

Guide méthodologique pour l'optimisation des systèmes énergétiques : analyses qualitative et quantitative des cycles

La problématique d'optimisation d'un système énergétique dépend toujours en premier lieu du contexte global dans lequel s'insère cette technologie. Il est donc fondamental de commencer par s'interroger sur ce contexte, notamment sur le cadre réglementaire dans lequel elle s'inscrit, en particulier sur le plan environnemental, et sur les solutions alternatives par rapport auxquelles elle se situe.

Un deuxième aspect essentiel à prendre en compte est celui des contraintes technologiques et économiques, notamment en terme de tenue des matériaux.

Ces points étant bien présents à l'esprit, les analyses qualitatives et quantitatives des cycles peuvent apporter des éclairages particulièrement intéressants sur les optimisations possibles.

1 ANALYSES QUALITATIVES

Un premier document pédagogique [3] a été rédigé en mai 2002 pour présenter, sous une forme essentiellement qualitative, des activités de découverte et initiation que l'on peut effectuer avec Thermoptim, à la fois **facilement** et dans un **temps réduit**, autour :

- des diagrammes thermodynamiques ;
- de centrales électriques à vapeur ;
- de turbines à gaz ;
- d'un réfrigérateur domestique.

Parmi les analyses effectuées, la comparaison avec le cycle de Carnot s'impose presque toujours. Nous allons dans cette première section essayer d'identifier les principales questions qui se posent dans ce contexte.

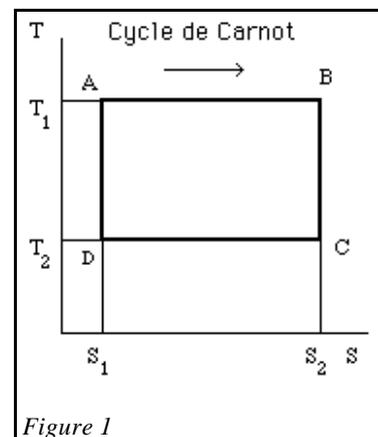
1.1 HYPOTHESES FORTES DU CYCLE DE CARNOT

Le cycle de Carnot étant celui dont l'efficacité est la meilleure, sa comparaison avec le cycle réel est toujours très instructive. Elle porte sur la forme du cycle et sur la nature des irréversibilités rencontrées, qui sont de deux types : mécaniques et dues aux hétérogénéités de température. Le tracé du cycle sur les diagrammes usuels permet d'en visualiser la forme et facilite cette analyse.

Le lecteur intéressé par une présentation plus complète du cycle de Carnot pourra se reporter à la section 2.4.3 de [1]. On sait que l'efficacité d'un tel cycle est égale à $\eta = 1 - \text{Erreur}!$, si T_1 et T_2 sont respectivement les températures des sources chaude et froide (figure 1).

Cette valeur correspond au maximum d'efficacité pour une machine ditherme, mais la réalisation d'un cycle de Carnot présente de nombreuses difficultés du fait (cf. section 2.3.6 de [1]) que l'on est généralement conduit pour différentes raisons à utiliser des dispositifs fixes pour échanger de la chaleur, et des machines adiabatiques pour réaliser des compressions ou des détentes. Plus précisément :

- en pratique, il faut qu'il y ait une certaine différence de température entre la machine et les sources chaude et froide lors des transformations AB et CD ;
- il est exceptionnel que les sources chaude et froide puissent être considérées isothermes : le plus souvent il s'agit d'un fluide qui échange de la chaleur entre deux niveaux de température ;
- la réalisation d'une compression isotherme CD ou d'une détente isotherme AB pose de nombreux problèmes technologiques ;
- lorsque la compression et la détente sont adiabatiques, elles ne sont pas isentropiques du fait des irréversibilités



macaniques ;

- même lorsque la compression et la détente sont supposées isentropiques, les températures atteintes en sortie de ces transformations ne sont pas égales à celles des sources chaude ou froide.

Les cycles moteurs réels s'écartent sensiblement du cycle de Carnot, les isothermes AB et CD étant le plus souvent remplacées par des isobares ou des isovolumes. En revanche, on cherche bien entendu à ce que la détente BC et la compression DA se rapprochent des isentropiques.

1.2 CYCLES AVEC RÉGÉNÉRATION

On peut concevoir des cycles où les compressions et détentes isentropiques DA et BC sont remplacées par d'autres évolutions, chacune d'entre elles se déduisant de l'autre par translation dans un diagramme entropique (figure 2). On parle alors de régénération.

Dans ces conditions, il est théoriquement possible de réaliser l'ensemble des échanges de chaleur internes et externes à température constante, et le cycle idéal avec régénération atteint la même efficacité que celui de Carnot.

En pratique, l'échange de chaleur interne ne se fait bien sûr pas à température constante, et on introduit la notion d'efficacité du régénérateur pour en qualifier les performances.

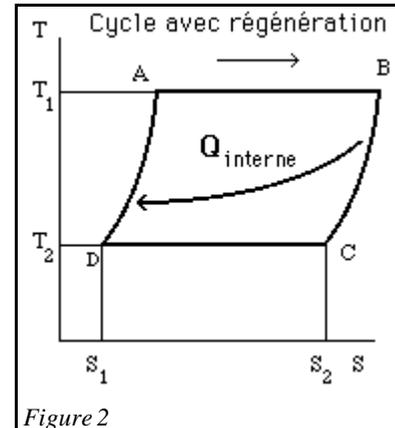


Figure 2

1.3 CYCLES THÉORIQUES ET CYCLES RÉELS

Ce qui distingue essentiellement les cycles, ce sont d'une part les états (gazeux ou liquides) dans lesquels le fluide de travail est susceptible de se trouver, et d'autre part la nature des évolutions qu'il subit.

L'étude des machines thermiques permet, à partir de l'analyse thermodynamique des cycles théoriques, de bien comprendre l'ensemble des contraintes auxquelles on est confronté lorsque l'on cherche à convertir en puissance mécanique ou électrique de la chaleur, ou réciproquement en chaleur ou froid de l'énergie mécanique.

En pratique, de nombreuses difficultés technologiques se présentent, et les cycles réels s'écartent souvent notablement des cycles théoriques que l'on est capable de calculer. L'étude d'un type particulier de machine dépend donc fortement des dispositifs techniques, notamment mécaniques et thermiques, qui sont mis en jeu, et nous essaierons dans ce qui suit de prendre en compte ces particularités dans la mesure du possible.

La présentation des cycles théoriques conserve cependant un grand intérêt, car ils constituent la référence thermodynamique, et déterminent les limites qu'il est possible d'atteindre, en terme de rendement par exemple. L'étude des cycles permet ainsi de guider efficacement l'ingénieur dans sa démarche d'amélioration des moteurs.

2 ANALYSES QUANTITATIVES : BILANS ÉNERGÉTIQUES ET EXERGÉTIQUES

L'analyse des performances des diverses technologies conduit de manière classique à calculer leurs bilans énergétiques. En complément, notamment lorsque l'on cherche à optimiser un système, l'établissement de son bilan exergétique présente un grand intérêt, car ce bilan permet de quantifier les irréversibilités. Dresser un bilan exergétique ne pose pas de difficulté particulière mais demande à être fait avec grand soin faute de quoi des erreurs peuvent être commises : nous verrons comment en pratique peuvent être établis les bilans énergétiques et exergétiques, et en quoi ils diffèrent. Nous nous contenterons ici d'une présentation succincte, en suggérant au lecteur désireux d'approfondir la question de se reporter à la littérature spécialisée, relativement abondante aujourd'hui, et notamment aux ouvrages de L. Borel et M. Moran cités en références.

Le lecteur pourra utilement se référer à la note rédigée en octobre 2002 sur la problématique d'optimisation de divers cycles [4], qui étend le document [3] cité plus haut, en présentant les bilans exergetiques d'un certain nombre de cycles de machines thermiques, mettant ainsi en application les principes exposés dans cette section.

2.1 Bilans énergétiques

La méthode générale exposée section 2.3.5 de [1] présente la manière de dresser un bilan enthalpique. Pour un système en régime permanent (cas auquel nous nous limiterons), il s'agit simplement de comptabiliser les flux aux frontières de chaleur, de travail utile et d'enthalpie, et éventuellement dans des cas particuliers comme pour une réaction de combustion de réintroduire un terme de génération d'énergie dans le volume ¹, l'équation générale du bilan d'un volume de contrôle devenant la suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{transport} \\ \text{entrant par} \\ \text{la surface} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{transport} \\ \text{sortant par} \\ \text{la surface} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{transfert} \\ \text{à} \\ \text{la surface} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{génération} \\ \text{dans le} \\ \text{volume} \end{array} \right\} = 0 \quad (1)$$

Ecrire un bilan énergétique ne pose généralement pas de difficulté particulière (le lecteur qui le désire pourra se reporter à [1] pour de plus amples explications).

D'une grande utilité, ces bilans sont très largement utilisés, notamment dans les bureaux d'études. Ils présentent toutefois une limite importante : dérivés du premier principe, ils ne prennent pas en compte la qualité de l'énergie, de telle sorte qu'un kWh électrique vaut autant qu'un kWh thermique, et ceci quel que soit son niveau de température. Pour tenir compte de cette qualité, il faut ajouter la fonction d'état introduite par le second principe, l'entropie.

2.2 Bilans exergetiques

La théorie de l'exergie, présentée succinctement section 2.5 de [1], fournit un cadre tout à fait rigoureux pour quantifier la qualité thermodynamique d'un système quelconque, ouvert ou fermé, en régime dynamique ou non. Elle est de plus en plus acceptée comme l'outil privilégié pour comparer et optimiser les cycles thermodynamiques, grâce aux bilans exergetiques. Elle définit une méthode d'analyse intégrée qui englobe les deux premiers principes de la thermodynamique, et permet ainsi de tenir compte à la fois des quantités d'énergie mises en jeu et de leur qualité, ce que le premier principe ne permet pas de faire.

L'exergie dépend à la fois de l'état du système et de la composition chimique de ses éléments. Elle diffère de l'énergie en ce sens que cette dernière se conserve tandis que de l'exergie est détruite chaque fois que des irréversibilités existent. Étant donné qu'elle n'est pas une grandeur conservative, l'équation (1) ne peut être appliquée et une démarche spécifique doit être utilisée.

Rappelons quelques résultats établis section 2.5 de [1]. Pour un système ouvert, on appelle généralement **exergie** la fonction $x_h = h - T_0 s$. Pour un système ouvert multitherme en régime permanent traversé par un débit constant de fluide, qui reçoit un travail τ et échange de la chaleur avec n sources extérieures à températures constantes T_k et avec l'environnement pris à la température T_0 , l'élimination de T_0 des équations traduisant les deux premiers principes de la thermodynamique conduit à l'équation exergetique (2) :

$$\Delta x_{hi} = \tau - \Delta x_h + \sum_{k=1}^n x_{qk} \quad (2)$$

$\Delta x_{hi} = T_0 \Delta s_i \geq 0$ est la dissipation d'exergie résultant des irréversibilités (Δs_i , positif ou nul, est la génération d'entropie), τ est le travail reçu par le système, Δx_h la variation d'exergie du fluide qui le traverse, $x_{qk} = \theta_k Q_k$ l'exergie-chaleur ou chaleur utile reçue de la source à température T_k , $\theta_k = 1 - T_0/T_k$ étant appelé facteur de Carnot.

Si la température de la source k est variable et non constante :

¹ Bien que cela soit en contradiction formelle avec le premier principe, on procède souvent ainsi pour prendre la même référence pour les enthalpies et les entropies des différents gaz (cela revient à ne pas prendre en compte les potentiels chimiques dans leurs enthalpies libres)

$$x_{qk} = \int_{T_a}^{T_b} \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \delta Q_k \quad (3)$$

Par exemple, si l'on suppose que les échanges de chaleur varient linéairement avec T_k ($\delta Q_k = Q_k dT_k / (T_b - T_a)$) :

$$x_{qk} = \left(1 - \frac{T_0}{T_b - T_a} \ln \left(\frac{T_b}{T_a}\right)\right) Q_k$$

L'équation (2) montre que le travail moteur maximum que peut fournir un système ouvert est égal à la somme des exergies-chaleurs des sources avec lesquelles il échange de la chaleur, diminuée de la variation d'exergie du fluide qui le traverse et de l'exergie détruite du fait des irréversibilités.

Lorsque plusieurs travaux utiles sont mis en jeu et que le système est traversé par plusieurs fluides, l'équation (2) se complique un peu. Pour calculer les irréversibilités de chaque composant j , elle devient (4) :

$$\Delta x_{hij} = \sum_{k=1}^n x_{qjk} - \sum_{k=1}^p m_{jk} \Delta x_{hjk} + \sum_{k=1}^q \tau_{jk} \quad (4)$$

Par exemple, pour calculer les irréversibilités dans un échangeur de chaleur, il suffit d'additionner membre à membre les équations (4) de chacun des deux fluides qui le traversent. S'il est adiabatique les exergies-chaleur sont nulles. Comme le travail utile est nul, l'irréversibilité est égale à la somme des variations des exergies des deux fluides.

Nous avons introduit section 2.5.5 de [1] le rendement exergetique d'un système, toujours compris entre 0 et 1, et d'autant plus élevé que les irréversibilités sont faibles. Il est défini comme le rapport des utilisations exergetiques aux ressources exergetiques. Les ressources exergetiques correspondent à la somme de toutes les exergies que l'on a dû fournir au cycle en provenance de l'extérieur. Les utilisations exergetiques représentent le bilan net du cycle, c'est-à-dire la somme algébrique des exergies produites et consommées en son sein.

Si le système est formé de composants vérifiant l'équation (3), cette définition générale se traduit mathématiquement par l'équation (5) :

$$\eta_x = 1 - \frac{\sum (\Delta x_{hij})}{\sum (\Delta x_{qj}^+) + \sum (\tau_j^+)} \quad (5)$$

Le dénominateur représente l'exergie apportée, c'est-à-dire la somme des exergies chaleurs positives et du travail utile fournis au cycle. Le numérateur correspond à la somme des irréversibilités du cycle.

Sur le plan pratique, et bien que la procédure ne soit pas encore automatisée dans le progiciel, l'établissement du bilan exergetique d'un cycle peut être fait de la manière suivante lorsqu'il est modélisé dans Thermoptim :

- une fois le modèle bien paramétré et calculé (il ne suffit en effet pas de charger un projet et de l'exporter : comme les exergies ne sont pas sauveées dans les fichiers de projet, elles doivent être recalculées dans chaque composant), on exporte le fichier de résultats (ligne "Exporter les résultats" du menu "Fichier de résultats"). Il s'agit d'un fichier texte qui peut facilement être relu dans un tableur, et dans lequel sont calculées les différentes valeurs d'un certain nombre de fonctions d'état relatives aux points (en variables intensives) et les énergies et exergies mises en jeu dans les transfos ;
- les premières lignes de ce fichier peuvent être copiées dans une feuille de calcul préalablement préparée pour l'établissement du bilan. On prendra garde à ce que le tableur ne reconnait pas toujours le séparateur des milliers, et qu'il peut donc être nécessaire de faire une suppression globale de ce séparateur (pour cela, copier le séparateur, sélectionner "Remplacer" dans le menu "Edition" du tableur, coller le séparateur dans le champ de recherche, et ne rien mettre dans le champ de remplacement, puis cliquer sur "tout remplacer") ;
- il faut ensuite reprendre à la main soigneusement la partie de la feuille de calcul qui dresse le bilan, les lignes relatives aux différentes transformations étant construites différemment selon qu'il s'agit de compressions ou détente adiabatiques ou d'échanges de chaleur avec l'extérieur. Pour ces dernières, il faut en plus spécifier la

Un autre cas particulier correspond aux cycles non fermés, pour lesquels il faut prendre en compte dans le bilan l'exergie entrant dans le cycle et celle en sortant, et modifier en conséquence le calcul de Dx_{hi} .

L'exemple de la turbine à gaz simple de ThermoOptim donné figure 4 illustre ces deux points :

nom	point_entr	point_sort	sva_type	n ?H	n ?Th	type_ener	débit
compresseur	entrée d'air		2 compresseur	442,713499	402,237893	utile	1
turbine		3	4 détente	-760,93531	-796,4106	utile	1,01826855
chambre de combustion		2	3 combustion	899,54487	619,474042	payante	1,01826855

bilan enthalpique				bilan exergetique				
évolution	dh	r	Q	Tk	dsq	dsb	dsbi	% pertes globales
compresseur	443					402	40	7,08%
turbine	-761					-796	95	6,21%
chambre de combustion	899		899		899	619	270	47,27%
aspiration / échappement						-225	225	39,44%
cycle	571	-318	899			0	571	100,0%
						sigma(xq+)	890	
						sigma(teu+)	0,00	
rendement énergétique		35,77%	rendement exergetique				35,77%	

Figure 4 : Bilan exergetique d'une turbine à gaz simple

Ici, l'exergie entrant et sortant du cycle est prise en compte au niveau d'une ligne supplémentaire appelée "aspiration / échappement". Elle représente une part très importante des pertes.

Lorsqu'il y a des échanges de chaleur internes, comme c'est le cas dans les cycles combinés, le calcul de la perte exergetique demande aussi à être modifié comme nous l'avons vu plus haut : elle est égale, en valeur absolue, à la somme des variations d'exergie des deux fluides qui échangent de la chaleur. Etant donné qu'il s'agit d'échanges internes, il est bien évidemment inutile de calculer les exergies-chaleurs associées.

Si l'on veut connaître le détail des pertes dans les différents échangeurs internes, il faut donc modifier la formule de calcul de Δx_{hi} pour les fluides mis en jeu, en associant bien deux à deux les lignes correspondantes. Si l'on se contente de dresser le bilan global, il suffit de sommer globalement les variations d'exergie de tous les fluides.

Par exemple, pour le cycle combiné à un niveau de pression de la figure 5, les lignes suivantes doivent être appariées : les lignes 42 et 48 correspondant à l'économiseur, 43 et 50 au vaporiseur, et 44 et 49 au surchauffeur. Pour plus de clarté, il est bien sûr possible de modifier l'ordre des lignes des parties basse et haute de la feuille de calcul pour que les fluides appariés se succèdent.

bilan enthalpique				bilan exergetique				
évolution	dh	r	Q	Tk	dsq	dsb	dsbi	% pertes globales
HRSO 2	-1371		-1371			-681	212	6,06%
HRSO 1	-1231		-1231			-768	133	3,82%
HRSO 0	-699		-699			-498	102	2,92%
compression liquide	12	12				12	0	-0,01%
turbine	-1235	-1235				-1447	211	6,05%
condenseur	-2077		-2077	288,15		-64	64	1,92%
économiseur	1371		1371			469		0,00%
surchauffeur	699		699			395		0,00%
vaporiseur	1231		1231			634		0,00%
compresseur air	3320	3320				3017	304	8,69%
turbine gaz	-5121	-5121				-5358	237	6,80%
chambre de combustion	6356		6356		6356	4381	1974	56,49%
aspiration / échappement						-257	257	7,35%
cycle	1254	-3024	4278			188	3494	100,0%
						sigma(xq+)	6356	
						sigma(teu+)	0,00	
rendement énergétique		47,59%	rendement exergetique				45,02%	

Figure 5 : Bilan exergetique d'un cycle combiné à un niveau de pression

3 RÉFÉRENCES

- [1] GICQUEL, R. Systèmes Energétiques, tome 1 : méthodologie d'analyse, bases de thermodynamique, Thermoptim, Presses de l'Ecole des Mines de Paris, février 2001.
- [2] GICQUEL, R. Systèmes Energétiques, tome 2 : Applications, Presses de l'Ecole des Mines de Paris, novembre 2001.
- [3] GICQUEL, R. Activités pédagogiques avec Thermoptim : Explorations autour des diagrammes et de divers cycles, Ecole des Mines de Paris, mai 2002.
- [4] GICQUEL, R. Activités pédagogiques avec Thermoptim : Exploration de divers cycles, problématique d'optimisation, Ecole des Mines de Paris, octobre 2002.
- [5] L. BOREL Thermodynamique et énergétique, Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, Vol. 1, 1984, Vol. 2 (Exercices corrigés), 1987.
- [6] L. BOREL Introduction aux nouveaux bilans énergétiques, Entropie n° 153, 154, Paris, 1990.
- [7] A. BEJAN, G. TSATSARONIS, M. MORAN, Thermal design and optimization, Wiley publishers, 1996.
- [8] M. MORAN Availability analysis: a guide to efficient energy use, Prentice Hall, New York, 1989.