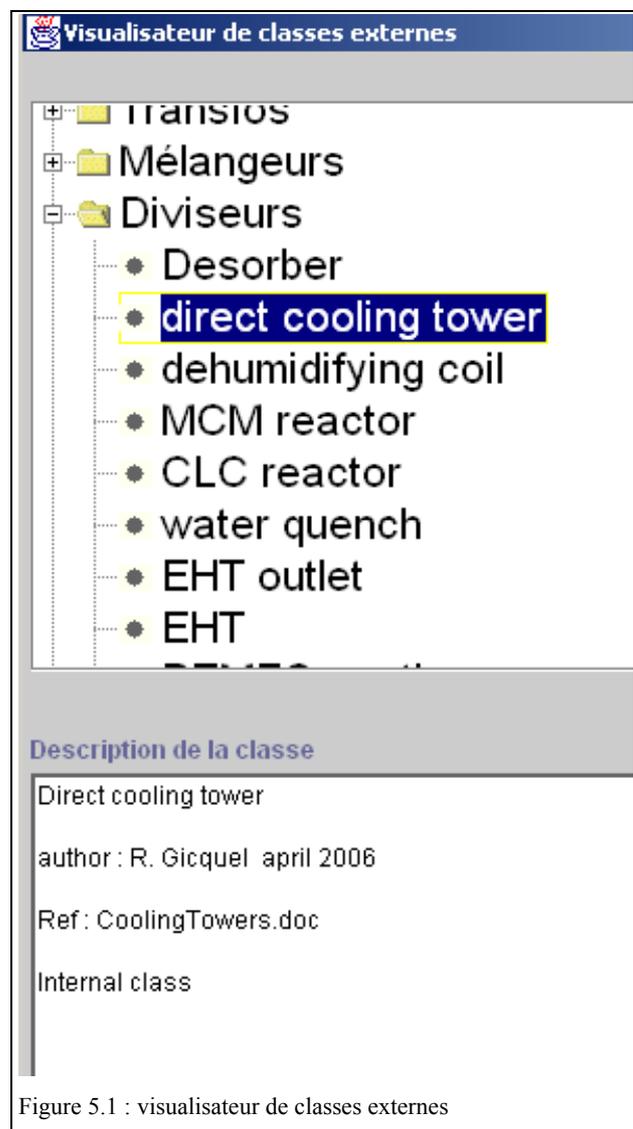


Figure 5.1 : visualisateur de classes externes

⁴ Séance S06 : <http://www.thermoptim.org/SE/seances/S06/seance.html>