

9 Cycles moteurs

Certains générateurs de puissance comme la centrale thermique à vapeur opèrent effectivement selon un cycle, c.-à-d. que le fluide actif retourne à son état initial après avoir subi un ensemble de transformations. Par contre, les moteurs à combustion interne (moteurs volumétriques et turbines à gaz) n'opèrent pas à proprement parler selon un cycle, puisque le fluide actif quitte le dispositif dans un état différent (composition et/ou conditions de pression/température) de celui dans lequel il est entré.

Dans ces derniers cas, il s'avère néanmoins intéressant d'analyser les performances de cycles idéalisés qui approximent le processus réel. C'est l'approche qui sera suivie dans ce chapitre et le suivant. Le fluide actif sera soit une substance à changement de phase, soit un gaz, que l'on considérera comme parfait.

9.1 Introduction

Comme on l'a fait remarquer à la section 6,1, on peut distinguer parmi les cycles moteurs, entre ceux qui opèrent à l'aide de systèmes fermés subissant une évolution temporelle, qui font intervenir du travail de déplacement de frontière, et ceux qui opèrent à l'aide de systèmes ouverts en régime, qui font intervenir du travail à l'arbre d'une machine tournante.

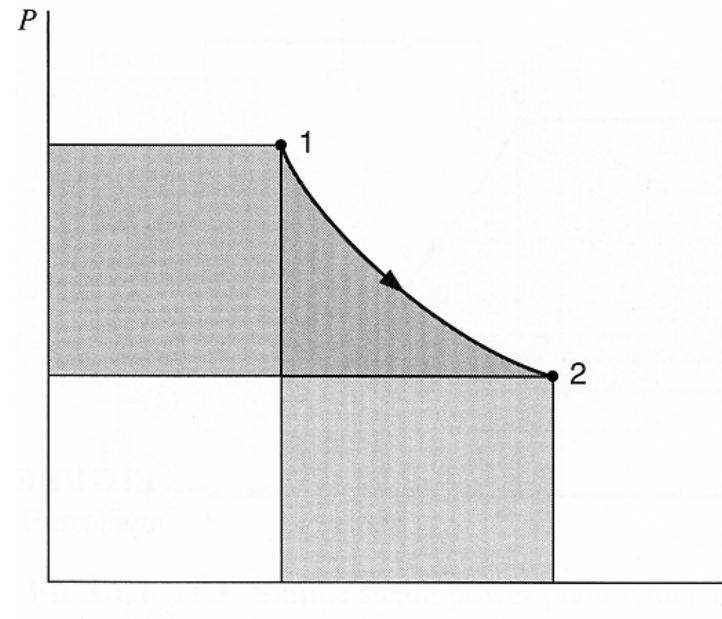
Pour une transformation d'un système ouvert en régime avec variations négligeables d'énergie cinétique et potentielle, le travail massique réversible vaut

$$w = \int v dp$$

alors que pour un système fermé, il vaut

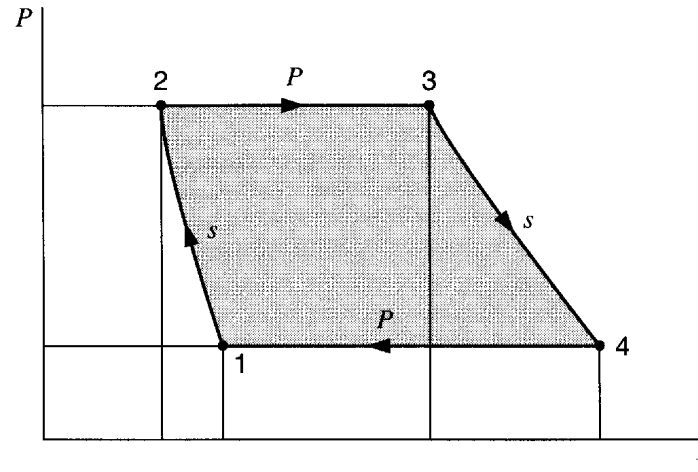
$$w = - \int p dv$$

Ces deux grandeurs sont représentées dans le diagramme ci-dessous.



Considérons un cycle moteur composé de 4 transformations de systèmes ouverts en régime tel que la centrale thermique schématisée à la section 6.5. On suppose que les transformations sont intérieurement réversibles et que les variations d'énergie cinétique et potentielle sont négligeables. En outre, on suppose que les échanges de chaleur dans chaudière et condenseur sont isobares (et donc sans échange de travail) et que les processus de compression et détente dans la pompe et la turbine

sont adiabatiques, de sorte que les 4 transformations apparaissent comme suit dans un diagramme $p - v$.



Le travail net effectué par ce cycle vaut donc

$$w_{\text{net}}^* = - \int_1^2 v dp + 0 - \int_3^4 v dp + 0 = - \int_1^2 v dp + \int_4^3 v dp$$

soit l'aire à l'intérieur de la courbe décrite par le cycle. Le travail effectué lors de la détente est supérieur à celui reçu lors de la compression parce que le volume massique est plus élevé lors de la détente.

Si le même cycle était effectué par un système fermé à frontière mobile de type cylindre/piston, le travail massique net serait

$$w_{\text{net}}^* = \int_1^2 p dv + \int_2^3 p dv + \int_3^4 p dv + \int_4^1 p dv$$

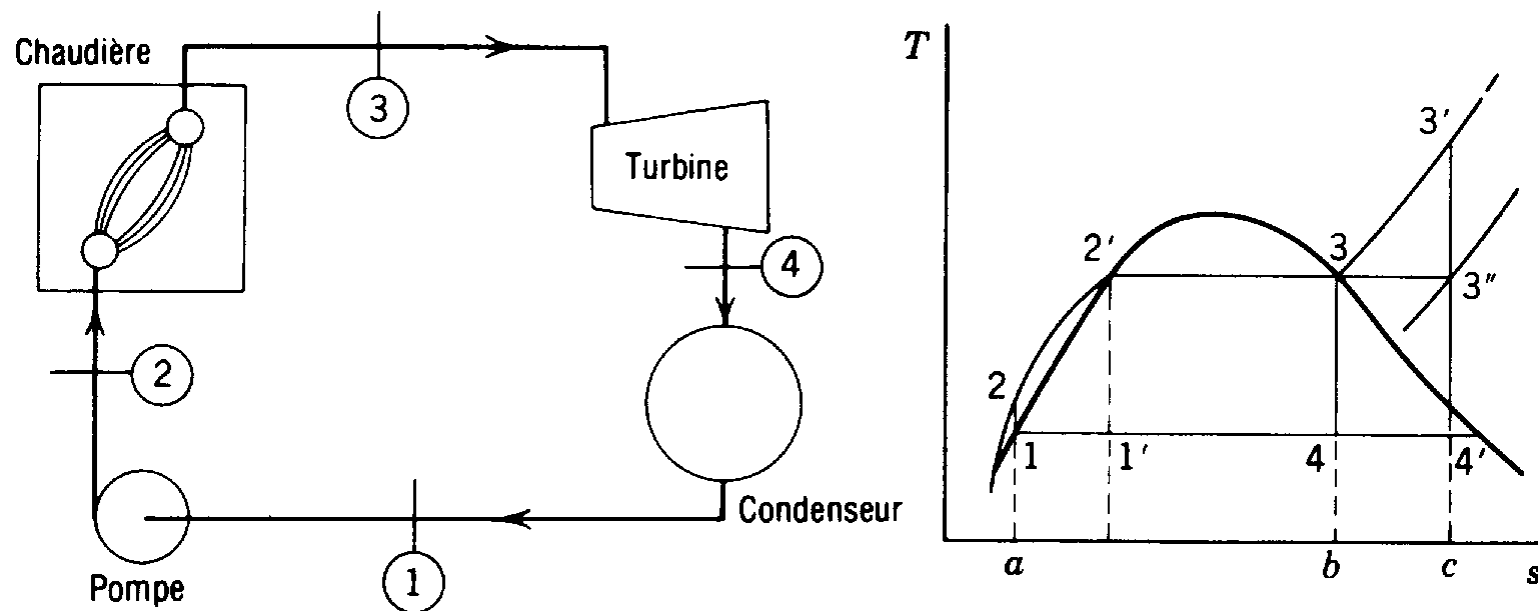
qui est aussi l'aire à l'intérieur de la courbe. Le travail net est positif parce que pour chaque changement de volume massique, la pression est plus grande lors des détenteurs que lors des compressions.

Le travail massique net est le même pour les deux systèmes, bien que le travail lors de chacune des 4 transformations soit différent dans les 2 cas. Ceci est une conséquence du fait que

$$\underbrace{\oint p dv}_{w_{\text{net,SF}}^*} + \underbrace{\oint v dp}_{-w_{\text{net,SO}}^*} = \oint d(pv) = 0$$

9.2 Le cycle de Rankine

Le travail effectué par un cycle moteur composé des 4 transformations de systèmes ouverts en régime considéré précédemment est d'autant plus grand que la différence de volume massique entre les phases de détente et de compression est grande. Le cycle de Rankine utilise un changement de phase afin de maximiser cette différence. C'est le cycle idéal des centrales thermiques à vapeur d'eau représenté schématiquement dans un diagramme entropique ci-dessous.



Il se compose de

1-2 : pompage adiabatique et réversible dans la pompe, à partir d'un état de liquide saturé 1 ;

2-3 : échange de chaleur isobare dans la chaudière jusqu'à l'état de vapeur saturée 3 ;

3-4 : détente adiabatique et réversible dans la turbine (ou dans une machine volumétrique à vapeur) ;

4-1 : échange de chaleur isobare dans le condenseur.

Une variante est le cycle de Hirn dans lequel la vapeur est surchauffée avant d'être détendue. C'est cette variante qui est employée dans les centrales électriques. On en expliquera les raisons ultérieurement.

En négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle, la chaleur reçue par le fluide est représentée par l'aire $a - 2 - 2' - 3 - b - a$ et la chaleur cédée au condenseur est représentée par l'aire $a - 1 - 4 - b - a$. L'efficacité thermique du

cycle est donc donnée par la relation

$$\varepsilon_{\text{th}} = \frac{\text{aire } 1 - 2 - 2' - 3 - 4 - 1}{\text{aire } a - 2 - 2' - 3 - b - a} \quad (9.1)$$

Bien que le cycle de Rankine ait une efficacité inférieure à l'efficacité de Carnot en raison de la production d'entropie lors du chauffage en phase liquide $2 - 2'$, le rendement exergetique du cycle de Rankine est en général très bon (supérieur à 80 %).

On peut se demander pourquoi on n'utilise pas plutôt le cycle de Carnot $1' - 2' - 3 - 4$. La raison en est que la compression d'un mélange liquide/vapeur présente de grands dangers (coup de liquide). Par contre, la compression en phase liquide se réalise très facilement et avec une énergie beaucoup plus faible.

Inconvénients du cycle de Rankine

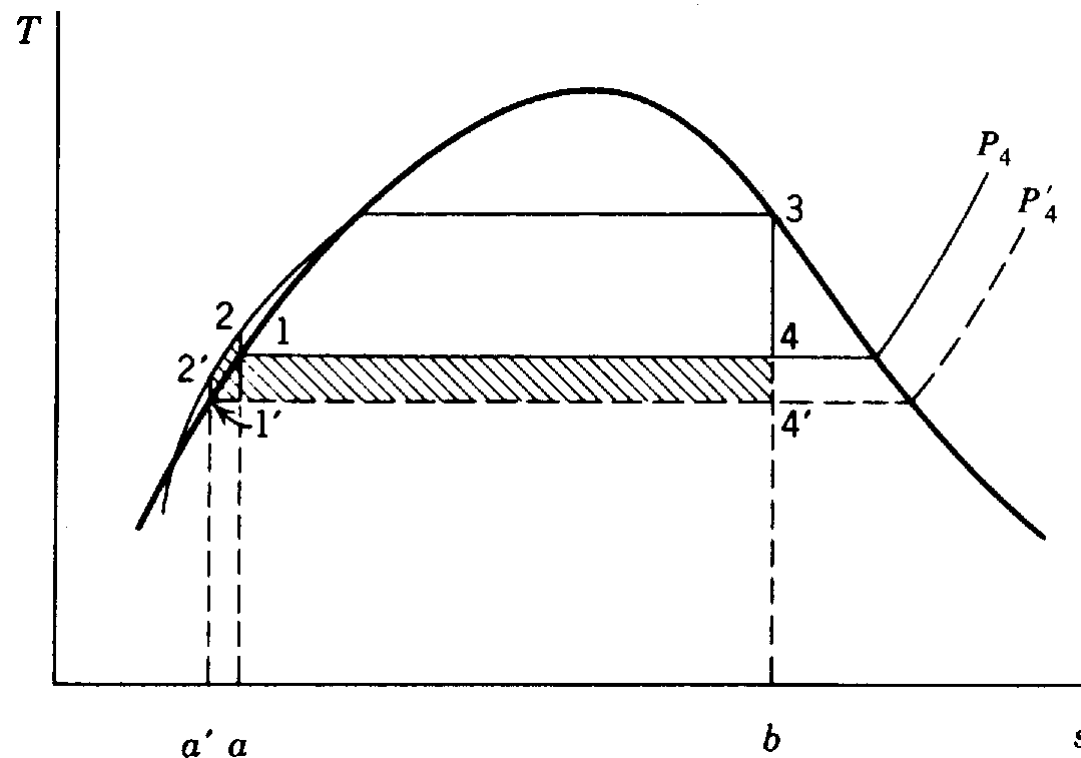
- Puisqu'il exige deux changements de phase, les températures des sources doivent être comprises entre le point triple et le point critique. $T_C - T_F$ peut donc difficilement dépasser 150 °C, et donc une efficacité de Carnot de 30 à 40%.
- Pour l'eau, avec l'ambiance comme source froide, le condenseur doit être sous vide, ce qui complique la construction de la machine et aussi celui de la machine motrice car le rapport de détente est très élevé.
- La condensation partielle (brouillard) lors de la détente exclut l'emploi de turbines. On ne peut donc le réaliser qu'avec une machine volumétrique, ce qui limite les puissances.

Cet inconvénient peut être évité par l'emploi de fluides organiques dont la cloche de saturation est penchée vers la droite dans le diagramme entropique. De plus, pour ces fluides, la pression de saturation augmente moins vite avec la température, et donc le rapport de détente est moins élevé. L'emploi de ces fluides pose cependant des problèmes technologiques, chimiques et thermodynamiques.

9.3 Effet de la pression et de la température sur le cycle de Rankine

9.3.1 Effet de la pression de condenseur

Examinons l'influence d'une baisse de la pression de condenseur.



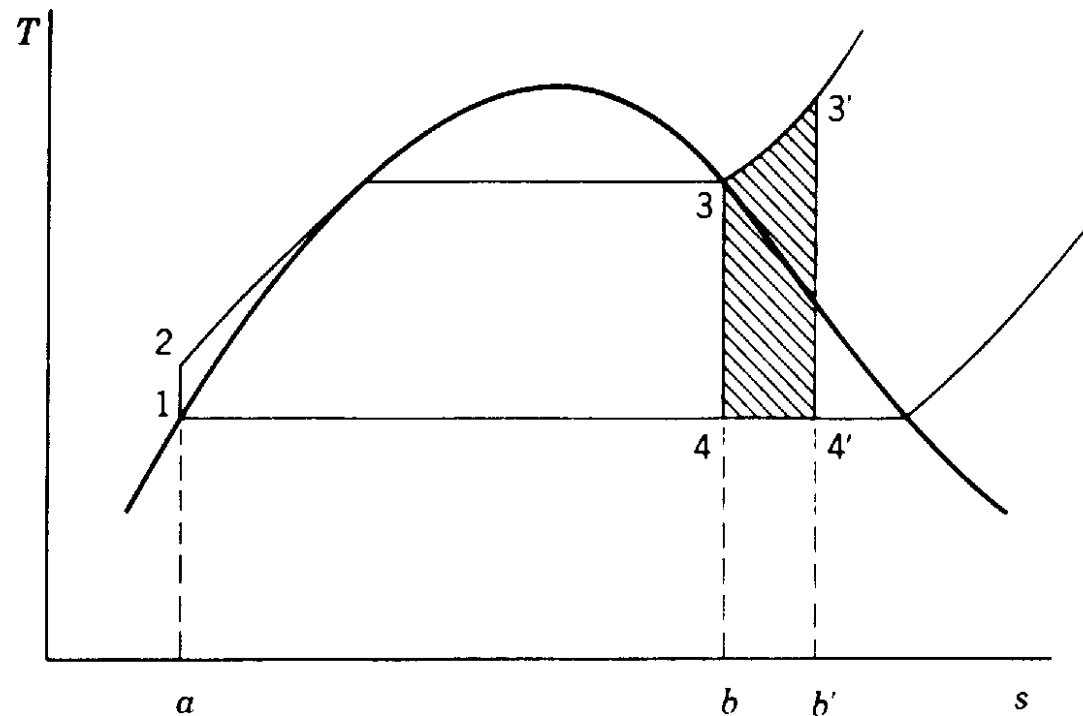
On observe que le travail net augmente de la surface hachurée, alors que la chaleur fournie à la vapeur augmente de l'aire $a' - 2' - 2 - a - a'$. Ces deux aires étant

approximativement égales, l'efficacité thermique augmente.

Mais le titre en vapeur à l'échappement $4'$ diminue. En pratique, pour les turbines à vapeur, on ne doit pas dépasser une teneur en eau de 10% (diminution de rendement, érosion).

9.3.2 Effet de la surchauffe

Considérons à présent l'effet de la surchauffe

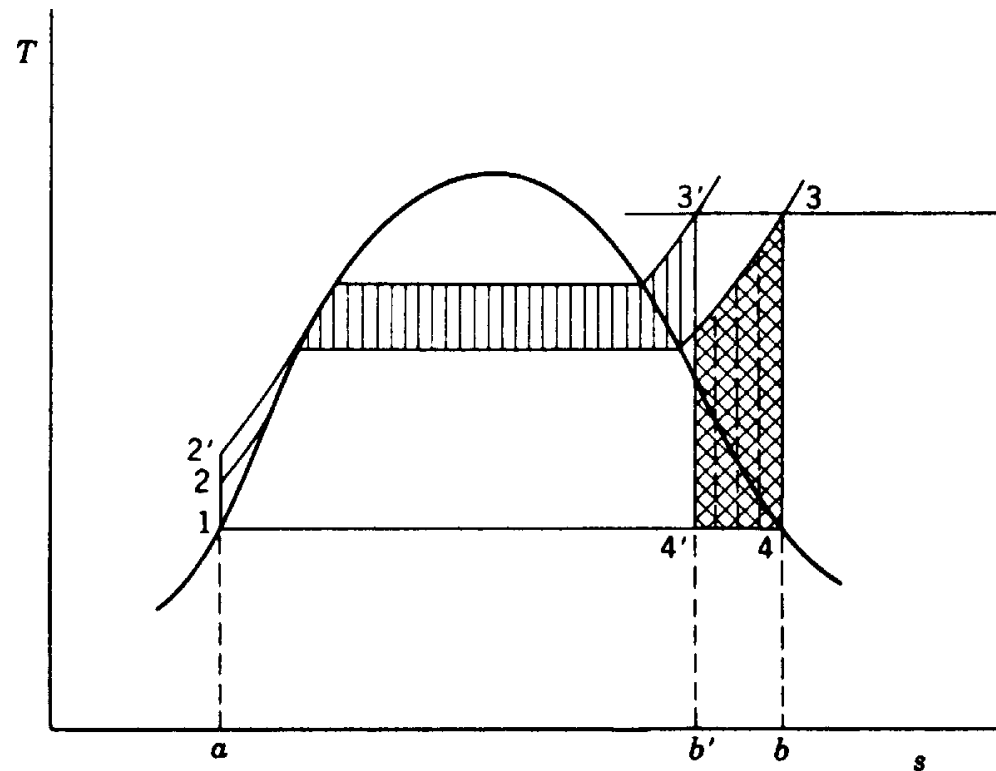


Le travail augmente de l'aire hachurée, et la chaleur de l'aire $3 - 3' - b' - b - 3$. L'effet net est une augmentation de l'efficacité, correspondant au fait que la température moyenne lors du chauffage augmente. De plus, la teneur en eau à l'échappement diminue.

Mais en raison de l'augmentation des irréversibilités (la totalité du chauffage est cette fois irréversible), le rendement exergetique diminue.

9.3.3 Effet de la pression maximale

On considère à présent l'effet d'une augmentation de pression maximum, à température maximum et à pression de condenseur constantes.

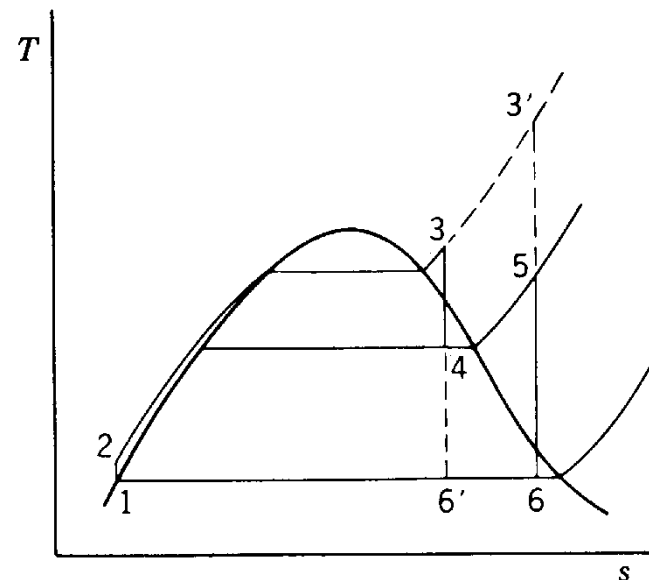
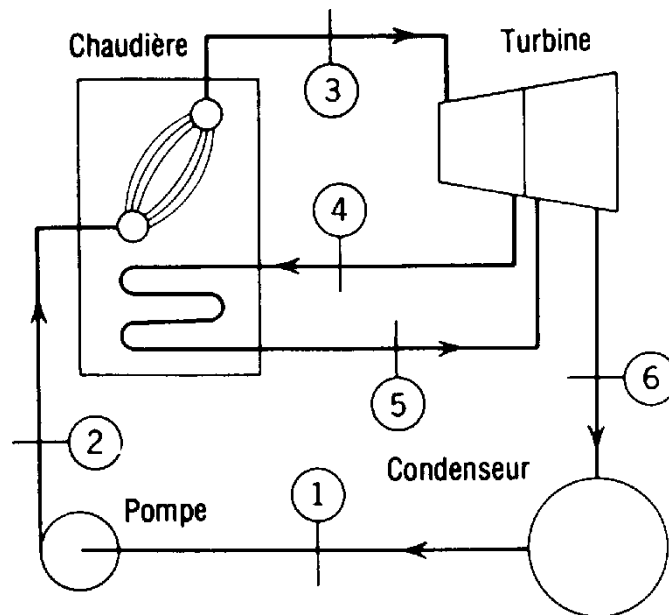


Le travail net augmente de la surface hachurée verticalement et diminue de la surface aux hachures croisées, de sorte qu'il reste à peu près constant. Par ailleurs, la chaleur rejetée diminue de l'aire $4' - 4 - b - b' - 4'$, de sorte que l'efficacité et le rendement exergetique augmentent tous deux.

Mais la teneur en eau à l'échappement augmente.

9.4 Le cycle à resurchauffe

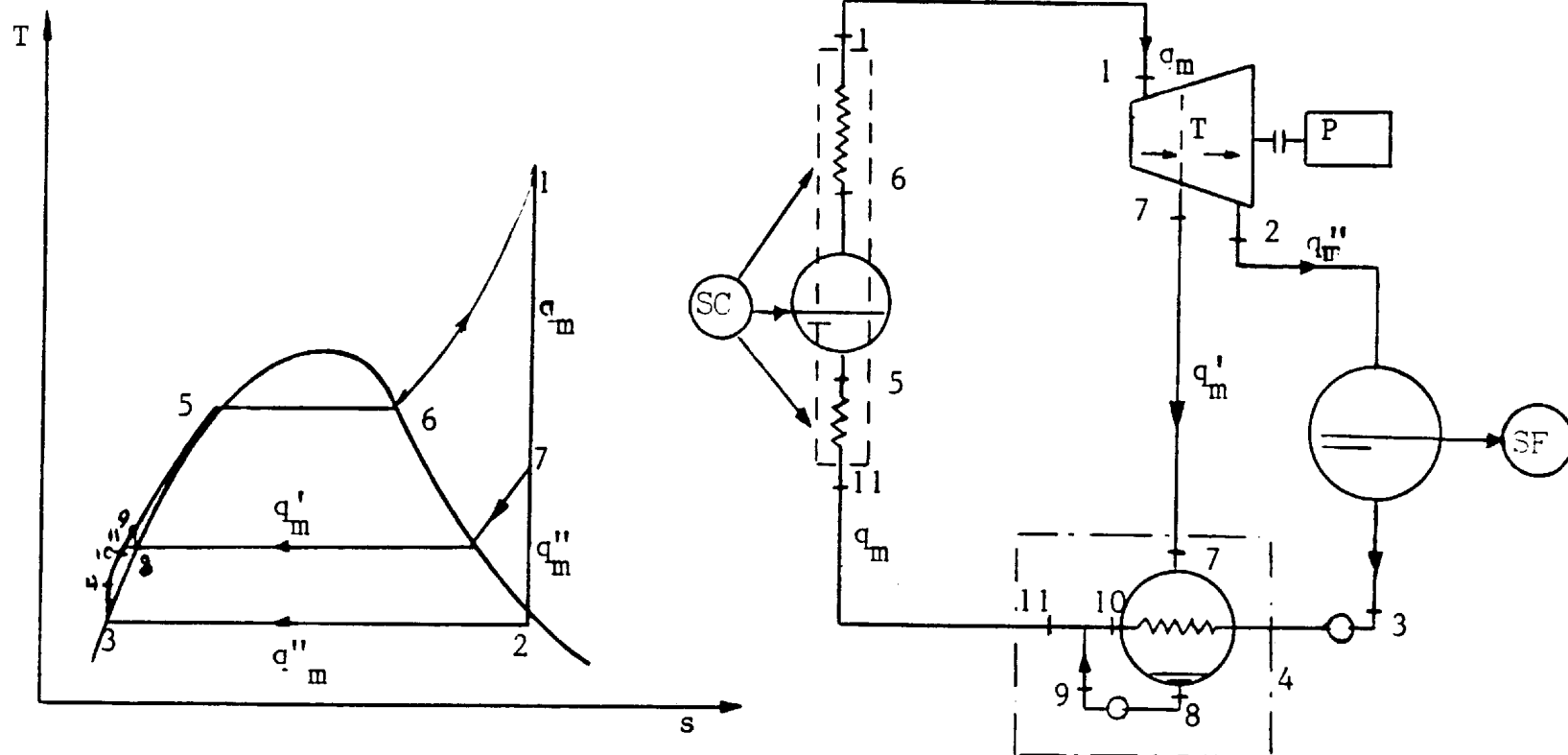
On vient de voir que l'augmentation de la pression maximum est favorable à l'efficacité du cycle de Rankine-Hirn, mais qu'elle entraîne une augmentation de la teneur en eau à l'échappement. On évite ce problème en procédant à une ou plusieurs resurchauffes.



L'efficacité du cycle ne varie pratiquement pas, mais la teneur en eau à l'échappement diminue.

9.5 Le cycle à soutirage

La perte d'efficacité du cycle de Rankine-Hirn par rapport au cycle de Carnot provient de la production d'entropie dans la phase de chauffage. Afin de réduire cette production, on prélève une partie du débit dans la turbine à une pression intermédiaire qu'on utilise pour réchauffer l'eau à la sortie de la pompe.



En négligeant la puissance consommée par la pompe

$$\varepsilon_{RH} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_4}$$

alors que l'efficacité du cycle avec soutirage vaut

$$\varepsilon_{RH, \text{ sout. }} = \frac{q''_m(h_1 - h_2) + q'_m(h_1 - h_7)}{(q'_m + q''_m)(h_1 - h_{11})}$$

En négligeant la puissance de la pompe auxiliaire, on a par application du premier principe au système entouré d'un trait mixte

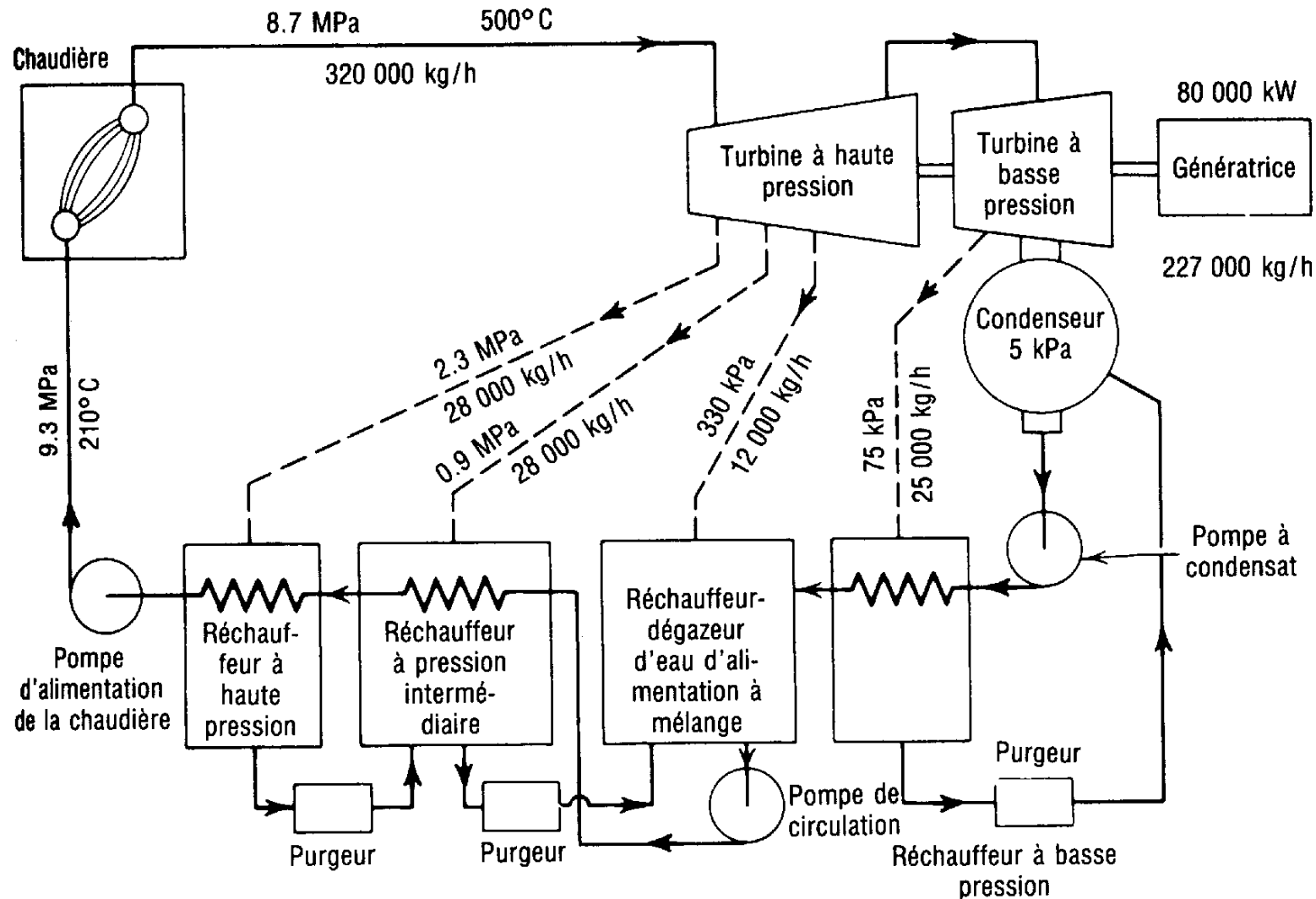
$$(q'_m + q''_m)h_{11} = q'_m h_7 + q''_m h_4 \quad \rightarrow \quad q'_m(h_7 - h_{11}) = q''_m(h_{11} - h_4)$$

Par conséquent,

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{\text{RH, sout.}} &= \frac{q_m''(h_1 - h_2) + q_m'(h_1 - h_7)}{(q_m' + q_m'')(h_1 - h_{11})} \\
 &= \frac{q_m''(h_1 - h_2) + q_m'(h_1 - h_7)}{q_m''(h_1 - h_4) + q_m''(h_4 - h_{11}) + q_m'(h_1 - h_{11})} \\
 &= \frac{q_m''(h_1 - h_2) + q_m'(h_1 - h_7)}{q_m''(h_1 - h_4) - q_m'(h_7 - h_{11}) + q_m'(h_1 - h_{11})} \\
 &= \frac{q_m''(h_1 - h_2) + q_m'(h_1 - h_7)}{q_m''(h_1 - h_4) + q_m'(h_1 - h_7)} \\
 &= \frac{(h_1 - h_2) + \frac{q_m'}{q_m''}(h_1 - h_7)}{(h_1 - h_4) + \frac{q_m'}{q_m''}(h_1 - h_7)} \\
 &> \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_4} = \varepsilon_{\text{RH}} \tag{9.2}
 \end{aligned}$$

car $h_1 - h_7 > 0$ et $\varepsilon_{\text{RH}} < 1$, ce qui démontre l'effet positif du soutirage sur l'efficacité.

En pratique, on utilise plusieurs soutirages et des réchauffeurs d'eau à mélange pour éviter la multiplication des pompes, comme illustré dans le schéma.

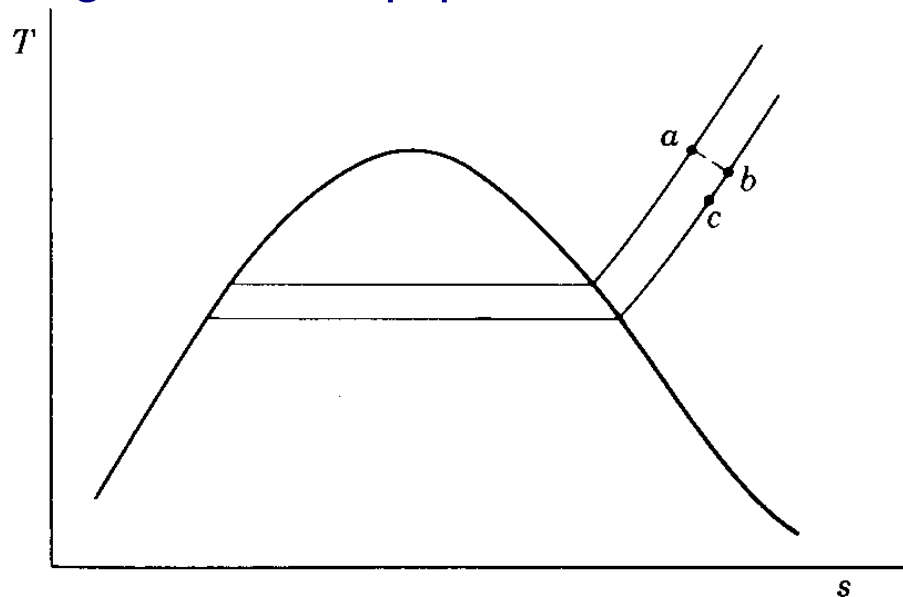


9.6 Écarts entre les cycles réels et les cycles idéaux

Évidemment, les cycles réels s'écartent des cycles idéaux. Examinons brièvement les origines de ces écarts.

9.6.1 Pertes en tuyauterie

Les pertes en tuyauterie sont de deux types : pertes de charge dues à la dissipation visqueuse, et transfert de chaleur vers l'ambiance. On les représente dans le diagramme entropique ci-dessous.

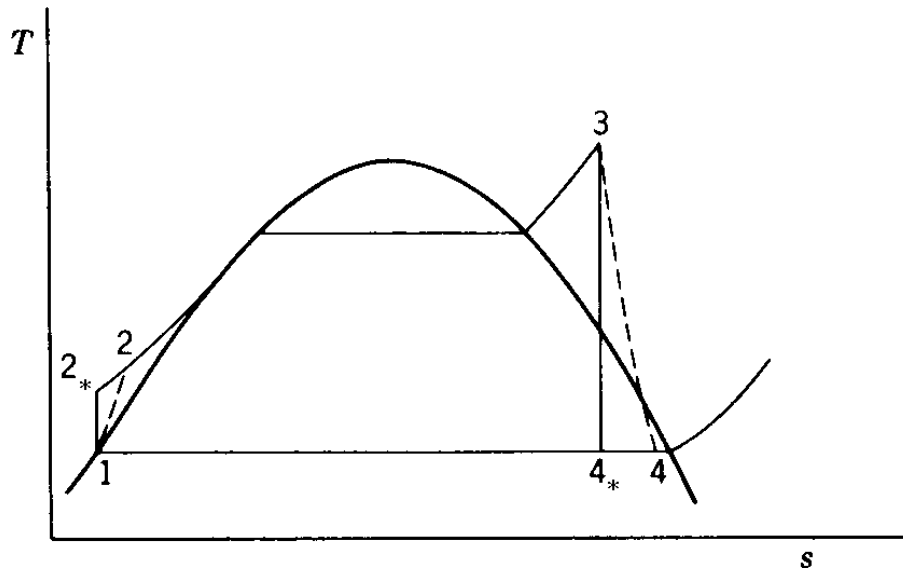


$a - b$: perte de charge. $h_b = h_a$ ($q = w = 0$) et $p_b < p_a$.

$b - c$ transfert de chaleur. $h_b < h_a$ ($q < 0$), et $p_b = p_a$.

9.6.2 Pertes dans la turbine et dans la pompe

Il s'agit essentiellement de pertes par dissipation visqueuse, que l'on peut caractériser par les rendements isentropiques respectifs.



$$- \eta_t = \frac{w_t}{h_3 - h_{4*}}$$

$$- \eta_p = \frac{h_{2*} - h_1}{w_p}$$

9.6.3 Pertes dans le condenseur

Les pertes dans le condenseur sont mineures. Une telle perte est le refroidissement du liquide sous sa température de saturation à la sortie du condenseur.

9.7 Les cycles théoriques à air

Bon nombre de moteurs emploient un fluide actif toujours à l'état gazeux.

- moteurs volumétriques à allumage commandé (moteurs à essence) ;
- moteurs volumétriques à allumage spontané (moteurs Diesel) ;
- turbines à gaz de propulsion (turbopropulseurs, moteurs d'hélicoptères) ;
- turboréacteurs.

Dans tous ces moteurs, la composition du gaz varie entre l'entrée et la sortie en raison de la combustion du carburant. C'est pour cette raison qu'on les appelle **moteurs à combustion interne**. Par contre, la machine à vapeur ou le générateur de puissance d'une centrale à vapeur sont des **moteurs à combustion externe**.

Des moteurs à combustion externe utilisant un agent à l'état gazeux ont été étudiés (combinaison réacteur nucléaire/turbine à gaz), mais leur application reste très limitée.

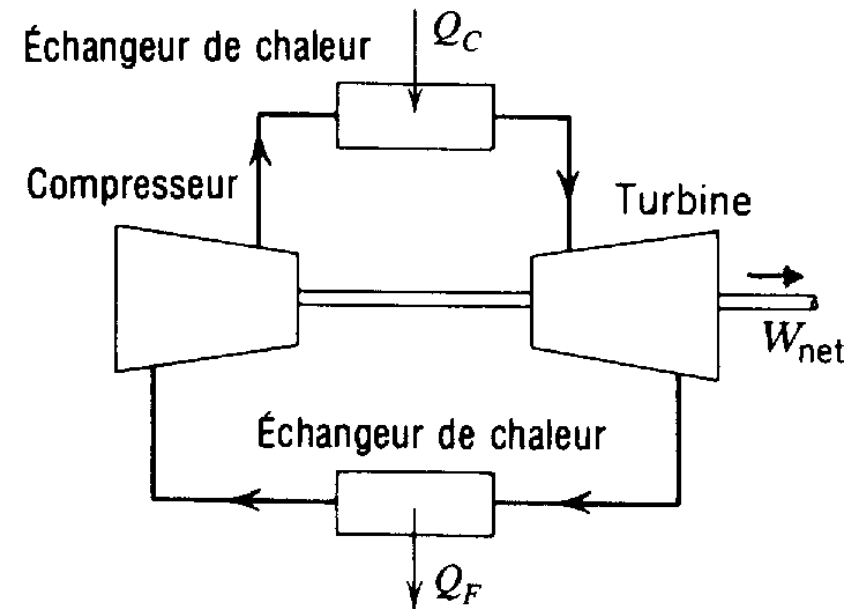
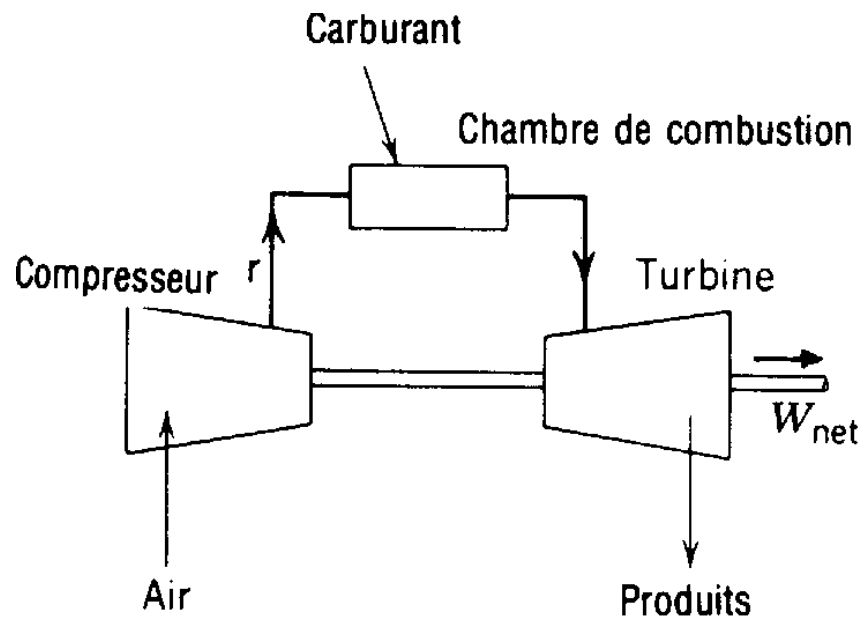
En raison du changement de composition, mais aussi parce qu'il s'agit réellement de systèmes ouverts dans lesquels l'état à l'échappement diffère de l'état à l'aspiration, les moteurs à combustion interne ne sont pas des cycles.

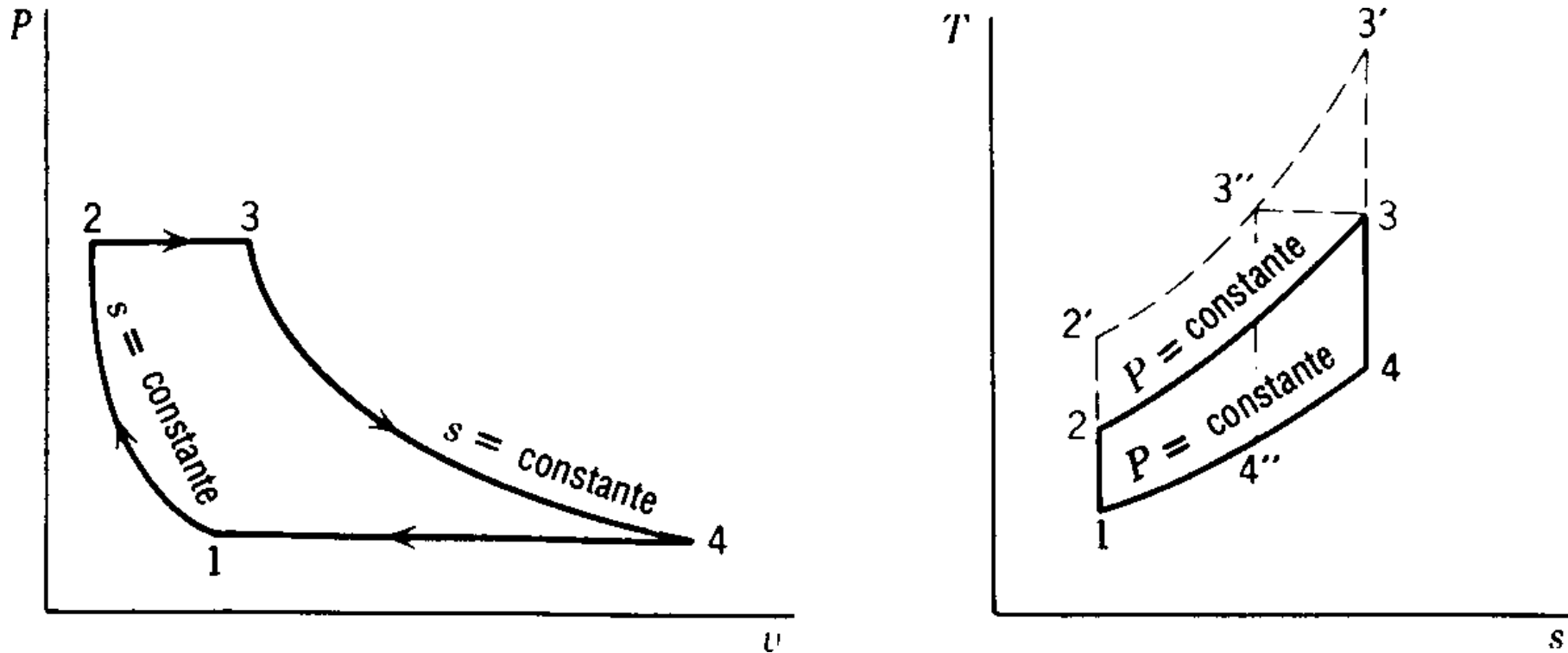
Néanmoins, pour faciliter l'étude de ces dispositifs, il est s'avère intéressant de les modéliser par des cycles ayant les propriétés suivantes :

1. Une masse fixe d'air parcourt le cycle, et l'air est considéré comme un gaz parfait.
2. La combustion est remplacée par un échange de chaleur provenant d'une source externe.
3. Le cycle se complète par un échange de chaleur avec le milieu ambiant (au lieu des processus d'admission et d'échappement réels).
4. Toutes les transformations sont réversibles intérieurement.
5. En outre, on suppose souvent que la chaleur massique est constante.

9.8 Le cycle de Joule (Brayton)

Le cycle de Joule se compose des mêmes transformations que le cycle de Rankine (2 échanges de chaleur isobares et deux variations de pression isentropiques), la seule différence étant que le fluide actif reste toujours à l'état gazeux. C'est le cycle idéal de la turbine à gaz.





Avec l'hypothèse de chaleurs massiques constantes, on obtient très aisément l'expression de l'efficacité thermique.

$$\varepsilon_{\text{th}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

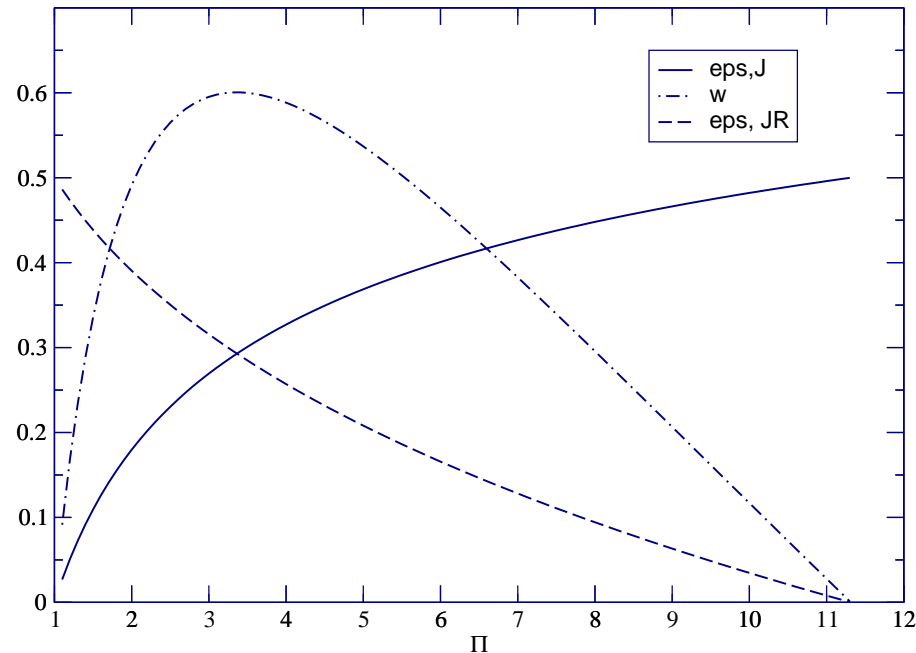
Les transformations 1 – 2 et 3 – 4 étant isentropiques, on a

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_4}{T_3} = \Pi^{\frac{k-1}{k}}$$

de sorte que

$$\varepsilon_{\text{th}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \Pi^{-\frac{k-1}{k}} < 1 - \frac{T_1}{T_3} = \varepsilon_{\text{th, Carnot}} \quad (9.3)$$

L'efficacité est donc une fonction croissante du rapport de pression.



Ceci s'explique aisément à partir du **diagramme entropique**. Lorsque le rapport de pression augmente (avec un rapport de température entrée turbine/sortie compresseur constant), le cycle original se transforme en $1 - 2' - 3' - 4 - 1$, pour lequel le travail est plus grand, alors que la chaleur rejetée à la source froide est identique.

Mais la température maximum est plus élevée. En pratique, la température d'entrée turbine est limitée par la tenue des matériaux. En maintenant la température d'entrée turbine constante, mais en augmentant le rapport de pression, on obtient le cycle $1 - 2'' - 3'' - 4'' - 1$. Comme l'efficacité thermique ne dépend que du rapport de pression, ce dernier cycle a une efficacité identique à celle du cycle $1 - 2' - 3' - 4 - 1$.

Mais le travail massique est plus faible. Calculons ce dernier.

$$w = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = c_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} (1 - \Pi^{-\frac{k-1}{k}}) - (\Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1) \right]$$

On a porté sur le **graphique du rendement** w/RT_1 en fonction du rapport de pression pour un rapport de températures $T_3/T_1 = 2$. On constate qu'il passe par un maximum. Posons

$$y = \Pi^{\frac{k-1}{k}}$$

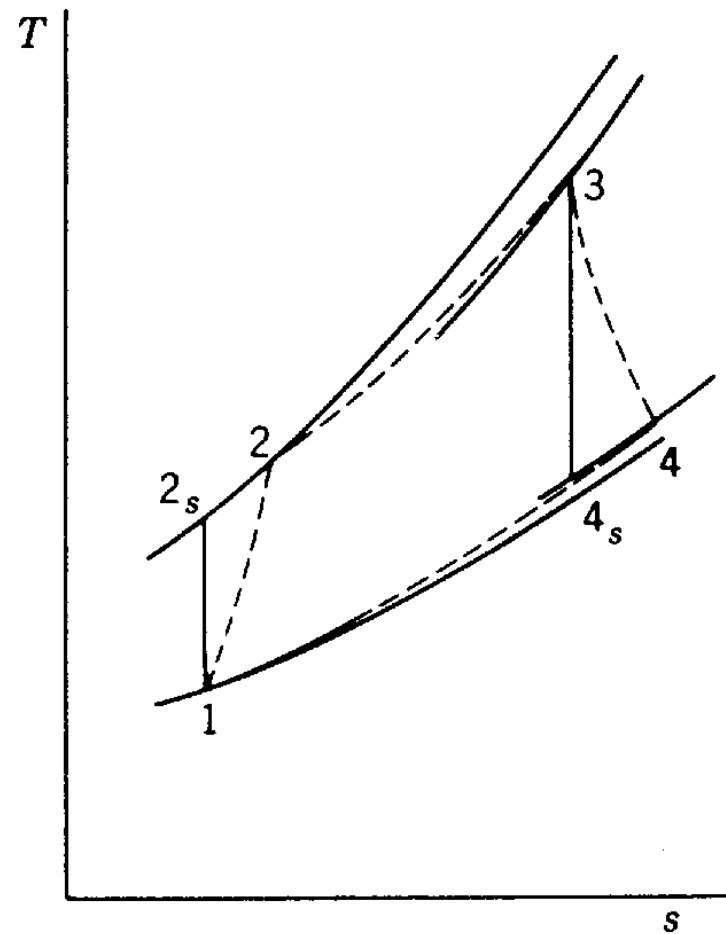
On a par conséquent

$$\frac{1}{c_p T_1} \frac{dw}{dy} = \frac{T_3}{T_1} \frac{1}{y^2} - 1 \quad \rightarrow \quad y_{w_{\max}} = \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} \quad \rightarrow \quad \Pi_{w_{\max}} = \sqrt{\left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}} \quad (9.4)$$

et l'efficacité correspondante vaut

$$\varepsilon_{\text{th}} = 1 - \sqrt{\frac{T_1}{T_3}} \quad (9.5)$$

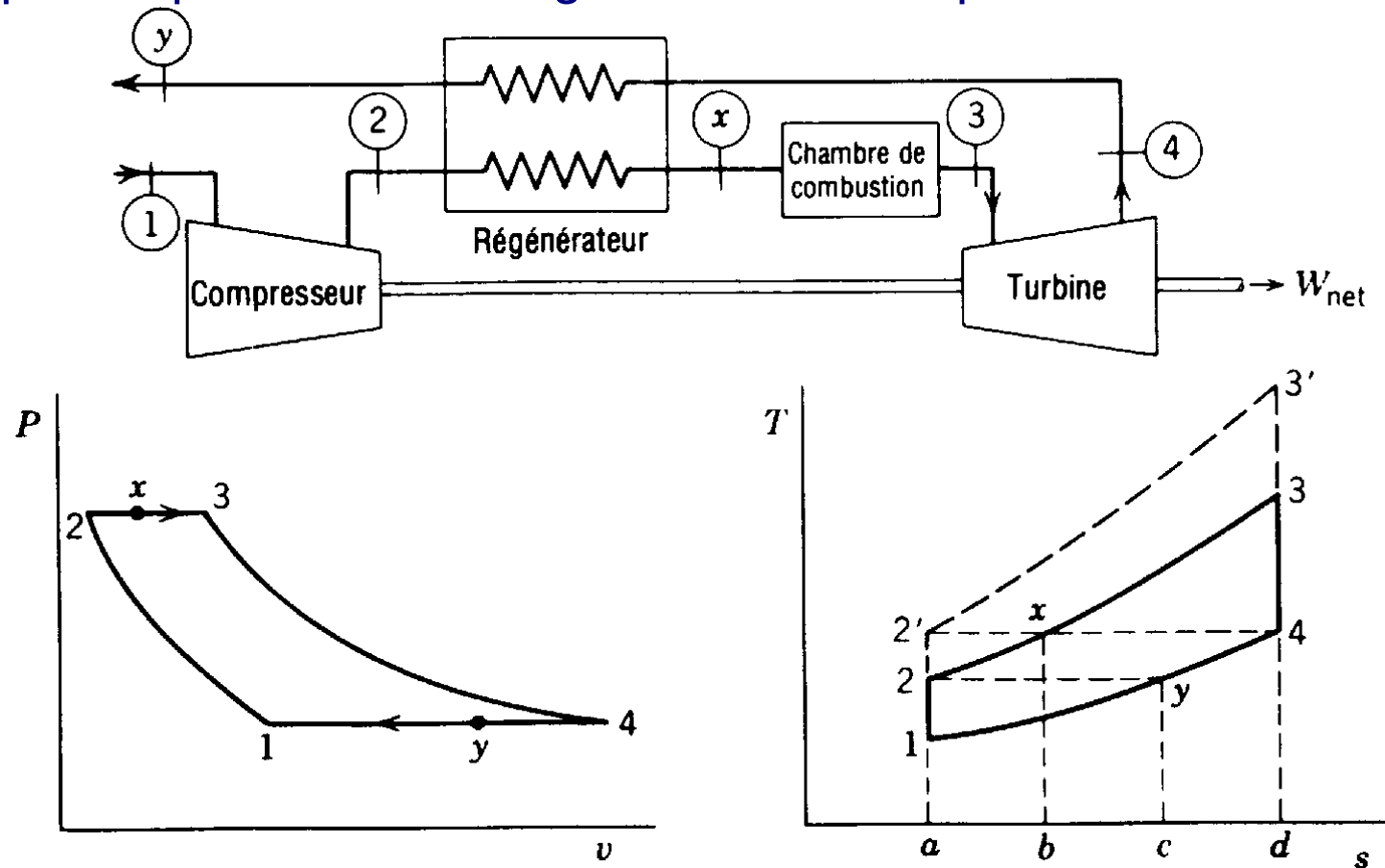
Un inconvénient majeur du cycle de Joule est l'importance du travail de compression par rapport au travail de détente (en contraste avec le cycle de Rankine-Hirn), de sorte que la puissance installée est beaucoup plus élevée que la puissance utile. Cet effet est très aggravé par les pertes des machines.



Le travail de compression est augmenté alors que le travail fourni par la turbine est réduit → le travail utile diminue très rapidement avec les pertes !

9.9 Le cycle de Joule à récupération

Lorsque la température de sortie turbine est supérieure à la température de sortie compresseur, on peut améliorer l'efficacité du cycle de Joule en se servant des gaz d'échappement pour réchauffer le gaz sortant du compresseur.



En supposant les chaleurs massiques constantes et un échangeur de chaleur parfait, $T_x = T_4$ et $T_y = T_2$. Dès lors,

$$\varepsilon_{\text{th}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_4} = 1 - \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \Pi^{\frac{k-1}{k}} > \varepsilon_j \quad (9.6)$$

comme on peut le voir sur le **graphique du rendement** pour $T_3/T_1 = 2$.

Le cycle à récupération n'a de sens que lorsque $T_4 > T_2$, c.-à-d. pour un rapport de pression tel que

$$\Pi^{\frac{k-1}{k}} < \frac{T_3}{T_1} \Pi^{-\frac{k-1}{k}} \quad \rightarrow \quad \Pi < \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}} = \Pi_{w_{\text{max}}}$$

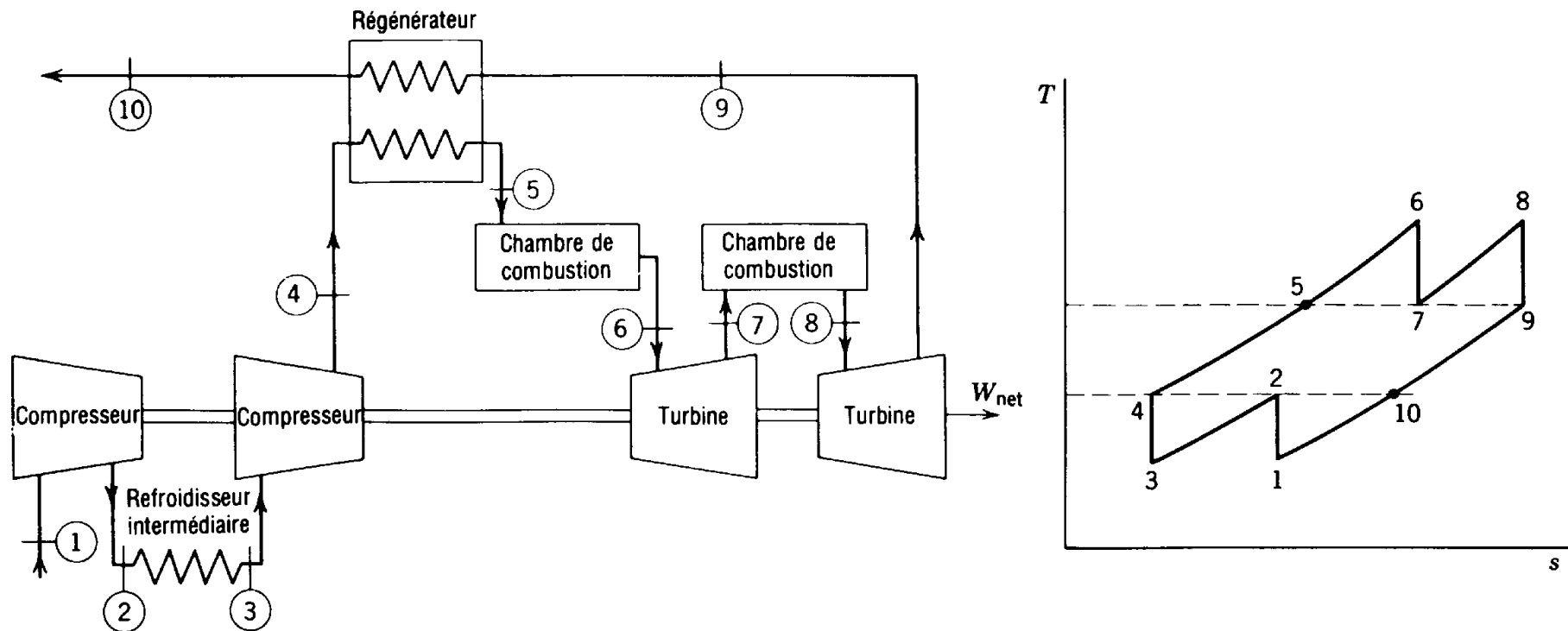
En pratique, l'échangeur n'est pas parfait, et par conséquent $T_x < T_4$. On caractérise le degré de perfection de l'échangeur par un rendement, défini comme suit :

$$\eta_{\text{éch.}} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2}$$

Le rendement d'échangeur influence l'efficacité du cycle à récupération.

9.10 Le cycle de Joule à compression et détente étagées, et récupération

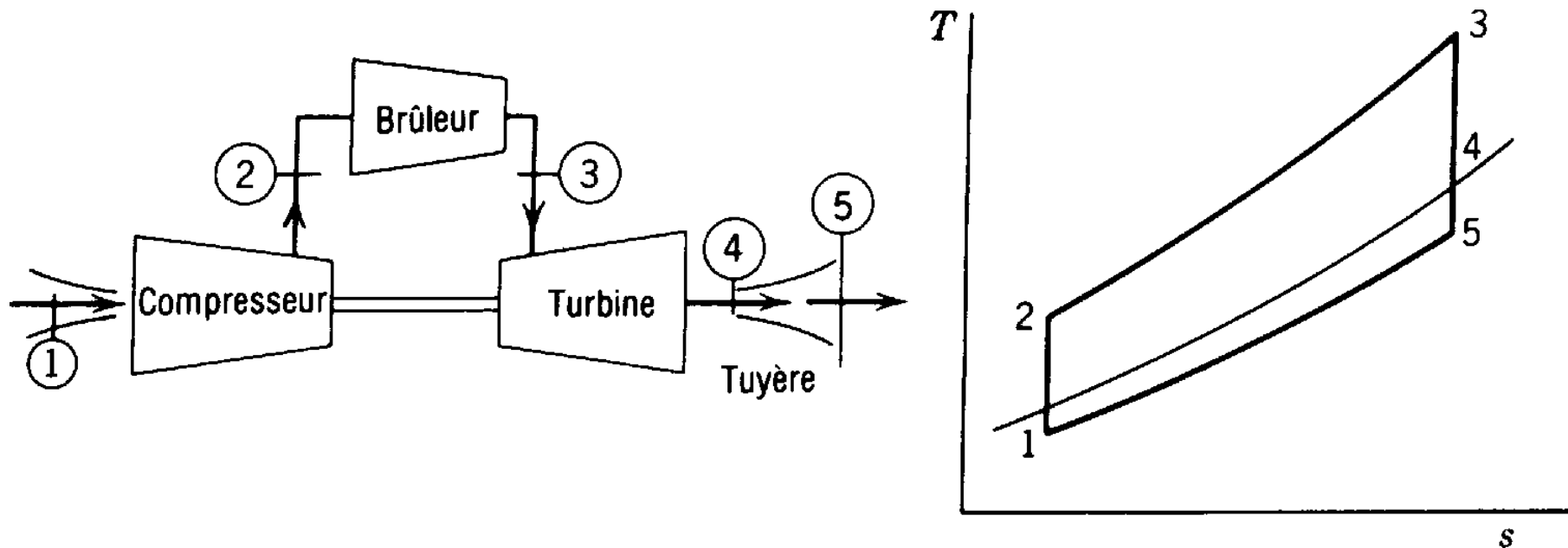
On a mentionné précédemment que le travail de compression était réduit pour une compression refroidie. Cette propriété est mise à profit dans le cycle de Joule à compression et détente étagée, en combinaison avec la récupération.



L'efficacité du cycle est augmentée, mais également le prix et le poids de l'installation, vu sa plus grande complication.

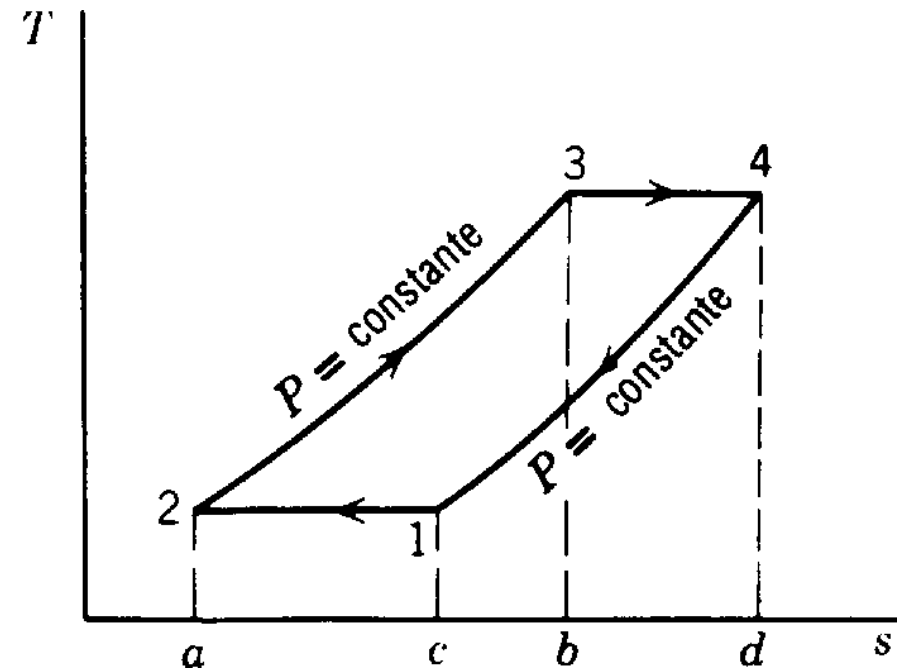
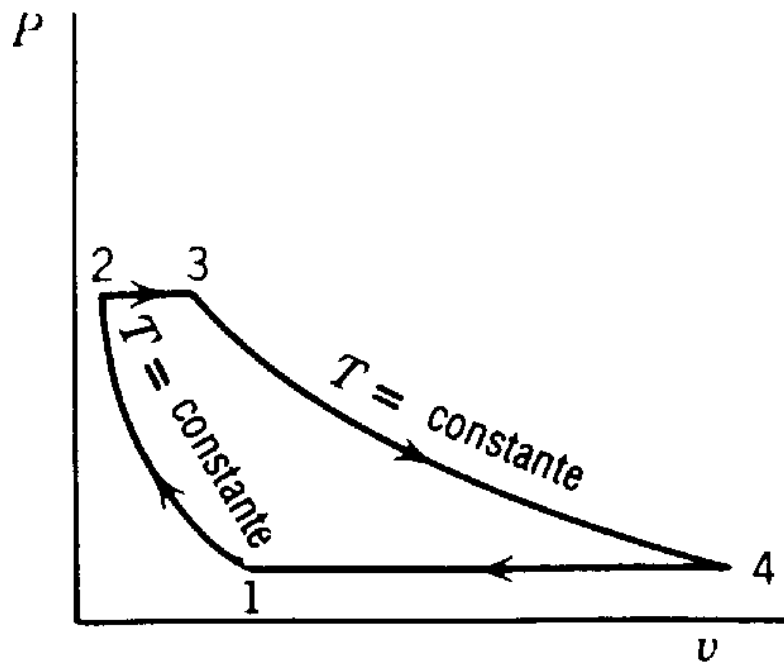
9.11 Le cycle du turboréacteur

Le cycle du turboréacteur est également une variante du cycle de Joule, dans laquelle on effectue une détente partielle dans la turbine, de manière à ce que la puissance fournie par la turbine soit juste suffisante à entraîner le compresseur. Les gaz à la sortie de la turbine sont alors détendus dans une tuyère pour être accélérés et ainsi produire une poussée.



9.12 Le cycle d'Ericsson

En faisant tendre le nombre d'étages de compression et de détente dans le cycle de Joule à compression et détente étagées (section 9.10) vers l'infini, on obtient le cycle d'Ericsson, constitué d'une compression et d'une détente isotherme, et d'échanges de chaleur isobares.



Les quantités de chaleur et travail échangés au cours des quatre parties du cycle sont :

Compression isotherme 1 – 2 $w_{12} = \underbrace{(h_2 - h_1)}_{=0 \text{ (gaz parfait)}} - q_{12}$, et, en supposant l'échange

de chaleur réversible,

$$q_{12} = T_F(s_2 - s_1) < 0$$

Chauffage isobare 2 – 3 $q_{23} = h_3 - h_2$

Détente isotherme 3 – 4 $w_{34} = \underbrace{(h_4 - h_3)}_{=0 \text{ (gaz parfait)}} - q_{34}$, et, en supposant l'échange de

chaleur réversible,

$$q_{34} = T_C(s_4 - s_3) > 0$$

Refroidissement isobare 4 – 1 $q_{41} = h_1 - h_4$

On a donc $q_{23} = -q_{41}$, de sorte qu'on peut réaliser ces transformations à l'aide d'un échangeur de chaleur (récupérateur).

Le travail net fourni vaut donc

$$w^* = T_C(s_4 - s_3) - T_F(s_1 - s_2)$$

Mais, le fluide actif étant un gaz parfait,

$$s_4 - s_3 = -R \ln \frac{p_4}{p_3} = -R \ln \frac{p_1}{p_2} = s_1 - s_2$$

et par conséquent,

$$w^* = (T_C - T_F)(s_4 - s_3)$$

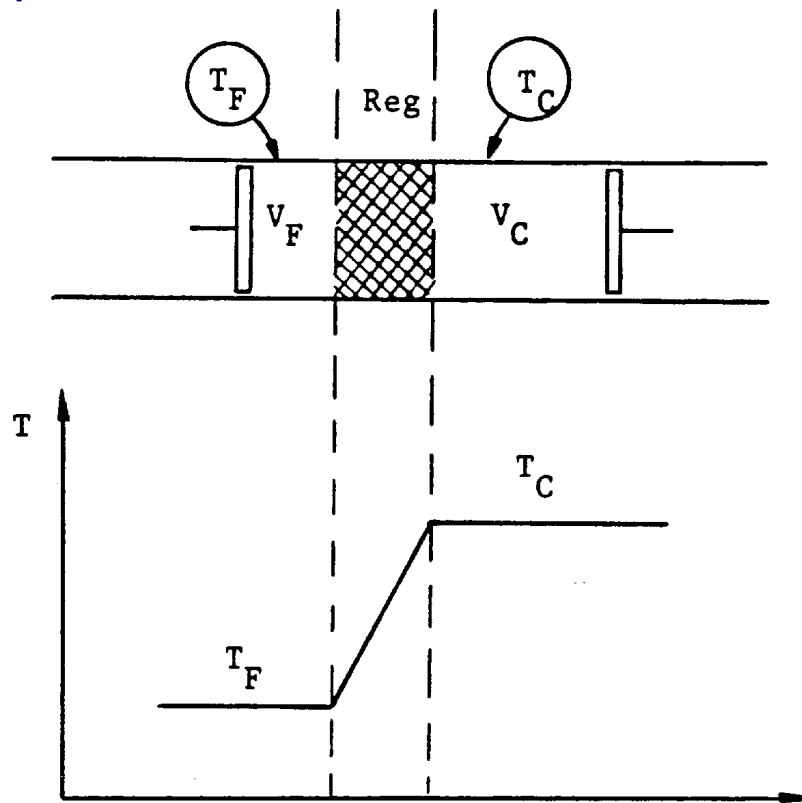
de sorte que l'efficacité thermique vaut

$$\varepsilon_E = \frac{(T_C - T_F)(s_4 - s_3)}{T_C(s_4 - s_3)} = \frac{T_C - T_F}{T_C} = \varepsilon_{\text{Carnot}} \quad (9.7)$$

En réalité, il est impossible en pratique de réaliser des compressions et détente isothermes. On s'en approche par des compressions et détente étagées avec échange de chaleur intermédiaire (intercoolers).

9.13 Le cycle de Stirling

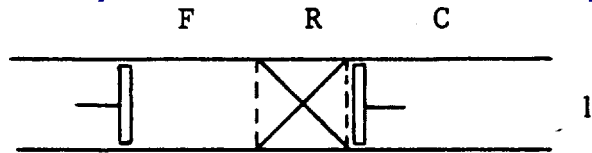
Le cycle de Stirling est un autre cycle basé sur l'utilisation d'un régénérateur (récupérateur), mis en œuvre dans une machine volumétrique constituée des trois parties suivantes :



- une chambre de volume variable V_F en contact avec une source à température T_F ;
- une chambre de volume variable V_C en contact avec une source à température T_C ;
- un régénérateur qui reçoit et fournit alternativement de la chaleur du et au fluide.

C'est une machine fermée dans laquelle le fluide est à chaque instant non uniforme.

Le cycle est constitué des quatre transformations suivantes :



1 **Compression isotherme 1 – 2**

$${}_1W_2 = - \int_1^2 p dV = -mRT_F \ln(V_2/V_1) > 0 \text{ et}$$

$${}_1Q_2 = -{}_1W_2 = mRT_F \ln(V_2/V_1) < 0$$



2 **Chauffage isochore 2 – 3** ${}_2W_3 = 0$ et

$${}_2Q_3 = U_3 - U_2 = mc_v(T_C - T_F)$$



3 **Détente isotherme 3 – 4**

$${}_3W_4 = - \int_3^4 p dV = -mRT_C \ln(V_4/V_3) < 0 \text{ et}$$

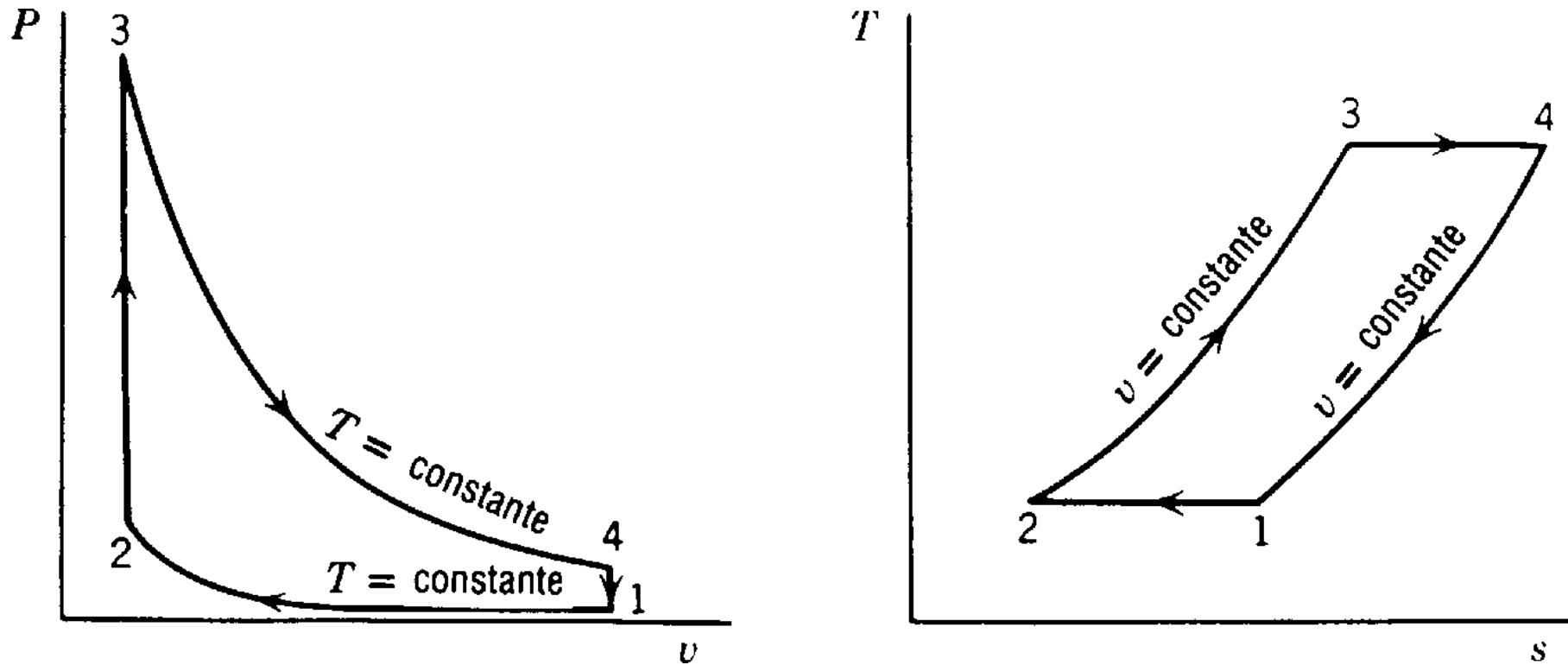
$${}_3Q_4 = -{}_3W_4 = mRT_C \ln(V_4/V_3) > 0$$



4 **Refroidissement isochore 4 – 1** ${}_4W_1 = 0$ et

$${}_4Q_1 = U_4 - U_1 = mc_v(T_F - T_C)$$

On constate que ${}_1Q_2 = -{}_4Q_1$, de sorte que les échanges peuvent s'effectuer sans contact avec une source, mais par l'entremise du régénérateur, qui stocke la chaleur cédée par le fluide en 4 – 1 pour la lui rétrocéder en 2 – 3.



L'efficacité du cycle vaut

$$\varepsilon_{\text{Stirling}} = \frac{-{}_3W_4 - {}_1W_2}{{}_3Q_4} = \frac{mRT_C \ln \frac{V_4}{V_3} + mRT_F \ln \frac{V_2}{V_1}}{mRT_C \ln \frac{V_4}{V_3}} = \frac{T_C - T_F}{T_C} = \varepsilon_{\text{Carnot}} \quad (9.8)$$

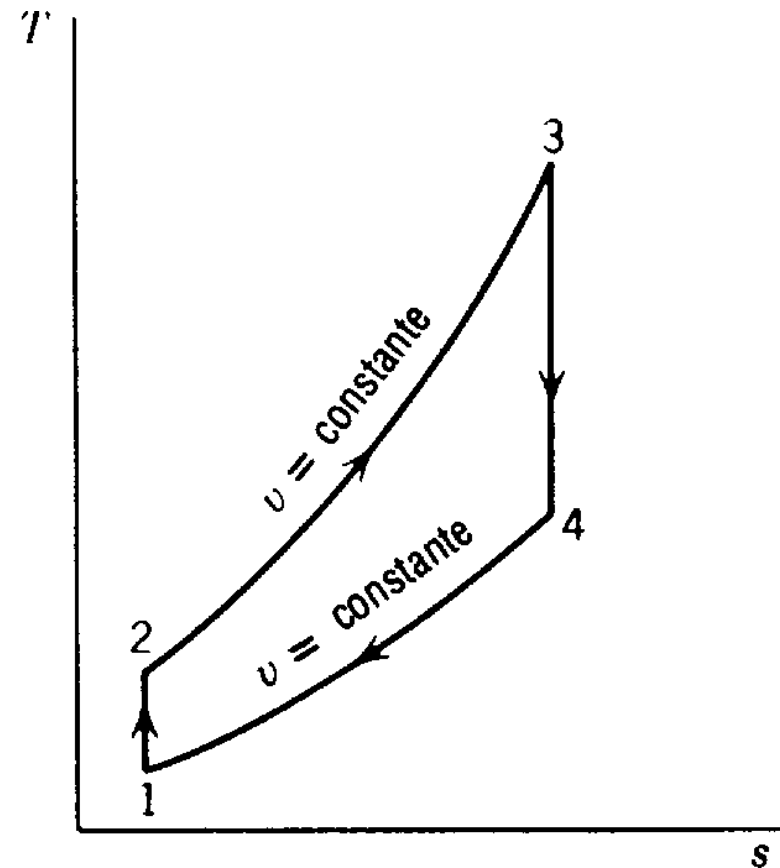
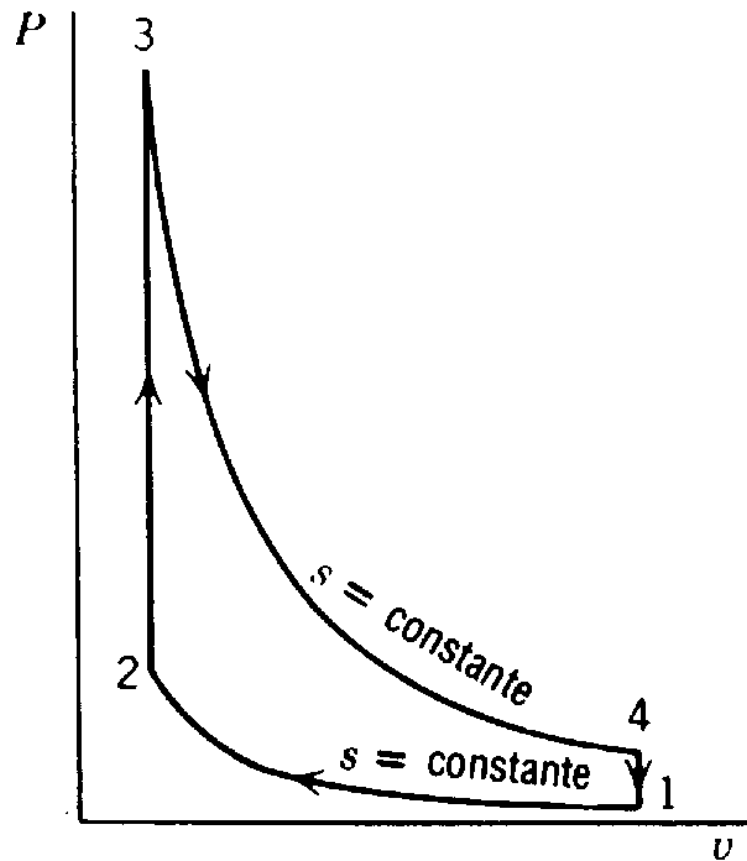
On a constaté un regain d'intérêt récent pour les machines de Stirling (travaux de la firme Phillips). Dans les réalisations récentes, le mouvement discontinu des pistons est remplacé par des mouvements sinusoïdaux déphasés. La source chaude est un brûleur dans lequel on réalise la combustion externe d'un combustible.

Avantages et inconvénients

- Efficacité thermique élevée (en principe égale à l'efficacité de Carnot) ;
- combustion externe, donc moteur silencieux et polycarburant ;
- poids et prix élevés, en raison de la complexité de la cinématique ;
- puissance volumétrique très importante, grâce à la possibilité de travailler à très haute pression ;
- régulation aisée par action sur la masse (m) du fluide actif.

9.14 Le cycle d'Otto ou de Beau de Rochas

Le cycle d'Otto est le cycle idéalisé des moteurs volumétriques à allumage commandé (moteur à essence). Il est représenté ci-dessous dans les diagrammes $p - v$ et $T - s$.



Il se compose des transformations suivantes :

Compression isentropique 1 – 2 Correspond à la compression du mélange air/essence lorsque le piston se déplace du point mort bas au point mort haut, les soupapes étant fermées.

$${}_1Q_2 = 0 \qquad {}_1W_2 = U_2 - U_1 = mc_v(T_2 - T_1)$$

Chauffage isochore 2 – 3 Correspond à la phase de combustion du mélange, supposée instantanée lorsque le piston se trouve au point mort haut.

$${}_2W_3 = 0 \qquad {}_2Q_3 = U_3 - U_2 = mc_v(T_3 - T_2)$$

Détente isentropique 3 – 4 Correspond à la détente des gaz brûlés lorsque le piston se déplace du point mort haut au point mort bas.

$${}_3Q_4 = 0 \qquad {}_3W_4 = U_4 - U_3 = mc_v(T_4 - T_3)$$

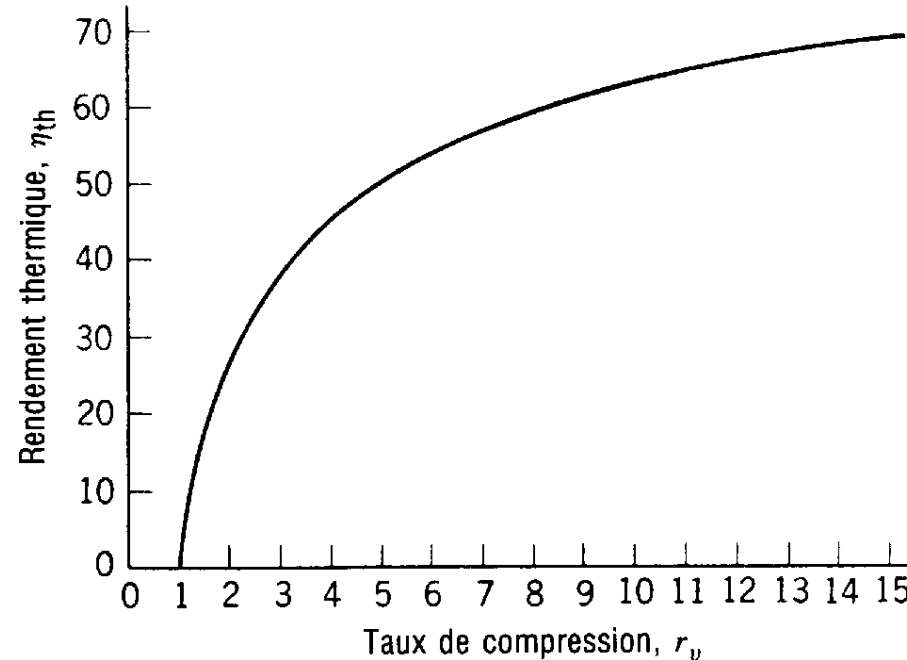
Refroidissement isochore 4 – 1 Correspond aux processus suivants : détente irréversible des gaz brûlés à l'ouverture de la soupape d'échappement, refoulement des gaz brûlés, et enfin admission des gaz frais.

$${}_4W_1 = 0 \qquad {}_4Q_1 = U_1 - U_4 = mc_v(T_1 - T_4)$$

On en déduit directement l'efficacité du cycle :

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\text{Otto}} &= \frac{-{}_3W_4 - {}_1W_2}{{}_2Q_3} = \frac{mc_v(T_3 - T_4) - mc_v(T_2 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \\ &= 1 - \frac{V_1^{-(k-1)}}{V_2^{-(k-1)}} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}}\end{aligned}\quad (9.9)$$

où r_v est le rapport volumétrique de compression. L'efficacité est donc une fonction croissante de celui-ci comme indiqué sur le graphique.



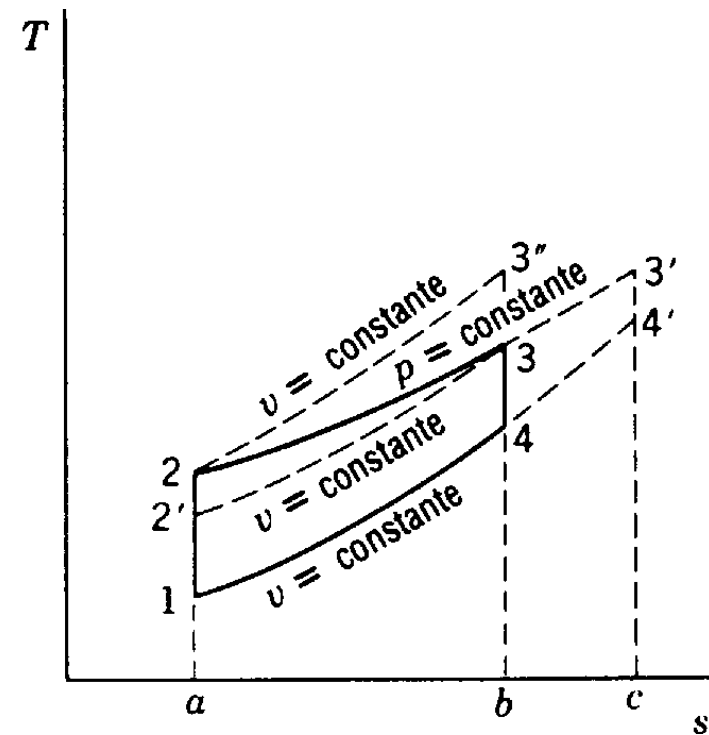
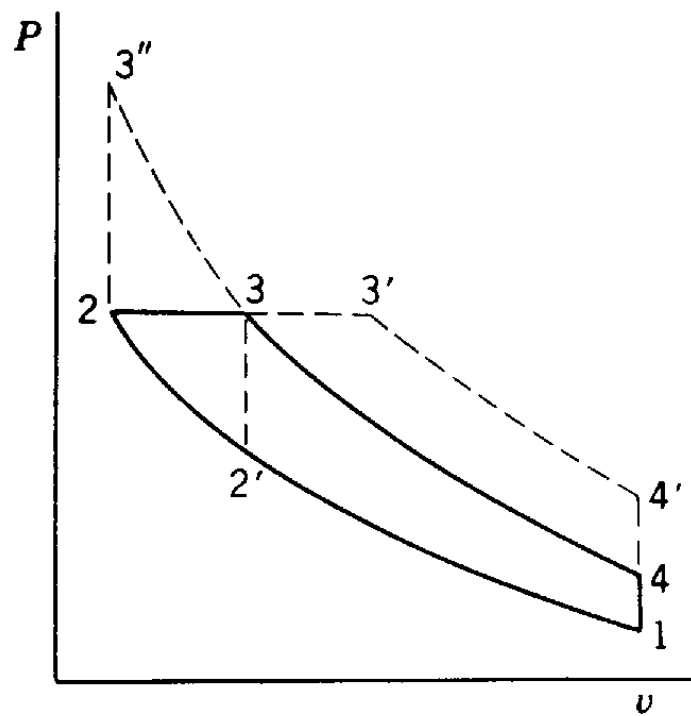
En pratique, l'augmentation du rapport de compression est limitée par le risque de détonation qui augmente avec le rapport de compression. La détonation est une combustion extrêmement rapide, qui s'accompagne de fortes ondes de pression dans le cylindre (cliquetis).

Les écarts principaux entre le cycle idéal et la transformation ouverte réelle sont :

1. les chaleurs massiques varient avec T (peut être modélisé) ;
2. la combustion peut être incomplète ;
3. la transformation 4 – 1 est en réalité composée des phases de refoulement et d'admission qui, en raison des pertes de charge au travers des soupapes, nécessitent un certain travail ;
4. la détente des gaz brûlés s'accompagne d'un échange de chaleur vers le liquide de refroidissement à travers les parois du cylindre ;
5. les processus comportent des irréversibilités dues aux gradients de pression et de température.

9.15 Le cycle de Diesel

Le cycle de Diesel est le cycle idéalisé des moteurs volumétriques à allumage spontané (moteur Diesel). Il diffère du cycle d'Otto par le fait que le processus de combustion, nettement plus lent pour le brouillard de gouttelettes de gazole que pour le mélange air/essence, est supposé isobare.



Les quantités de chaleur et de travail échangées au cours des 4 transformations sont :

Compression isentropique $1 - 2$ ${}_1Q_2 = 0$ ${}_1W_2 = U_2 - U_1 = mc_v(T_2 - T_1)$

Chauffage isobare $2 - 3$ ${}_2W_3 = -p_2(V_3 - V_2)$ ${}_2Q_3 = H_3 - H_2 = mc_p(T_3 - T_2)$

Détente isentropique $3 - 4$ ${}_3Q_4 = 0$ ${}_3W_4 = U_4 - U_3 = mc_v(T_4 - T_3)$

Refroidissement isochore $4 - 1$ ${}_4W_1 = 0$ ${}_4Q_1 = U_1 - U_4 = mc_v(T_1 - T_4)$

L'efficacité du cycle vaut donc

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\text{diesel}} &= \frac{-{}_2W_3 - {}_3W_4 - {}_1W_2}{{}_2Q_3} = \frac{(H_3 - H_2) - (U_3 - U_2) + (U_3 - U_4) - (U_2 - U_1)}{H_3 - H_2} \\ &= 1 - \frac{U_4 - U_1}{H_3 - H_2} = 1 - \frac{c_v}{c_p} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}\end{aligned}$$

Outre le rapport volumétrique de compression r_v introduit précédemment, le rapport volumétrique de combustion

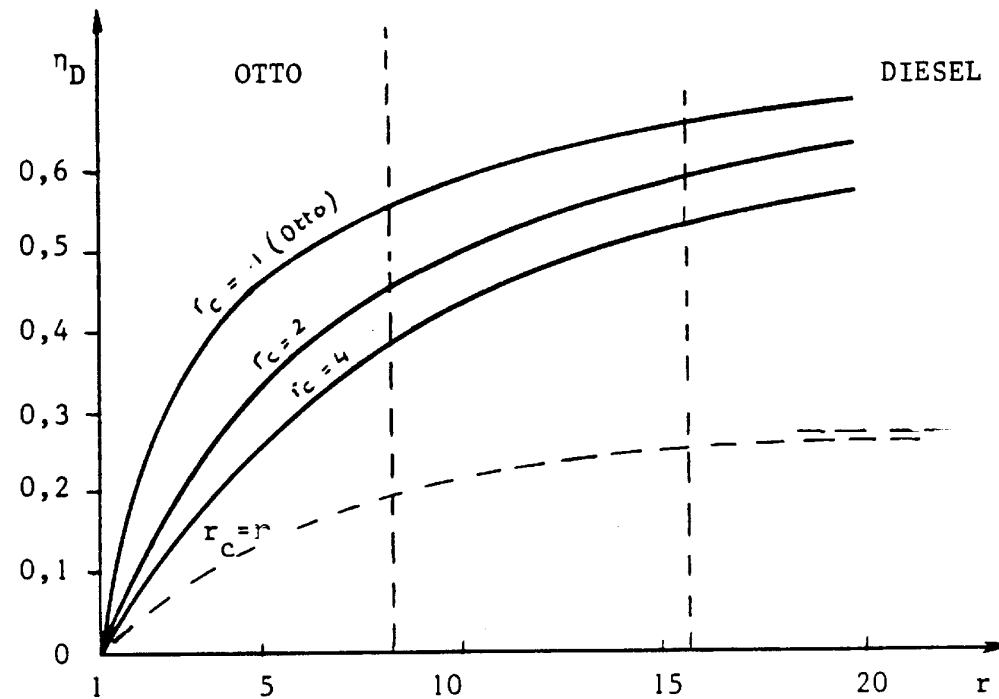
$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

influence également l'efficacité du cycle, comme on peut le voir aisément à l'examen du **diagramme entropique**. En augmentant la température de fin de combustion de T_3 à $T_{3'}$, la quantité de chaleur requise augmente de l'aire $3 - 3' - c - b - 3$ alors que le travail n'augmente que de l'aire $3 - 3' - 4' - 4 - 3$.

Ceci se confirme en développant l'expression de l'efficacité.

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{\text{diesel}} &= 1 - \frac{c_v}{c_p} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{k} \frac{\frac{T_4}{T_2} - \frac{T_1}{T_2}}{r_c - 1} \\
 &= 1 - \frac{1}{k} \frac{\frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_2} - r_v^{1-k}}{r_c - 1} = 1 - \frac{1}{k} \frac{\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} r_c - r_v^{1-k}}{r_c - 1} = 1 - \frac{1}{k} \frac{\left(\frac{r_c}{r_v}\right)^{k-1} r_c - r_v^{1-k}}{r_c - 1} \\
 &= 1 - \frac{r_c^k - 1}{r_v^{k-1} k (r_c - 1)} < 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} = \varepsilon_{\text{Otto}} \quad (9.10)
 \end{aligned}$$

à rapport volumétrique de compression identique. On a porté l'efficacité du cycle Diesel en fonction du rapport de compression pour différents rapports de combustion ci-après.



En pratique toutefois, du fait que dans un moteur Diesel on comprime de l'air pur, on ne risque pas la détonation, et l'on peut donc utiliser un rapport de compression plus élevé. Si l'on compare un cycle d'Otto et un cycle de Diesel de même pression et température maximales (cycles $1 - 2 - 3 - 4 - 1$ et $1 - 2' - 3 - 4 - 1$ dans le **diagramme entropique**), il est clair que le cycle Diesel est plus efficace. puisque toute la chaleur supplémentaire requise (aire $2' - 2 - 3 - 2'$) est transformée en travail.

9.16 Considérations additionnelles sur les cycles d'Otto et de Diesel

9.16.1 Moteurs à quatre et à deux temps

Les cycles d'Otto et de Diesel sont le plus fréquemment réalisés dans des moteurs à **quatre temps**, ainsi nommé parce que le cycle complet requiert quatre courses du piston.

Il est toutefois possible de réaliser les phases d'admission et de refoulement beaucoup plus rapidement en soufflant les gaz brûlés par du mélange frais lorsque le piston est au voisinage du point mort bas. Cette opération requiert une puissance auxiliaire, de sorte que l'efficacité est réduite, mais la puissance développée par cycle est théoriquement doublée. Cet avantage peut être décisif lorsque la compacité et le poids sont importants.

9.16.2 Cycles mixtes

Théoriquement, on peut imaginer fractionner la phase de combustion en une partie à volume constant et une autre à pression constante, réalisant de la sorte un cycle mixte.

En pratique, les cycles réels sont toujours intermédiaires entre les cycles théoriques d'Otto et de Diesel, se rapprochant plus de l'un ou de l'autre selon la vitesse de rotation, la nature du combustible, et le fractionnement de la combustion.

9.16.3 Moteurs suralimentés

On peut augmenter considérablement la puissance volumétrique des moteurs à piston en les alimentant à une pression supérieure à la pression atmosphérique à l'aide d'un groupe de suralimentation. Un groupe de suralimentation se compose d'un compresseur qui élève la pression à l'entrée de la machine volumétrique, entraîné par une turbine utilisant les gaz d'échappement. Le rendement du cycle est théoriquement inchangé.

Les groupes de suralimentation sont généralement constitués de turbomachines (compresseur centrifuge et turbine radiale) tournant à une vitesse de rotation beaucoup plus élevée que le moteur volumétrique.