

SCENARISATION PEDAGOGIQUE DES CYCLES THERMODYNAMIQUES ELEMENTAIRES

L'objectif de cette note est de montrer comment on peut introduire les notions essentielles qu'il importe de bien présenter aux apprenants pour qu'ils puissent comprendre et calculer les cycles élémentaires de trois des technologies énergétiques de base : la machine à vapeur, la turbine à gaz et la machine de réfrigération. Les principes de fonctionnement des moteurs alternatifs à combustion interne (à essence et diesel) seront aussi évoqués.

Il s'agit d'une présentation pédagogique allégée où nous cherchons à réduire le plus possible le bagage en mathématique et physique nécessaire à la compréhension de ces cycles, afin de les rendre accessible à des lecteurs peu familiers avec le langage des spécialistes de la thermodynamique. Nous montrerons en particulier que l'on peut tout à fait présenter l'essentiel des notions sans faire appel à une grandeur qui peut être difficile à bien maîtriser, l'entropie, que nous n'introduirons que dans une seconde partie.

Notre ambition est de rendre accessible l'étude de ces cycles élémentaires à des apprenants autres que les étudiants habituels inscrits en formation initiale dans le système universitaire, comme des élèves de filière professionnelle du niveau bac pro ou des personnes en formation continue.

Même si certains de ces derniers sont diplômés de l'enseignement supérieur, ils ont quitté les amphis depuis parfois de longues années et ont oublié de nombreuses notions qui sont des prérequis implicites des présentations des cycles thermodynamiques élémentaires qui leur sont généralement proposées aujourd'hui. Bien évidemment, si leur formation initiale est d'un niveau modeste, leurs bases en mathématiques et en physique sont encore plus lacunaires. Il en résulte que les pédagogies utilisées pour les étudiants en formation initiale ne leur sont pas adaptées.

Les étudiants en formation initiale sont habitués depuis la sixième à apprendre selon un découpage disciplinaire de leur emploi du temps, qui leur est imposé sans aucune explication particulière (mathématiques de 8 h à 10 h, anglais ensuite...). Un apprenant en formation continue demande que l'on s'attache davantage à lui montrer la finalité des enseignements suivis, surtout s'ils sont théoriques. Son souci est d'acquérir une ou des compétences, et le lien à l'emploi doit lui être clairement expliqué. Il n'arrive pas à s'impliquer dans la formation tant qu'on ne lui explique pas à quoi sert ce qui lui est présenté.

Il ne s'inscrit donc pas du tout dans la logique cartésienne qui consiste à commencer par présenter les rappels de maths et de physique avant de dérouler la théorie, pour finir par la pratique, logique qui constitue le scénario global d'une présentation des applications d'une discipline en formation initiale dans l'enseignement supérieur.

C'est pourquoi nous avons réalisé une scénarisation originale partant d'une description des architectures de ces cycles et des nombreuses solutions technologiques mises en œuvre, permettant ensuite d'identifier quatre grandes classes d'évolutions subies par les fluides. L'étude des échanges d'énergie intervenant dans les composants des machines amène alors à introduire un minimum de notions de thermodynamique en le faisant de manière contextuelle et en justifiant leur nécessité. Le recours aux équations est réduit au minimum, les évaluations quantitatives étant effectuées par lecture sur des abaques ou des diagrammes ou grâce à des simulateurs. Les apprenants peuvent ainsi évaluer les performances des machines thermiques sans avoir à maîtriser des notions scientifiques ardues et non impératives, comme l'entropie.

Cette approche s'appuie d'une part sur les retours d'expérience de mise en ligne depuis 2004 de ressources pédagogiques pour l'enseignement de l'énergétique, intégrées depuis 2006 dans le portail Thermoptim-UNIT (www.thermoptim.org) et utilisées non seulement en formation initiale mais aussi par de nombreux professionnels pour leur formation continue, et d'autre part sur une collaboration étroite avec la Marine nationale depuis 2007, étendue depuis 2010 à la Marine marchande.

L'objectif de ce document est de constituer une trame en vue de faciliter la scénarisation détaillée d'un cours de type MOOC. Il s'articule donc autour de l'enchaînement dans lequel nous pensons que les notions devraient être présentées aux apprenants, et identifie en cours de route certains types de ressources pédagogiques qu'il faudra ultérieurement développer systématiquement.

Début 2016 les ressources du portail Thermoptim-Unit qui permettent à un débutant de faire l'apprentissage des technologies énergétiques sont composées de pages Web présentant aussi bien la théorie que les applications, d'extraits de cours au format pdf téléchargeables, et de séances de cours en ligne appelées Diapason destinées à l'auto-apprentissage. Développées à l'origine pour des étudiants de l'enseignement supérieur, elles supposent qu'ils disposent d'un bagage minimum en mathématiques et en physique.

Les nouvelles ressources que nous envisageons de développer pour réaliser ce cours viendront compléter le dispositif existant. En complément de séances Diapason et d'animations existantes ou à créer, elles feront appel à des vidéos de courte durée (5 à 6 mn), et proposeront de nombreuses activités d'auto-évaluation à l'issue de chaque séquence pédagogique, pour que les apprenants puissent tester leur compréhension au fur et à mesure qu'ils progressent.

Ces activités d'auto-évaluation purement formative seront principalement de cinq types :

- pour le repérage sur un schéma ou un diagramme, le placement sur image apparaît bien approprié. Il est simple à utiliser par l'apprenant, qui opère par simple glisser-déposer ;
- le texte à trous avec image contextuelle demande un peu plus de concentration de la part de l'apprenant, mais peut se révéler très fécond pour s'assurer que des notions difficiles sont bien comprises ;
- les exercices de catégorisation complètent bien les deux activités précédentes : l'apprenant range des éléments par catégories et apprend ainsi à bien les distinguer ;
- les exercices d'association constituent une version plus limitée des précédents, car la relation entre éléments et catégories doit être bijective ;
- enfin, les questions à choix unique (QCU) et questions à choix multiple (QCM) permettent de tester le savoir acquis de manière assez large, mais ils ne constituent pas des outils très conviviaux.

Des liens sont donnés dans ce document vers une trentaine d'exemples de telles activités.

Comme nous l'expliquons section 9.1, des activités particulières sont aussi proposées lors de l'utilisation de l'explorateur de scénarios pédagogiques pour Thermoptim, qui permet de guider de manière à la fois riche et détaillée un apprenant utilisant le simulateur dans le cadre de son enseignement.

Etant donné que cette présentation pourra être étudiée par des apprenants de culture et de niveau scientifiques très variés, elle suggèrera des séquences d'approfondissement pour ceux qui rencontreront des difficultés à comprendre certaines notions, dont l'étude sera inutile à d'autres. Elle proposera plusieurs points d'entrée, pour répondre à des besoins diversifiés. Même si dans ce document nous traitons en parallèle de trois machines thermiques, il sera possible à un apprenant motivé seulement par l'une d'entre elles de suivre le cours sans s'intéresser aux autres s'il le désire.

Nous ne traiterons de manière détaillée que de trois technologies énergétiques, la machine à vapeur, la turbine à gaz et la machine de réfrigération. Cette liste peut paraître limitative, mais elle s'explique par le parti-pris de simplicité qui sous-tend notre approche. Nous en avons en particulier renoncé à présenter dès le début les moteurs alternatifs à combustion interne diesel et à essence, car leurs cycles réels s'écartent notablement des cycles théoriques, de telle sorte que leur étude présente davantage de difficultés que celle de turbine à gaz. Il est donc préférable de ne les aborder que dans un second temps, une fois comprises les notions de base. La section 10 fournit quelques indications à leur sujet.

La machine à vapeur et la turbine à gaz sont des **moteurs**, destinés à convertir de la chaleur en puissance mécanique, et le réfrigérateur une **machine réceptrice**, destinée à extraire de la chaleur à une température inférieure à l'ambiance grâce à un apport d'énergie mécanique.

Notions de fluide de travail et de cycle

Toutes les machines thermiques sont parcourues par au moins un fluide qui subit des évolutions (échauffements, refroidissements, compressions, détentes...) et échange de l'énergie avec l'extérieur. Par exemple, dans une centrale à vapeur, il s'agit d'eau, dans une turbine à gaz d'air et de gaz brûlés, dans un réfrigérateur d'un fluide frigorigène ou réfrigérant. De manière générique, ce fluide est appelé **fluide thermodynamique** ou **fluide de travail**.

Dans de nombreuses applications pratiques, comme par exemple dans les centrales thermiques à vapeur, le fluide subit une série de transformations qui l'amènent à se retrouver dans son état initial. On parle alors de **cycle**.

Dans certains cas (moteurs à combustion interne) les gaz d'échappement sont rejetés dans l'atmosphère, aussi est-il impropre de parler de cycle. Cependant, dans une approche simplifiée de ces transformations, on suppose que le fluide sortant est le même que le fluide entrant, et on peut alors considérer que le fluide parcourt un cycle partiel, dit cycle ouvert, qu'il est possible de fermer par une évolution fictive complémentaire, ce qui permet alors de le comparer à d'autres cycles fermés. Par extension, on en vient à parler de cycle pour qualifier la représentation de la succession des évolutions thermodynamiques subies par le ou les fluides mis en jeu dans une technologie énergétique.

1 Architecture des machines étudiées

Commençons par une brève description du fonctionnement et de l'architecture de ces machines, qui mettra en évidence les cycles correspondants ainsi que les différentes transformations successives appliquées au(x) fluide(s) de travail.

1.1 Centrale à vapeur

Le cycle de base d'une centrale à vapeur met essentiellement en jeu une chaudière où le combustible (solide, liquide ou gazeux) est brûlé générant ainsi des gaz chauds qui sont refroidis par le fluide de travail, lui-même passant de l'état liquide à celui de vapeur surchauffée, qui est ensuite détendue dans une turbine à vapeur¹ produisant, sur son arbre, le travail moteur (figure 1.1).

La vapeur sortant de la turbine est totalement liquéfiée (eau) dans un condenseur avant qu'une pompe ne la remette à la pression de la chaudière. L'eau étant comprimée à l'état liquide, le travail de compression est quasiment négligeable devant le travail récupéré sur l'arbre de la turbine.

Dans les centrales électriques à flamme classiques, les conditions de sortie chaudière sont de l'ordre de 560 °C et 165 bars, conduisant à un rendement thermodynamique voisin de 40 %, mais, dans certains cycles dits supercritiques ces valeurs peuvent atteindre 325 bars et 600 °C. Dans la filière Réacteur à Eau Pressurisée des centrales nucléaires actuelles, la haute pression et la température de la vapeur sont limitées pour des questions de sécurité et ne dépassent guère 60 bars et 275 °C.

Le refroidissement du condenseur est assuré par une source froide externe, généralement l'air extérieur ou l'eau d'un fleuve ou de mer, comme indiqué figure 1.1.1. La température de condensation de l'eau peut alors descendre à des valeurs assez basses, de l'ordre de 20 à 35 °C en fonction de la saison. La pression de condensation correspondante est très faible, de l'ordre de quelques centièmes de bar, comme cela sera expliqué section 7.1.1.

La pompe est généralement du type centrifuge, multiétagée car elle doit réaliser un haut rapport de compression.

La chaudière d'une centrale à flamme classique remplit trois fonctions successives et se comporte donc comme un triple échangeur de chaleur. Elle doit (figure 1.1.2) :

- chauffer l'eau d'alimentation pressurisée jusqu'à la température de vaporisation à la pression correspondante (économiseur) ;
- vaporiser l'eau ;
- et enfin la surchauffer à la température désirée.

Les turbines à vapeur sont pour la plupart des turbines axiales multiétagées.

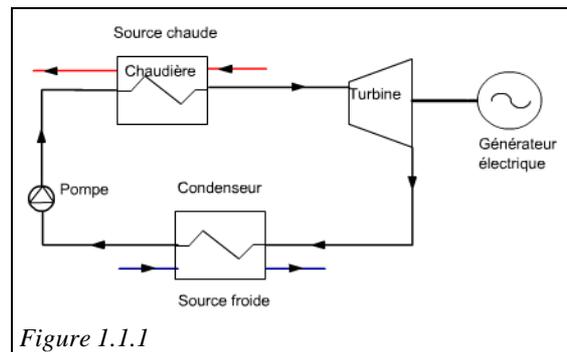


Figure 1.1.1

¹ Ce cycle, comme celui de la machine de réfrigération, se caractérise donc par le changement d'état du fluide de travail, sujet qui sera traité section 7.1.1.

Le condenseur est un échangeur dont la particularité est de travailler en dépression par rapport à l'atmosphère, compte tenu de la faible pression de saturation de l'eau à la température ambiante (ce point sera précisé section 7.1.1).

On parle dans ce cas à juste titre de cycle parce que, parcourant successivement les quatre composants de la centrale, le fluide de travail subit une série de transformations qui l'amènent à se retrouver dans son état initial.

Plus précisément, il s'agit d'un cycle à combustion externe, permettant d'utiliser dans la chaudière une grande variété de combustibles (dont l'uranium). Dans la plupart des pays, plus de 90 % du parc des centrales thermiques était jusqu'à récemment composé de telles centrales.

1.1.1 Activités

Placement sur image des composants du cycle²

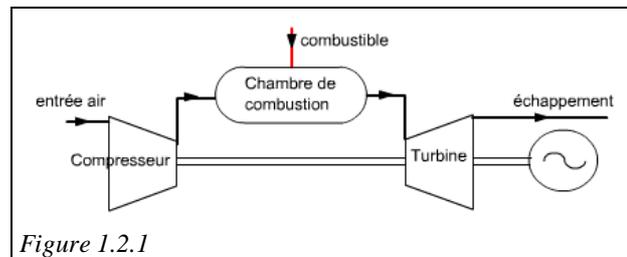
Texte à trous sur les composants du cycle³

QCU sur les énergies mécaniques dans une centrale à vapeur⁴

1.2 Turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue (figure 1.2.1), une turbine à gaz comprend trois composants :

- un compresseur, généralement centrifuge ou axial, qui sert à comprimer l'air ambiant à une pression comprise dans les machines modernes entre 10 et 30 bar environ ;
- une chambre de combustion, dans laquelle un combustible injecté sous pression est brûlé avec l'air préalablement comprimé (ce dernier en fort excès afin de limiter la température des gaz brûlés en entrée de la turbine) ;
- une turbine, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz à haute température (1000 - 1200 °C) sortant de la chambre de combustion. Une partie significative (60 à 70 %) du travail récupéré sur l'arbre de la turbine sert à entraîner le compresseur, la compression étant dans ce cas, contrairement au cycle vapeur précédent, réalisée en phase gazeuse.



Notons que pour des raisons technologiques diverses, les machines modernes mettent souvent en jeu plusieurs compresseurs et turbines.

Sous cette forme, la turbine à gaz constitue un moteur à combustion interne à flux continu. On notera que le terme de turbine à gaz provient de l'état du fluide thermodynamique, qui reste toujours gazeux, et non du combustible utilisé, qui peut être aussi bien gazeux que liquide (les turbines à gaz utilisent généralement du gaz naturel ou des distillats légers comme du gazole).

Précisons aussi que les turboréacteurs sont de simples variantes des turbines à gaz, où une partie de la turbine est remplacée par une tuyère.

Pour atteindre des taux de compression de 20 ou 30, le compresseur est multiétagé.

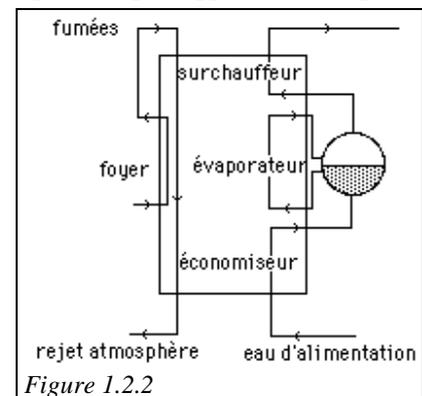
La chambre de combustion est normalement construite en alliage réfractaire.

Mais les principales contraintes technologiques se situent au niveau des premiers étages de la turbine de détente, qui sont soumis au flux des gaz d'échappement à très haute température. Les pièces les plus exposées sont en particulier les aubages du rotor, qui sont très difficiles à refroidir et, de plus, particulièrement sensibles à l'abrasion. Il importe

² <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/cycleVapeur-pi.html>

³ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/cycleVapeur-tr.html>

⁴ http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/Vapeur_meca.htm



donc d'utiliser un combustible très propre (absence de particules et de composants chimiques susceptibles de former des acides), et de limiter la température en fonction des caractéristiques mécaniques des aubes.

Les gaz étant rejetés dans l'atmosphère, il est impropre de parler de cycle. On le fait cependant par abus de langage, comme expliqué auparavant.

1.2.1 Activités

Placement sur image des composants du cycle⁵

Texte à trous sur les composants du cycle⁶

Exemple d'exercice d'auto-évaluation : QCU sur les énergies mécaniques dans une turbine à gaz⁷

1.3 Machine de réfrigération

Dans une installation de réfrigération à compression de vapeur (figure 1.3.1), on cherche à maintenir une enceinte froide à une température inférieure à l'ambiante. Le principe consiste à évaporer un fluide frigorigène à basse pression (et donc basse température), dans un échangeur en contact avec l'enceinte froide. Pour cela, il faut que la température T_{evap} du fluide frigorigène soit inférieure à celle de l'enceinte froide T_{ef} .

Le fluide est ensuite comprimé à une pression telle que sa température de condensation T_{cond} soit supérieure à la température ambiante T_{a} . Il est alors possible de refroidir le fluide par échange thermique avec l'air ambiant (ou un fluide frigoporteur), jusqu'à ce qu'il devienne liquide. Le liquide est ensuite détendu à la basse pression dans une vanne, sans production de travail, et dirigé dans l'évaporateur. Le cycle est ainsi refermé.

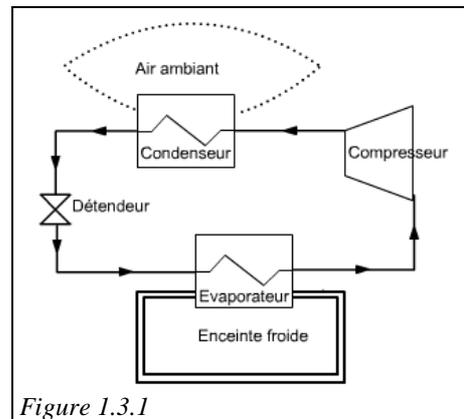


Figure 1.3.1

La figure 1.3.2 illustre les transferts d'énergie qui prennent place dans

l'installation. Les petites flèches dirigées vers le bas représentent les échanges thermiques, qui, comme on le voit, respectent bien le second principe de la thermodynamique : la chaleur s'écoule des zones chaudes vers les zones plus froides. La longue flèche ascendante représente l'apport d'énergie mécanique au compresseur, qui permet de relever le niveau de température du fluide (attention : les quantités d'énergie ne sont pas proportionnelles à la longueur des flèches).

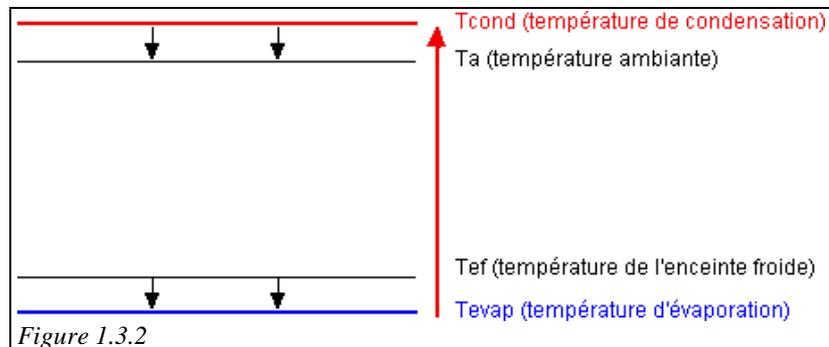


Figure 1.3.2

⁵ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/cycleTag-pi.html>

⁶ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/cycleTag-tr.html>

⁷ http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/TAG_meca.htm

Les composants d'un réfrigérateur se retrouvent dans les figures 1.3.3 et 1.3.4 :

- un évaporateur ;
- un compresseur ;
- un condenseur ;
- un détendeur.

Dans un réfrigérateur domestique, l'évaporateur est généralement, formé de deux plaques planes ondulées soudées l'une contre l'autre, le fluide frigorigène circulant dans les canaux formés par les corrugations. Il tapisse le plus souvent le compartiment « congélation » du réfrigérateur (c'est sur lui que se forme la couche de givre). La plaque entre les canaux de passage du fluide sert d'ailette pour augmenter le contact thermique entre le fluide frigorigène et le compartiment froid. Cet évaporateur est relié au reste de la machine par deux canalisations qui traversent la paroi isolante. L'une d'entre elles est reliée à la sortie du détendeur, l'autre à l'aspiration du compresseur.

Le condenseur est la grille noire située sur la face postérieure du réfrigérateur, constituée d'un tuyau enroulé en serpentin et étayé par des plaques métalliques qui d'une part augmentent les échanges thermiques avec l'air, et d'autre part renforcent la rigidité mécanique. Il est relié à la sortie du compresseur et à l'entrée du détendeur.

Le plus souvent, le compresseur n'est pas directement visible car il est contenu dans un bloc métallique monté sur des coussins en caoutchouc, pour éviter les vibrations, d'où sortent un fil électrique et deux tuyaux d'entrée et sortie du fluide. Il s'agit d'un compresseur dit hermétique, à piston, qui présente l'avantage que le moteur est directement refroidi et lubrifié par le fluide thermodynamique, ce qui permet de se passer d'huile.

Le détendeur est généralement constitué d'un simple tube capillaire, c'est-à-dire de très petit diamètre, et quelquefois il s'agit d'un détendeur thermostatique.

Les niveaux de température d'un cycle de réfrigération se déduisent de ceux des deux sources avec lesquelles la machine échange de la chaleur. Pour un réfrigérateur domestique du type de celui présenté figure 1.3.1, la température de condensation du frigorigène doit être supérieure de 5 à 10 °C à celle de l'air ambiant, et celle d'évaporation inférieure de 5 à 10 °C à celle de l'enceinte froide. La haute et la basse pression dépendent du fluide frigorigène utilisé, dont le choix est devenu un problème très complexe du fait des réglementations qui visent à limiter l'impact environnemental de ces fluides.

Sur le plan technologique, il est généralement considéré préférable que la basse pression soit si possible légèrement supérieure à la pression atmosphérique, pour réduire les risques d'entrée d'air dans la machine, et que la haute pression ne soit pas trop élevée pour d'une part éviter les risques de fuite et d'autre part limiter les contraintes mécaniques dans le circuit.

1.3.1 Illustrations

Animation de ParaSchool pour le réfrigérateur⁸, vidéos Youtube,

1.3.2 Activités apprenants

Texte à trous sur les échanges thermiques dans une machine de réfrigération⁹

Placement sur image des composants du cycle¹⁰



Figure 1.3.3 : vue en transparence de l'avant du réfrigérateur

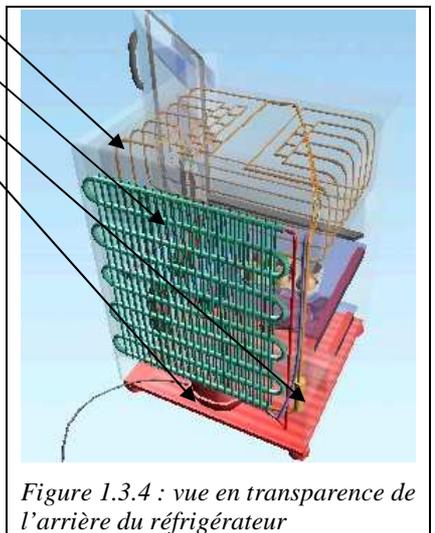


Figure 1.3.4 : vue en transparence de l'arrière du réfrigérateur

⁸ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/voyage-au-coeur-d-8217.html>

⁹ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/refrigTemp-tr.html>

2 Technologies et principes de fonctionnement des composants

A ce stade de notre présentation, il est souhaitable de nous vous fournissions quelques explications sur les technologies mises en œuvre dans les composants des machines étudiées et leurs principes de fonctionnement, ce qui est fait dans cette section assez longue.

Enfin, compte tenu de l'importance des opérations de compression et détente dans toutes les machines thermiques, nous analyserons sommairement à la fin de cette section l'influence du rapport de compression/détente et des températures d'aspiration sur les performances d'une turbine à gaz.

2.1 Compresseurs

Les compresseurs peuvent être regroupés en deux grandes classes : les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs. Les plus répandus sont les compresseurs volumétriques, dans lesquels le fluide est emprisonné dans un volume fermé que l'on réduit progressivement pour réaliser la compression. Les turbocompresseurs utilisent quant à eux un principe différent : la compression y est obtenue en convertissant en pression l'énergie cinétique communiquée au fluide par des aubages mobiles.

Les compresseurs sont utilisés pour de nombreuses applications industrielles, pour la réfrigération, le conditionnement d'air, le transport du gaz naturel... Une mention particulière doit être faite des compresseurs à air, utilisés comme source de puissance dans les chantiers de travaux publics et du bâtiment ainsi que dans les usines, les outils pneumatiques présentant de nombreux avantages.

2.1.1 Compresseurs volumétriques

Un compresseur volumétrique se caractérise par l'encapsulation, ou emprisonnement, du fluide qui le traverse dans un volume fermé que l'on réduit progressivement. Un retour de ce fluide dans le sens des pressions décroissantes y est empêché par la présence d'une ou plusieurs parois mobiles. Dans ce type de machine, l'énergie cinétique communiquée au fluide ne joue généralement aucun rôle utile, contrairement à ce qui se passe dans les turbomachines.

De par leur conception, les compresseurs volumétriques conviennent particulièrement bien pour traiter les débits de fluide relativement faibles, éventuellement très variables, et sous des rapports de pression relativement importants.

Leur principe de fonctionnement est le suivant (figure 2.1.1) : une masse fixe de gaz à la pression d'aspiration P_1 est emprisonnée dans une enceinte de volume variable. Pour augmenter la pression, ce volume est progressivement réduit, d'une manière qui diffère selon la technique utilisée.

En fin de compression, l'enceinte est mise en communication avec le circuit de refoulement, pour que le gaz comprimé à la pression P_2 puisse sortir.

Une nouvelle masse de gaz à la pression P_1 est alors aspirée dans les canalisations amont, et ainsi de suite, le fonctionnement de la machine étant cyclique.

Outre les compresseurs à piston, deux autres types de compresseurs volumétriques sont très utilisés : les compresseurs à vis et à spirale ou scroll, qui sont aujourd'hui les plus utilisés, car ils présentent des avantages importants en terme de maintenance.

Dans les compresseurs à vis hélicoïdaux, la compression est réalisée par variation du volume compris entre deux rotors de forme appropriée, enfermés dans un cylindre particulier (figure 2.1.2).

Les deux rotors, ou mobiles, ont des profils conjugués, l'un formant des lobes (rotor mâle), et l'autre des alvéoles (rotor femelle). Ces profils sont développés le long de l'axe suivant une hélice à pas constant. Le cylindre a une section formée de deux cercles sécants. Il entoure les rotors avec un jeu très faible, pour limiter les fuites. Des

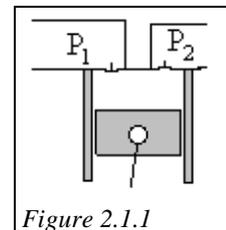


Figure 2.1.1

¹⁰ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/cycleFrigo-pi.html>

¹¹ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/cycleFrigo-tr.html>

lumières d'admission et de refoulement sont aménagées à ses extrémités pour permettre le transfert du fluide. Il n'y a pas ici de clapet.

Le nombre de lobes et d'alvéoles n'étant pas le même, les deux vis tournent à des vitesses différentes, ce qui a pour effet de déplacer axialement leur ligne de contact en repoussant le fluide enfermé. Après aspiration (fin de la phase a sur le schéma de la figure 2.1.2), le volume de la cellule de gaz emprisonné est réduit progressivement (phases b et c), jusqu'à ce que la rotation des rotors découvre l'orifice d'échappement. Le refoulement se poursuit alors jusqu'à vidange complète (phase d).

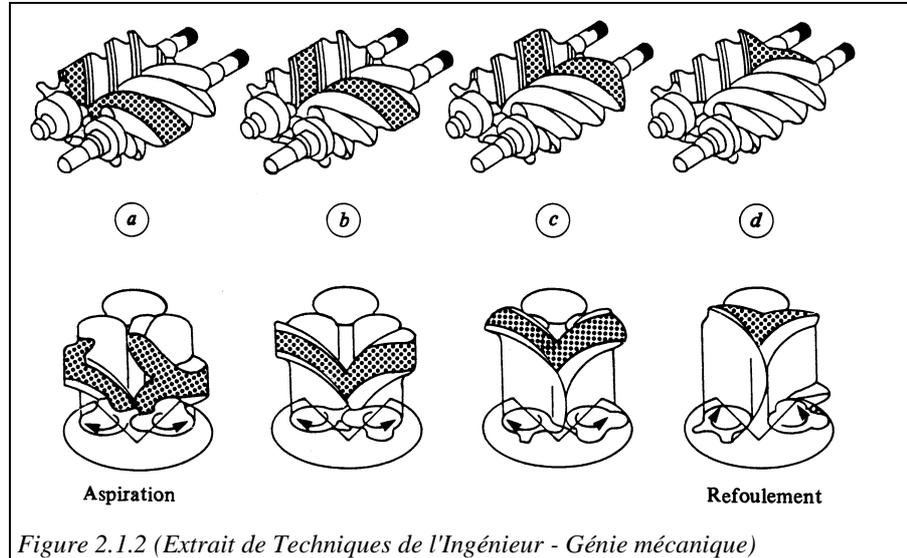


Figure 2.1.2 (Extrait de *Techniques de l'Ingénieur - Génie mécanique*)

Dans ce type de compresseur, les rotors sont synchronisés soit par des engrenages, soit par entraînement mutuel. Dans ce dernier cas, il est impératif de lubrifier avec soin la ligne de contact entre les lobes mâles et femelles, ce qui est fait en injectant un liquide qui peut être de l'huile ou de l'eau, ou encore, pour les applications frigorifiques, du fluide frigorigène à l'état liquide.

Dans les compresseurs scroll, dont les caractéristiques de fonctionnement sont proches des machines à vis, deux spirales cylindriques, l'une fixe et l'autre mobile (figure 2.1.3) de forme identique roulent en glissant l'une sur l'autre, enfermant des poches de gaz de volume variable, ce qui assure la compression. Le gaz est aspiré à la circonférence et refoulé au centre.

Les avantages de ce dispositif sont l'absence de clapets, la simplicité du mécanisme et donc son faible coût et son silence, de faibles pertes mécaniques, la possibilité de tourner à des vitesses élevées, l'absence de vibrations, la légèreté, la fiabilité et le faible couple résistant.



Figure 2.1.3

2.1.2 Turbocompresseurs

À la différence des machines volumétriques où le fluide est enfermé dans un volume fermé, on réalise dans un turbocompresseur un écoulement continu de fluide auquel on communique de l'énergie grâce à des aubages mobiles entraînés par un rotor.

Il existe deux principaux modes de circulation du fluide par rapport au rotor d'une turbomachine : la circulation axiale, presque toujours réalisée dans les turbocompresseurs d'avion, et la circulation radiale, très utilisée pour les turbocompresseurs centrifuges terrestres, notamment pour la réfrigération ou pour la suralimentation des moteurs.

D'une manière générale, une turbomachine est constituée de quatre éléments en série (figure 2.1.4).

- un convergent C d'entrée, ou distributeur, pièce fixe qui a pour fonction d'orienter correctement les filets fluides à leur entrée dans la roue mobile, et de les accélérer légèrement ;
- la roue mobile RM, ou rotor, animée d'un mouvement de rotation autour d'un arbre. Cette roue comporte des aubages délimitant des canaux, entre lesquels se répartit le débit de fluide. Elle communique au fluide l'énergie mécanique des aubages, sous forme d'énergie cinétique, thermique et de pression ;
- le diffuseur D est un organe fixe qui a pour fonction de transformer en pression une partie de l'énergie cinétique acquise par le fluide lors de la traversée de la roue. Selon les cas, ce diffuseur peut comporter ou non des aubages. On dit qu'il est cloisonné ou lisse ;

- une volute V, fixe elle aussi, qui redresse les filets fluides sur la périphérie de la roue, et les dirige vers l'aval de la turbomachine.

Une turbomachine comporte fréquemment plusieurs étages. On parle alors de turbomachine multiétagée.

Dans les turbomachines axiales, les étages successifs sont juxtaposés par groupes compacts au sein desquels la volute n'est plus nécessaire, et où le diffuseur et le convergent situés entre deux roues mobiles peuvent être combinés pour ne former qu'une seule couronne dont le rôle est de redresser les filets fluides pour qu'ils se présentent correctement à l'entrée de la deuxième couronne. Dans de telles conditions, les étages intermédiaires ne comportent que deux composants.

Il arrive aussi parfois que, pour des raisons de simplicité, une turbomachine même monoétagée ne soit composée que de deux composants, l'un fixe, l'autre mobile.

Dans un turbocompresseur, le guidage en amont de la roue joue un rôle secondaire par rapport à la récupération de l'énergie cinétique en sortie. On peut donc éventuellement se passer du distributeur amont.

Dans une turbine, à l'inverse, il est essentiel de disposer des tuyères de détente et de guidage en amont de la roue, alors que le diffuseur ne joue qu'un rôle secondaire et peut éventuellement disparaître.

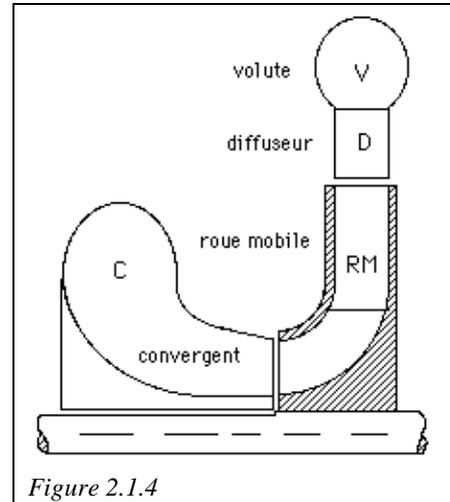


Figure 2.1.4

Le fonctionnement des turbomachines est régi par les lois fondamentales des écoulements compressibles en régime permanent qui s'établissent par application du premier principe de la thermodynamique à une veine fluide. Un des principaux résultats est **qu'en faisant varier la vitesse d'un gaz, il est possible de modifier sa pression.**

L'un des concept-clés dans les turbomachines est la notion de vitesse relative. La vitesse relative est, dans le référentiel tournant de la turbomachine, la vitesse de déplacement d'une particule de fluide située dans le rotor.

Si la vitesse absolue du fluide est C, et si le rotor se déplace avec une vitesse U, alors la vitesse relative du fluide R est, en notations vectorielles¹², donnée par la relation suivante :

$$\vec{R} = \vec{C} - \vec{U} \text{ ou encore } \vec{C} = \vec{U} + \vec{R}$$

On appelle triangle de vitesse un triangle qui représente les différentes composantes des vitesses du fluide de travail, les trois côtés du triangle étant la vitesse tangentielle U, la vitesse absolue C et la vitesse relative R. Les triangles de vitesse sont généralement établis pour les deux sections d'entrée et de sortie d'une turbomachine.

Pour que la machine fonctionne dans de bonnes conditions, la vitesse doit être tangente à l'aubage en entrée comme en sortie, qu'il soit fixe ou mobile.

Dans ce qui suit, on s'intéresse à une section de turbomachine correspondant à un plan de coupe à un rayon particulier. Cette section est supposée d'épaisseur h faible devant le rayon R, comme illustré par la figure 2.1.5 correspondant à une turbine. Nous faisons l'hypothèse que la surface de l'anneau à travers lequel passe le flux est à peu près constante et que les variations de densité sont faibles de telle sorte que la vitesse axiale est sensiblement constante. Nous pouvons dans ces conditions considérer que l'écoulement est homogène dans toute la section.

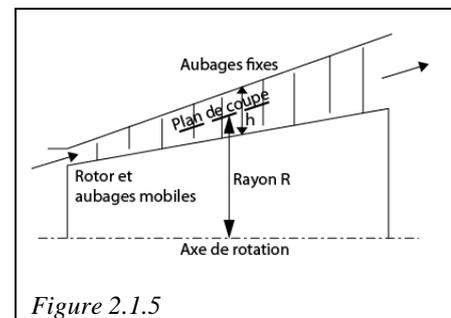


Figure 2.1.5

La construction du triangle des vitesses en sortie de distributeur (stator) et en entrée du rotor est visualisée figure 2.1.6, qui représente une telle coupe où l'on a décalé vers le bas le rotor par souci de clarté. Les figures 2.1.7 et 2.1.8 utilisent elles aussi ce type de coupe.

¹² Si vous n'êtes pas familier avec la notion de vecteur, vous trouverez quelques explications en annexe 1, et une animation explicative : <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/revision/vecteurModRG.html>

Figure 2.1.6, le fluide sort du stator à grande vitesse C_1 , l'angle de sortie des aubes fixes étant égal à α_1 . A l'entrée du rotor, la vitesse d'entraînement est U . Le triangle des vitesses fournit la valeur de R_1 , tel que $C_1 = U + R_1$, ce qui détermine l'angle d'attaque de l'aube mobile. En sortie du rotor, la détente du gaz se traduit par une accélération de la vitesse relative, qui vaut R_2 . C_2 s'en déduit, ainsi que β_2 , angle de sortie de la roue mobile.

Dans un turbocompresseur, l'évolution du fluide est une augmentation de la pression, ce qui nécessite que la vitesse décroisse. La figure 2.1.7 comporte trois parties : la partie supérieure gauche montre une coupe du compresseur faisant apparaître deux aubes de la roue mobile, qui tourne avec la vitesse d'entraînement U , et deux aubes du diffuseur, qui lui est fixe.

L'évolution, qui se fait en deux temps, est visualisée par le triangle des vitesses situé sous cette coupe, ainsi que par le diagramme situé en haut à droite montrant les variations des vitesses et de la pression au sein de la roue et du diffuseur.

Dans la roue mobile, le gaz entre avec la vitesse d'aspiration C_a , assez faible. La vitesse d'entraînement U étant élevée, la vitesse relative à l'entrée R_a est importante. Elle baisse fortement dans la roue tandis que la vitesse absolue croît pour valoir C_1 en sortie de roue. Pendant ce temps, la pression augmente dans la roue. Le stator (diffuseur) fait ensuite diminuer C_1 qui devient C_r proche de C_a en sortie, ce qui permet de compléter la compression.

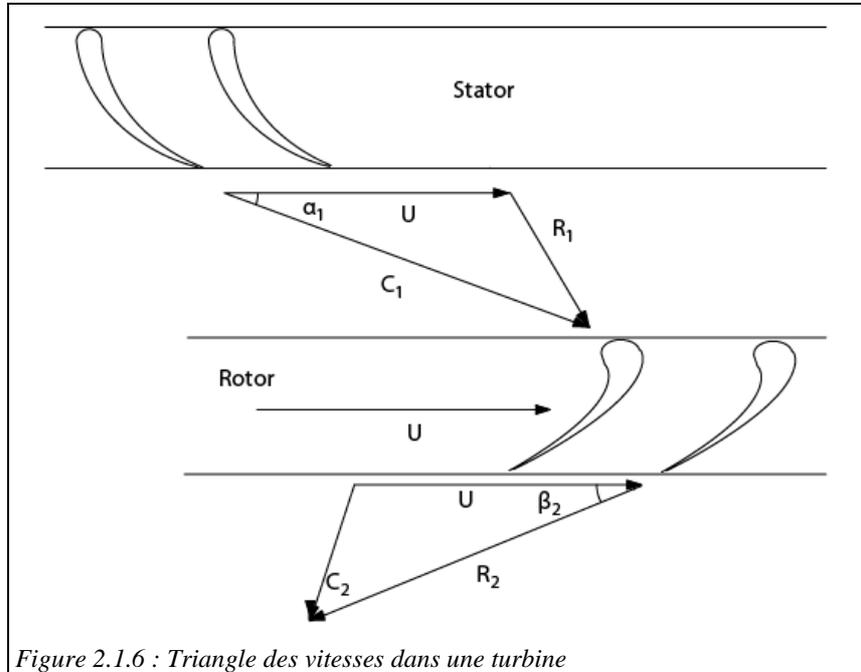


Figure 2.1.6 : Triangle des vitesses dans une turbine

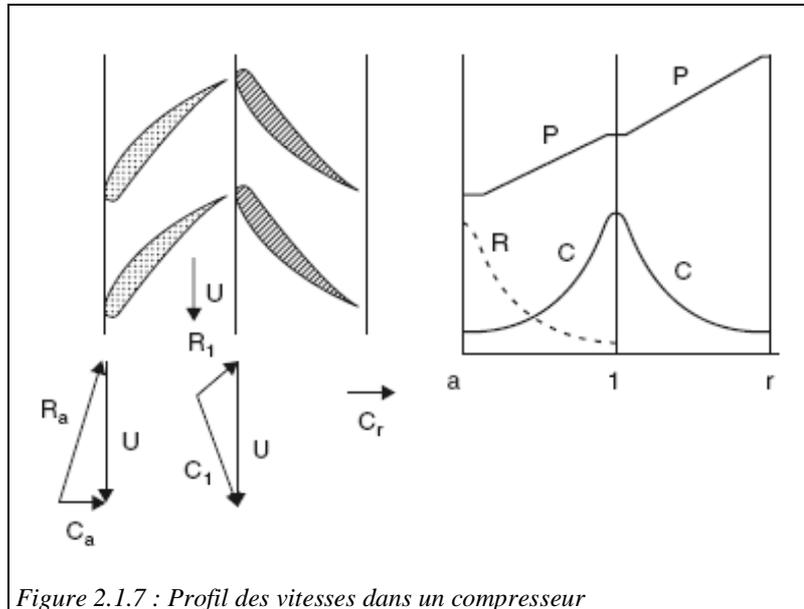


Figure 2.1.7 : Profil des vitesses dans un compresseur

2.2 Turbines

Les turbines sont des turbomachines dont le fonctionnement et la morphologie sont proches des turbocompresseurs.

Dans une turbine, l'évolution du fluide est une détente. Les équations des écoulements compressibles indiquent que, lorsque la pression baisse, la vitesse augmente. Cette évolution se fait elle aussi en deux temps, comme le montre la figure 2.2.1 qui se lit de manière analogue à la figure 2.1.3 : dans le stator, encore appelé distributeur, la vitesse absolue croît, tandis que dans la roue mobile, c'est la vitesse relative qui croît, alors que la vitesse absolue diminue. Selon les types de turbines, la répartition de la chute de pression varie entre le distributeur et la roue. Dans l'exemple présenté figure 2.2.1, la pression y diminue à peu près de la même manière, ce qui est représentatif d'une turbine à réaction.

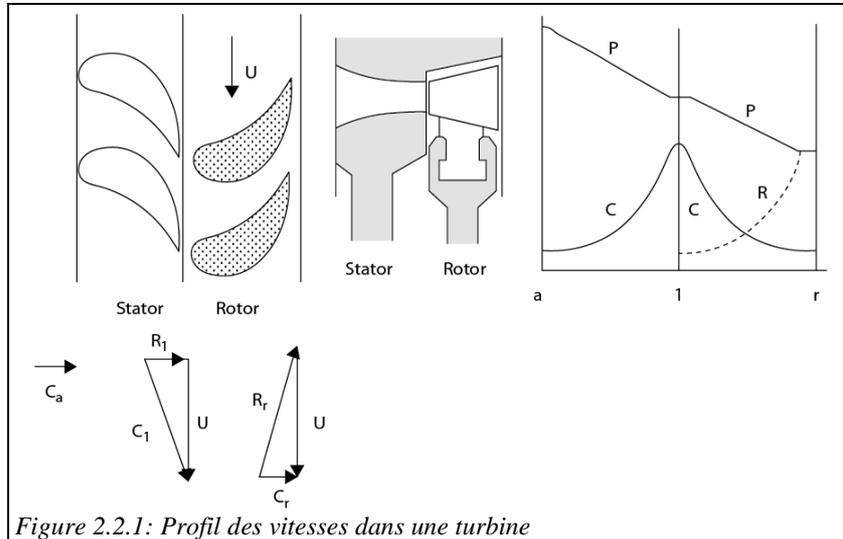


Figure 2.2.1: Profil des vitesses dans une turbine

2.3 Echangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont des appareils permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une paroi. Au sein de cette paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et, sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent.

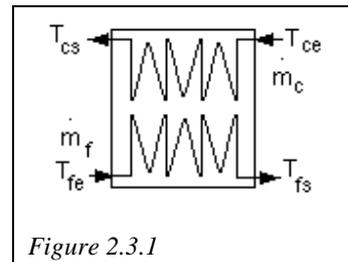


Figure 2.3.1

Dans un échangeur, l'écoulement des deux fluides peut s'effectuer dans de multiples dispositions relatives : parallèlement, à contre-courant, de manière croisée...

On peut facilement démontrer que, sur le plan thermodynamique, l'échangeur le plus performant est l'échangeur à contre-courant (figure 2.3.1), mais d'autres préoccupations que l'efficacité thermodynamique entrent en ligne de compte lorsque l'on conçoit un échangeur : les températures maximales admissibles dans l'un des fluides, ou plus souvent des considérations d'encombrement, de poids ou de prix de revient.

Il en résulte que les configurations des échangeurs que l'on rencontre en pratique sont relativement nombreuses.

La figure 2.3.2 montre les profils de température dans deux configurations d'échange, à contre-courant et à co-courant (ou parallèle). On peut démontrer que, pour ces configurations, le flux de chaleur échangé entre les deux fluides est donné par l'équation de couplage :

$$\phi = K A \Delta T_{ml}$$

A est la surface d'échange, K le coefficient d'échange thermique global, et ΔT_{ml} la différence de températures moyenne (logarithmique) entre les deux fluides.

Comme on cherche généralement à ce que l'écart de température entre les fluides soit le plus faible possible, cette équation montre que le flux de chaleur échangé est d'autant plus important que K est élevé et que la surface d'échange est grande.

Il est possible d'augmenter K en utilisant de faibles sections de passage des fluides de chaque côté de la paroi de l'échangeur, mais cela se traduit par des frottements élevés dans le fluide, qui ont pour effet de générer une importante perte de pression, appelée **perte de charge**.

D'une manière générale, le dimensionnement des échangeurs est donc un compromis entre des objectifs contradictoires, dont les deux principaux sont les suivants :

- une grande surface d'échange est souhaitable pour augmenter l'efficacité des échangeurs, mais elle se traduit par des coûts élevés ;
- de faibles sections de passage permettent de réduire les surfaces, mais elles font aussi croître les pertes de charge.

Par ailleurs, le flux ϕ s'exprime aussi pour chacun des fluides par une équation de bilan énergétique. Pour un liquide dont la chaleur massique C_p est constante, elle s'écrit, ΔT_{es} étant la variation de température du fluide entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, et m le débit massique du fluide :

$$\phi = m C_p \Delta T_{es}$$

Il existe une très grande variété de modèles d'échangeurs développés pour résoudre les différents problèmes posés. Les puissances varient de quelques watts (électronique) à plusieurs centaines de mégawatts (condenseurs de centrales électriques). Les utilisations concernent aussi bien l'industrie que le secteur résidentiel et tertiaire, l'agriculture ou les transports. La gamme des températures varie de quelques Kelvins pour les applications cryogéniques à plus de 1000 °C pour certaines applications. Les matériaux sont généralement métalliques, mais aussi plastiques ou céramiques. Parmi les configurations usuelles, on distingue :

2.3.1 Échangeurs tubulaires

Ce sont les moins coûteux et donc les plus répandus. Parmi eux, deux catégories sont particulièrement utilisées pour les applications énergétiques : les échangeurs à tubes et calandre, et les échangeurs à ailettes.

Les échangeurs à tubes et calandre sont très robustes et économiques, ils sont notamment employés pour les échanges liquide-liquide ou liquide-vapeur (figure 2.3.3). En énergétique, les applications de ce type d'échangeur sont nombreuses (récupération thermique sur des gaz chauds, évaporateurs et condenseurs de machines frigorifiques...).

Un faisceau de tubes en parallèle est fixé à ses deux extrémités sur des plaques épaisses perforées, et traversé par l'un des deux fluides, tandis que l'autre circule à l'extérieur des tubes, selon différents modes en fonction du type d'échangeur. Aux deux extrémités, des boîtes distribuent ou recueillent le fluide qui passe à l'intérieur des tubes tandis qu'une calandre, généralement cylindrique, assure le confinement de l'autre fluide. Les tubes peuvent être disposés selon un pas carré ou triangulaire, le second étant plus compact et meilleur du point de vue de l'échange

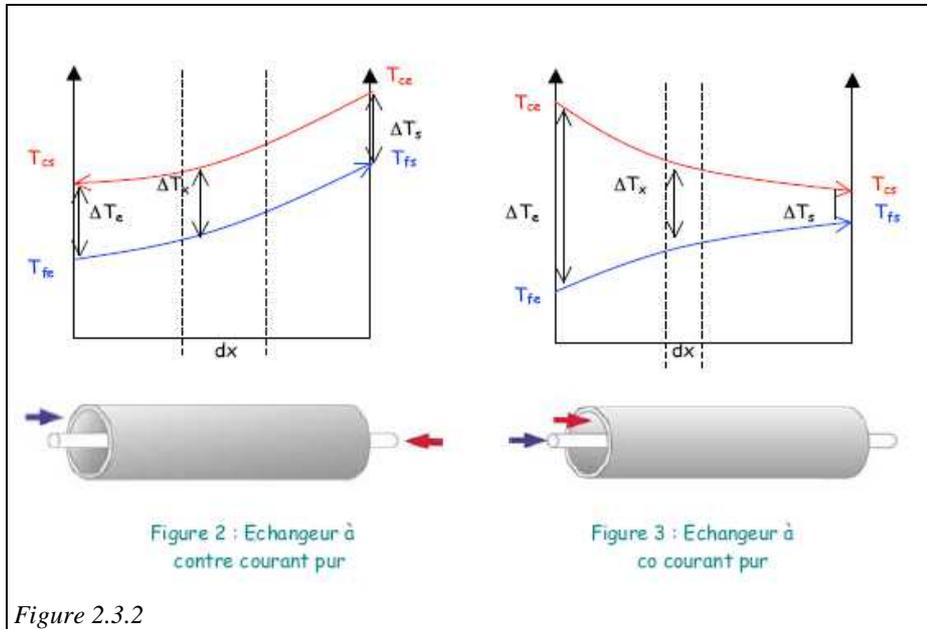


Figure 2.3.2

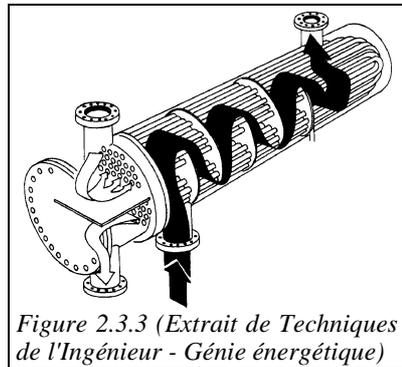


Figure 2.3.3 (Extrait de Techniques de l'Ingénieur - Génie énergétique)

thermique, mais plus difficile à nettoyer. Ces échangeurs sont appelés (p,n), le chiffre p représentant le nombre de passes du fluide à l'extérieur des tubes, et le chiffre n le nombre de passes du fluide à l'intérieur des tubes .

Sur le plan technologique, les inconvénients de ces échangeurs sont d'une part qu'ils correspondent à une géométrie non évolutive, d'autre part qu'ils peuvent être difficiles à nettoyer, et enfin qu'ils sont mal adaptés si l'écart des températures des deux fluides dépasse 50 K, du fait des dilatations différentielles induites.

Les échangeurs à ailettes sont utilisés lorsque l'un des fluides est un gaz et l'autre un liquide ou un fluide en train de se vaporiser ou de se liquéfier. Dans ces échangeurs, les coefficients convectifs du côté du gaz sont beaucoup plus faibles que les autres, et l'adjonction d'ailettes permet d'augmenter la surface d'échange et donc de rééquilibrer l'échangeur sur le plan thermique (figure 2.3.4).

2.3.2 Échangeurs à plaques

Les échangeurs à plaques sont composés de plaques gaufrées selon des profils variés, entre lesquelles passent alternativement les deux fluides qui échangent de la chaleur. Ils présentent une surface d'échange variable mais très développée, ce qui permet d'obtenir une grande compacité (figure 2.3.5).

Plus coûteux que les échangeurs tubulaires, ils offrent de meilleurs coefficients d'échange et peuvent (pour ceux qui ne sont pas soudés) être modifiés par changement du nombre de plaques, ce qui les rend évolutifs.

2.3.3 Autres types d'échangeurs

Il existe de nombreux autres types d'échangeurs, mais ils sont peu utilisés en énergétique, aussi ne les détaillerons-nous pas. Citons pour mémoire les échangeurs à caloducs (figure 2.3.6), souvent utilisés entre deux flux gazeux mais encore très coûteux, ou bien les échangeurs régénérateurs rotatifs ou statiques, où les deux fluides échangent de la chaleur par l'intermédiaire d'une matrice solide.

2.4 Chambres de combustion et chaudières

Sur le plan technologique, les dispositifs dans lesquels sont réalisées des combustions à des fins énergétiques comportent deux grandes classes : les chambres de combustion des moteurs (alternatifs ou à flux continu), qui réalisent une combustion interne où le carburant brûle avec le fluide de travail, et les chaudières où le combustible brûle avec de l'air extérieur, la combustion étant externe. Les premières servent à produire des gaz de combustion à pression et température élevées qui sont ensuite détendus, par exemple dans une turbine. Les secondes réalisent simultanément dans une même enceinte la combustion et le transfert de la chaleur de la flamme et des gaz brûlés à un fluide de travail.

2.4.1 Chambres de combustion

A titre d'exemple, la chambre de combustion d'une turbine à gaz doit satisfaire des contraintes sévères : assurer une combustion complète du combustible, minimiser la perte de charge (qui nécessite un surcroît de compression), assurer une bonne stabilité de la température d'entrée turbine, et occuper un volume aussi réduit que possible tout en permettant un bon refroidissement des parois.

Le schéma de la figure 2.4.1 représente la coupe d'une chambre de combustion du type tube de flamme, très communément rencontrée en pratique.

Dans la partie gauche, entre l'air comprimé qui sort du compresseur. Il se scinde en deux courants, l'un qui assure le refroidissement des parois, l'autre qui pénètre directement dans la chambre de combustion, où il sert de comburant au combustible injecté en partie centrale.

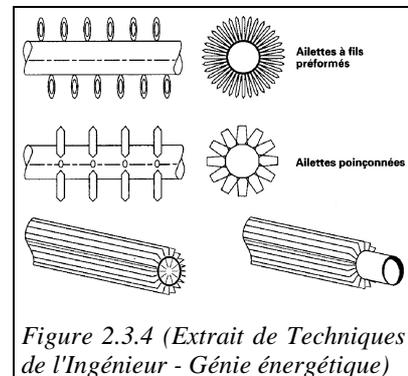


Figure 2.3.4 (Extrait de Techniques de l'Ingénieur - Génie énergétique)

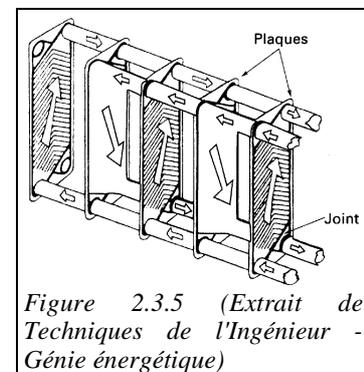


Figure 2.3.5 (Extrait de Techniques de l'Ingénieur - Génie énergétique)

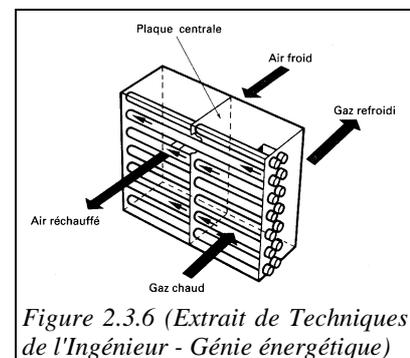


Figure 2.3.6 (Extrait de Techniques de l'Ingénieur - Génie énergétique)

Compte tenu du faible excès d'air local, la flamme atteint une haute température (jusqu'à 2 500 K, soit environ 2 225 °C) dans la zone primaire. Par des trous disposés à la périphérie des tubes de flamme, l'air extérieur revient se mélanger aux gaz brûlés dans la zone transitoire, où la température redescend autour de 2000 K, puis dans la zone de dilution, où l'on cherche à réaliser un flux de gaz de température aussi stable que possible pour éviter les risques de surchauffe locale ou momentanée.

Dans les chambres à barillet de tubes de flammes (figure 2.4.2), six à douze tubes de ce type sont montés en parallèle autour de l'axe de la turbine à gaz. Ils sont interconnectés de manière à équilibrer les pressions et permettre la propagation de l'allumage.

Ces tubes de flammes sont très compacts, leurs dimensions atteignant quelques dizaines de centimètres au plus. Soumis à des flux de chaleur intenses et à de très hautes températures, les matériaux qui les composent sont des tôles d'acier réfractaires éventuellement recouvertes de céramiques.

2.4.2 Chaudières

Les chaudières sont beaucoup plus volumineuses que les chambres de combustion, de par la nécessité de transférer la chaleur des fumées à un autre fluide, ce qui exige des surfaces d'échange importantes. Dans de nombreuses applications, ce fluide est de l'eau pressurisée, qui se vaporise à l'intérieur de la chaudière, laquelle se comporte alors comme un triple échangeur selon que l'eau est à l'état liquide (on parle alors d'économiseur), se vaporise (vaporiseur), ou est à l'état de vapeur (surchauffeur).

On distingue deux grandes catégories de chaudières, dénommées d'après le fluide qui circule à l'intérieur des tubes : les chaudières à tubes de fumée, et les chaudières à tubes d'eau.

Dans les premières, la flamme se développe dans un tube foyer ondulé, puis les fumées parcourent des tubes, en une ou plusieurs passes, l'eau se trouvant à l'extérieur.

Dans les secondes, l'eau circule, par convection naturelle ou forcée, entre deux ballons placés l'un au dessus de l'autre, à travers un réseau de tubes. La flamme se développe dans un foyer tapissé de tubes qui absorbent le rayonnement. Un second faisceau de tubes reçoit sa chaleur des fumées par convection. L'eau monte dans les tubes soumis au rayonnement, et descend par le faisceau de convection.

Les chaudières à tubes de fumées permettent d'obtenir des températures de rejet des fumées plus basses (220 à 250 °C) que les chaudières à tubes d'eau (300 °C) sans économiseur, ce qui leur confère un rendement légèrement supérieur.

En revanche, elles sont limitées à des puissances plus faibles que les secondes, pour des raisons de tenue mécanique et de sécurité (très grand volume d'eau sous pression). Leur domaine d'utilisation principal est la fourniture de vapeur saturée sous faible pression (<15 bar), et elles représentent plus de 60 % du parc français de chaudières industrielles,

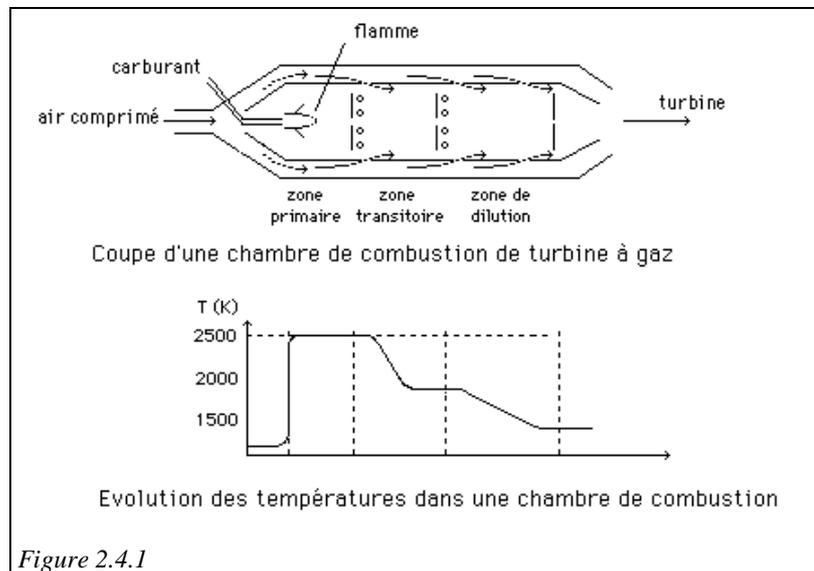


Figure 2.4.1

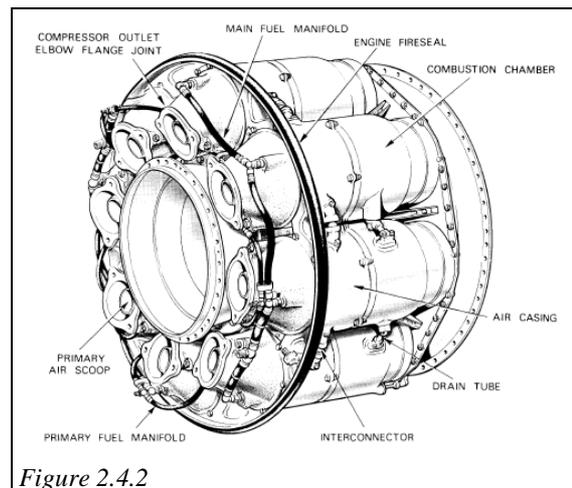


Figure 2.4.2

contre 20 à 25 % pour les chaudières à tube d'eau, bien adaptées à la fourniture de vapeur surchauffée à moyenne et forte pression.

Une chaudière à tube d'eau est composée d'un foyer où prend place la combustion conduisant à des températures de flamme de 1200 à 1500 °C, et dont les parois sont garnies de tubes d'acier lisses ou ailetés, parcourus par l'eau sous pression (50 à 180 bar). La chaleur est transmise essentiellement par rayonnement, et aussi par convection. Pour que la chaleur soit transférée, il est nécessaire que la surface totale des tubes soit très grande, ce qui interdit d'utiliser des aciers nobles : leur température de surface est limitée à environ 650 °C.

La figure 2.4.3 représente deux vues en coupe d'une chaudière à vapeur à tubes d'eau Carosso. La circulation de l'eau entre les deux grands réservoirs R est assurée par thermosiphon, la vaporisation prenant place dans le faisceau de tubes qui les relie.

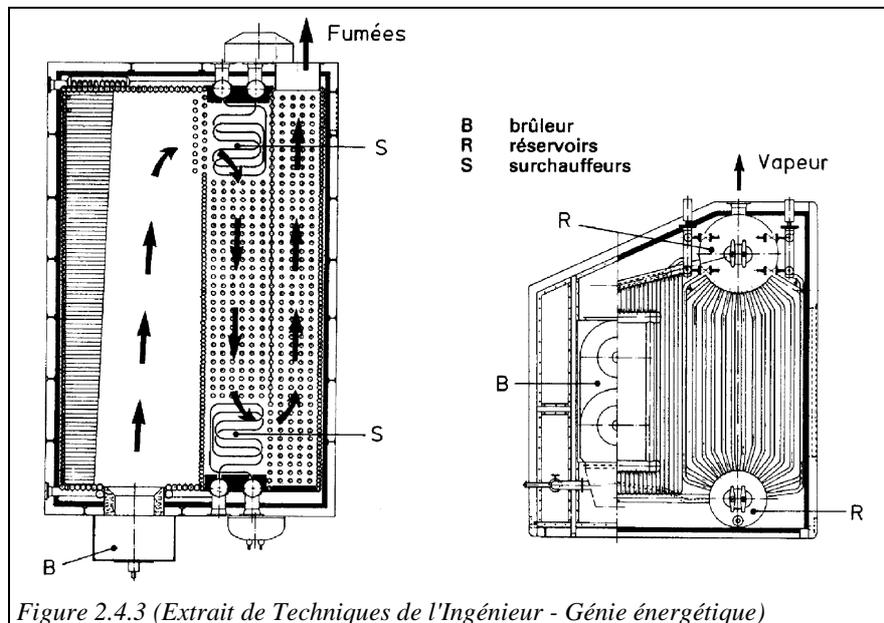


Figure 2.4.3 (Extrait de *Techniques de l'Ingénieur - Génie énergétique*)

2.5 Détendeurs, vannes

Comme les vannes et les filtres, les détendeurs sont des organes sans parois mobiles, qui réalisent une baisse de pression entre l'amont et l'aval du composant, c'est-à-dire des détentes sans production de travail. Un obturateur vient fermer de manière plus ou moins étanche un orifice dans lequel débouche le fluide à haute pression. En fonction de la section de passage laissée disponible, le débit de fluide et la perte de pression peuvent être ajustés.

Les détendeurs utilisés dans les machines frigorifiques peuvent être de simples tubes capillaires de diamètre 0,6 - 2,8 mm, des détendeurs thermostatiques (figures 2.5.1 et 2.5.2) dont l'ouverture est réglée par la température du fluide à la sortie de l'évaporateur, ou des détendeurs électroniques.

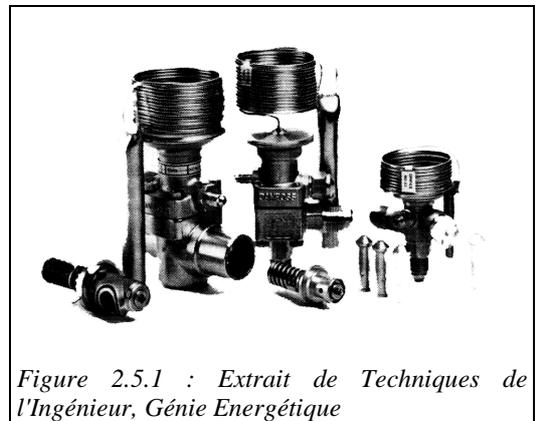


Figure 2.5.1 : Extrait de *Techniques de l'Ingénieur, Génie Energétique*

Le principe de fonctionnement d'un détendeur thermostatique, dit à égalisation de pression interne, est le suivant. Le bulbe (2) est fixé le plus près possible de l'évaporateur sur la conduite d'aspiration du compresseur. Il contient un fluide en équilibre liquide-vapeur, dont la pression varie en fonction de sa température. La pression du bulbe est transmise par un capillaire en acier inoxydable à l'élément thermostatique (1) du détendeur. Elle s'exerce sur la face supérieure de la membrane qui sépare cet organe du corps de vanne (4), appuyant ainsi sur une tige munie d'un ressort, ce qui a pour effet d'ajuster la section de passage entre le clapet située au bas de la tige et son siège (3). Le frigorigène liquide, qui entre dans le détendeur par le bas, et sort sur la droite, voit son débit modulé en fonction de l'ouverture disponible.

En fonction de la charge thermique sur l'évaporateur, le détendeur, qui est monté sur la conduite de liquide en amont de l'évaporateur, régule le débit en équilibrant la pression du bulbe, du côté supérieur de la membrane, avec du côté opposé la pression d'évaporation à laquelle s'ajoute la pression du ressort, ce dernier permettant de régler la valeur de la surchauffe.

2.6 Compléments sur le fonctionnement des compresseurs et turbines

Compte tenu de l'importance des opérations de compression et détente dans toutes les machines thermiques, nous analyserons sommairement l'influence des principaux paramètres de fonctionnement d'une turbine à gaz sur les performances de la machine, à savoir le rapport de compression/détente et les températures d'aspiration compresseur et d'entrée turbine.

2.6.1 Etude de la compression

Quand on comprime un gaz, il s'échauffe, comme chacun peut le constater en gonflant un pneu de vélo. La compression d'un gaz s'accompagne donc d'une augmentation simultanée de sa température et de sa pression. Cet échauffement du gaz, inéluctable, se traduit malheureusement par un surcroît de travail de compression, plus ou moins important selon la qualité du compresseur.

Pour fixer les idées, regardons quel est le travail mis en jeu dans le compresseur d'une turbine à gaz. La figure 2.6.1 présente, pour une turbine à gaz de caractéristiques courantes traversée par un débit de 1 kg/s, la variation de la puissance de compression en fonction du rapport de compression, pour une température d'entrée compresseur TEC de 15 °C.

Comme on le voit, plus le taux de compression est élevé, plus le travail à fournir au compresseur est important.

Il est d'ailleurs remarquable que l'accroissement de température dans le compresseur est à peu près égal au travail de compression exprimé en kW, et est donc directement lisible sur la figure 2.6.1, en graduant en °C l'échelle de l'ordonnée. Cette particularité vient d'une part de ce que le débit mis en jeu est égal à 1 kg/s, et d'autre part de ce que la chaleur massique de l'air est proche de 1 kJ/kg/K à la température ambiante.

Les performances d'un compresseur de turbine à gaz sont très sensibles à la valeur de la **température d'aspiration du fluide**, ici la température extérieure. Cette dernière évoluant entre l'hiver et l'été de - 5 °C à 35 °C environ, elle fait varier la puissance de compression de plus ou moins 7 % autour de sa valeur moyenne, pour un taux de compression de 16, le minimum de puissance à fournir correspondant à l'hiver, comme le montre la figure 2.6.2.

L'influence de la température d'aspiration sur la puissance de compression explique pourquoi il est toujours préférable de compresser un

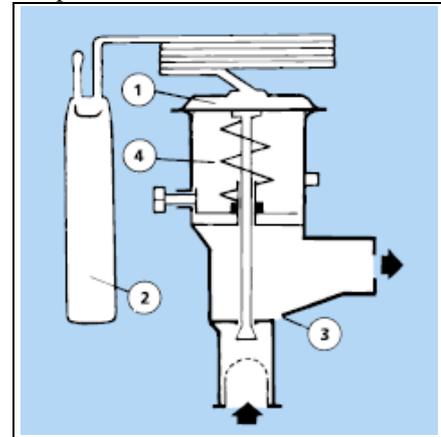


Figure 2.5.2 Doc Danfoss

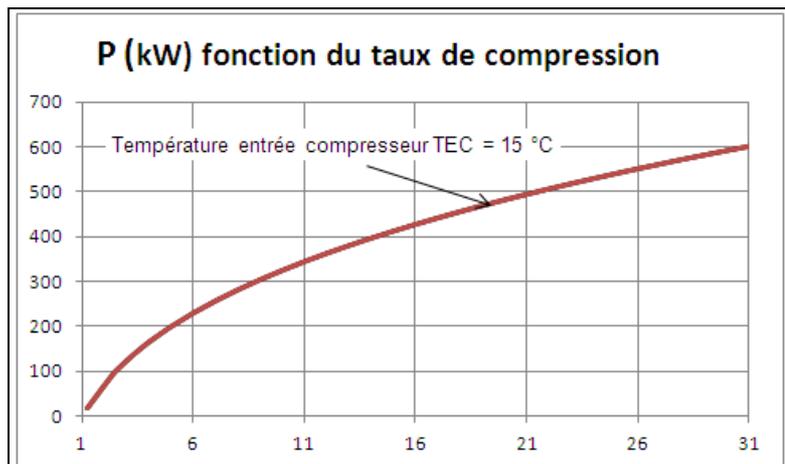


Figure 2.6.1 : Puissance de compression fonction du rapport de compression

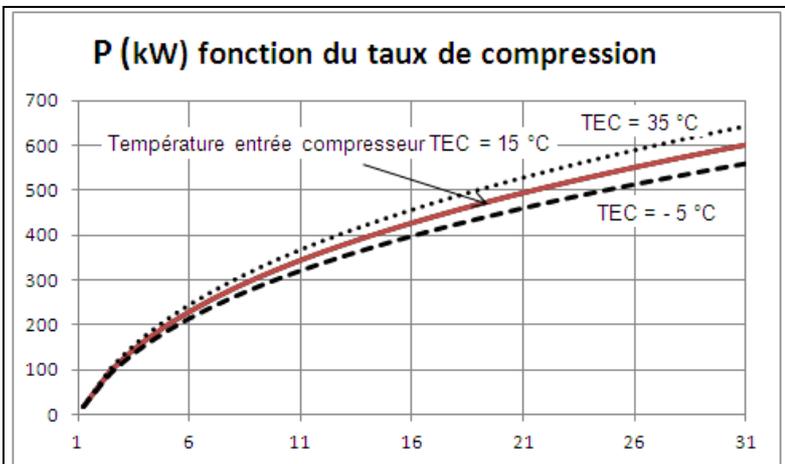


Figure 2.6.2 : Influence de la température extérieure

gaz à la température la plus basse possible, ce qui conduit à le refroidir si c'est techniquement possible.

Dans les compresseurs axiaux, ce serait très difficile de le faire, mais dans certaines turbines à gaz de petite puissance équipant des hélicoptères, où la compression est réalisée par plusieurs compresseurs centrifuges en série, il arrive que l'air soit refroidi entre deux corps de compression dans un échangeur air-air ressemblant à un radiateur automobile ou de moto. Le même phénomène explique pourquoi on installe un « intercooler » entre un turbocompresseur et l'aspiration d'un moteur diesel.

On peut démontrer que le travail de compression d'un gaz idéal est d'une part proportionnel à la température du fluide à l'aspiration (exprimée en Kelvin), et d'autre part une fonction croissante du rapport de compression. Si P_a et P_r désignent les pressions à l'aspiration et au refoulement du compresseur :

$$\tau = (TEC + 273,15) f_c(P_r/P_a).$$

Lorsque le fluide ne peut pas être assimilé à un gaz idéal, cette relation reste cependant valable en première approximation.

2.6.2 Etude de la détente

Chacun sait, pour les avoir entendus fonctionner dans la rue ou dans un atelier comme un garage, que les **outils à air comprimé** permettent de convertir la pression d'un gaz en puissance mécanique. Ce que l'on sait moins, c'est que le travail produit par un gaz comprimé est d'autant plus important que sa température est élevée : il est donné en première approximation par une relation analogue à celle d'un compresseur :

$$\tau = (TET + 273,15) f_d(P_r/P_a).$$

Illustrons ce point en étudiant la détente qui prend place dans la turbine d'une turbine à gaz. Plus la

température d'entrée turbine TET (égale à la température en sortie de chambre de combustion) est élevée, plus le travail fourni est important. L'influence de cette grandeur est significative : pour un taux de détente de 16, une variation de 100 °C de la température atteinte en sortie de chambre de combustion fait varier la puissance de la turbine de plus ou moins 8 % autour de sa valeur moyenne (figure 2.6.3).

2.6.3 Etude de la turbine à gaz complète

Intéressons-nous maintenant à ce qui se passe dans la machine complète, assemblage d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine.

Dans la chambre de combustion, du type de celle présentée section 2.4.1, l'énergie chimique apportée au cycle sous forme de combustible est convertie en énergie thermique qui sert à porter les gaz chauds à la haute température TET.

La chambre de combustion étant à peu près isobare, les pressions en amont et en aval sont les mêmes. Etant donné que la pression atmosphérique règne à l'aspiration du compresseur et à l'échappement de la turbine, les rapports de compression et de détente sont égaux. Nous ne considérerons donc plus dans ce qui suit que le premier de ces paramètres.

La figure 2.6.4 présente, pour une turbine à gaz de caractéristiques courantes (températures d'entrée compresseur TEC de 15 °C et d'entrée turbine TET de 1000 °C), traversée par un débit de 1 kg/s, la variation de la puissance de compression (trait plein), de la puissance délivrée par la détente (en tiretés), et de la puissance nette produite par la machine (en pointillés), en fonction du rapport de compression.

Par exemple, pour un taux de compression de 6, la puissance de compression est de l'ordre de 220 kW, et la puissance utile de 270 kW.

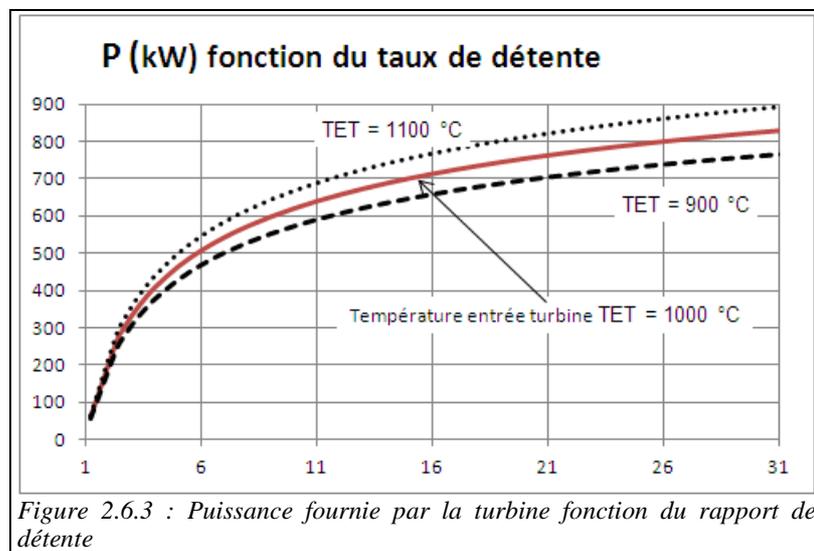


Figure 2.6.3 : Puissance fournie par la turbine fonction du rapport de détente

Si l'on détendait l'air comprimé à la température atteinte en fin compression, sans apport de chaleur complémentaire, le bilan serait négatif à cause des pertes qui prennent place dans le compresseur et la turbine.

Ce n'est que parce que l'on réalise la réaction de combustion à pression constante, qui porte les gaz à haute température, que le travail fourni par la turbine est supérieur à celui absorbé par le compresseur. Une erreur courante est de considérer que la pression devrait augmenter dans la chambre de combustion, comme dans celles qui constituent des systèmes fermés. Pourtant, le phénomène est analogue à celui qui prend place dans une chaudière à gaz murale, dont la combustion se déroule bien à la pression atmosphérique, le système étant ouvert, ou bien dans les dispositifs que tout le

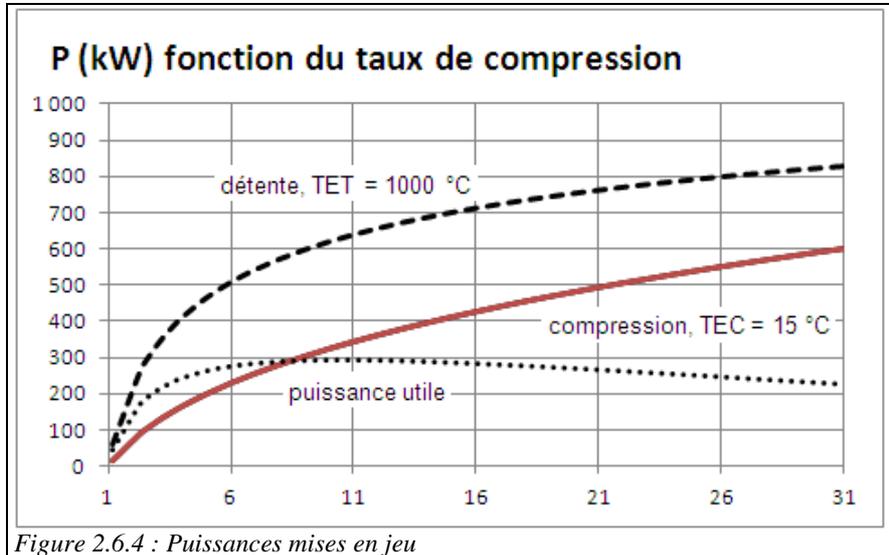


Figure 2.6.4 : Puissances mises en jeu

monde connaît, utilisés pour la cuisson ou le chauffage, qu'il s'agisse de gazinières, réchauds à gaz, cheminées ou autres. Ils ne comportent aucun élément faisant varier la pression, qui reste donc constante.

Le maximum de puissance nette est ici obtenu pour un taux de compression de l'ordre de 10, mais l'optimum est assez plat.

L'influence des températures d'entrée dans le compresseur et dans la turbine est encore plus sensible sur les performances globales de la machine que sur les composants seuls, car la puissance utile est égale à la différence entre les puissances mises en jeu. A titre d'exemple, la puissance utile baisse de 31,5 % lorsque la température extérieure passe de -20 °C à $+20\text{ °C}$.

2.7 Activités

Introduction aux vecteurs, addition de vecteurs¹³

Exercice association¹⁴ ou texte à trous¹⁵ sur une chaudière

3 Quatre fonctions élémentaires

Les seuls composants qui interviennent dans les trois machines que nous avons étudiées sont des organes de compression (pompe dans la première, compresseurs dans les deux autres), des organes de détente (turbine dans les deux premières, détendeur dans la troisième), et des échangeurs de chaleur (chaudière et condenseur dans la première, chambre de combustion dans la seconde, évaporateur et condenseur dans la troisième).

Notons enfin, car ceci est très important en pratique, que l'écoulement des fluides qui traversent ces composants s'effectue soit de manière cyclique dans les turbines, pompes et compresseurs, soit en continu dans les autres.

Ces machines sont traversées par des fluides thermodynamiques différents, de l'eau sous forme liquide ou vapeur dans la première, de l'air et des gaz brûlés dans la seconde, un réfrigérant sous forme liquide ou vapeur dans la troisième.

¹³ <http://diren.s.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/introAdditionVecteurs.html>

¹⁴ <http://diren.s.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/chaudiere2.htm>

¹⁵ <http://diren.s.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/chaudiere-tr.htm>

Par ailleurs, et ceci est particulièrement remarquable, même si les solutions techniques mises en œuvre sont très variées, ces fluides de travail ne subissent que quatre types d'évolutions (ou transformations) distinctes (figure 3.1.1) :

- des compressions ;
- des détente avec production de travail ;
- des détente sans production de travail ;
- des changements de température (échauffements et refroidissements), avec ou sans changement de phase.

3.1 Fonctions élémentaires

Quatre fonctionnalités seulement suffisent ainsi à décrire le fonctionnement de ces machines :

- les compressions peuvent être réalisées le fluide étant liquide ou gazeux. Dans le premier cas le composant est une pompe, dans le second un compresseur ;
- les détente avec production de travail sont généralement réalisées dans des turbines ;
- les détente sans production de travail prennent place dans des vannes ou détendeurs ;
- les échauffements peuvent être effectués soit dans des chambres de combustion ou des chaudières, soit dans des échangeurs de chaleur. Les refroidissements se font généralement dans des échangeurs de chaleur.

Ce constat a une portée très générale : dans tous les **moteurs**, le fluide qui circule est successivement comprimé, chauffé, détendu et refroidi, et, dans toutes les **machines réceptrices**, il est comprimé, refroidi, détendu et chauffé.

Le passage de la représentation technologique de la machine étudiée à sa représentation fonctionnelle constitue la première étape de ce que l'on appelle sa modélisation, opération mentale fondamentale pour en calculer les propriétés.

Comme nous le verrons dans les sections suivantes, à chacune de ces quatre fonctions correspond une transformation ou évolution de référence possédant des propriétés générales valables quelle que soit la technologie mise en œuvre. Ces propriétés communes aux différentes solutions technologiques d'une même fonction peuvent être mises en équations, ce qui permet de les calculer, même si des paramètres additionnels doivent être pris en compte pour accéder à certaines grandeurs spécifiques à une technologie donnée.

Les différents composants des machines thermiques peuvent ainsi être regroupés dans **un petit nombre de catégories fonctionnelles**, calculables indépendamment les uns des autres lorsqu'on connaît les évolutions thermodynamiques correspondantes.

A partir de ces fonctions il est possible de représenter un grand nombre de technologies énergétiques, des plus simples comme celles que nous avons étudiées ici, jusqu'à des systèmes de grandes dimensions. Cette manière d'opérer facilite grandement l'étude des systèmes énergétiques, même si la thermodynamique appliquée reste une science difficile.

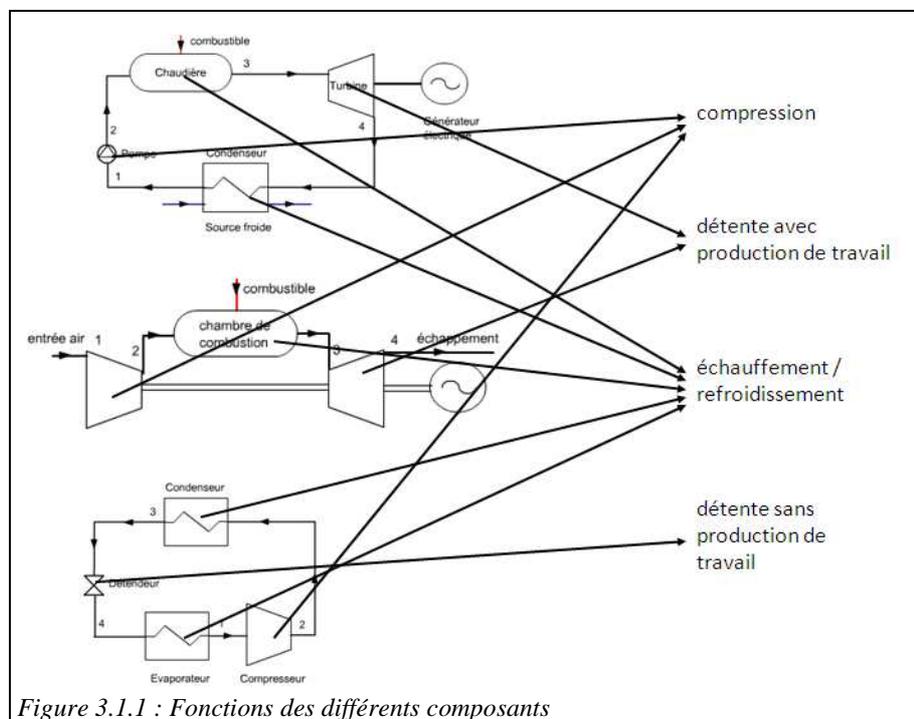


Figure 3.1.1 : Fonctions des différents composants

3.2 Introduction à l'AFS ?

Il pourrait être intéressant à ce stade de dire quelques mots sur l'intérêt d'une approche fonctionnelle système de ces machines

3.3 Activités

Retrouver les fonctions associées aux différentes architectures

Placement sur image des fonctionnalités du cycle de centrale à vapeur¹⁶, du cycle de turbine à gaz¹⁷ et de la machine de réfrigération¹⁸

4 Energies mises en jeu dans les transformations

Maintenant que nous avons examiné l'architecture des machines étudiées et mis en évidence leurs composants et les quatre fonctions qui leur sont associées, nous sommes amenés à faire un peu de thermodynamique.

Dans ce qui suit, nous vous montrerons comment caractériser sur le plan thermodynamique les évolutions ou transformations élémentaires subies par les fluides de travail. Pour cela nous nous intéresserons à une petite quantité de fluide et nous chercherons à déterminer la manière dont ses propriétés thermodynamiques varient au cours de ces transformations. Sur le plan pratique, pour une évolution donnée considérée parfaite, il suffit généralement de connaître ce que l'on appelle son état à l'entrée et à la sortie des composants pour en déduire leurs performances.

Nous limiterons le plus possible notre exposé, mais il est inévitable de faire quelques rappels de thermodynamique appliquée. Après avoir défini les notions de base, nous étudierons les échanges d'énergie qui prennent place entre un système et son environnement et montrerons comment, en écrivant le premier principe de la thermodynamique, on peut quantifier ces échanges d'énergie.

4.1 Notions de système thermodynamique et d'état

Il est à ce stade nécessaire d'introduire la notion de **système thermodynamique**, qui représente une quantité de matière isolée de ce que l'on appelle **l'environnement** par une **frontière** réelle ou fictive (on parle aussi de paroi). Cette notion de système est très générale en physique et se retrouve notamment en mécanique.

A titre d'illustration, la figure 4.1.1 montre qu'il est possible de définir de plusieurs manières la frontière du système « centrale à vapeur », représentée par un rectangle tracé en pointillé.

La définition habituelle, identifiée par la lettre A, est illustrée par la partie gauche de la figure. Les flux traversant la frontière sont alors les gaz chauds provenant de la source chaude et le fluide de refroidissement émanant de la source froide. La puissance mécanique sortant du système est celle qui entraîne le générateur électrique. Elle suppose implicitement que le travail de compression de la pompe est prélevé sur celui fourni par la turbine.

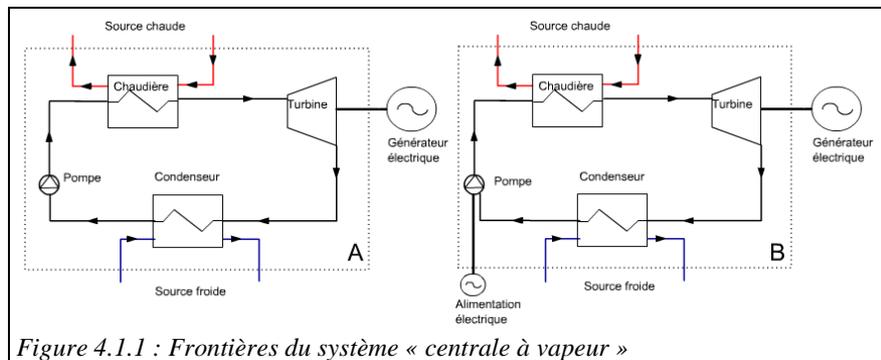


Figure 4.1.1 : Frontières du système « centrale à vapeur »

La seconde définition du système, identifiée par la lettre B, est illustrée par la partie droite de la figure. Elle suppose que le travail de compression de la pompe n'est pas prélevé sur le travail fourni par la turbine, mais apporté sous forme d'électricité par l'environnement. Nous verrons section 8.1.2 les implications de ce changement de frontière sur le calcul du bilan énergétique du système.

¹⁶ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/fonctionsVapeur-pi.html>

¹⁷ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/fonctionsTag-pi.html>

¹⁸ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/fonctionsFrigo-pi.html>

Retenez qu'il faut toujours bien spécifier la frontière du système considéré.

Une seconde notion très importante en pratique est celle **d'état**. Elle permet de caractériser de manière concise un système. Par exemple en mécanique, la connaissance de la position et de la vitesse d'un objet matériel placé dans un champ de forces donné permet de déterminer sa trajectoire future.

La notion **d'état d'un système** peut ainsi être définie comme "l'information minimale nécessaire à la détermination de son comportement futur en l'absence de perturbation extérieure".

4.1.1 Variables et fonctions d'état

Cet état est caractérisé par ce que l'on appelle un jeu de **variables d'état** permettant de complètement caractériser un système à un instant donné.

En mécanique, les grandeurs de position et la vitesse sont des variables d'état.

Pour un système thermodynamique **simple** comme une particule de matière d'un fluide pur, il existe plusieurs ensembles de variables d'état répondant à cette définition. Les plus utilisés dans la littérature sont les couples suivants : (pression, température), (pression, volume), (température, volume).

Pour des systèmes plus complexes, il peut être nécessaire d'ajouter à ces variables d'état deux autres grandes catégories :

- les variables chimiques ;
- les variables électriques.

Une **fonction d'état** est une grandeur dont la valeur ne dépend que de l'état du système, et non pas de son histoire.

Insistons sur le fait que, lors de l'évolution d'un système thermodynamique, de nombreuses grandeurs dépendent non seulement des états initial et final du système, mais aussi de la manière dont l'évolution prend place. Ces grandeurs sont souvent appelées des **fonctions de parcours**, pour indiquer cette dépendance¹⁹. C'est le cas du travail mis en jeu ou bien de la chaleur échangée aux frontières du système. Le calcul de ces fonctions de parcours est plus complexe que celui des fonctions d'état.

4.1.2 Systèmes ouverts et fermés

En thermodynamique, on est couramment amené à distinguer deux types de systèmes : les **systèmes fermés**, qui n'échangent pas de matière avec l'environnement, et les **systèmes ouverts** qui en échangent.

Cette distinction est importante car les propriétés thermodynamiques ne s'expriment pas de la même manière en système fermé et en système ouvert. Paradoxalement même, elles sont généralement plus faciles à calculer pour les systèmes ouverts, bien qu'ils mettent en jeu un transfert de matière.

A ce stade de notre présentation, il importe de bien noter que le caractère ouvert ou fermé d'un système **dépend des frontières** que l'on choisit pour le définir, ce qui peut induire de petites difficultés sémantiques.

La présentation qui a été faite précédemment du fonctionnement des **composants** qui interviennent dans les machines que nous désirons étudier a montré qu'ils opèrent en système ouvert, étant tous traversés par des fluides.

Toutefois, si nous nous intéressons à l'ensemble du circuit du fluide de travail d'une centrale à vapeur ou d'une machine de réfrigération, on peut considérer qu'il s'agit d'un système fermé.

La détermination des performances de ces installations nécessitant comme nous le verrons plus loin de distinguer les différents composants, ceux-ci seront calculés individuellement comme des systèmes ouverts, bien que le cycle global soit fermé.

De manière analogue, si l'on s'intéresse au **fonctionnement interne d'une machine alternative** comme un compresseur volumétrique ou un moteur essence ou diesel, on est amené à distinguer des phases en système ouvert (admission et refoulement) et des phases en système fermé lorsque les soupapes sont fermées (compression, combustion, début de détente).

¹⁹ Une analogie peut être faite avec des déplacements en montagne : pour une différence d'altitude donnée, la variation d'énergie potentielle d'un mobile effectuant le parcours est toujours la même car c'est une fonction d'état, tandis que la distance parcourue varie selon le chemin suivi car c'est une fonction de parcours. Une activité illustre ce point.

4.1.3 Activités apprenants

Illustration de la différence entre fonctions d'état et de parcours²⁰

Exercice de catégorisation sur les fonctions d'état et fonctions de parcours²¹

Texte à trous sur les systèmes ouverts et fermés²²

Repérer des systèmes ouverts et fermés sur des schémas de machines, indiquer les frontières des systèmes

4.2 Echanges d'énergie entre un système thermodynamique et l'environnement

Il est fondamental de bien noter que les systèmes thermodynamiques mis en jeu dans les composants qui nous intéressent n'échangent de l'énergie avec l'environnement que sous **deux** formes bien distinctes :

- de la chaleur, par échange thermique aux frontières du système. Elle est généralement notée Q ;
- du travail, par action des forces de pression sur ces frontières, le travail des forces de pesanteur à l'intérieur du système pouvant être négligé du fait que les différences d'altitude sont très faibles. Ce travail est généralement noté W en système fermé, et τ en système ouvert, où on le qualifie de travail utile²³ comme cela sera précisé plus loin.

Nous avons indiqué précédemment que, pour calculer ces deux formes d'énergie mises en jeu dans une évolution, il ne suffit pas de connaître les états initial et final du système, mais il faut de plus connaître le chemin parcouru pendant la transformation.

Il s'agit d'un problème classique : comment peut-on calculer le changement global d'une variable au cours d'une évolution ?

La solution, si elle existe, relève du calcul différentiel. Elle consiste à décomposer l'évolution en ce qu'on appelle des **évolutions élémentaires**, pour lesquelles on peut écrire les équations de la physique en considérant que les grandeurs restent constantes. La prise en compte de la variation des propriétés se fait ensuite en « intégrant » les équations différentielles ainsi écrites, ce qui permet d'exprimer les lois suivies par l'évolution complète. Dans le cadre de cette présentation allégée, nous nous limitons à indiquer comment il faut procéder, mais il est inutile d'aller plus loin.

Pour les systèmes thermodynamiques simples, on peut ainsi assez facilement montrer que, pour une évolution élémentaire en système ouvert, τ et Q sont donnés par les expressions suivantes :

$$\delta\tau = v dP \text{ ou } dP = \rho \delta\tau$$

Le travail utile reçu par les parois mobiles du système est égal au produit du volume massique du fluide par la variation élémentaire de la pression en son sein. Appliquée à un étage de compresseur, cette expression indique que le taux de compression réalisé est égal au produit de la densité ρ du fluide par le travail communiqué à l'arbre de la machine.

La seconde équation est :

$$\delta Q = C_p dT - v dP$$

Cette dernière relation exprime simplement un fait expérimental essentiel, base de la thermodynamique des fluides compressibles : la chaleur δQ échangée avec l'extérieur se traduit par une modification linéaire de l'état thermodynamique du système, ici caractérisé par deux variables d'état, la température T et la pression P .

Si la pression reste à peu près constante, ce qui est le cas dans la plupart des échangeurs comme nous l'avons vu section 2.3, $dP = 0$ et la variation de température du fluide est proportionnelle à la chaleur fournie au système.

²⁰ <http://diren.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/etatParcours.html>

²¹ <http://diren.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/categ/co/thermo1-cat.html>

²² <http://diren.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/systOuvertFerme-tr.htm>

²³ Il faut faire attention à ce que l'adjectif « utile » est utilisé dans cette présentation avec des sens légèrement différents, consacrés par l'usage. Le sens pertinent sera à chaque fois précisé en fonction du contexte.

Dans le cadre de cette présentation, nous ne chercherons pas à résoudre ces équations : nous déterminerons les énergies mises en jeu en utilisant des fonctions d'état bien choisies.

Insistons sur un point important : il ne faut pas confondre la chaleur Q et la température T , même si des relations existent entre les deux notions :

- la température est une mesure du degré d'agitation des molécules du fluide de travail : plus elles sont agitées, plus sa température est élevée ;
- la chaleur est un transfert d'énergie thermique d'un système à un autre lorsqu'il y a une différence de température entre eux.

Lors du changement d'état d'un fluide pur, sa température reste constante, alors qu'il échange de la chaleur avec l'extérieur.

4.3 Conservation de l'énergie : premier principe de la thermodynamique

On définit l'**énergie interne** u d'un système comme la somme des énergies cinétiques microscopiques (assimilables à l'agitation thermique des particules) et des énergies potentielles d'interactions microscopiques (liaisons chimiques, interactions nucléaires) des particules constituant ce système. L'énergie interne correspond à l'énergie intrinsèque du système, définie à l'échelle microscopique, à l'exclusion de l'énergie cinétique ou potentielle d'interaction du système avec son environnement, à l'échelle macroscopique, celle qu'acquiert un corps du fait de sa masse et de sa vitesse.

L'énergie interne est définie à une constante arbitraire près u_0 , souvent choisie telle que $u = 0$ pour $T = 25\text{ °C}$ et $P = 1$ atmosphère. Son unité dans le Système International (SI) est le Joule, mais on l'exprime aussi fréquemment en kWh, sachant que $1\text{ kWh} = 1\text{ Watt pendant }1\text{ h} = 1\text{ J/s} \times 3600\text{ s} = 3\,600\text{ J}$.

La loi fondamentale qui gouverne le comportement des systèmes thermodynamiques est celle de la conservation de l'énergie, connue sous le nom de **premier principe de la thermodynamique**.

Il postule que la variation d'énergie interne Δu d'un système non isolé, interagissant avec son environnement et subissant une évolution, ne dépend que de l'état initial et de l'état final, ce qui signifie que u est une fonction d'état.

Le premier principe indique que, si l'énergie interne u du système varie, c'est qu'il y a échange d'énergie avec l'extérieur sous forme de travail et/ou de chaleur, et que la somme de W et de Q est égale à la variation d'énergie interne du système. Il peut ainsi s'écrire pour un système fermé sous la forme :

$$\Delta u = W + Q$$

Ce qui est remarquable, c'est que u est une fonction d'état, alors que les deux fonctions W et Q ne sont que des fonctions de parcours.

Précisons un point important en pratique : par convention, l'énergie reçue par un système est comptée positivement (son énergie interne croît), et celle cédée à l'extérieur est comptée négativement.

Pour un système fermé, il peut aussi s'exprimer sous la forme suivante : l'énergie contenue dans un système isolé ou qui évolue selon un cycle fermé reste constante, quelles que soient les transformations qu'il subit. Les différentes formes que peut prendre l'énergie d'un système : énergie mécanique, énergie calorifique, énergie potentielle, énergie cinétique... sont ainsi toutes équivalentes entre elles au sens du premier principe. Dans notre cas rappelons-le, seuls la chaleur et le travail seront pris en compte.

Ainsi exprimée, cette loi est très intuitive et facilement comprise : c'est une loi de conservation qui stipule que l'énergie ne se perd ni se crée, tout comme la masse.

L'énergie interne n'a cependant de sens que si le système est fermé, et demande à être généralisée lorsqu'on s'intéresse à un système ouvert dans lequel entre et/ou d'où sort de la matière.

Le principe du raisonnement consiste à suivre l'évolution d'un volume de contrôle fermé dans une machine périodique, et à calculer le travail des forces externes qui s'exerce pendant un cycle²⁴ sur l'ensemble de ses frontières, en distinguant les sections de passage des fluides (A_1 et A_2 au temps t_0 , devenant B_1 et B_2 au temps $t_0 + \Delta t$ dans la

²⁴ Nous nous limitons à cette hypothèse, moins restrictive que celle de l'existence d'un régime permanent, parce qu'elle suffit à notre propos.

figure 4.3.1), les parois fixes, qui bien évidemment ne produisent ni ne reçoivent aucun travail, et les parois mobiles, au niveau desquelles s'exerce un certain travail τ , que l'on appelle "**travail utile**", c'est-à-dire vu par l'utilisateur.

On peut montrer que, pour des machines cycliques, ce qui est bien le cas de celles que nous étudions, ce travail est algébriquement égal au travail W des forces de pression calculées en système fermé, augmenté de ce que l'on appelle le travail de transvasement, et qui est égal à $-\Delta(Pv)$, c'est-à-dire à la variation du produit de la pression et du volume massique entre l'aspiration et le refoulement de la machine.

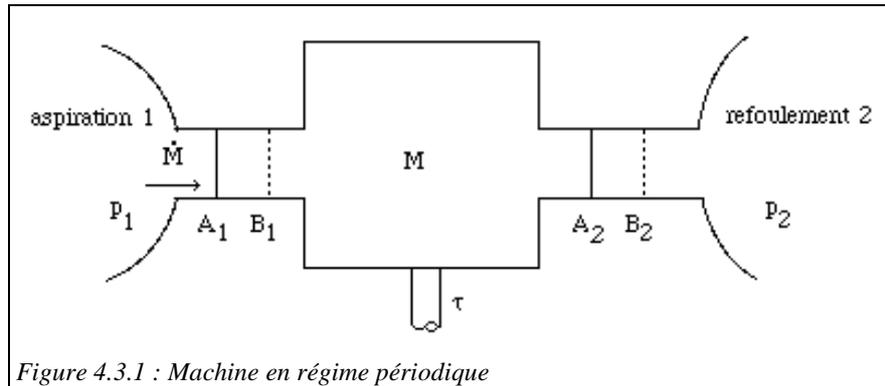
On a donc $W = \tau - \Delta(Pv)$

En faisant apparaître une grandeur h appelée **enthalpie** telle que $\Delta h = \Delta u + \Delta(Pv)$, le **premier principe en système ouvert** s'écrit :

$$\Delta h = \tau + Q$$

Tout comme l'énergie interne u , h est définie à une constante arbitraire près, et h se mesure en Joule (ou en kWh). C'est aussi une fonction d'état.

La généralisation du premier principe aux systèmes ouverts s'exprime sous la forme suivante : la variation d'enthalpie d'un système ouvert est égale à la somme du travail utile s'exerçant sur les parois mobiles et de la chaleur échangée avec l'extérieur.



L'enthalpie apparaît ainsi simplement comme la généralisation aux systèmes ouverts de l'énergie interne pour les systèmes fermés. Sur le plan pratique, c'est bien ainsi qu'il suffit de considérer cette fonction d'état : **il s'agit de l'énergie associée au système considéré**, ni plus ni moins.

4.3.1 Activités

Exemple d'exercice d'auto-évaluation : texte à trous sur le premier principe²⁵

5 Application aux quatre fonctions élémentaires identifiées précédemment

Nous allons montrer dans cette section que la variation d'enthalpie du fluide qui les traverse suffit pour déterminer l'énergie mise en jeu dans les quatre transformations élémentaires que nous avons identifiées précédemment. Les résultats présentés ici correspondent à la réalité industrielle : pour des raisons technologiques diverses, on ne sait pas fabriquer, dans la plupart des cas, des composants capables à la fois de transférer de la chaleur et de réaliser une compression ou une détente performante.

5.1 Compressions et détentes avec travail

Comme nous l'avons vu section 2, les détentes peuvent être effectuées avec ou sans travail. Dans le premier cas, la machine la plus généralement utilisée est la turbine. Dans le second cas, il s'agit d'une simple vanne ou d'un filtre, dont l'étude est faite section 5.2.

Les machines réalisant la compression ou la détente d'un fluide ont une conception très compacte pour des raisons de poids, d'encombrement et de coût. Pour les mêmes raisons, elles tournent très vite (plusieurs milliers de tours par minute). Chaque parcelle de fluide y séjourne très peu de temps.

Par ailleurs, les fluides mis en jeu dans les compresseurs et turbines sont très souvent des gaz dont les coefficients d'échange thermique K ont des valeurs faibles.

²⁵ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/premierPrincipeOF-tr.html>

Les courts temps de séjour dans la machine, les petites surfaces de contact fluide-paroi, et les faibles coefficients d'échange font que l'échange de chaleur aux parois de la machine est minime et qu'on peut modéliser avec une très bonne approximation la transformation par une évolution où $Q = 0$. On dit que **le fonctionnement de ces machines est adiabatique**. Cet adjectif vient du grec *adiabatos*, qui signifie « qui ne peut être traversé » (par la chaleur).

Dans une machine adiabatique de compression ou détente, l'écriture du premier principe en système ouvert montre que le travail utile τ est égal à la variation d'enthalpie du fluide Δh : le travail à fournir sur l'arbre d'un compresseur ou celui fourni par une turbine est égal à la variation d'enthalpie du fluide qui traverse la machine.

5.2 Détentes sans travail : vannes, filtres

Comme indiqué section 2.5, les détendeurs statiques tels que vannes, filtres comme le détendeur d'une machine de réfrigération constituent une classe d'appareils qui ne produisent pas de travail utile, du fait de l'absence de parois mobiles, et n'échangent pas de chaleur avec l'extérieur. τ et Q sont donc nuls tous les deux, ainsi que Δh . L'enthalpie est donc constante. La transformation correspondante est quelquefois appelée un **laminage isenthalpique**.

5.3 Echanges de chaleur

Nous avons vu section 2.3 que les composants appelés à transférer de la chaleur d'un fluide à un autre nécessitent de grandes surfaces d'échange, les flux thermiques leur étant proportionnels. Des considérations techniques et économiques amènent à adopter des dispositifs purement statiques. Par exemple, de grands faisceaux de tubes en parallèle, parcourus intérieurement par un fluide pendant que l'autre circule à l'extérieur.

τ est alors nul en raison de l'absence de parois mobiles.

Lors d'un échange de chaleur, la chaleur Q cédée ou fournie par un fluide à l'autre est donc égale à sa variation d'enthalpie Δh .

Par ailleurs, notons bien que, si l'on cherche à augmenter l'échange thermique entre les deux fluides, on s'efforce aussi de limiter le transfert de chaleur vers l'extérieur de l'échangeur. On peut ainsi considérer que, globalement, l'échangeur est adiabatique. Si on note Δh_c la variation d'enthalpie du fluide chaud (qui se refroidit), et Δh_f celle du fluide froid (qui se réchauffe), l'écriture du premier principe pour l'ensemble de l'échangeur s'écrit $\Delta h_c + \Delta h_f = 0$, ou bien $\Delta h_f (>0) = -\Delta h_c (<0)$.

5.4 Chambres de combustion, chaudières

Dans une chambre de combustion ou une chaudière, il n'y a pas non plus de parois mobiles, et $\tau = 0$.

La chaleur Q cédée au fluide qui la traverse est égale à sa variation d'enthalpie Δh .

Vis-à-vis du fluide de travail, une chaudière peut d'ailleurs être considérée comme un échangeur.

5.5 Activités

Appliquer le premier principe à différents composants

6 Evolutions de référence

La section précédente a montré que la détermination de la variation d'enthalpie du fluide qui les traverse suffit pour calculer l'énergie mise en jeu dans ces quatre transformations élémentaires.

Mais cette information n'est pas suffisante pour les caractériser complètement. L'analyse physique de leur comportement, qui dépend intimement de la technologie retenue, permet de mettre en évidence les évolutions de référence correspondant au fonctionnement de composants qui seraient parfaits, pour lesquels une variable ou une fonction d'état bien choisie reste constante et à laquelle on sait associer une équation simple d'évolution.

Il est ensuite possible de caractériser la transformation réelle en introduisant un facteur d'imperfection, souvent appelé rendement ou efficacité, qui exprime ses performances par rapport à celle de l'évolution de référence. Cette manière de faire facilite grandement la compréhension des transformations subies par les fluides.

Le choix des évolutions de référence est basé sur l'analyse physique des phénomènes qui prennent place dans les composants. Comme nous le verrons, elles se révèlent très utiles lorsque l'on cherche à représenter graphiquement le cycle étudié dans un diagramme thermodynamique et à en déterminer les performances à partir des fonctions d'état.

6.1 Compressions et détente avec travail

Nous avons vu section 5.1 que les compresseurs et turbines sont des machines dont les échanges de chaleur avec l'extérieur sont généralement négligeables, que l'on qualifie **d'adiabatiques**. Rappelons que les analyses effectuées section 2.6 de ces composants ont montré que, dans une telle évolution, la température et la pression du fluide varient simultanément.

Dans un compresseur parfait, c'est-à-dire dont le fluide de travail ne subirait ni frottements ni chocs, l'échauffement du fluide et le travail à fournir pour obtenir un rapport de compression donné seraient minimaux. Dans une turbine parfaite, le refroidissement du fluide et le travail produit pour un rapport de détente donné seraient maximaux.

L'évolution de référence pour une compression ou détente avec travail est donc **l'adiabatique parfaite ou réversible**²⁶.

Son équation peut être obtenue en intégrant l'équation différentielle de l'échange aux parois, en exprimant que la chaleur échangée est nulle à tout moment, soit $0 = C_p dT - v dP$. Pour un gaz parfait, pour lequel $Pv = rT$, la courbe correspondante s'obtient très facilement. Elle est donnée par la loi $Pv^\gamma = Cste$, avec $\gamma = C_p/C_v$.

Pour un fluide quelconque, nous nous contenterons pour le moment de parler d'adiabatique réversible.

6.2 Echanges de chaleur

Comme nous l'avons expliqué section 2.3, on cherche dans les échangeurs à réduire autant que possible les pertes de charge. En effet, toute baisse de pression dans les échangeurs doit être compensée par un surcroît de travail de compression et/ou se traduit par un travail de détente plus faible. La pénalité induite par les pertes de charge s'exprimant sous forme de travail mécanique, on cherche toujours à la minimiser.

Si les pertes de charge sont faibles, la pression restera à peu près constante et les échanges thermiques peuvent en première approximation être supposés isobares. L'évolution de référence est donc **l'isobare**.

6.3 Chambres de combustion, chaudières

De la même manière, les chambres de combustion fonctionnant en système ouvert et les chaudières sont généralement considérées comme isobares. La combustion a donc lieu à pression constante, ce qui surprend toujours un certain nombre d'apprenants, convaincus que la combustion élève la pression, même en système ouvert.

Pour illustrer ce propos, reprenons l'exemple de la chaudière à gaz murale d'un appartement que nous avons évoqué section 2.6. Aux pertes de charge près, la pression y demeure la même dans chacun des deux fluides, qu'il s'agisse du circuit d'eau chaude à une pression de 1 à 3 bars, ou du circuit d'air et des fumées, bien évidemment à la pression atmosphérique...

6.4 Détentes sans travail : vannes, filtres

Une détente sans travail (ou laminage) conservant l'enthalpie (car adiabatique et sans échange de travail : $\Delta h = 0$), l'évolution de référence est **l'isenthalpique**.

²⁶ Nous qualifierons pour le moment de réversible une transformation sans échange de chaleur avec l'extérieur et sans pertes par frottement. Cette définition sera affinée dans la seconde partie de cette présentation allégée

6.5 Tableau récapitulatif

La figure 6.5.1 récapitule les liens existant entre les composants des systèmes étudiés, les fonctions et les évolutions de référence. Elle illustre la généralité des évolutions de référence qui définissent les modèles thermodynamiques correspondant à de nombreux composants technologiques, et donc l'importance qu'elles revêtent en pratique lorsque l'on désire calculer les performances des systèmes étudiés ou les représenter dans des diagrammes thermodynamiques comme nous allons le voir dans les sections suivantes.

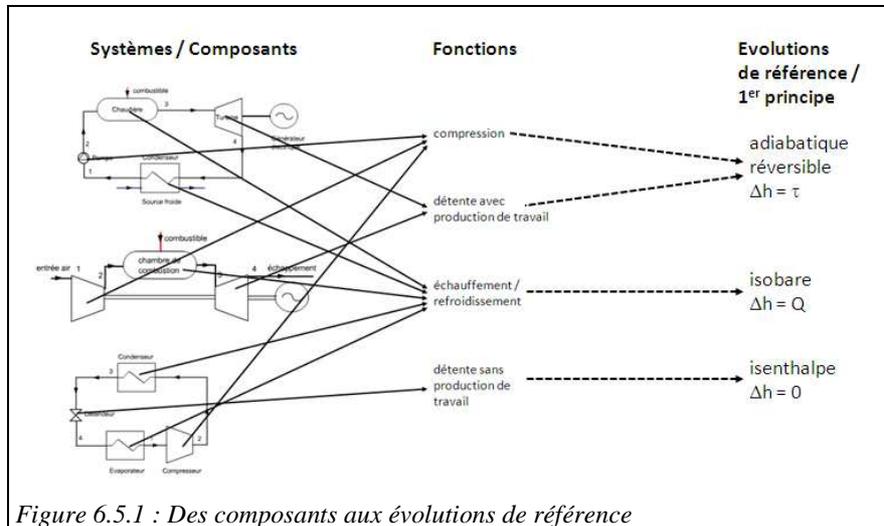


Figure 6.5.1 : Des composants aux évolutions de référence

6.6 Activités

Exercice de catégorisation sur les fonctionnalités et évolutions de référence²⁷

Exercice de catégorisation sur les évolutions de référence²⁸

Repérer les évolutions de référence de différents composants

7 Propriétés et diagrammes des corps purs

Maintenant que nous avons vu comment calculer les énergies mises en jeu dans les différentes transformations et quelles sont les évolutions de référence, quelques rappels sur les propriétés des fluides de travail sont nécessaires. Ils nous permettront de comprendre comment ces propriétés peuvent être représentées graphiquement dans les diagrammes thermodynamiques, et d'apprendre à nous servir de l'un d'entre eux, le diagramme $(h, \ln(P))$, dit des frigoristes. Nous pourrons ensuite, dans la section 8, y tracer les cycles des machines thermiques qui nous intéressent.

7.1 Détermination des propriétés des corps purs

7.1.1 Rappels succincts sur les propriétés des corps purs

Rappelons qu'un corps pur peut se présenter sous l'une ou plusieurs des trois phases solide, liquide ou gazeuse.

Ces trois phases se distinguent, au plan microscopique, par l'intensité des forces intermoléculaires. A l'état solide, ces dernières ne permettent aux atomes que d'osciller autour de positions fixes de distribution aléatoire ou ordonnée (cristaux).

Leur intensité diminue dans les liquides, qui n'ont pas de forme propre, mais restent faiblement compressibles. On parle alors d'ordre à faible distance et de désordre à longue distance. Dans un gaz, les forces intermoléculaires sont très faibles, et les molécules animées de mouvements désordonnés.

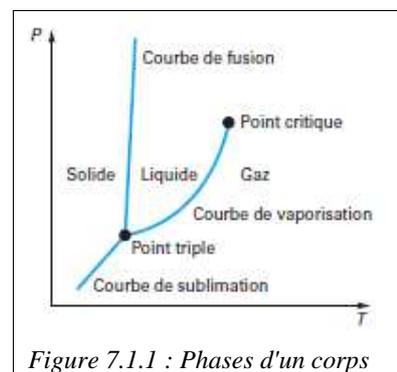


Figure 7.1.1 : Phases d'un corps

²⁷ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/categ/co/fonct-evol-cat.html>

²⁸ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/categ/co/evol-ref-cat.html>

Lorsqu'une masse donnée d'un corps pur se présente sous une seule phase, son état est défini par deux variables, par exemple sa pression et sa température. Dans le plan (P,T), les trois phases correspondent à trois domaines, séparés par trois courbes de saturation (sublimation, vaporisation et fusion) se rejoignant au point triple T (figure 7.1.1).

Lorsqu'on chauffe un solide à pression constante bien choisie, il se transforme en liquide, et on parle de fusion. Si l'on continue à apporter de la chaleur, le liquide se transforme en vapeur, et on parle de vaporisation. La température à laquelle cette transformation se réalise est une fonction croissante de la pression exercée sur le corps considéré. Elle reste **constante** tant que la vaporisation n'est pas complète, c'est-à-dire tant que le titre x^{29} est compris entre 0 et 1. On appelle la **loi de pression saturante** la relation qui donne la pression de saturation d'un fluide en fonction de la température.

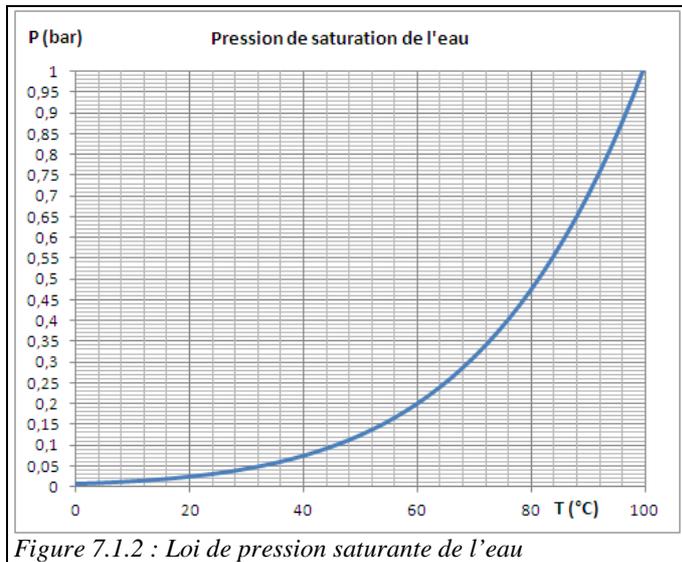


Figure 7.1.2 : Loi de pression saturante de l'eau

Pour que le changement de phase puisse se réaliser, il est nécessaire de fournir ou de retirer de l'énergie, appelée **chaleur latente de changement d'état**. Au cours de la vaporisation, on observe des variations importantes du volume spécifique, la vapeur étant de l'ordre de 600 à 1000 fois moins dense que le liquide. Cette modification de volume spécifique se fait à **pression et température constantes**.

A titre d'exemple, la figure 7.1.2 présente la loi de pression saturante de l'eau $P_{vs}(T)$, en dessous de 100 °C, température de saturation de l'eau à 1 atm, c'est-à-dire environ 1 bar.

Elle montre que la pression de saturation de l'eau à température ambiante est très basse. Pour de 20 °C elle est de l'ordre de 0,025 bar.

Le condenseur d'une centrale à vapeur fonctionne donc à une pression très faible, largement inférieure à l'atmosphérique.

La figure 7.1.3 est un agrandissement de la loi de pression saturante du R134a, entre -18 °C et 50 °C.

Examinons ses implications en terme de valeur des pressions d'évaporation et de condensation du fluide de travail d'une installation de réfrigération du type présenté section 1.3 où on suppose que l'enceinte froide est à la température $T_{ef} = -8$ °C, et l'air extérieur à $T_a = 35$ °C.

Par souci de clarté, nous reproduisons ici la figure 1.3.2 illustrant les transferts d'énergie dans la machine.

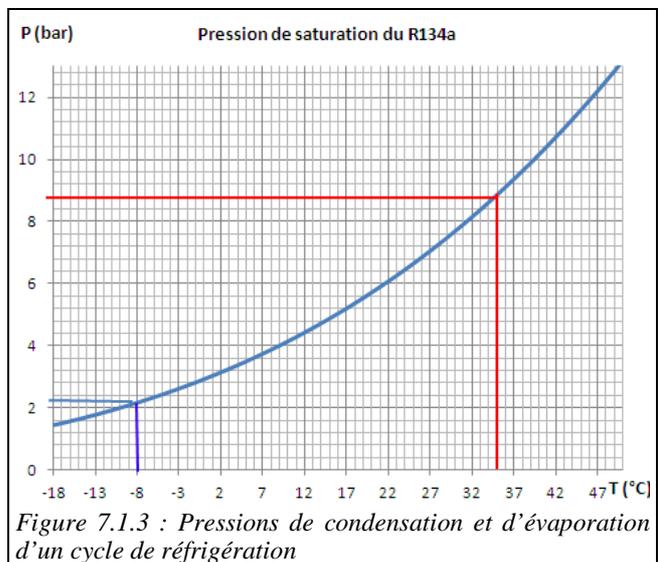


Figure 7.1.3 : Pressions de condensation et d'évaporation d'un cycle de réfrigération

La courbe de la figure 7.1.3 montre que, si l'on utilise ce fluide comme réfrigérant, la pression d'évaporation doit être inférieure à 2,1 bar environ pour que l'évaporation prenne place à une température T_{evap} inférieure à -8 °C et que l'enceinte froide puisse céder de la chaleur au fluide.

²⁹ Rappelons qu'on appelle titre x d'un mélange diphasique d'un corps pur le rapport de la masse de vapeur à la masse totale (vapeur + liquide)

Au condenseur, la pression doit être supérieure à 8,8 bar pour que la température de condensation T_{cond} soit supérieure à 35 °C et que le cycle puisse être refroidi par échange avec l'air extérieur.

En pratique, il faut de surcroît qu'existe un écart suffisant de température entre le fluide de travail et les sources avec lesquelles il échange de la chaleur, de telle sorte que la pression d'évaporation sera comme nous le verrons section 8.3. encore plus basse (1,78 bar), et la pression de condensation plus élevée (12 bar).

La comparaison des pressions de condensation de l'eau et du R134a, par exemple à la température de 20 °C, montre que les pressions de saturation varient beaucoup selon le fluide thermodynamique choisi. La loi de pression saturante est l'un des critères de sélection du fluide de travail, pour une application donnée.

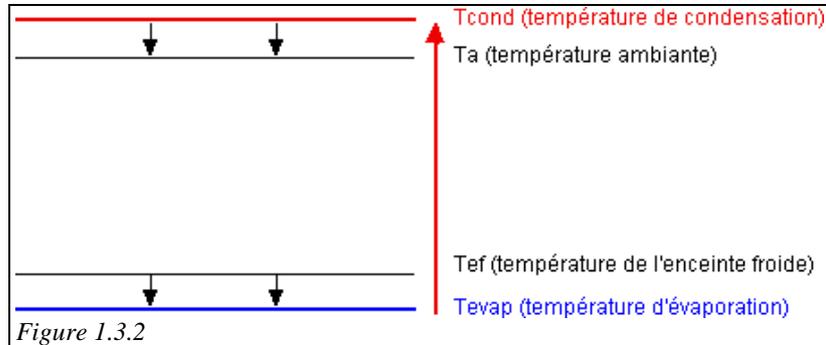


Figure 1.3.2

Donnons quelques exemples illustrant soit l'utilisation pratique des changements de phase, soit les contraintes induites par la présence d'un équilibre liquide-vapeur :

- Lorsqu'on ajoute des glaçons à une boisson tiède, elle leur fournit de la chaleur qui les fait fondre, ce qui la rafraîchit. Comme la chaleur latente de fusion de la glace est bien supérieure à la capacité thermique massique de la boisson, on obtient l'effet de refroidissement recherché sans apporter trop d'eau de dilution.
- Pour transporter le gaz naturel (composé principalement de méthane) sur de longues distances par voie maritime, on le liquéfie à une température de - 160 °C environ, réduisant 600 fois son volume massique par rapport au gaz. Il est ainsi possible de le maintenir à la pression atmosphérique dans les cuves du méthanier. Bien que ces cuves soient très bien isolées thermiquement, on ne peut éviter quelques échanges de chaleur avec le milieu environnant, qui ont pour effet de vaporiser une petite quantité de gaz, laquelle est utilisée pour la propulsion du navire.
- *A contrario*, le gaz butane ou propane distribué pour les usages culinaires est confiné à l'état liquide à température ambiante dans des bouteilles métalliques épaisses, ceci afin de résister à la pression de quelques dizaines de bars qui s'établit à l'intérieur, et qui varie en fonction de la température extérieure.
- Toutes les cuissons réalisées à l'eau bouillante prennent place à 100 °C si la pression est égale à 1 atmosphère, et ceci quelle que soit la puissance thermique fournie à la cuisson. C'est ainsi que l'on peut définir avec précision le temps de cuisson pour une recette culinaire, par exemple pour un œuf à la coque.
- Le principe de la cocotte minute est de s'affranchir de cette limite de 100 °C en effectuant la cuisson dans une enceinte à une pression supérieure à 1 atm. On peut atteindre ainsi 110 °C ou 120 °C, ce qui permet de cuire plus rapidement les aliments.
- Un exemple de condensation est celle qui se dépose sur des surfaces froides au contact avec de l'air humide, comme la buée sur une vitre, ou la rosée du matin sur des feuilles.

On appelle gaz idéal un gaz dont l'énergie interne et l'enthalpie ne dépendent que de la température, ce qui permet de simplifier sa modélisation : son équation d'état est $Pv = rT$.

Beaucoup de fluides thermodynamiques en phase vapeur peuvent être assimilés à des gaz idéaux, dans un large domaine de températures et de pressions. Il faut notamment que la combinaison température-pression s'écarte suffisamment de la zone de condensation possible (c'est-à-dire que la pression ne soit pas "trop" élevée, ni la température "trop" basse). De telles conditions sont couramment réalisées pour des gaz dits "permanents" tels que, à pression et température ambiantes, l'hydrogène, l'oxygène, l'azote, le mélange oxygène-azote qui constitue l'air sec...

7.1.2 Approfondissement sur la vapeur d'eau

Dans cette section, nous nous proposons d'approfondir l'étude de la vapeur d'eau, car elle est souvent méconnue. Le choix de l'eau se justifie car c'est sans doute le seul fluide de travail condensable dont tout le monde a une connaissance concrète.

Des trois phases de l'eau, la vapeur est de loin la moins bien comprise, car elle est invisible et inodore. Tout le monde sait aujourd'hui ce qu'est la glace ou l'eau liquide, pour en avoir de nombreuses expériences dans leur vécu, mais la vapeur est beaucoup moins bien perçue, au point que certains peuvent être amenés à douter de son existence ou du moins à s'en faire une conception erronée, ce qui handicapera leur compréhension des machines thermiques à fluide condensable.

La difficulté est que la vapeur d'eau ne se manifeste pas de manière directement perceptible par nos sens, si ce n'est le toucher quand on reçoit un jet de vapeur sur la peau. C'est le plus souvent de manière indirecte que nous percevons la vapeur d'eau, du fait des manifestations de ses interactions avec l'air et les surfaces froides qui nous entourent.

Quelques explications sur ces phénomènes vous permettront de vous faire une idée plus juste de ce qu'est la vapeur d'eau, et par suite les autres vapeurs dont nous serons amenés à parler.

La vapeur d'eau est pourtant très présente dans notre environnement quotidien, sous le nom abrégé de vapeur.

Les diététiciens vantent les vertus de la cuisson à la vapeur, qui est réalisée en disposant dans une casserole fermée par un couvercle un panier légèrement surélevé par rapport au fond, dans lequel sont placés les aliments à cuire, au dessus d'une petite quantité d'eau. Pendant la cuisson, l'eau entre en ébullition, et la vapeur dégagée emplit l'espace disponible dans la casserole, se condense en partie sur la casserole, et cuit les aliments qui en sont imprégnés. Les deux phases liquide et vapeur sont bien présentes dans la casserole, mais comme celle-ci est fermée et que la vapeur est invisible, on ne la perçoit pas directement.

La vapeur se manifeste aussi lors des cuissons par autocuiseur ou cocotte-minute, par le jet qui traverse la buse et qui est partiellement visible. Nous reviendrons un peu plus loin sur cet apparent paradoxe.

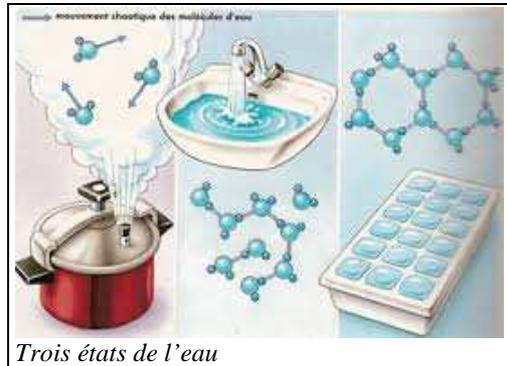
La vapeur est communément utilisée pour le repassage, les semelles des fers à repasser modernes disposant d'orifices permettant de vaporiser de la vapeur d'eau pour humidifier à chaud le linge à repasser, dont elle améliore le traitement sans risquer de laisser des marques.

Les bricoleurs ayant rénové des logements auront peut-être eu à employer une décolleuse pour détacher le papier peint des murs, ce qui facilite énormément la tâche, la vapeur étant diffusée là aussi par des trous dans la semelle de l'appareil.

Les adeptes du sauna ou du hammam apprécient les bains pris dans une atmosphère saturée d'humidité apportée par de la vapeur injectée dans l'air ambiant, ce qui stimule la sudation.

Enfin, en période hivernale, la vapeur présente dans l'air intérieur des logements donne lieu à des condensations sur les parois froides qui peuvent se traduire par des désordres du type développement de moisissures.

L'interaction de la vapeur avec l'air est un phénomène complexe qui mérite quelques explications.



Trois états de l'eau



Fer à repasser à vapeur



Décolleuse à vapeur

L'air sec est un mélange d'oxygène (23 % en masse), d'azote (76 % en masse) et de certains gaz (argon, CO₂) en proportions infimes (environ 1 % en masse), mais l'air sec ne se rencontre pratiquement jamais : il comprend presque toujours de l'eau, sous forme gazeuse, liquide ou de cristaux de glace.

La thermodynamique des mélanges humides permet d'étudier les propriétés de l'air réel, qui comprend toujours une part d'humidité. Lorsqu'on s'intéresse à un mélange humide, on a affaire à un mélange de gaz qui ne se condensent pas, que l'on appelle le gaz sec, et d'eau, susceptible de se condenser. Tout se passe en quelque sorte comme si le mélange humide était un mélange de deux corps : le gaz sec, dont la composition est invariable, et l'eau, susceptible de se présenter sous une ou plusieurs phases.

Deux grandeurs servent communément à caractériser l'humidité d'un mélange humide : l'humidité spécifique w et l'humidité relative ε , plus communément utilisée par le grand public.

On appelle **humidité spécifique** ou absolue w le rapport de la masse d'eau contenue dans un volume donné de mélange humide à la masse de gaz sec contenue dans ce même volume.

La courbe de la figure 7.1.4 montre la valeur de l'humidité spécifique de l'air saturé d'eau exprimée en gramme d'eau par kilogramme d'air sec, qui varie considérablement en fonction de la température : à 20 °C, l'air saturé contient environ 15 g d'eau et à 60 °C environ dix fois plus.

Lorsque, à pression donnée, la température descend en dessous de la température de saturation de l'eau (donnée rappelons-le par la courbe de la figure 7.1.2), la vapeur d'eau en excédent de l'humidité spécifique de l'air saturé commence à se condenser sous forme de brouillard ou sur les parois froides qui délimitent le système s'il en existe.

C'est ce phénomène qui permet de visualiser indirectement l'existence de la vapeur d'eau dans de nombreuses situations.

Pour être plus précis, voici ce qui se passe sur le plan physique : la pression (dite partielle) de l'eau dans l'air ne peut excéder la pression de saturation à une température donnée.

Rappelons que la pression partielle P_i d'un constituant est la pression qu'exercerait ce constituant s'il occupait seul le volume V du mélange, sa température étant égale à celle du mélange.

Mathématiquement, cela s'exprime par la relation $P_i = x_i P$, P étant la pression totale et x_i la fraction molaire³⁰ du constituant i . Pour l'eau, on a donc : $P_{H_2O} = x_{H_2O} P$.

La condition de condensation s'écrit donc $P_{H_2O} = x_{H_2O} P \leq P_{vs}(T)$, ou bien :

$$x_{H_2O} \leq \frac{P_{vs}(T)}{P}$$

L'humidité relative ε brièvement introduite plus haut est précisément définie comme le rapport de la pression partielle de l'eau à sa pression de vapeur saturante :

$$\varepsilon = \frac{P_{H_2O}}{P_{vs}(T)}$$

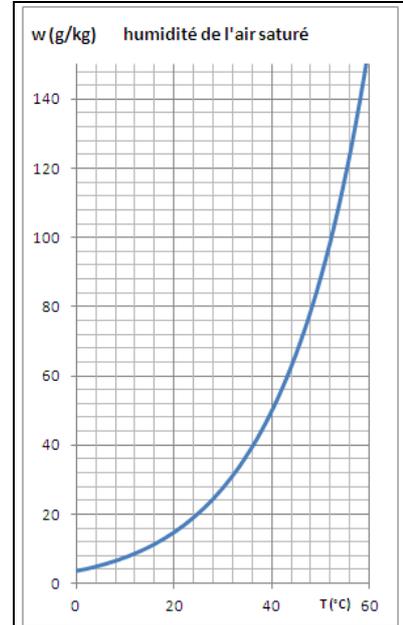
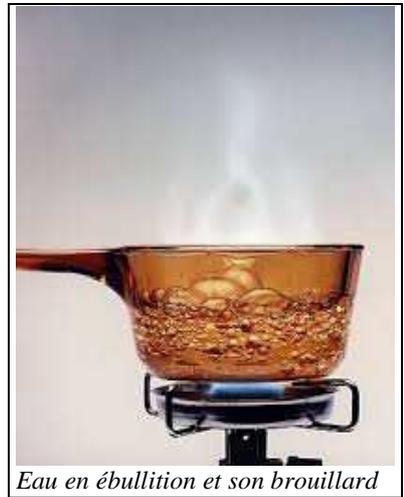


Figure 7.1.4 : Humidité spécifique de l'air saturé



Eau en ébullition et son brouillard

³⁰ La fraction molaire d'un constituant est par définition le rapport du nombre de moles de ce constituant au nombre total de moles dans le mélange.

L'humidité relative est égale à 1 (ou 100 %) lorsque la vapeur commence à se condenser. Sinon, elle est inférieure à 1.

La figure 7.1.5 représente le diagramme dit psychrométrique de l'air humide, sur lequel apparaissent les courbes d'iso-humidité relative, de 10 % en 10 %, la courbe supérieure correspondant à la saturation. Dans ce diagramme, la température ambiante (dite sèche) est portée en abscisse, et l'humidité spécifique w en ordonnée.

La masse de vapeur contenue dans l'air se traduit par une pression partielle de vapeur d'eau. Si, à la température ambiante, cette pression excède celle donnée par la courbe de saturation de la figure 7.1.2, il y a condensation de la fraction de vapeur en excès.

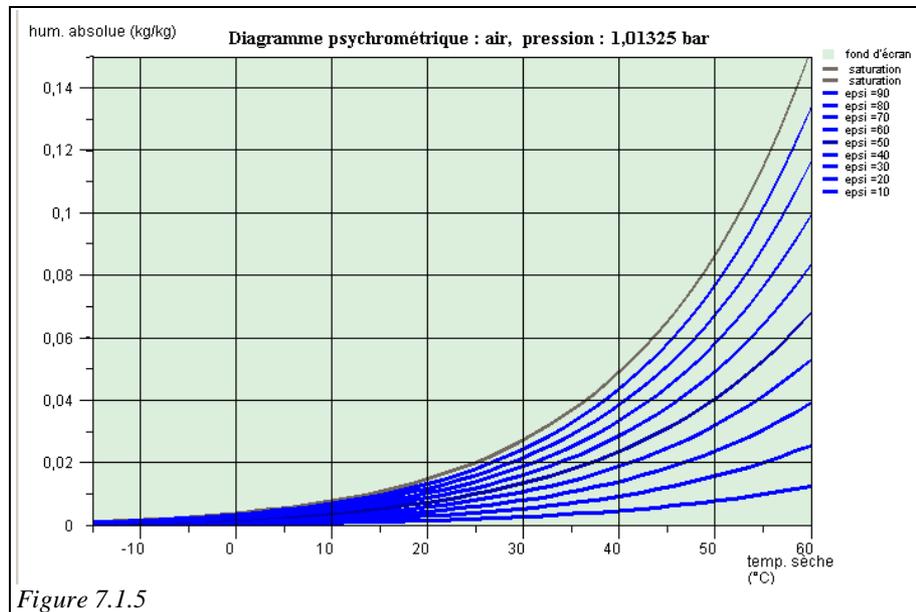


Figure 7.1.5

Reprenons l'exemple de la cocotte minute que nous avons évoqué plus haut. En fonctionnement normal, sa température intérieure est voisine de 110 °C.

La vapeur qui s'échappe à température élevée se refroidit progressivement au contact de l'air ambiant avec lequel elle se mélange. Jusqu'à un ou deux centimètres au-dessus de la buse, le jet ne contient que de la vapeur, invisible. Puis le mélange saturé en eau commence à se condenser, formant un brouillard de microgouttelettes d'eau parfaitement visible. Ce brouillard s'évapore ensuite lorsqu'il se mélange avec l'air sec éloigné de l'autocuiseur.

Le même phénomène se manifeste à l'échappement des turboréacteurs des avions volant à haute altitude. Il explique les traînées blanches qui signalent leur passage et disparaissent au bout d'un certain temps, l'eau condensée se vaporisant lorsque les conditions de saturation ne sont plus réunies.

La formation des nuages relève de la même logique. Elle résulte du refroidissement d'un volume d'air jusqu'à la condensation d'une partie de sa vapeur d'eau. Si le processus de refroidissement se produit au sol (par contact avec une surface froide, par exemple), on assiste à la formation de brouillard.

La condensation qui apparaît en hiver sur les vitres d'un logement ou d'un véhicule provient elle aussi du franchissement du seuil de saturation de l'air humide à proximité immédiate de la surface froide. La rosée matinale sur les plantes traduit le même phénomène.

L'eau contenue dans l'air humide peut aussi directement se condenser à l'état solide si la température est suffisamment basse, ce qui explique la formation de la neige et celle du givre dans les réfrigérateurs. Les canons à neige employés par les stations de ski utilisent ce phénomène.

Nous espérons que cette petite section vous a convaincus de l'existence et de la matérialité de la vapeur d'eau, même si elle n'est généralement pas directement perceptible. Il est fondamental en effet qu'ils n'aient aucun doute à son sujet s'ils veulent étudier dans de bonnes conditions les cycles thermodynamiques à fluide condensable.



Echappement d'avions de ligne



Condensation sur une vitre

7.1.3 Retour sur la notion d'état, choix des variables d'état à considérer

Nous avons introduit section 5 le premier principe de la thermodynamique, établi son expression enthalpique et montré combien simplement il s'applique aux quatre évolutions élémentaires que subissent les fluides dans les machines qui nous intéressent. Munis de ce bagage, nous pouvons discuter des avantages et inconvénients des différentes variables d'état que l'on peut envisager utiliser pour représenter graphiquement les propriétés d'un fluide et les calculer.

Nous avons vu qu'il existe plusieurs jeux de variables d'état pouvant servir à caractériser un système thermodynamique. Les plus « naturelles » sont la température, la pression et le volume, mais d'une part il en existe d'autres, comme l'enthalpie que nous venons de définir, et d'autre part elles ne sont pas pleinement satisfaisantes compte tenu des nos objectifs, comme nous allons le montrer.

La **pression P** est fondamentale, à la fois parce qu'elle intervient directement dans les contraintes mécaniques auxquelles sont soumis les composants, et parce que, comme nous l'avons vu, l'évolution de référence pour les échauffements et refroidissements de fluide est l'isobare.

La **température T** est elle aussi essentielle, mais, à la différence de la précédente, l'isotherme ne correspond à aucune des évolutions de référence qui nous intéressent.

Par ailleurs, **le couple (P, T)** ne suffit pas à représenter l'évolution subie par un fluide lorsqu'il change d'état, les deux variables étant liées par la loi de pression ou température saturante : il manque le titre en vapeur x défini section 7.1.1.

Le **volume v** n'intervient que très peu dans les analyses qui nous intéressent, même en système fermé, car l'existence de parois mobiles fait que le volume change. En fait, son principal intérêt pratique est de permettre le dimensionnement des sections de passage.

L'enthalpie h est une variable fondamentale elle aussi, car elle est directement liée aux échanges d'énergie qui prennent place dans les machines. Pour les gaz parfaits, c'est une fonction affine de la température, qui s'en déduit donc très facilement. Pour les fluides réels, dans la zone d'équilibre liquide-vapeur, elle fournit de surcroît l'information sur le titre. Enfin, rappelons que l'isenthalpique est l'évolution de référence d'une détente sans travail.

Pour nos besoins actuels, dans le cadre de cette présentation pédagogique allégée, ces analyses suffisent pour nous permettre de conclure que **le triplet (P, T, h)** constitue un jeu de variables d'état particulièrement intéressant. Nous en verrons les implications lorsque nous chercherons à représenter graphiquement les cycles des machines que nous étudions, c'est-à-dire leurs évolutions dans des diagrammes thermodynamiques.

L'analyse des transformations subies par les fluides lors des compressions et détentes avec travail nous a montré que l'évolution de référence est l'adiabatique réversible, dont nous avons indiqué qu'elle suit pour un gaz parfait la loi $Pv^\gamma = \text{Const}$.

Signalons en passant, mais sans insister compte tenu de notre souci de simplicité, que cette loi est celle de **l'isentropique**. **L'entropie s** est elle aussi une fonction d'état très utilisée en thermodynamique, notamment parce que l'isentropique est l'évolution de référence en matière de compression et détente.

7.2 Diagrammes thermodynamiques

Les systèmes thermodynamiques auxquels nous nous intéressons peuvent être caractérisés par la donnée de deux variables d'état : on dit qu'ils sont bivariants. Cela signifie que leurs propriétés thermodynamiques peuvent être représentées graphiquement dans un plan, sous forme de diagramme thermodynamique.

En mettant en évidence les évolutions de référence des transformations subies par les fluides et en permettant de les calculer, au moins de manière approximative, les diagrammes font partie des outils de base du thermodynamicien. Leur intérêt est double :

- permettre de représenter graphiquement les cycles ;
- faciliter l'estimation de l'état thermodynamique des différents points du cycle.

Du fait des possibilités offertes par les progiciels de calcul des propriétés des fluides qui sont de plus en plus répandus, le second intérêt a tendance à diminuer tandis que le premier conserve toute son actualité. Visualiser sur un diagramme un cycle calculé à l'aide d'un outil informatisé permet notamment de s'assurer qu'il ne comporte pas de point aberrant dû à une erreur lors de l'entrée des données.

Un diagramme se présente sous forme d'un graphique plan comportant le tracé d'un certain nombre de courbes remarquables, notamment des familles d'isovaleurs des fonctions d'état.

7.2.1 Différents types de diagrammes

Sur le plan pratique, les principales transformations que l'on rencontre dans les processus industriels mettant en jeu des fluides purs sont, comme nous l'avons vu, des compressions, des détente, des échanges de chaleur et des laminages.

Il est clair que la température T , la pression P et le titre en vapeur x sont des variables d'état dont la connaissance est nécessaire pour l'étude de ces processus et la conception des équipements.

Les remarques précédentes montrent que l'enthalpie h est aussi très importante. Enfin, la connaissance du volume massique v est nécessaire pour dimensionner les conduits, puisque c'est elle qui permet de passer du débit-masse au débit-volume.

En conclusion, les grandeurs les plus intéressantes sur le plan pratique sont T , P , h , et des informations complémentaires sur x et v peuvent être nécessaires. C'est donc parmi les trois premières que sont choisies les abscisses et les ordonnées des diagrammes que nous pouvons considérer (rappelons que nous excluons ici l'entropie).

Le couple (T, h) est rarement retenu, car les isobares et les adiabatiques réversibles y sont représentées par des courbes présentant des points d'inflexion qui en rendent l'usage délicat. De plus, les variations de T et h sont proportionnelles lorsque le fluide suit la loi des gaz idéaux.

Sauf pour les gaz permanents, c'est-à-dire dont l'état est très éloigné de leurs conditions de saturation, le couple (T, P) est insuffisant, car T et P sont liés par la loi de vapeur saturante dans la zone d'équilibre liquide-vapeur. Il serait en revanche tout à fait utilisable pour représenter le cycle de la turbine à gaz.

Le couple (P, h) est de plus en plus employé, généralement avec une échelle logarithmique pour les pressions. Il correspond au diagramme dit « des frigoristes » parce que ce sont eux qui en ont généralisé l'usage, et sera étudié section suivante.

Enfin, le couple (P, v) , diagramme de Clapeyron, présente un intérêt pédagogique certain, surtout pour l'étude des transformations en système fermé. Son inconvénient principal est sa faible lisibilité, la zone des vapeurs étant réduite et les fonctions énergétiques n'apparaissant pas directement.

En conclusion, pour cette présentation pédagogique allégée ne faisant pas appel à l'entropie, **le couple (P, h)** apparaît bien adapté.

7.2.2 Diagramme $(h, \ln(P))$, dit des frigoristes

Dans le diagramme dit des frigoristes (figure 7.2.1), on porte en abscisse l'enthalpie, et en ordonnée la pression, le plus souvent selon une échelle logarithmique, afin que la zone correspondant aux basses pressions soit plus lisible³¹.

Son sommet correspond au point critique, la partie gauche, ascendante, représente l'ébullition commençante (courbe de bulle), et sa partie droite, descendante, la vapeur saturée (courbe de rosée). Sous cette courbe se trouve le domaine de l'équilibre diphasique liquide-vapeur, et, dans le reste du plan, celui du fluide simple.

Le **point critique** représente l'état où la phase de vapeur pure a les mêmes propriétés que la phase de liquide pur. A des températures et pressions plus élevées (supercritiques), il n'est pas possible d'observer une séparation entre les phases liquide et gazeuse : le ménisque de surface qui sépare les phases liquide et vapeur disparaît au point critique.

Pour que ce diagramme soit utilisable, on y représente des faisceaux de courbes prédéfinies correspondant aux adiabatiques réversibles, aux isothermes, aux isovolumes, et, dans la zone mixte, aux courbes d'iso-titre.

Dans la zone "liquide", à gauche du diagramme, les isothermes ont une pente négative très forte : la compression d'un liquide met en jeu un travail très faible.

³¹ Le logarithme de base b d'un nombre est la puissance à laquelle il faut élever la base b pour obtenir ce nombre : le logarithme de cent en base dix est 2, car $100 = 10^2$. Deux grandes familles de logarithmes sont couramment utilisées : le logarithme décimal défini ci-dessus, et le logarithme népérien (du nom du mathématicien Napier), qui est la fonction inverse de l'exponentielle, et pour lequel $b = \exp(1) = 2,718281828$. C'est celui que nous utiliserons, et nous le noterons \ln pour cette raison.

Dans le domaine diphasique, la pression et la température sont liées par la loi de pression saturante, et les isothermes sont horizontales. L'enthalpie croît énormément, correspondant à la chaleur latente de vaporisation qu'il faut fournir au fluide.

Dans la zone située à droite de la courbe de vaporisation, les isothermes sont des courbes descendantes, qui se rapprochent de verticales pour les valeurs des faibles pressions. En effet, le comportement de la vapeur se rapproche alors de celui d'un gaz idéal, dont l'enthalpie ne dépend que de la température. La figure 7.2.2 montre un diagramme $(h, \ln(P))$ de gaz idéal.

Un échauffement ou un refroidissement (isobare) se traduit dans ce diagramme par un segment horizontal, une détente sans travail (isenthalpique) par un segment vertical.

Une adiabatique réversible est une courbe ascendante dont la pente est égale à l'inverse du volume massique. Elles sont donc beaucoup moins inclinées dans la zone vapeur que dans la zone liquide.

Dans le diagramme de la figure 7.2.2 qui correspond à l'air, assimilable à un gaz idéal, les isothermes sont verticales, les isovolumes et les adiabatiques réversibles, plus pentues étant des courbes à concavité vers le bas. Si on trace le diagramme en coordonnées non logarithmiques (figure 7.2.3), les isovolumes sont des droites, et la concavité des adiabatiques réversibles est orientée vers le haut.

7.2.3 Activités

Les exercices d'auto-évaluation ci-dessous ont été bâtis pour vous permettre de tester vos connaissances sur les propriétés des fluides et les diagrammes thermodynamiques. Pour améliorer la lisibilité des diagrammes affichés dans ces exercices, les iso-volumes n'ont souvent pas été représentées, car elles ne servent qu'au dimensionnement des sections de passage des canalisations et ne sont pas du tout utilisées pour le tracé des cycles thermodynamiques des systèmes ouverts.

Il est tout d'abord fondamental de bien connaître les différentes phases des fluides et de comprendre les notions de changement de phase, notamment la vaporisation et la condensation.

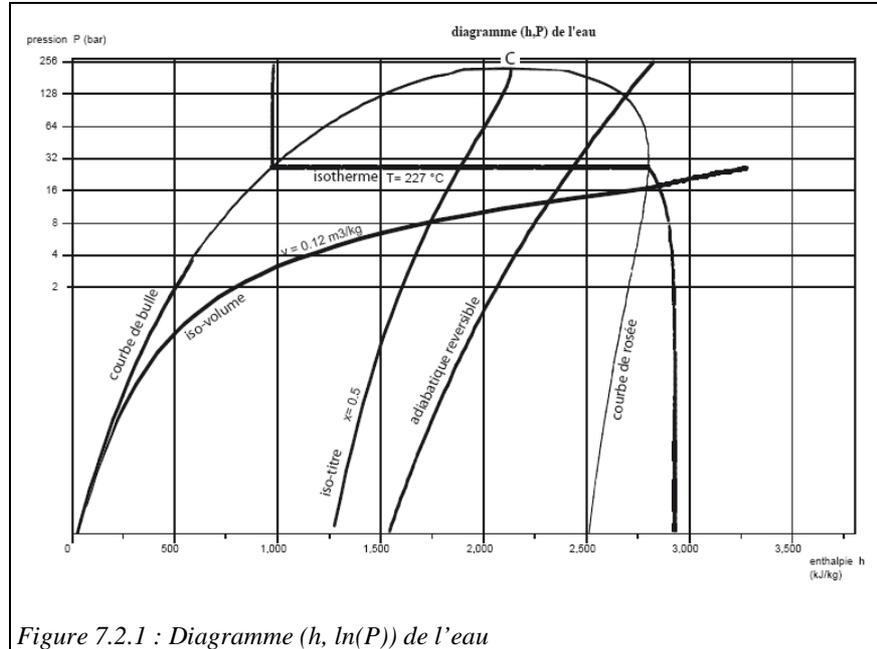


Figure 7.2.1 : Diagramme $(h, \ln(P))$ de l'eau

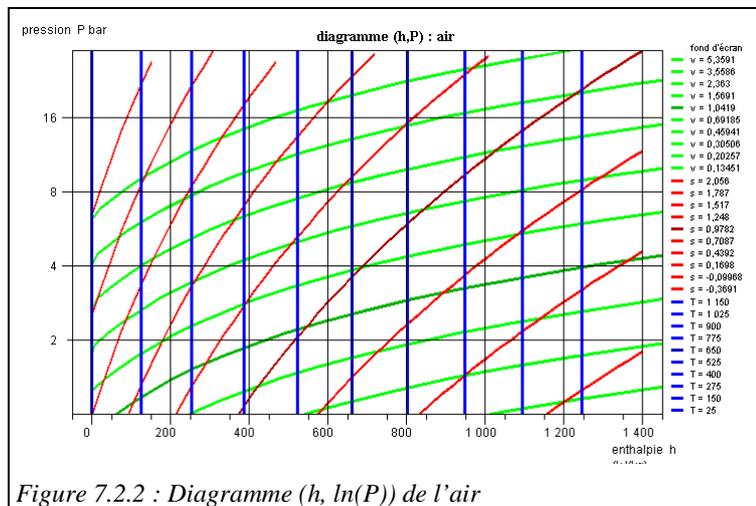


Figure 7.2.2 : Diagramme $(h, \ln(P))$ de l'air

Voir à ce sujet le texte à trous sur les différentes phases des fluides³².

L'utilisation des diagrammes n'est pas difficile, mais nécessite de savoir s'y repérer sans erreur. Il faut donc en connaître les différentes zones et courbes d'iso-valeurs. Plusieurs exercices sont à votre disposition pour cela :

- placement sur image des zones³³ et courbes³⁴ d'un diagramme des frigoristes.
- texte à trous sur le diagramme des frigoristes d'une vapeur³⁵
- texte à trous sur le diagramme des frigoristes d'un gaz idéal³⁶

Placer des points dans un diagramme n'est pas difficile, mais demande de l'attention et un peu d'expérience, car les variables d'état connues n'étant pas les mêmes selon les cas. Il faut donc savoir retrouver les courbes d'iso-valeurs appropriées et interpoler entre elles. C'est l'objet des exercices suivants :

- placement sur image de points dans un diagramme des frigoristes de gaz idéal³⁷
- placement sur image de points en zone vapeur, liquide, ELV dans un diagramme des frigoristes de vapeur³⁸.

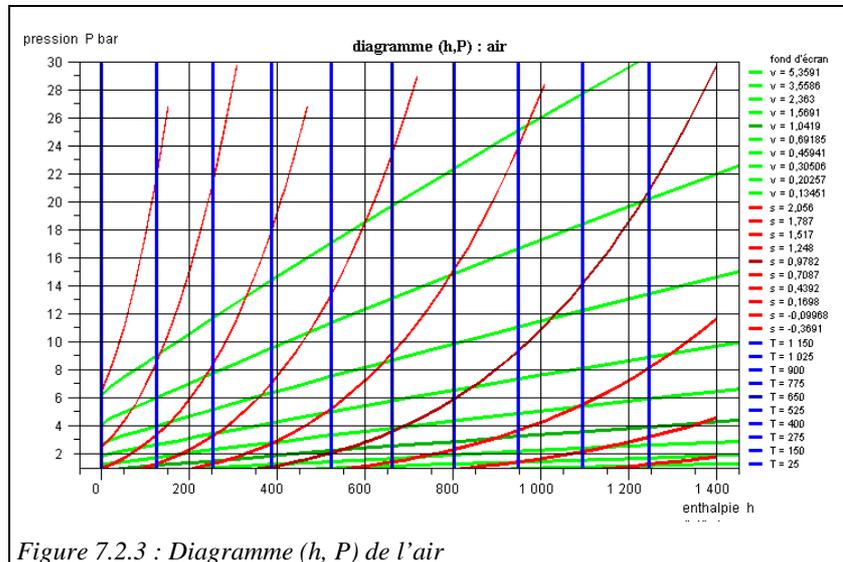


Figure 7.2.3 : Diagramme (h, P) de l'air

8 Représentation graphique des cycles dans le diagramme (h, ln(P))

8.1 Introduction

Nous disposons maintenant de presque tous les éléments pour pouvoir calculer les performances des cycles de la centrale à vapeur, de la turbine à gaz et de la machine de réfrigération, en les traçant dans le diagramme (h, ln(P)) qui nous fournira les valeurs des enthalpies mises en jeu. Nous pourrons le faire après avoir précisé quelques points dans cette introduction, concernant notamment le calcul des rendements.

Nous n'avons pas jusqu'ici précisé dans le détail les données numériques relatives à ces cycles. Nous allons le faire maintenant, en choisissant des valeurs facilement représentables dans ce diagramme, et les construire pas à pas, ce qui nous permettra d'en dresser le bilan énergétique.

Nous ne présenterons qu'une version simplifiée du cycle de la turbine à gaz où la combustion est remplacée par un échauffement, l'estimation des propriétés thermodynamiques des produits de combustion demandant des précautions particulières.

³² <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/prop-fluides-tr.html>

³³ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/diagHPvap-pi.html>

³⁴ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/diagHPvapCourbes-pi.html>

³⁵ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/diagHPvap-tr.html>

³⁶ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/diagHPgaz-tr.html>

³⁷ http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/pointsDiagHP_air.html

³⁸ http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/pointsDiagHP_eau.html

Sur le plan pratique, les activités proposées dans cette section devraient être faites à la main, en disposant de diagrammes sur papier. Ceux-ci peuvent être soit obtenus dans le commerce ou dans des ouvrages spécialisés soit imprimés directement à partir de Thermoptim, mais leur précision n'est pas très grande. Pour les diagrammes (h, ln(P)) des gaz, ce sera sans doute la seule solution.

8.1.1 Notion de rendement isentropique

Pour déterminer les performances des cycles, nous supposons dans un premier temps que les compressions et détente sont parfaites, c'est-à-dire suivent des adiabatiques réversibles, puis nous indiquerons comment prendre en compte les irréversibilités dans ces machines.

Rappelons qu'en introduction de la section 6, nous avons indiqué qu'il est possible de caractériser une transformation réelle en introduisant un facteur d'imperfection, souvent appelé rendement ou efficacité, qui exprime ses performances par rapport à celle de l'évolution de référence.

La notion de **rendement isentropique** permet de caractériser les performances des compresseurs et turbines qui, dans la réalité, ne sont pas parfaits, de telle sorte que la compression et la détente suivent des adiabatiques non réversibles.

Dans le cas d'un compresseur, le rendement isentropique η est défini comme le rapport du travail de la compression réversible au travail réel, et dans le cas d'une turbine comme le rapport du travail réel au travail de la détente réversible. On notera qu'ainsi η est inférieur ou égal à 1 pour la compression comme pour la détente.

Pour se souvenir de sa définition, il suffit de se rappeler que **η est toujours égal au travail le plus petit divisé par le travail le plus grand**, et que les irréversibilités ont pour effet d'augmenter le travail de compression et de réduire le travail de détente.

Les valeurs de ces rendements, qui dépendent beaucoup des technologies utilisées, sont typiquement comprises entre 0,75 et 0,9 dans les applications courantes.

8.1.2 Notion de rendement global de cycle

Précisons aussi ce que recouvre la notion de rendement ou d'efficacité, employée pour caractériser les **performances globales d'un cycle**, lors de l'établissement de son bilan énergétique. Pour une machine thermique destinée à transformer de la chaleur en puissance mécanique, il s'agit du rapport entre la puissance produite et la chaleur fournie

à la machine : $\eta = \frac{\tau}{Q}$.

D'une manière plus générale, lorsque l'on a affaire à des cycles relativement complexes, on est conduit à adopter une définition élargie du rendement ou de l'efficacité : il s'agit du rapport de l'effet énergétique utile à l'énergie payante mise en jeu.

$$\eta = \frac{\text{énergie utile}}{\text{énergie payante}}$$

- l'énergie payante représente généralement la somme de toutes les énergies que l'on a dû fournir au cycle en provenance de l'extérieur ;

- l'énergie utile représente le bilan net des énergies utiles du cycle, c'est-à-dire la valeur absolue de la somme algébrique des énergies produites et consommées en son sein participant à l'effet énergétique utile.

Notez bien que le résultat obtenu dépend directement de la manière dont les frontières du cycle ont été choisies. Si nous nous référons aux deux exemples donnés section 4.1, le travail fourni à la pompe d'un cycle de centrale à vapeur sera comptabilisé en tant qu'énergie utile si l'on adopte la frontière habituelle identifiée par la lettre A dans la figure 4.1.1, et en tant qu'énergie payante si l'on retient la frontière identifiée par la lettre B.

Cette définition élargie du rendement ou de l'efficacité présente l'avantage de rester valable tant pour les cycles moteurs que pour les cycles récepteurs. Dans ce dernier cas, on ne parle plus de rendement car sa valeur devient généralement supérieure à 1, mais plutôt de Coefficient de Performance COP comme nous le verrons section 8.5.

8.3.1 Cycle parfait

Au point 1 en sortie de condenseur (figure 8.3.1), l'eau est à l'état liquide, à une température d'environ 27 °C. A cette température, la pression de saturation de l'eau est très faible, comme le montre la figure 7.1.2. Elle vaut précisément 0,0356 bar. Sur la figure 8.3.1, le point est facile à repérer, à l'intersection de l'isotherme $T = 27$ °C et de la courbe de saturation.

La pompe comprime l'eau liquide à environ 128 bar, ce qui représente un rapport de compression considérable (de l'ordre de 3600).

La température T restant sensiblement constante pendant la compression (1- 2) le point 2 se situe à l'intersection de l'isotherme $T = 27$ °C et de l'isobare $P = 128$ bar (horizontale d'ordonnée 128 bar).

L'eau sous pression est ensuite portée à haute température dans la chaudière, l'échauffement comportant les trois étapes suivantes :

- chauffage du liquide de près de 27 °C à environ 330 °C, juste au-dessus de l'isotherme $T = 327$ °C, température de début d'ébullition à 128 bar : évolution (2-3a). Le point 3a se trouve sur la courbe de vaporisation et cette même isobare ;
- vaporisation à température constante 330 °C : évolution (3a-3b). La vaporisation s'effectuant à pression et température constantes, elle se traduit sur le diagramme par un segment horizontal 3a-3b. Le point 3b se trouve donc sur la branche descendante de la courbe de vaporisation, ou courbe de rosée, à son intersection avec la droite horizontale de pression 128 bar ;
- surchauffe de 330 °C à 447 °C : évolution (3b-3). Le point 3 est encore par hypothèse à la même pression, mais à une température T_3 de 447 °C. Il se trouve donc à l'intersection de l'horizontale $P = 128$ bar et de l'isotherme $T = 447$ °C (représentée uniquement partiellement sur la figure).

Le point 3 se trouve par ailleurs sur une courbe inclinée à concavité tournée vers le bas correspondant à une adiabatique réversible.

L'évolution (3-4) est une détente adiabatique réversible de 128 bar à 0,0356 bar. Le point étant dans la zone mixte, cette dernière est confondue avec l'isotherme $T = 27$ °C. Le point 4 est donc à l'intersection de la courbe inclinée à concavité tournée vers le bas et de cette isotherme. Son titre x est compris entre 0,7 et 0,8. Par interpolation linéaire on peut l'estimer égal à 0,72.

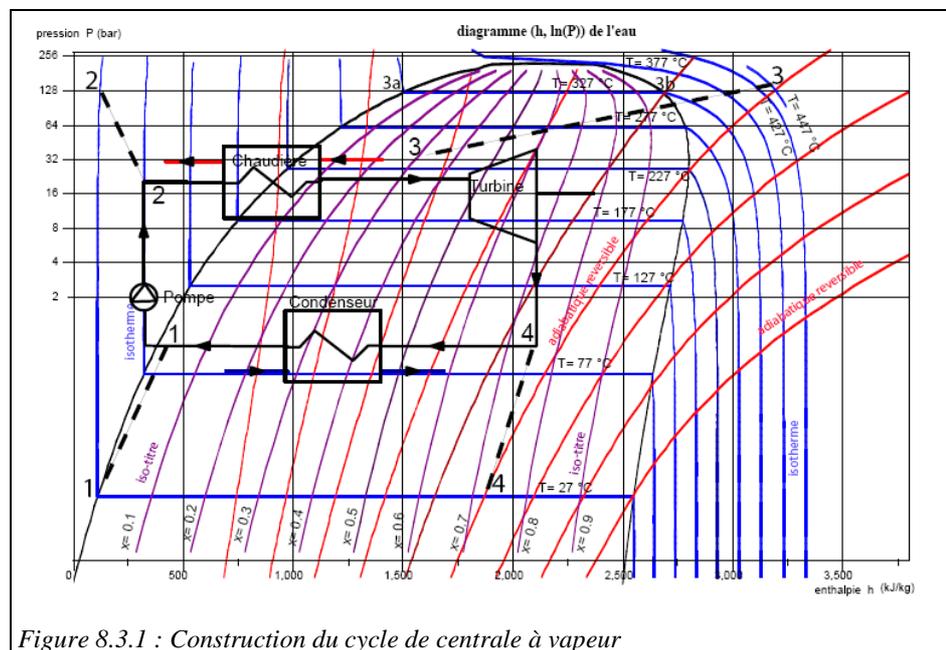


Figure 8.3.1 : Construction du cycle de centrale à vapeur

Les enthalpies des points peuvent être directement lues en projetant ces différents points sur l'axe des abscisses, et les énergies mises en jeu s'en déduisent facilement. Ceci permet notamment de déterminer le rendement du cycle. Le tableau 8.3 fournit ces valeurs.

Notons que la lecture dans ce diagramme du travail de compression est très imprécise et qu'il est préférable de l'estimer à partir de l'intégration de $\delta\tau = v dP$, v étant constant. Il vaut donc $\Delta h = v \Delta P$, P étant exprimé en Pa.

Comme on le voit sur cet exemple, la représentation du cycle dans le diagramme $(h, \ln(P))$ est très parlante sur le plan physique : les échanges de chaleur, quasiment isobares, correspondent aux segments horizontaux, et les compressions et les détente sont des adiabatiques réversibles, d'autant moins pentues que l'on s'écarte de la zone liquide. La figure 8.3.2 montre le cycle dans l'écran habituel de ThermoOptim, les points étant reliés.

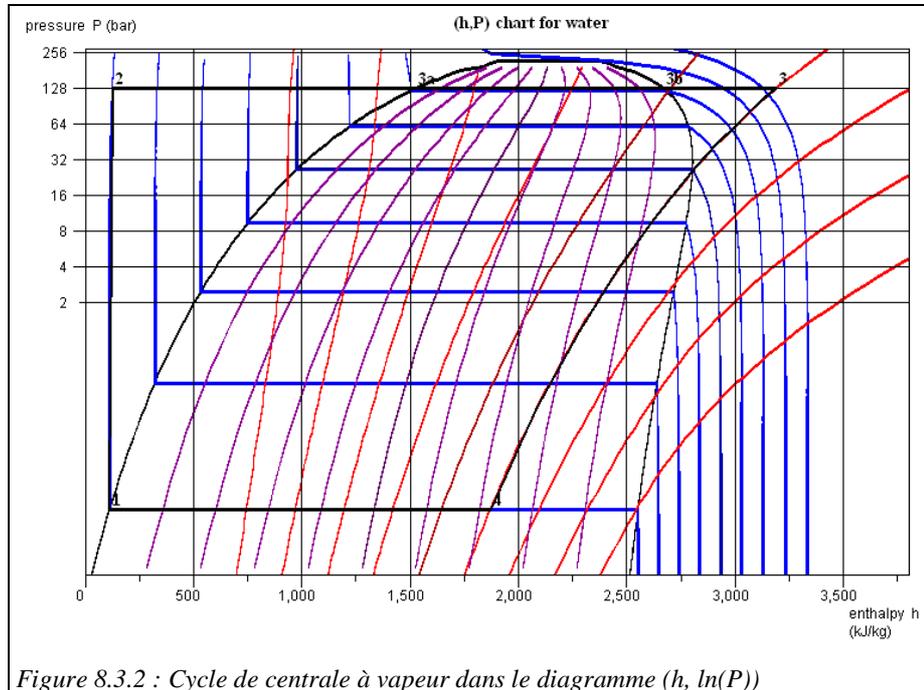


Figure 8.3.2 : Cycle de centrale à vapeur dans le diagramme $(h, \ln(P))$

L'énergie utile est la la valeur absolue de la somme algébrique du travail fourni au compresseur et produit par la turbine (1306 kW), et l'énergie payante la chaleur fournie par la chaudière ($h_3 - h_2 = 3063$ kW). Le rendement s'en déduit.

TABLE 8.3 BILAN ENERGETIQUE DU CYCLE A VAPEUR SIMPLE

point	débit (kg/s)	h (kJ/kg)		
1	1	113		
2	1	126		
3a	1	1524		
3b	1	2672		
3	1	3189		
4'	1	1870		
transformation	τ (kW)	Q (kW)	Δh (kW)	
(1-2)	13		13	
(2-3a)		1398	1398	
(3a-3b)		1148	1148	
(3b-3)		517	517	
(3-4)	-1319		-1319	
(4-1)		-1757	-1757	
cycle	-1306	1306		
rendement énergétique		42,64 %		

8.3.2 Prise en compte des écarts par rapport aux évolutions de référence

Dans la réalité, la turbine n'est pas parfaite, et la détente suit une adiabatique non réversible. Comme nous l'avons expliqué en introduction de la section 8, la transformation réelle est caractérisée par un rendement isentropique η , défini dans le cas d'une turbine comme le rapport du travail réel au travail de la détente réversible.

Pour trouver le point 4' réel, on détermine la valeur du travail τ_s mis en œuvre dans la machine parfaite, on la multiplie par η , ce qui donne la valeur du travail réel τ .

Comme $\tau = h_3 - h_4'$, l'enthalpie du point 4' est égale à celle du point 3 moins τ .

Dans le cas présent, en prenant $\eta = 0,9$, on a :

$$\tau_s = h_3 - h_4 = 1319 \text{ kJ/kg}$$

$$\tau = \eta \tau_s = 0,9 \cdot 1319 = 1187$$

$$h_4' = 3199 - 1187 = 2002 \text{ kJ/kg}$$

Le point 4', qui est toujours dans la zone d'équilibre liquide-vapeur, se situe donc sur l'isobare $P = 0,0356 \text{ bar}$, ou ce qui revient au même sur l'isotherme $T = 27 \text{ °C}$, à l'abscisse $h = 2002 \text{ kJ/kg}$, le titre en vapeur valant 0,775. La figure 8.3.3 montre la nouvelle allure du cycle (le cycle précédent est représenté en tiretés).

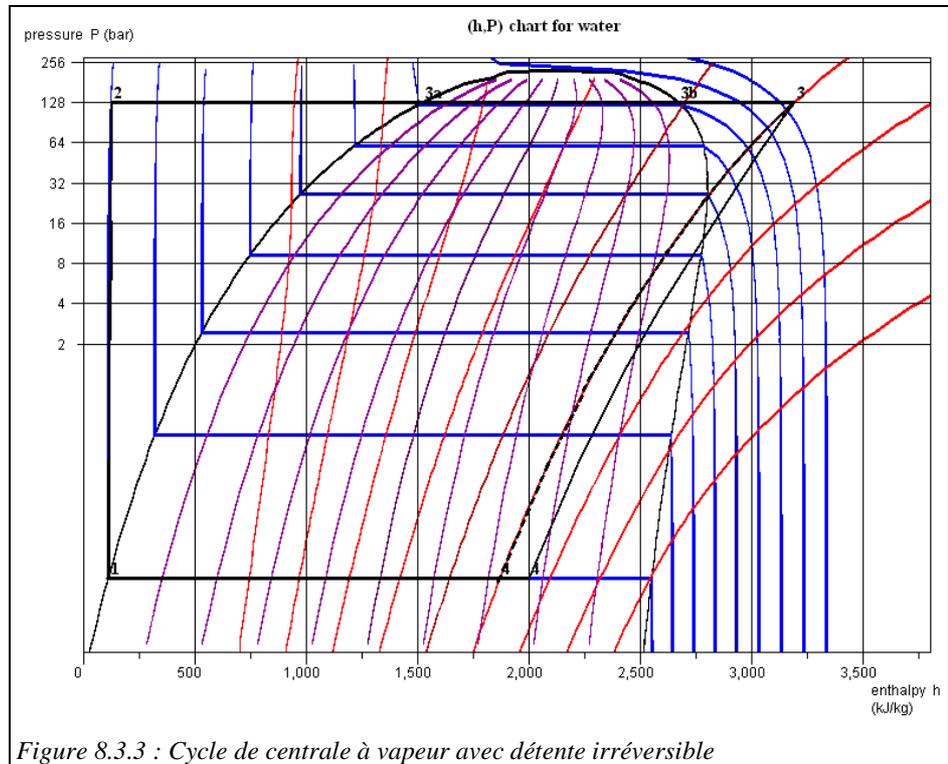


Figure 8.3.3 : Cycle de centrale à vapeur avec détente irréversible

L'augmentation du titre en fin de détente est favorable d'une part à la prolongation de la durée de vie des aubages de la turbine, pour qui les gouttelettes de liquide constituent des abrasifs redoutables, et d'autre part au rendement isentropique, qui chute lorsque le titre diminue.

Nous n'avons pas ici tenu compte des pertes de charge dans les échangeurs. Il serait facile de le faire, en opérant sur le même principe que ce qui a été indiqué, et en modifiant les pressions entre les entrées et les sorties des échangeurs de chaleur.

8.4 Turbine à gaz

8.4.1 Cycle parfait

La turbine à gaz aspire 1 kg/s d'air à 25 °C et 1 bar et le comprime à 16 bar dans un compresseur parfait. Cet air est porté à la température de 1065 °C dans la chambre de combustion, puis est détendu dans une turbine parfaite.

Dans le diagramme (h, P) de la figure 8.4.1, le point 1 se trouve sur l'axe des abscisses, à l'intersection avec l'isotherme $T = 25 \text{ °C}$ ($h = 0$). La compression parfaite le long de l'adiabatique réversible conduit au point 2, intersection de cette courbe et de l'horizontale $P = 16 \text{ bar}$. L'enthalpie se lit sur l'axe des abscisses et vaut $h = 360 \text{ kJ/kg}$.

L'échauffement dans la chambre de combustion conduit au point 3, à l'intersection de l'isobare $P = 16 \text{ bar}$ et de l'isotherme $T = 1065 \text{ °C}$ ($h = 1140 \text{ kJ/kg}$).

L'évolution (3-4) est une détente adiabatique réversible de 16 bar à 1 bar. Le point 4 est donc à l'intersection de l'adiabatique réversible et de l'axe des abscisses ($h = 375 \text{ kJ/kg}$).

Ce diagramme permet de bien comprendre pourquoi la turbine à gaz peut fonctionner : plus la température augmente, moins les pentes des adiabatiques réversibles sont fortes, et donc plus l'énergie mise en jeu dans la transformation est

importante, pour un rapport de pression donné: la variation d'enthalpie (3-4) croît beaucoup plus vite que le travail de compression (1-2). On adonc intérêt à travailler à P et T aussi grands que possible.

Pour le paramétrage retenu, le travail de compression τ_c à 1 bar et 25 °C est plus de deux fois plus faible que le travail de détente τ_d à 16 bar et 1065 °C.

On comprend aussi pourquoi les performances de la machine dépendent beaucoup de la température de l'air ambiant: plus elle est basse, plus la pente de l'adiabatique réversible est forte et donc plus le travail de compression est faible.

L'énergie utile est la valeur absolue de la somme algébrique du travail fourni au compresseur et produit par la turbine (410 kW), et l'énergie payante la chaleur fournie par la chambre de combustion ($h_3 - h_2 = 780$ kW). Le rendement s'en déduit.

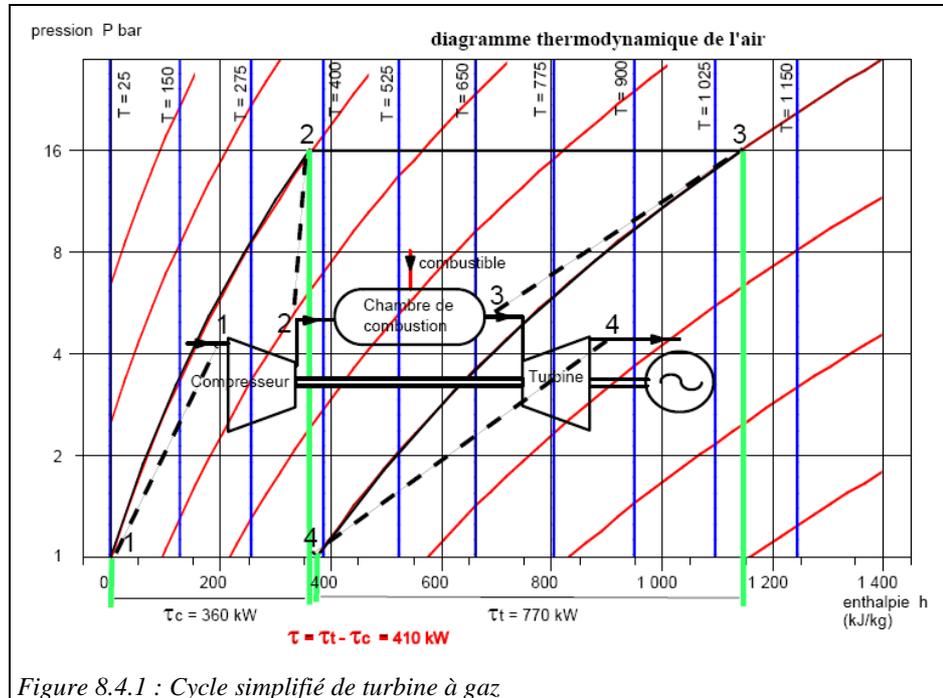


Figure 8.4.1 : Cycle simplifié de turbine à gaz

et l'énergie payante la chaleur fournie par la chambre de combustion ($h_3 - h_2 = 780$ kW). Le rendement s'en déduit.

TABLE 8.4 BILAN ENERGETIQUE DE LA TURBINE A GAZ SIMPLE

point	débit (kg/s)	h (kJ/kg)		
1	1	0		
2	1	360		
3	1	1140		
4	1	370		
transformation	τ (kW)	Q (kW)	Δh (kW)	
(1-2)	360		360	
(2-3)		780	780	
(3-4)	- 770		- 770	
échappement				
cycle	- 410	780		
rendement énergétique		52,6 %		

Les turbomachines ayant été supposées parfaites, le rendement est très élevé.

8.4.2 Prise en compte des écarts par rapport aux évolutions de référence

Dans la réalité, le compresseur et la turbine ne sont pas parfaits, et la compression et la détente suivent des adiabatiques non réversibles. Comme nous l'avons expliqué en introduction de la section 8, la transformation réelle est caractérisée par un rendement isentropique η , défini dans le cas du compresseur comme le rapport du travail de la compression réversible au travail réel, et dans le cas de la turbine comme le rapport du travail réel au travail de la détente réversible.

Pour trouver le point 2' réel, on détermine donc la valeur du travail τ_s mis en œuvre dans le compresseur parfait et on la divise par η , ce qui donne la valeur du travail réel τ .

Comme $\tau = h_2 - h_1$, l'enthalpie du point 2' est égale à celle du point 1 plus τ .

Dans le cas présent, en prenant $\eta = 0,85$, on a :

$$\tau_s = h_2 - h_1 = 360 \text{ kJ/kg}$$

$$\tau = \tau_s / \eta = 360 / 0,85 = 424$$

$$h_{2'} = 424 \text{ kJ/kg}$$

Pour trouver le point 4' réel, on détermine la valeur du travail τ_s mis en œuvre dans la turbine parfaite et on la multiplie par η , ce qui donne la valeur du travail réel τ .

Comme $\tau = h_3 - h_4$, l'enthalpie du point 4' est égale à celle du point 3 moins τ .

Dans le cas présent, en prenant $\eta = 0,85$, on a :

$$\tau_s = h_3 - h_4 = 765 \text{ kJ/kg}$$

$$\tau = \eta \tau_s = 0,85 \cdot 765 = 654$$

$$h_{4'} = 1140 - 654 = 486 \text{ kJ/kg}$$

La figure 8.4.2 montre la nouvelle allure du cycle (avec des tirets, le cycle précédent étant représenté en trait continu). Le rendement chute

considérablement (il vaut

32 % au lieu de 52 %), du fait que le travail net, égal à la différence en valeur absolue entre le travail de détente et celui de compression, est fortement diminué. Le travail de compression a augmenté de 65 kW, mais surtout le travail de détente a chuté de 115 kW, la perte totale étant de 180 kW.

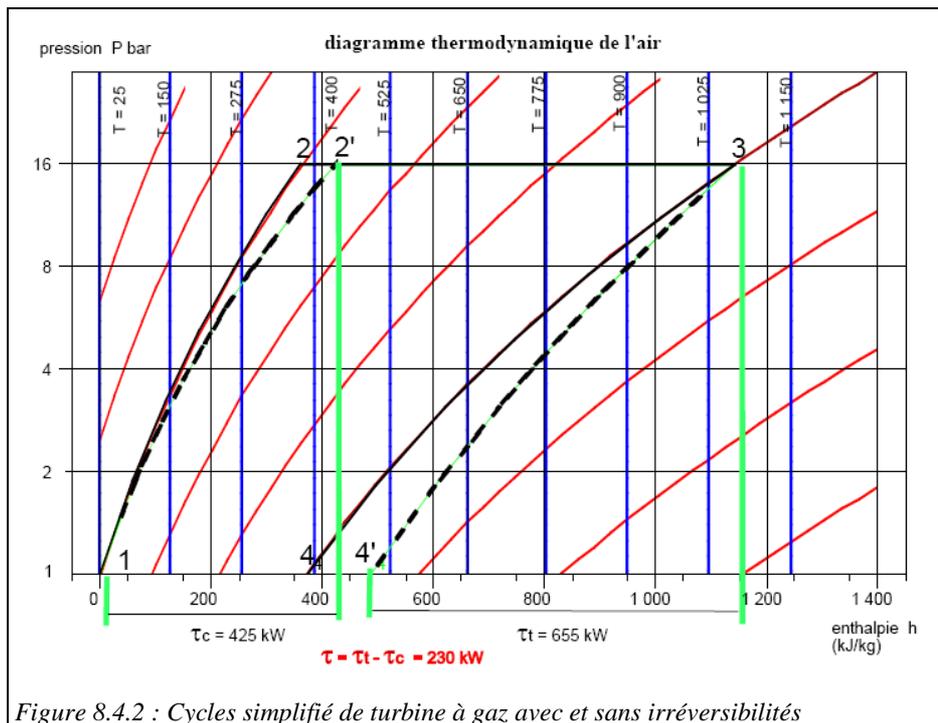
Dès lors que l'on prend en compte les irréversibilités du compresseur et de la turbine, il n'est plus vrai que les performances de la turbine à gaz augmentent avec le taux de compression et la température d'entrée turbine. Il y a généralement un optimum, mais tout dépend des rendements isentropiques des turbomachines.

Nous n'avons pas ici tenu compte des pertes de charge dans la chambre de combustion. Il serait facile de le faire, en opérant sur le même principe que ce qui a été indiqué, et en modifiant les pressions entre les points 2 et 3.

8.4.3 Calcul sommaire de la combustion

Cette section est optionnelle. Elle n'est pas nécessaire pour suivre le cours mais présente de l'intérêt pour ceux qui veulent en savoir plus sur la combustion.

Jusqu'ici, pour simplifier les choses, nous avons modélisé la turbine à gaz sans tenir compte des phénomènes de combustion, en considérant que l'air comprimé était porté à la température de 1065 °C grâce à un apport de chaleur externe. Nous allons maintenant donner quelques indications sommaires sur la manière dont la réaction de combustion peut être prise en compte, ce qui nous permettra en particulier d'estimer le débit de combustible à fournir à la turbine à gaz.

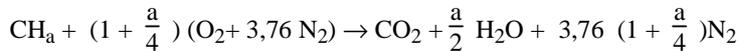


Une réaction de combustion met en jeu un **combustible** et un **comburant**. Dans les cas qui nous intéressent, le combustible est généralement un hydrocarbure de la forme C_nH_m , ou encore CH_a , en ramenant cette expression à un atome de carbone, et le comburant de l'air, composé de 21 % en volume d'oxygène O_2 , de 78,1 % d'azote N_2 , et de 0,9 % d'argon Ar. Si la réaction est complète, ce que nous supposons, ces deux derniers éléments ne réagissent pas. Etant donné que l'argon est présent en très faible quantité, on a coutume, pour simplifier l'étude de la combustion, de considérer un air fictif, dit atmosphérique, où l'argon est comptabilisé avec l'azote.

De ces valeurs, il résulte que le rapport (azote atmosphérique)/oxygène vaut $(0,781 + 0,009)/0,21 = 3,76$ en volume, et 3,31 en masse : pour chaque molécule d'oxygène présente dans l'air, il y a 3,76 molécules de gaz inertes, essentiellement de l'azote.

La réaction de combustion complète du combustible CH_a avec l'air s'obtient donc très simplement en écrivant que le carbone C est oxydé en dioxyde de carbone CO_2 , ce qui consomme une molécule d'oxygène, et que chaque molécule d'hydrogène H_2 disponible (il y en a $a/2$) forme de l'eau H_2O , ce qui demande $a/4$ molécule d'oxygène.

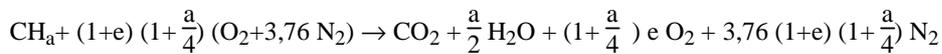
Il faut donc $(1 + a/4)$ molécules d'oxygène par molécule CH_a de combustible, et 3,76 molécules d'azote par molécule d'oxygène :



Cette réaction complète qui ne met en œuvre que l'exacte quantité d'air nécessaire pour oxyder tout le combustible est appelée réaction **stœchiométrique**. C'est celle qui permet d'atteindre la température de fin de combustion la plus élevée (proche de 2200 °C si l'air entrant est à température ambiante), l'énergie libérée par le combustible servant à échauffer l'ensemble des gaz produits.

Pour diverses raisons technologiques (tenue des matériaux...), on limite la température des gaz brûlés à des valeurs très inférieures, sauf dans des cas particuliers.

Pour cela, on augmente la quantité d'air mise en jeu, et donc celle des gaz à échauffer, ce qui produit l'effet escompté. L'air en excès ne participe pas à la réaction. Il se retrouve intégralement dans les produits. Pour caractériser cette réaction, on définit l'excès d'air e qui représente le pourcentage d'air en excès par rapport à la réaction stœchiométrique, et la réaction ci-dessus devient :



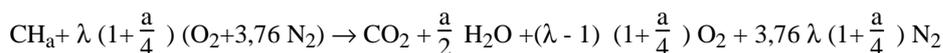
Pour éviter toute ambiguïté, précisons qu'un excès d'air de 20 % correspond à $e = 20/100 = 0,2$.

Une autre grandeur directement liée à l'excès d'air e est aussi très utilisée pour l'étude des combustions non stœchiométriques : la **richesse R**, rapport du nombre de moles (ou de la masse) de combustible contenu dans une quantité déterminée de mélange, au nombre de moles (ou à la masse) de combustible dans le mélange stœchiométrique.

$R = 1$ correspond au mélange stœchiométrique, $R < 1$ à un excès d'air, et $R > 1$ à un excès de combustible.

$$R = \frac{1}{1+e} \quad \text{ou} \quad e = \frac{1}{R} - 1$$

Notons aussi qu'un troisième paramètre peut être utilisé pour caractériser une combustion, le facteur d'air λ , égal à $(1+e)$ c'est-à-dire à l'inverse de la richesse. Son nom provient de ce que c'est lui qui intervient comme facteur multiplicatif du terme représentant l'air dans l'équation de la combustion en excès d'air :



Dans les écrans du progiciel Thermoptim, c'est le facteur d'air λ qui est utilisé.

Un grand excès d'air garantit qu'en tout point, suffisamment d'oxygène est disponible pour la combustion, et donc limite les risques d'imbrûlés. En revanche, il dilue les fumées, dont la température chute.

Une fois le combustible choisi, c'est en jouant sur l'excès d'air, le facteur d'air ou la richesse que l'on règle la combustion, de telle sorte que ces trois paramètres ont une très grande importance en pratique. On parle

généralement de richesse pour la combustion des moteurs à essence, et d'excès d'air pour les combustions dans les chaudières et turbines à gaz.

L'énergie contenue dans un combustible peut être caractérisée par ce que l'on appelle son pouvoir calorifique, qui est égal à la chaleur libérée par la réaction de combustion. Pour être précis, on distingue le pouvoir calorifique supérieur, obtenu lorsque les gaz brûlés sont suffisamment refroidis pour que toute l'eau qu'ils contiennent soit condensée, et le **pouvoir calorifique inférieur ou PCI**, obtenu lorsque les gaz brûlés sont rejetés à l'atmosphère à une température telle que l'eau qu'ils contiennent reste à l'état gazeux. Dans la plupart des cas, et notamment dans les machines thermiques, c'est ce dernier pouvoir calorifique qu'il faut considérer.

A titre indicatif, le PCI des carburants comme le gazole ou l'essence est proche de 42 MJ/kg, et celui du méthane de 48 MJ/kg. Il s'agit d'une valeur très élevée : le contenu énergétique de ces combustibles est l'un des plus importants que la nature met à notre disposition.

Il est possible, connaissant le PCI du combustible et le rapport entre son débit et celui de l'air entrant, d'estimer la température des gaz brûlés sortant d'une chambre de combustion ou du foyer d'une chaudière, en considérant que ce composant n'échange pas de chaleur avec l'extérieur. Il suffit pour cela d'écrire que la chaleur libérée par la réaction de combustion sert à échauffer les gaz.

Notons que les propriétés thermodynamiques des gaz brûlés sont proches de celles de l'air, ce qui permet en première approximation, pour simplifier les calculs, de négliger le changement de composition du fluide de travail.

Appelons \dot{m}_a et \dot{m}_c les débits d'air et de combustible, ΔT l'échauffement dans la chambre de combustion et C_p la valeur moyenne des chaleurs massiques des gaz.

L'équation de conservation de l'énergie dans la chambre de combustion s'écrit, « en assimilant le débit des gaz brûlés au débit d'air car le débit de combustible est très petit :

$$\dot{m}_a C_p \Delta T = \dot{m}_c \text{PCI}$$

$$\Delta T = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a C_p} \text{PCI}$$

La température de fin de combustion dépend bien évidemment de manière directe de l'excès d'air ou de la richesse.

Or, si on note \dot{m}_{a_s} le débit d'air stœchiométrique, $\dot{m}_a = (1 + e) \dot{m}_{a_s}$

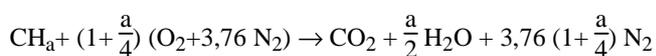
$$(1 + e) \dot{m}_{a_s} C_p \Delta T = \dot{m}_c \text{PCI}$$

Si l'on appelle RCA, ratio combustible/air le rapport du débit-masse de combustible au débit-masse d'air pour la combustion stœchiométrique, on peut aussi écrire :

$$(1 + e) C_p \Delta T = \text{RCA} \text{PCI}$$

$$\Delta T = \frac{\text{RCA}}{1 + e} \frac{\text{PCI}}{C_p}$$

RCA peut être estimé à partir de l'équation stœchiométrique :



Le rapport des débits molaires combustible / air vaut :

$$1/4,76(1+a/4)$$

La masse molaire du combustible CH_a vaut $M_c = 12 + a$.

La masse molaire de l'air vaut environ $M_a = 29 \text{ kg/kmol}$

RCA, rapport des débits massiques combustible / air vaut donc :

$$\text{RCA} = \frac{12 + a}{29 \cdot 4,76 (1+a/4)} = \frac{12 + a}{138 (1+a/4)}$$

$$\Delta T = \frac{(12 + a) \text{ PCI}}{138 (1 + e) (1 + a/4) C_p}$$

Connaissant la formule du combustible (a), son PCI, l'excès d'air et une valeur moyenne de la chaleur massique des gaz brûlés, on peut obtenir une estimation de la température de fin de combustion.

Si l'on connaît la température de fin de combustion, l'excès d'air se calcule par :

$$e = \frac{(12 + a) \text{ PCI}}{138 \Delta T (1 + a/4) C_p} - 1$$

Précisons que cette estimation reste très approximative, les calculs de combustion précis étant beaucoup plus complexes que les développements simplifiés que nous venons de présenter.

Application numérique à la turbine à gaz étudiée

Ces calculs simplifiés nous permettent d'estimer l'excès d'air et la quantité de carburant nécessaire pour atteindre la Température d'Entrée Turbine TET de 1065 °C, le combustible ayant un PCI de 42,2 MJ/kg et pour formule $\text{CH}_{1,86}$. On a :

$$\text{RCA} = \frac{12 + a}{138 (1 + a/4)} = 0,06856$$

$$e = \frac{\text{RCA PCI}}{\Delta T C_p} - 1$$

La température d'entrée dans la chambre de combustion vaut environ 435 °C (figure 8.4.2), et $\Delta T = 630$ °C. En prenant la valeur $C_p = 1,165$ kJ/kg/K, on trouve :

$$e = \frac{0,06856 \cdot 42200}{630 \cdot 1,165} - 1 = 2,94$$

L'excès d'air est de 294 %.

Pour un débit d'air entrant de 1 kg/s, le débit de combustible est égal à $\text{RCA}/(1+e) = 17,4$ g/s, et la chaleur libérée par la combustion vaut $Q = \text{RCA PCI}/(1+e) = 734$ kW.

Le modèle Thermoptim très précis qui sera présenté section 9 conduit à un débit de 15,3 g/s et un excès d'air de 292 %, ce qui montre que notre estimation est acceptable.

Cette section optionnelle étant terminée, nous continuons l'étude de la représentation des cycles dans les diagrammes et de la détermination de leurs performances.

8.5 Machine de réfrigération

8.5.1 Cycle parfait

Conformément à l'analyse rapide que nous avons faite section 7.1.1 de la courbe de pression saturante du R134a, la pression d'évaporation du cycle de réfrigération par compression de R134a doit être inférieure à 2,1 bar, et sa pression de condensation supérieure à 8,8 bar. Nous retiendrons 1,78 bar et 12 bar (figure 8.5.1) afin que l'écart de température avec les sources chaude et froide soit suffisant.

Au point 1, en sortie d'évaporateur, un débit $m = 1$ g/s de fluide est entièrement vaporisé, et donc à l'intersection de la courbe de saturation et de l'isobare $P = 1,78$ bar, ou, ce qui revient au même, de l'isotherme $T = -13$ °C.

Il est ensuite comprimé jusqu'à 12 bar en suivant une compression adiabatique réversible. Le point 1 se situant à peu près au tiers de la distance qui sépare deux adiabatiques réversibles, on peut par interpolation linéaire, déterminer le point 2 qui se situe sur l'isobare $P = 12$ bar, entre ces deux courbes.

Le refroidissement du fluide dans le condenseur par échange avec l'air extérieur comporte deux étapes : une désurchauffe (2-3a) dans la zone vapeur suivie d'une condensation selon le segment de droite horizontale (3a-3). Les points 3a et 3 se situent à l'intersection de la courbe de saturation et de l'isobare $P = 12$ bar, ou, ce qui revient au même, de l'isotherme $T = 47$ °C. Le point 3a est situé sur la droite, à la limite de la zone vapeur, et le point 3 à gauche, à la limite de la zone liquide.

La détente sans travail, et donc isenthalpique, correspond au segment vertical (3-4), le point 4 étant situé sur l'isobare $P = 1,78$ bar, ou, ce qui revient au même, l'isotherme $T = -13$ °C, à l'abscisse $h = h_3$. Son titre se lit directement sur l'iso-titre correspondante : il vaut $x = 0,4$.

Les énergies mises en jeu peuvent être facilement déterminées en projetant ces différents points sur l'axe des abscisses.

L'énergie utile est la chaleur extraite à l'évaporateur (125 kW), et l'énergie payante travail fourni au compresseur (40 kW). Le rapport des deux, égal à 3,12, étant supérieur à 1, le terme de rendement n'est plus adapté. On parle de **coefficient de performance (COP)** du cycle. Le tableau 8.5 fournit ces valeurs.

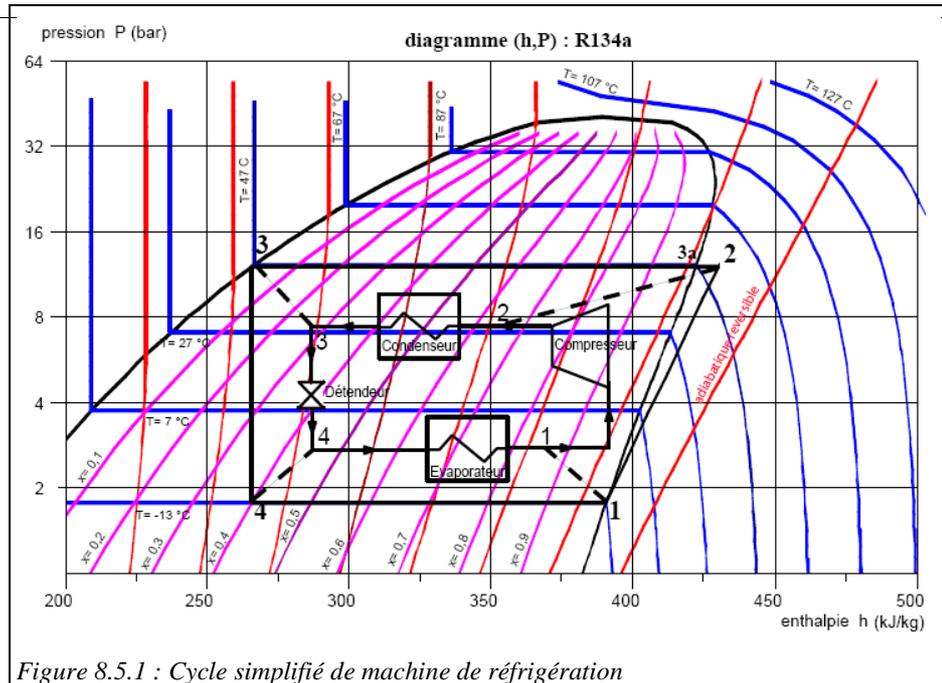


Figure 8.5.1 : Cycle simplifié de machine de réfrigération

TABLE 8.5 BILAN ENERGETIQUE DU CYCLE DE REFRIGERATION SIMPLE			
point	débit (g/s)	h (kJ/kg)	
1	1.00	391	
2	1.00	430	
3a	1.00	422	
3	1.00	266	
4	1.00	266	
transformation	τ (W)	Q (W)	Δh (W)
(1-2')	40		40
(2-3a)		-8	-8
(3a-3)		-157	-157
(3-4)			
(4-1)		125	125
cycle	40	-40	
COefficient de Performance		3,12	

8.5.2 Prise en compte des écarts par rapport aux évolutions de référence

Ce cycle s'écarte de celui d'une machine réelle sur plusieurs points :

- la compression réelle n'est pas parfaite, de telle sorte que le travail de compression est plus élevé que celui auquel conduirait l'adiabatique réversible ;
- pour éviter d'aspirer du liquide dans le compresseur, ce qui risquerait de le détériorer car le liquide est incompressible, le gaz est surchauffé de quelques degrés (typiquement 5 K) au-dessus de la température de saturation avant d'entrer dans le compresseur ;
- avant d'entrer dans le détendeur, le liquide est sous-refroidi de quelques degrés (typiquement 5 K) ; cela permet

d'une part de s'assurer que cet organe n'est pas alimenté avec de la vapeur, et d'autre part d'augmenter les performances du réfrigérateur.

Comme nous l'avons expliqué en introduction de la section 8, la compression réelle est caractérisée par un rendement isentropique, défini comme le rapport du travail de la compression réversible au travail réel.

Pour trouver le point 2' réel, on détermine la valeur du travail τ_s mis en œuvre dans la machine parfaite, on la divise par η , ce qui donne la valeur du travail réel τ .

L'enthalpie du point 2' est égale à celle du point 1 plus τ .

Dans le cas présent, en prenant $\eta = 0,75$, on a :

$$\tau_s = m (h_2 - h_1) = 40 \text{ kJ/kg}$$

$$\tau = \tau_s / \eta = 40 / 0,75 = 53$$

$$h_{2'} = 391 + 53 = 444 \text{ kJ/kg}$$

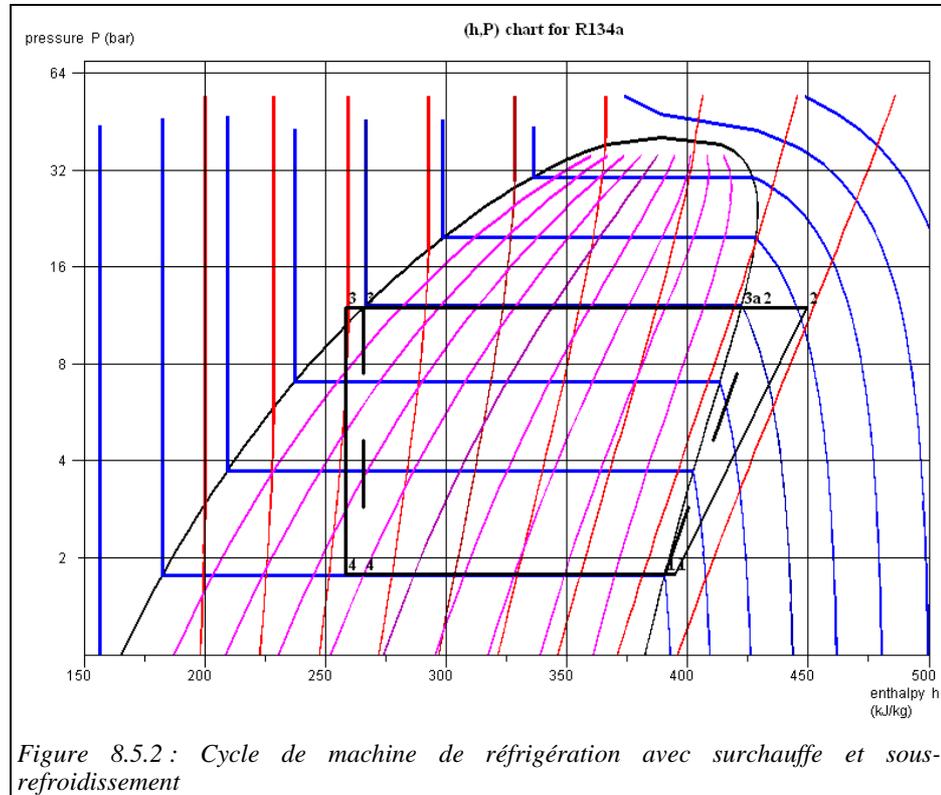


Figure 8.5.2 : Cycle de machine de réfrigération avec surchauffe et sous-refroidissement

Le cycle modifié pour tenir compte de la surchauffe, du sous-refroidissement et des irréversibilités du compresseur est représenté figure 8.5.2 (le cycle précédent est représenté en tirets).

Le COP de la machine est bien entendu modifié : il baisse à 2,57 du fait des irréversibilités dans le compresseur.

L'intérêt du sous-refroidissement peut très facilement être montré dans le diagramme $(h, \ln(P))$, car, pour un même travail de compression, l'effet utile augmente d'autant plus que le sous-refroidissement est important, ce qui a pour effet d'augmenter le COP. Il est toutefois limité par la nécessité de disposer d'un fluide de refroidissement.

Nous n'avons pas tenu compte des pertes de charge dans les échangeurs. Il serait bien sûr possible de le faire.

8.6 Activités

9 Texte à trous sur la notion de rendement isentropique³⁹

10 Texte à trous sur la notion de rendement de cycle⁴⁰

Repérage d'un cycle de centrale à vapeur dans un diagramme, placement sur image⁴¹

Repérage d'un cycle de turbine à gaz dans un diagramme, placement sur image⁴²

³⁹ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/rend-isentr-tr.htm>

⁴⁰ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/rend-global-tr.htm>

⁴¹ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/cycleDiagHPVapeur.html>

9 Exploration de modèles des cycles réalisés avec Thermoptim

A ce stade, vous avez appris à calculer sur diagramme les machines thermiques simples et disposez de tous les concepts permettant de passer à une autre étape : la modélisation avec un simulateur. Vous pouvez ainsi commencer à vous familiariser avec un outil comme Thermoptim.

Le grand intérêt d'utiliser un simulateur est la facilité avec laquelle vous pouvez faire varier l'ensemble des paramètres d'un modèle. De plus, les résultats que vous obtenez sont beaucoup plus précis que les calculs réalisés sur diagramme, où vous êtes amenés à faire des interpolations approximatives entre les différentes lignes d'isovaleurs.

Dans le cadre de cette présentation allégée, nous ne pensons pas indispensable que vous appreniez à construire par vous-mêmes des modèles. Si vous souhaitez le faire, des séances Diapason détaillées sont par ailleurs à votre disposition dans le portail Thermoptim-Unit.

Nous pensons qu'avant de réaliser vos propres modèles, vous pouvez beaucoup apprendre en analysant des modèles existants grâce à des activités d'exploration guidées.

9.1 Explorateur de scénarios pédagogiques pour Thermoptim

Une application permettant d'émuler Thermoptim et d'explorer ainsi divers modèles a été mise au point pour cela. Appelée explorateur de scénarios pédagogiques pour Thermoptim, il s'agit d'un mécanisme destiné à vous guider de manière à la fois riche et détaillée lorsque vous utilisez le simulateur dans le cadre de votre enseignement.

Un scénario est constitué d'une succession d'étapes pouvant ou non donner lieu à émulation de Thermoptim :

- chaque étape est définie par un titre, une présentation détaillée, et éventuellement une consigne d'émulation de Thermoptim. Au cours d'une étape, plusieurs activités peuvent être proposées. Elles apparaissent dans des onglets distincts, présentés dans un certain ordre, mais peuvent être étudiées dans l'ordre que vous choisissez ;
- chaque activité est définie par un titre, le texte de la question posée ou du travail à effectuer, un commentaire détaillé, et éventuellement une image. Un document d'explications complémentaires peut être affiché, au début ou à l'issue de l'activité, selon les indications données. Ce document, qui peut être de n'importe quel type (html, pdf, Excel, Word...), peut renvoyer sur d'autres liens hypertexte. Au cours d'une activité, plusieurs choix de réponses vous sont proposés, avec possibilité d'être guidé par une suggestion ou un indice. Lorsque vous cliquez sur l'un des choix proposés, un message vous donne une réponse. On peut aussi vous demander d'entrer une valeur, par exemple lue dans un écran du simulateur, et l'explorateur réagit à la valeur saisie, selon qu'elle se trouve ou non dans l'intervalle de précision défini.

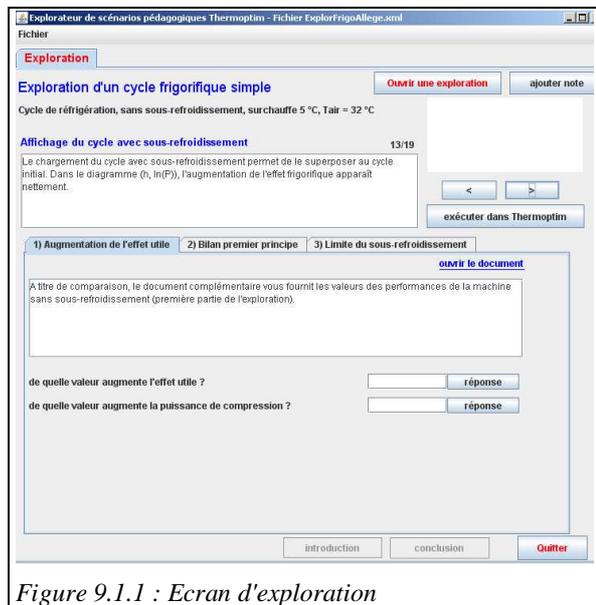


Figure 9.1.1 : Ecran d'exploration

Vous disposez d'un champ texte éditable dans lequel vous pouvez saisir des notes que vous pouvez ajouter à un fichier d'historique de vos notes. Lors de l'ouverture de l'application, le fichier précédent est relu, et la date et l'heure d'ouverture sont ajoutées. Chaque fois que vous ajoutez une note, le titre de l'étape et de l'activité sont enregistrés, pour que vous puissiez facilement vous souvenir du contexte dans lequel vous l'avez écrite.

L'écran d'exploration permet d'afficher successivement les différentes étapes (figure 9.1.1). Il comprend de haut en bas :

⁴² <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/cycleDiagHPTag.html>

⁴³ <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/cycleDiagHPFrigo.html>

- le titre de l'exploration et le bouton permettant d'ouvrir les explorations ;
- un sous-titre ;
- le titre de l'étape en cours (ici "affichage du cycle avec sous-refroidissement").

Sur la droite apparaissent :

- le numéro de l'étape (ici 13/19) ;
- un champ permettant de saisir des notes et un bouton pour les enregistrer avec mention de l'étape et de l'activité courantes ;
- deux petites flèches de défilement vers l'arrière et vers l'avant, qui permettent de passer d'une étape à l'autre ;
- le bouton permettant d'émuler ThermoOptim si l'activité comporte une émulation (ouverture d'un projet, tracé d'un cycle dans un diagramme thermodynamique...).

Dans la partie inférieure se trouvent les différents onglets des activités, et, pour chacune d'entre elles, la question posée, en bleu, avec un commentaire précisant l'objet de l'activité. Plusieurs réponses ou plusieurs valeurs à entrer vous sont proposées, avec possibilité d'être guidé par un indice (bouton sur la droite). En haut à droite de l'onglet d'activité, un lien hypertexte éventuel vous permet d'afficher dans une fenêtre particulière un document d'explication complémentaire.

En dessous de l'onglet, se trouvent trois boutons :

- "introduction" permet d'afficher un document html présentant l'exploration ;
- "conclusion" permet d'afficher un document html concluant l'exploration ;
- "quitter" ferme l'application.

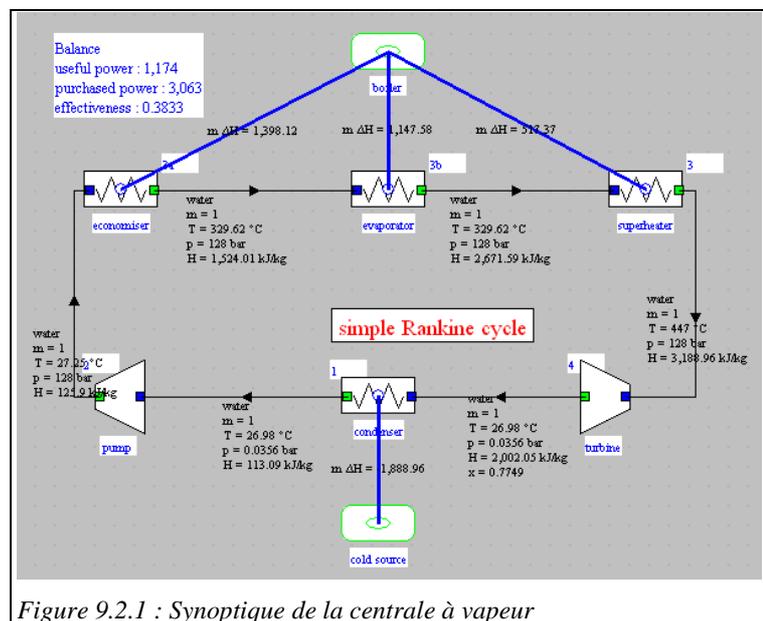
Trois scénarios spécifiques à cette présentation allégée ont été préparés, ainsi que d'autres relatifs à des explorations autour du cycle de Carnot, pour les trois cycles étudiés ici. Ils peuvent être téléchargés et testés à partir du portail ThermoOptim-UNIT⁴⁴.

Les synoptiques que l'on obtient pour les cycles qui nous intéressent sont donnés dans les sections suivantes.

9.2 Centrale à vapeur

9.3 Turbine à gaz

Le paramétrage ici retenu est celui de la section 8.4, la seule différence étant que la réaction de combustion est calculée, alors qu'elle était auparavant modélisée par un apport externe de chaleur : la turbine à gaz brûlant du gaz naturel aspire de l'air à 25 °C et 1 bar, et le comprime à 16 bar dans un compresseur de rendement isentropique 0,85, puis les gaz brûlés sont détendus dans une turbine de rendement isentropique 0,85. La température d'entrée dans la turbine est de 1065°C.



⁴⁴ <http://dicens.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/res/explorThopt.zip>

Si l'on compare les résultats obtenus par ce modèle avec prise en compte de la combustion par rapport à celui de la section 8.4, on remarque que le rendement est sensiblement le même (32 %), mais que la puissance et l'énergie consommée sont légèrement plus élevées (10 % environ).

9.4 Machine de réfrigération

10 Moteurs alternatifs à combustion interne à essence et diesel

Avant de conclure, nous allons consacrer une section aux moteurs alternatifs à combustion interne diesel et à essence, dont nous avons dit en introduction que nous ne les étudierions pas compte tenu des difficultés qu'ils présentent. Nous pouvons maintenant expliquer pourquoi.

10.1 Mode général de fonctionnement

Tous les moteurs alternatifs à combustion interne fonctionnent suivant le même processus général décrit schématiquement figure 10.1.1. Un volume variable est délimité par un cylindre, l'une de ses bases qui est fixe, appelée culasse, et l'autre qui est un piston mobile dans l'alésage du cylindre, entraîné par un système bielle-manivelle. Dans un moteur à quatre temps, les organes qui commandent le refoulement ou l'admission sont des soupapes actionnées par des poussoirs couplés à l'arbre moteur par un arbre à cames.

De diverses manières, selon qu'il s'agit d'un moteur à deux ou à quatre temps, on fait en sorte, dans la phase d'admission, que soit introduit dans le cylindre du gaz frais à la pression atmosphérique (mélange combustible formé au préalable dans les moteurs à essence classiques, air pur dans les moteurs Diesel).

Le piston étant à une certaine distance du fond du cylindre, l'orifice d'admission est alors fermé, le volume V compris entre le piston et le fond étant occupé par une certaine charge de gaz frais.

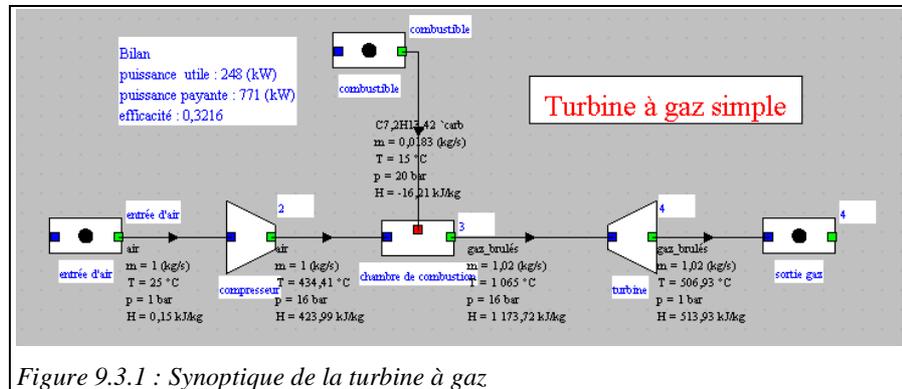


Figure 9.3.1 : Synoptique de la turbine à gaz.

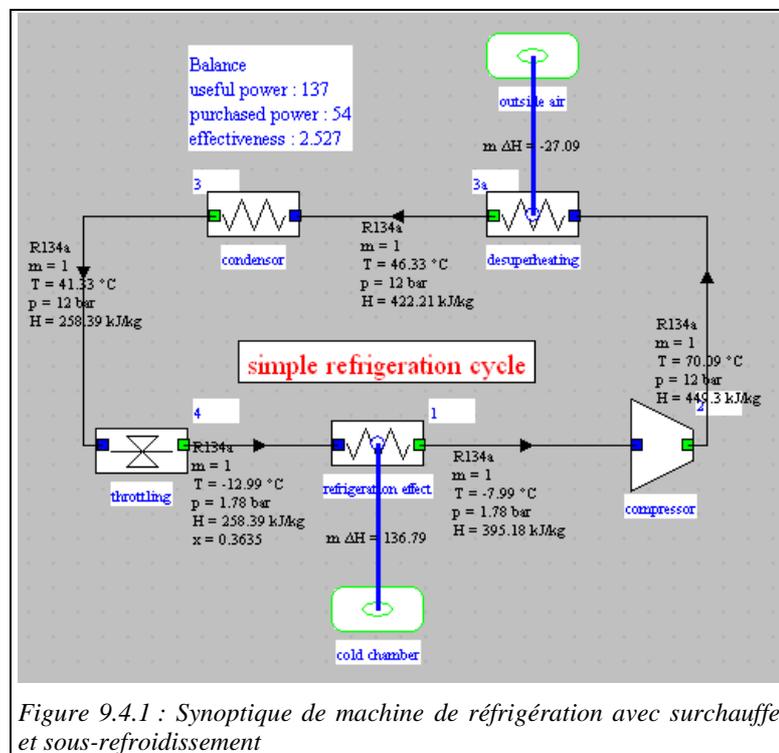


Figure 9.4.1 : Synoptique de machine de réfrigération avec surchauffe et sous-refroidissement

Le piston, se rapprochant du fond du cylindre, comprime cette charge dans le volume v de la chambre de combustion, c'est-à-dire l'espace restant lorsque le piston atteint la fin de sa course, appelé point mort haut ou PMH. Cette compression est sensiblement adiabatique et s'effectue sans frottements internes appréciables. Le facteur essentiel de fonctionnement est le rapport de compression volumétrique $\rho = V/v$, caractéristique géométrique du cylindre.

La réaction de combustion est alors déclenchée, soit par allumage local du mélange dans les moteurs à essence, soit par injection du combustible dans l'air comprimé pour les moteurs diesel. La combustion se produit pendant un temps relativement court, alors que le piston poursuit sa course. En

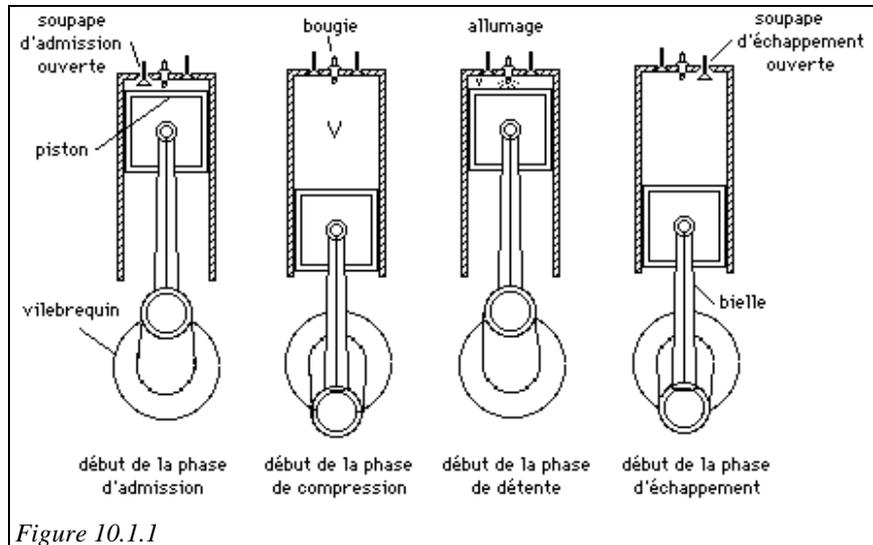


Figure 10.1.1

pratique, elle s'effectue selon un mode intermédiaire entre la combustion à volume constant et la combustion à pression constante. Le piston continuant à s'éloigner du fond du cylindre, les gaz brûlés se détendent jusqu'à la fin de la course (point mort bas ou PMB), puis sont évacués et remplacés par une nouvelle charge de gaz frais.

Une différence importante entre un moteur à essence et un moteur diesel réside non dans le mode d'introduction du combustible, qui, dans certains moteurs à essence, est aussi injecté, mais dans le moment où le combustible est introduit, qui détermine la nature des gaz lorsque la réaction se déclenche.

Dans le moteur à essence, le combustible est introduit suffisamment à l'avance pour que le cylindre soit rempli, lorsque l'allumage se produit, d'un mélange sensiblement homogène. Dans le moteur diesel, le combustible est injecté au dernier moment, et brûle au fur et à mesure de son introduction.

Dans les cycles à **quatre temps**, les plus répandus, le fond du cylindre est percé de deux orifices, contrôlés par des soupapes commandées, qui le mettent en communication avec les enceintes d'admission et d'échappement (figure 10.1.2). On notera la différence avec les compresseurs à piston, où les soupapes ne sont pas commandées, mais s'ouvrent en fonction des différences de pression entre le cylindre et ces enceintes.

L'évolution de la pression et du volume massique des gaz dans le cylindre est souvent représentée dans le diagramme de Watt (figure 10.1.3) donnant la pression du fluide en fonction du volume du cylindre. À la fin de la détente en 3, la soupape d'échappement s'ouvre, la pression tombe à la pression atmosphérique, et le piston effectue une course complète vers le haut, chassant ainsi les gaz brûlés. Quand il atteint le PMH, en 5, la soupape d'échappement se ferme, et celle d'admission s'ouvre. En s'éloignant, le piston aspire une charge de gaz frais. En 4, au PMB, la soupape d'admission se ferme, et la compression 4-1 commence, suivie de la combustion 1-2 et de la détente. Il s'agit donc d'un cycle à quatre courses simples, d'où le nom de moteur à quatre temps.

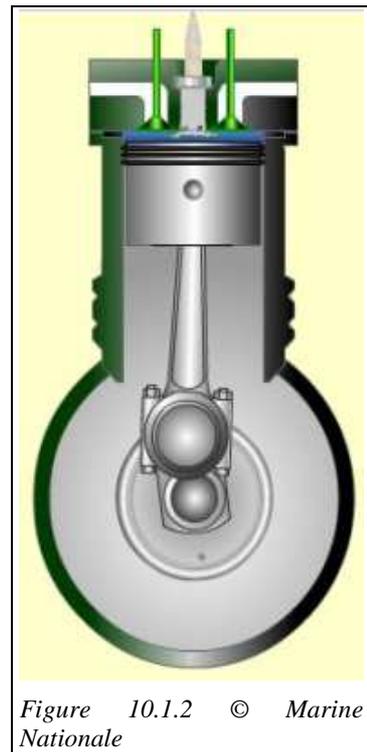


Figure 10.1.2 © Marine Nationale

10.2 Analyse des cycles théoriques des moteurs alternatifs

Dans sa forme classique, l'étude élémentaire des cycles est basée sur des approximations assez grossières : le fluide de travail est assimilé à de l'air pur, et lui-même à un gaz parfait, et les transformations sont considérées comme parfaites.

Nous ne mentionnerons ici que les cycles idéaux. Précisons que les analyses de ces cycles excluent les phases d'admission et d'échappement des cycles réels.

Comme nous venons de le voir, le fonctionnement de ces moteurs alterne des phases en système fermé (soupapes fermées) et en système ouvert (admission et échappement), ce qui a pour effet de compliquer leur analyse. Leur représentation dans un diagramme thermodynamique est loin d'être aussi simple que celle des autres cycles que nous avons étudiés.

10.2.1 Cycle de Beau de Rochas

En première approximation, le fonctionnement des moteurs à essence peut être représenté par le cycle dit de Beau de Rochas, qui se réduit à quatre évolutions simples représentées sur la figure 10.2.1 dans le diagramme de Watt d'un cylindre :

- une compression adiabatique réversible 4-1 ;

Cette phase de compression en système fermé commence après la fermeture de la soupape d'admission⁴⁵ et se termine avant l'allumage.

- une combustion à volume constant 1-2 ;

Déclenchée en fin de compression, au moment où la vitesse du piston s'annule, la combustion en système fermé est, ce qui est surtout justifié dans les moteurs lents, supposée suffisamment rapide pour être considérée comme instantanée, et donc à volume constant.

- une détente adiabatique réversible 2-3 ;

Cette détente en système fermé commence à la fin de la combustion et se termine avant l'ouverture de la soupape d'échappement.

- un refroidissement à volume constant 3-4.

En fin de détente, l'ouverture des soupapes d'échappement fait chuter brutalement la pression dans le cylindre. On fait ici l'hypothèse que la vidange est instantanée.

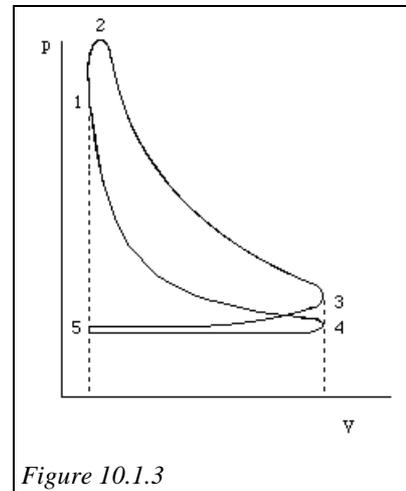


Figure 10.1.3

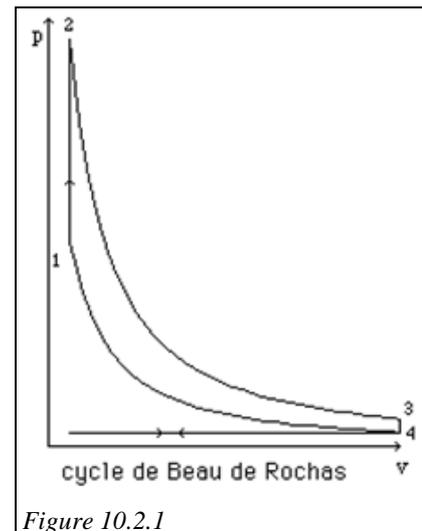


Figure 10.2.1

⁴⁵ Par simplicité, nous raisonnerons comme s'il n'y avait qu'une soupape d'admission et une soupape d'échappement par cylindre, sachant qu'il y en a généralement deux de chaque pour limiter les pertes de charge

10.2.2 Cycle Diesel

La différence fondamentale entre le cycle diesel et le cycle de Beau de Rochas est le remplacement de la combustion à volume constant par une combustion à pression constante, comme le montre le diagramme de Watt de la figure 10.2.2. On fait ici l'hypothèse, surtout valable pour les moteurs lents, que l'expansion des gaz due à la combustion vient, en terme de pression, exactement compenser la détente due à la course du piston.

10.2.3 Cycle réel

En réalité, la combustion ne se fait ni à volume constant ni à pression constante, mais se présente comme indiqué sur le diagramme de la figure 10.1.2. Cette différence découle essentiellement de la très grande vitesse de rotation de la plupart de ces moteurs.

Pour fixer les idées, considérons un moteur à essence de 100 mm d'alésage, tournant à 3000 tr/mn. La flamme doit parcourir une centaine de millimètres pour balayer la chambre de combustion. Avec une vitesse de propagation de flamme de 5 m/s, valeur très élevée si le fluide est au repos, cela correspond à une durée de un cinquantième de seconde. Or, à 3000 tr/mn, c'est précisément la durée d'un tour complet, et celle correspondant à une rotation de 30° de la manivelle (auquel il serait désirable de limiter la durée de la combustion), est douze fois plus faible.

Pour limiter le retard à la combustion, une première disposition, toujours employée, consiste à pratiquer une certaine **avance à l'allumage**, caractérisée par l'angle A que fait l'axe de la manivelle avec celui du cylindre, avant le PMH, lorsque l'étincelle éclate.

Mais l'avance A ne peut dépasser une certaine valeur, au-delà de laquelle la combustion devient détonante et le cliquetis apparaît. En outre, l'avance à l'allumage a le grave défaut de créer un délai variable en raison inverse de la vitesse du moteur, de telle sorte qu'une valeur donnée de A est excessive à basse vitesse (le moteur cogne), et insuffisante à grande vitesse.

C'est en imprimant au mélange une **turbulence** élevée pendant la combustion que l'on arrive à accélérer dans les moteurs à grande vitesse la vitesse de propagation de flamme, appelée vitesse de déflagration. On y parvient par une disposition appropriée des débouchés des soupapes d'admission dans la chambre, de telle sorte que les gaz pénètrent dans le moteur avec une vitesse élevée et qu'elle se conserve pendant la compression. On adopte généralement pour cela un tracé de la chambre de combustion permettant de générer la turbulence recherchée grâce au refoulement des gaz par le piston.

Dans un moteur diesel, ce sont les délais d'inflammation et de combustion des gouttes de gazole qui déterminent la durée de combustion, et des phénomènes analogues apparaissent.

Les modèles de Beau de Rochas et diesel à pression constante que nous avons présentés s'écartent donc beaucoup de la réalité.

Une meilleure approximation peut être obtenue en considérant que la combustion se déroule en trois étapes : elle commence à volume constant, se poursuit à pression constante et se termine à température constante. Toutefois ce modèle est lui aussi critiquable.

Il en résulte que, à la différence des évolutions fonctionnelles que nous avons étudiées jusqu'ici, **la combustion dans les moteurs alternatifs à combustion interne fait appel à au moins trois évolutions de référence**, ce qui en rend l'analyse thermodynamique beaucoup plus complexe.

Cet exemple souligne le fait important que les fonctions des composants peuvent différer de leur configuration géométrique. Dans le cas des moteurs alternatifs à combustion interne (essence ou diesel), le même ensemble de pièces (le cylindre et le piston) joue successivement le rôle de compresseur, de chambre de combustion puis d'organe de détente. La représentation fonctionnelle d'un tel système amène à connecter entre eux trois éléments représentant ces différentes fonctions.

Un modèle Thermoptim de moteur diesel est donné figure 10.2.3 à titre d'exemple. Il fait apparaître la combustion en trois étapes, le refroidissement du moteur, et la recirculation d'une partie des gaz brûlés due à la présence de l'espace

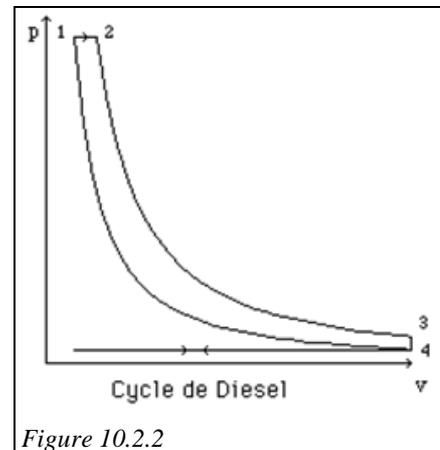


Figure 10.2.2

mort dans les cylindres. Ce type de cycle étant trop complexe pour des débutants, nous avons préféré ne le présenter que dans un second temps.

10.2.4 Principales différences entre moteur à essence et moteur diesel

Sur la base de ce qui vient d'être dit, les principales différences sont les suivantes :

- 1) le moment où le carburant est introduit dans la chambre de combustion : dans un moteur à essence, il est prémélangé au comburant (l'air) en amont des soupapes d'admission, alors qu'il est injecté dans le diesel. Il en résulte que les cinétiques de combustion sont très différentes, ainsi que les propriétés des carburants ;
- 2) dans un diesel, le carburant est pulvérisé sous forme de petites gouttelettes qui s'enflamment par auto-allumage dans l'air comprimé et à haute pression qui se trouve dans la chambre, alors que dans le moteur à essence, l'allumage du mélange homogène carburant/comburant est commandé : un arc électrique est créé entre les électrodes de la bougie ;
- 3) le taux de compression d'un moteur diesel est beaucoup plus élevé que celui d'un moteur à essence, qui est limité par la condition de non-détonation du mélange ;
- 4) les cycles de référence des deux types de moteurs sont théoriquement différents (combustion à volume constant pour l'essence, et à pression constante pour le diesel. Ceci dit, dans les moteurs rapides, les deux cycles se ressemblent beaucoup ;
- 5) le réglage du ralenti est beaucoup plus économique dans un moteur diesel où l'on peut réduire à loisir la quantité de carburant injectée, alors que dans un moteur à essence, la nécessité d'obtenir une richesse du mélange supérieure à la limite inférieure d'inflammabilité conduit à faire un apport de combustible supérieur aux besoins du moteur au ralenti. On compense cet excès de puissance en étranglant la veine d'arrivée des gaz grâce au papillon qui crée une très forte perte de charge en amont du moteur, ce qui est très peu performant sur le plan énergétique.

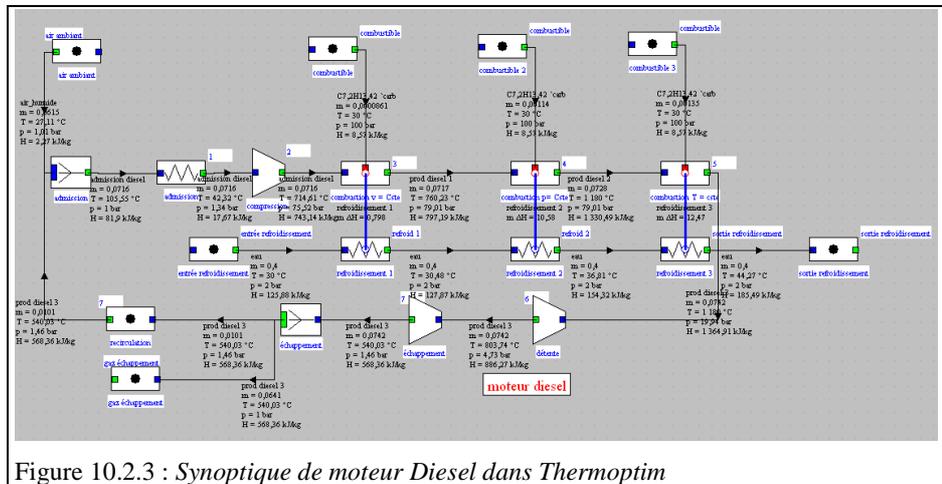


Figure 10.2.3 : Synoptique de moteur Diesel dans Thermoptim

10.2.5 Activités

Texte à trous sur le fonctionnement d'un moteur alternatif à combustion interne⁴⁶

Placement sur image : repérage d'un cycle de moteur à essence dans un diagramme de Watt⁴⁷.

Placement sur image : repérage d'un cycle de moteur diesel dans un diagramme de Watt⁴⁸.

Texte à trous sur les différences entre moteur à essence et diesel⁴⁹

⁴⁶ <http://diren.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/cycleMaci-tr.html>

⁴⁷ <http://diren.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/cycleBeauRochas-pi.html>

⁴⁸ <http://diren.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/cycleDiesel-pi.html>

⁴⁹ <http://diren.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/diesel-essence-tr.htm>

11 Conclusion

L'approche essentiellement qualitative et phénoménologique qui a été utilisée dans cette introduction prouve qu'il est possible d'initier des apprenants aux cycles des machines thermiques usuelles en limitant les concepts thermodynamiques qui leur sont présentés et notamment en ne faisant pas appel à l'entropie.

Pour résumer, les jalons d'une présentation pédagogique allégée des cycles thermodynamiques (Figure 10.1.1) nous semblent pouvoir être les suivants (nous avons indiqué entre parenthèses les sections du premier tome du livre Systèmes Energétiques [1] où ces points sont développés plus en détail, afin de faciliter un approfondissement ultérieur des notions abordées) :

- Description technologique succincte des machines, avec schéma de leur architecture (sections 6.1.1, 6.2.1 et 6.3.1) ;
- Compléments sur la technologie des composants et analyse des principaux paramètres influant sur les performances des compresseurs et turbines ;
- Mise en évidence des quatre fonctions élémentaires : compressions, détente avec production de travail, détente sans production de travail, échanges de chaleur (section 2.3.6) ;
- Introduction des notions de système et d'état thermodynamique, distinction entre systèmes fermés et systèmes ouverts (sections 2.1.1, 2.1.2) ;
- Les systèmes thermodynamiques qui nous intéressent n'échangent de l'énergie avec l'environnement que sous deux formes bien distinctes : de la chaleur et du travail (section 2.2) ;
- La loi fondamentale qui gouverne le comportement des systèmes thermodynamiques est celle de la conservation de l'énergie, connue sous le nom de premier principe (sections 2.3.1 à 2.3.4) ;
- Son application aux quatre transformations élémentaires montre que la détermination de la variation d'enthalpie du fluide de travail suffit pour calculer l'énergie qu'elles mettent en jeu, que ce soit du travail ou de la chaleur (section 2.3.6) ;
- Mise en évidence des trois évolutions de référence correspondant à ces transformations pour les machines parfaites (section 4.1.2) ;
- Rappels succincts sur les propriétés des corps purs et leur représentation graphique dans les diagrammes thermodynamiques (sections 2.6.1 et 2.6.6.1) ;
- Réflexion sur le choix des variables d'état les plus appropriées pour des apprenants disposant d'un bagage léger en mathématique et en physique, montrant l'intérêt pédagogique des diagrammes (h , $\ln(P)$) ;
- Représentation des cycles dans ces diagrammes ;
- Exploration de modèles de ces cycles avec Thermoptim.

Il ne s'agit pas pour nous de minimiser l'intérêt que présente l'entropie : nous considérons seulement qu'il peut être préférable de ne pas l'introduire au tout début de la formation lorsque les apprenants n'ont pas la culture requise. S'ils l'ont, rien ne s'oppose bien sûr à l'utiliser, bien au contraire.

Sans parler d'entropie, nous insistons en revanche sur le caractère adiabatique des compresseurs et des turbines, et sur l'importance de l'adiabatique réversible comme évolution de référence pour ces machines. Sans avoir besoin de dire son nom, l'intérêt de l'entropie pour les études de cycle sous-tend donc notre approche, et son introduction formelle dans un second temps en est facilitée (par exemple dans la seconde partie de cette présentation), lorsque les apprenants se sont familiarisés avec les nouvelles notions introduites ici.

Une fois que les apprenants se sont familiarisés avec les notions présentées dans ce document, il suffit de leur dire que l'adiabatique réversible est généralement appelée isentropique, l'entropie notée s étant une nouvelle fonction d'état très utilisée en thermodynamique. Dans les diagrammes, les adiabatiques réversibles sont les courbes d'isovaleurs de s . Ils pourront ainsi faire le lien avec les documents qu'ils trouveront dans la littérature.

La seconde partie de cette présentation introduit l'entropie et un second type de diagramme, dont l'abscisse est l'entropie et l'ordonnée la température, et montre comment les cycles des machines y sont représentés.

Après avoir étudié cette présentation allégée, les apprenants devraient avoir suffisamment progressé dans leur compréhension des cycles élémentaires pour pouvoir utiliser les ressources existantes du portail ThermoOptim-Unit (fiches thématiques, séances Diapason...) et aborder les systèmes plus complexes comme les cycles combinés, la cogénération...

12 Références

- [1] GICQUEL R.,
Systèmes
Énergétiques,
Tome 1 :
méthodologie
d'analyse, bases de
thermodynamique,
ThermoOptim, Tome
2 : applications,
Tome 3 : cycles et
modélisations
avancés, systèmes
innovants à faible
impact
environnemental,
Presses de l'École
des Mines de Paris,
2ème édition,
janvier 2009.

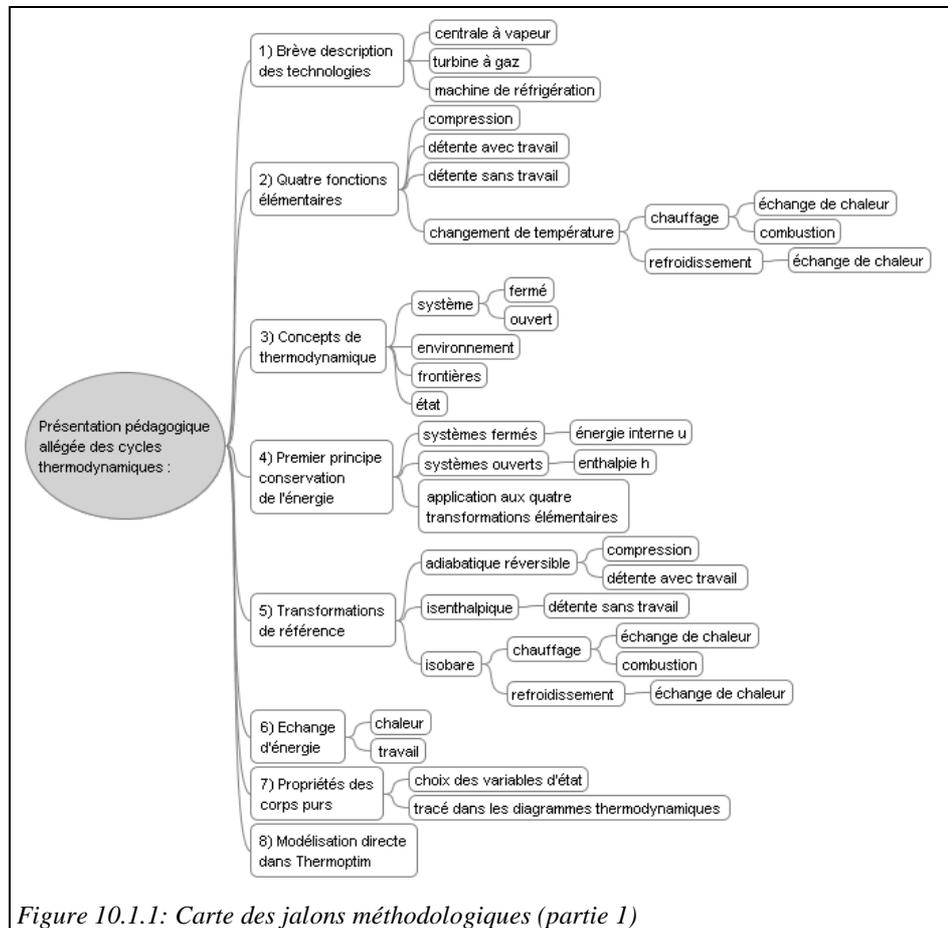


Figure 10.1.1: Carte des jalons méthodologiques (partie 1)

Annexe 1 : Les vecteurs

En mécanique, les vecteurs sont très utilisés pour représenter les forces et les vitesses. Un **vecteur** est représenté par un segment orienté (une flèche) ayant pour extrémités un point de départ (l'origine) et un point d'arrivée. Si A et B sont deux points distincts, le vecteur \vec{AB} possède deux caractéristiques :

- son orientation, définie par sa direction (droite AB) et son sens (AB peut être parcourue de A vers B ou de B vers A) ;
- son module, ou norme, qui est la longueur du segment [AB].

On représente généralement un vecteur par une ou deux lettres, surmontée(s) d'une petite flèche : \vec{u} ou \vec{AB} (figure A1.1). Une interprétation géométrique immédiate possible est de considérer que le vecteur \vec{AB} définit une **translation** du point A vers le point B.

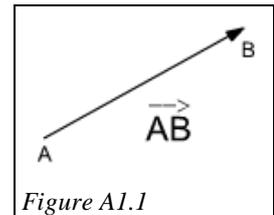


Figure A1.1

L'emplacement dans le plan ou l'espace n'a pas d'importance, deux couples de deux points distincts pouvant correspondre au même vecteur. Seuls comptent sa longueur et son orientation. Il est donc possible de faire glisser librement un vecteur dans le plan, parallèlement à lui-même.

Si le vecteur représente une force, son point d'application correspond à l'origine du vecteur, sa direction et son sens sont ceux où elle s'exerce et sa longueur est proportionnelle à son intensité. Lorsque le vecteur représente une vitesse de fluide, son origine se situe sur une ligne de courant, sa direction est tangente à cette ligne de courant, son sens est dirigé vers l'aval de l'écoulement, et sa longueur est proportionnelle à l'intensité de la vitesse.

La branche des mathématiques qui est consacrée aux vecteurs s'appelle l'algèbre linéaire. Nous nous limiterons ici à présenter la règle de composition des vecteurs, qui permet de les additionner (et donc de les soustraire).

Considérons deux vecteurs \vec{u} et \vec{v} et un point A.

La translation de vecteur \vec{u} associe le point B au point A, et la translation de vecteur \vec{v} associe le point C au point B (figure A1.2).

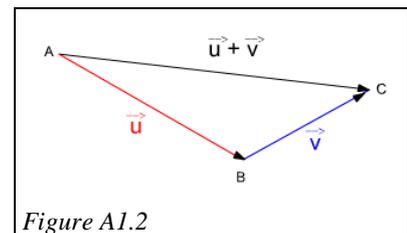


Figure A1.2

La composition des deux translations est elle-même une translation qui relie le point A au point C. Elle est appelée translation de vecteur $\vec{u} + \vec{v}$.

La somme de deux vecteurs \vec{u} et \vec{v} est le vecteur associé à la translation résultant de la succession des translations de vecteur \vec{u} et de vecteur \vec{v} .

On note ce vecteur $\vec{w} = \vec{u} + \vec{v}$

Il se construit simplement en faisant glisser l'origine d'un des vecteurs sur l'extrémité de l'autre. Son origine est alors celle du second et son extrémité celle du premier. C'est la **relation de Chasles**.

On pourra facilement vérifier que $\vec{u} + \vec{v} = \vec{v} + \vec{u}$

Une autre manière d'opérer est d'appliquer la **règle dite du parallélogramme** : on fait glisser le vecteur \vec{v} de telle sorte que son origine soit la même que celle du vecteur \vec{u} . Leur somme est la diagonale du parallélogramme construit à partir de ces deux vecteurs et qui a la même origine qu'eux (figure A1.3).

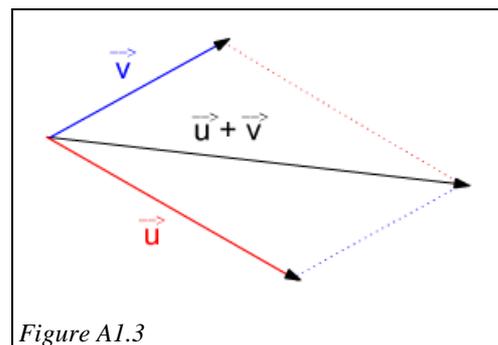


Figure A1.3

C'est en additionnant les vecteurs représentant les différentes forces qui s'exercent sur un point ou un système que l'on peut en déterminer la résultante, problème très fréquent en mécanique.

Une animation explicative vous permettra de vous familiariser avec ces notions et de vous exercer à additionner des vecteurs⁵⁰.

Pour notre propos dans le cadre de cette présentation, les vecteurs ne sont utilisés pour déterminer les triangles des vitesses dans les turbomachines, comme indiqué section 2.1.2

⁵⁰ <http://diren.s.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/eval/introAdditionVecteurs.html>

Sommaire

SCENARISATION PEDAGOGIQUE DES CYCLES THERMODYNAMIQUES ELEMENTAIRES.....	1
NOTIONS DE FLUIDE DE TRAVAIL ET DE CYCLE	2
1 ARCHITECTURE DES MACHINES ETUDIEES	3
1.1 Centrale à vapeur.....	3
1.1.1 Activités	4
1.2 Turbine à gaz	4
1.2.1 Activités	5
1.3 Machine de réfrigération	5
1.3.1 Illustrations.....	6
1.3.2 Activités apprenants	6
2 TECHNOLOGIES ET PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT DES COMPOSANTS.....	7
2.1 Compresseurs.....	7
2.1.1 Compresseurs volumétriques	7
2.1.2 Turbocompresseurs.....	8
2.2 Turbines	11
2.3 Echangeurs de chaleur.....	11
2.3.1 Échangeurs tubulaires.....	12
2.3.2 Échangeurs à plaques	13
2.3.3 Autres types d'échangeurs	13
2.4 Chambres de combustion et chaudières.....	13
2.4.1 Chambres de combustion	13
2.4.2 Chaudières.....	14
2.5 Détendeurs, vannes	15
2.6 Compléments sur le fonctionnement des compresseurs et turbines.....	16
2.6.1 Etude de la compression.....	16
2.6.2 Etude de la détente.....	17
2.6.3 Etude de la turbine à gaz complète.....	17
2.7 Activités.....	18
3 QUATRE FONCTIONS ELEMENTAIRES	18
3.1 Fonctions élémentaires	19
3.2 Introduction à l'AFS ?	20
3.3 Activités.....	20
4 ENERGIES MISES EN JEU DANS LES TRANSFORMATIONS.....	20
4.1 Notions de système thermodynamique et d'état	20
4.1.1 Variables et fonctions d'état	21
4.1.2 Systèmes ouverts et fermés	21
4.1.3 Activités apprenants	22
4.2 Echanges d'énergie entre un système thermodynamique et l'environnement.....	22
4.3 Conservation de l'énergie : premier principe de la thermodynamique.....	23
4.3.1 Activités	24
5 APPLICATION AUX QUATRE FONCTIONS ELEMENTAIRES IDENTIFIEES PRECEDEMMENT	24
5.1 Compressions et détente avec travail	24
5.2 Détentes sans travail : vannes, filtres	25
5.3 Echanges de chaleur	25
5.4 Chambres de combustion, chaudières.....	25
5.5 Activités.....	25
6 ÉVOLUTIONS DE REFERENCE	25
6.1 Compressions et détente avec travail	26
6.2 Echanges de chaleur	26
6.3 Chambres de combustion, chaudières.....	26
6.4 Détentes sans travail : vannes, filtres	26
6.5 Tableau récapitulatif.....	27

6.6 Activités.....	27
7 PROPRIETES ET DIAGRAMMES DES CORPS PURS	27
7.1 Détermination des propriétés des corps purs.....	27
7.1.1 Rappels succincts sur les propriétés des corps purs	27
7.1.2 Approfondissement sur la vapeur d'eau.....	29
7.1.3 Retour sur la notion d'état, choix des variables d'état à considérer.....	33
7.2 Diagrammes thermodynamiques.....	33
7.2.1 Différents types de diagrammes	34
7.2.2 Diagramme (h, ln(P)), dit des frigoristes	34
7.2.3 Activités	35
8 REPRESENTATION GRAPHIQUE DES CYCLES DANS LE DIAGRAMME (H, LN(P))	36
8.1 Introduction.....	36
8.1.1 Notion de rendement isentropique.....	37
8.1.2 Notion de rendement global de cycle.....	37
8.3 Centrale à vapeur.....	38
8.3.1 Cycle parfait.....	38
8.3.2 Prise en compte des écarts par rapport aux évolutions de référence	39
8.4 Turbine à gaz	40
8.4.1 Cycle parfait.....	40
8.4.2 Prise en compte des écarts par rapport aux évolutions de référence	41
8.4.3 Calcul sommaire de la combustion.....	42
8.5 Machine de réfrigération	45
8.5.1 Cycle parfait.....	45
8.5.2 Prise en compte des écarts par rapport aux évolutions de référence	46
8.6 Activités.....	47
9 EXPLORATION DE MODELES DES CYCLES REALISES AVEC THERMOPTIM	48
9.1 Explorateur de scénarios pédagogiques pour Thermoptim.....	48
9.2 Centrale à vapeur.....	49
9.3 Turbine à gaz	49
9.4 Machine de réfrigération	50
10 MOTEURS ALTERNATIFS A COMBUSTION INTERNE A ESSENCE ET DIESEL	50
10.1 Mode général de fonctionnement	50
10.2 Analyse des cycles théoriques des moteurs alternatifs.....	52
10.2.1 Cycle de Beau de Rochas.....	52
10.2.2 Cycle Diesel	53
10.2.3 Cycle réel	53
10.2.4 Principales différences entre moteur à essence et moteur diesel.....	54
10.2.5 Activités	54
11 CONCLUSION.....	55
12 REFERENCES	56
Annexe 1 : Les vecteurs	57