

Le problème de la turbine à combustion

Autor(en): **Ferretti, P.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin technique de la Suisse romande**

Band (Jahr): **68 (1942)**

Heft 25

PDF erstellt am: **18.04.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-51834>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

ABONNEMENTS :

Suisse : 1 an, 13.50 francs

Etranger : 16 francs

Pour sociétaires :

Suisse : 1 an, 11 francs

Etranger : 13.50 francs

Prix du numéro :

75 centimes.

Pour les abonnements

s'adresser à la librairie
F. Rouge & C^{ie}, à Lausanne.

Paraissant tous les 15 jours

Organe de la Société suisse des ingénieurs et des architectes, des Sociétés vaudoise et genevoise des ingénieurs et des architectes, de l'Association des anciens élèves de l'Ecole d'ingénieurs de l'Université de Lausanne et des Groupes romands des anciens élèves de l'Ecole polytechnique fédérale.

COMITÉ DE PATRONAGE. — Président : R. NEESER, ingénieur, à Genève ; Vice-président : M. IMER, à Genève ; secrétaire : J. CALAME, ingénieur, à Genève. Membres : *Fribourg* : MM. L. HERTLING, architecte ; A. ROSSIER †, ingénieur ; *Vaud* : MM. F. CHENAUX, ingénieur ; E. ELSKES, ingénieur ; EPITAUX, architecte ; E. JOST, architecte ; A. PARIS, ingénieur ; CH. THÉVENAZ, architecte ; *Genève* : MM. L. ARCHINARD, ingénieur ; E. ODIER, architecte ; *Neuchâtel* : MM. J. BÉGUIN, architecte ; R. GUYE, ingénieur ; A. MÉAN, ingénieur ; *Valais* : M. J. DUBUIS, ingénieur ; A. DE KALBERMATTEN, architecte.

RÉDACTION : D. BONNARD, ingénieur, Case postale Chauderon 475, LAUSANNE.

Publicité : TARIF DES ANNONCES

Le millimètre
(larg. 47 mm.) 20 cts.
Tarif spécial pour fractions
de pages.

Rabais pour annonces
répétées.



ANNONCES-SUISSES S.A.

5, Rue Centrale,
LAUSANNE
& Succursales.

CONSEIL D'ADMINISTRATION DE LA SOCIÉTÉ ANONYME DU BULLETIN TECHNIQUE

A. STUCKY, ingénieur, président ; M. BRIDEL ; G. EPITAUX, architecte ; M. IMER.

SOMMAIRE : *Le problème de la turbine à combustion*, par M. le professeur P. FERRETTI. — *L'électrification de la ligne Auvernier-Les Verrières*. — *Société suisse des ingénieurs et des architectes : Procès-verbal de l'assemblée des délégués du 22 août 1942*. — *Communiqué*. — CARNET DES CONCOURS. — SERVICE DE PLACEMENT.

Le problème de la turbine à combustion

par M. le professeur P. FERRETTI,
de l'Institut national italien des moteurs, à Naples.

Traduction française, avec quelques notes complémentaires,
de M. CH. COLOMBI, professeur à l'Ecole d'ingénieurs de l'Université
de Lausanne.

En présentant aux lecteurs du Bulletin technique de la Suisse romande une traduction de la très intéressante étude publiée dans la revue *Oel und Kohle* par M. le professeur P. Ferretti, nous avons eu comme but de les renseigner d'une façon générale et simple sur un problème à la solution duquel des maisons suisses ont voué une attention soutenue au cours de ces dernières années, tout en leur faisant connaître le soin et la compétence avec lesquels les milieux techniques italiens autorisés s'occupent de questions que l'on a souvent, hors d'Italie, considérées comme étrangères à leur activité.

Pour faciliter les lecteurs du Bulletin technique, nous avons ajouté aux figures de l'étude de M. le professeur P. Ferretti quelques schémas relatifs aux installations examinées, ainsi que quelques remarques complémentaires ; ces additions sont repérées par des chiffres romains ⁽¹⁾.

Le traducteur.

(1) Nous signalons à ceux de nos lecteurs que le problème — réellement passionnant — intéresse, les quelques publications suivantes parmi celles qui leur sont le plus aisément accessibles :

« Revue B. B. C. » 1939, n° 6, p. 127. Dr AD. MEYER : *La turbine à combustion ; son histoire, son développement et son avenir*.

« Revue B. B. C. », 1940, n° 4, p. 79. Prof. Dr A. STODOLA :

Les puissances que peuvent fournir les moteurs à combustion interne sont actuellement voisines de leurs limites supérieures qui sont, pour chaque type de moteur, déterminées par les dimensions des cylindres — limitées elles-mêmes par les températures que peuvent atteindre les gaz — ainsi que par d'autres facteurs tels que vitesses des pistons, nombre des cylindres, taux de compression, etc.

En fait les puissances pour lesquelles il est actuellement possible de construire des moteurs à combustion interne sont dès maintenant insuffisantes pour les cas les plus importants qui concernent la marine ; elles commencent également à l'être pour les avions.

On voit ainsi se répéter, en ce qui concerne les moteurs à combustion interne, ce qui s'est produit pour l'utilisation de la vapeur : la machine à piston étant devenue insuffisante aux besoins, il a été nécessaire de recourir à un autre type de moteur, la turbine.

La réalisation de la turbine à combustion ^(1, II) exige divers organes dans lesquels le gaz moteur subit les transfor-

Essais de puissance d'une turbine à combustion de la S. A. Brown, Boveri et C^{ie}, Baden.

« Schweizerische Bauzeitung », 13 mai 1939. ACKERET et KELLER : *Eine aerodynamische Wärmekraftanlage*.

« Escher-Wyss Mitteilungen », 1939, nos 1 et 2, *idem*.

Dans la « Schweizerische Bauzeitung » du 27 janvier 1940, nous avons personnellement examiné le cycle de l'installation motrice aérodynamique mentionnée ci-dessus au moyen du diagramme thermodynamique *i — 0* que nous appliquons actuellement à l'étude d'autres objets dans le même domaine.

Le traducteur.

(1) Pour désigner les machines examinées ici, on utilise souvent aussi le terme de « Turbine à gaz ». Cette expression ne correspond pas à celles en usage pour les moteurs à mouvement alternatif. On comprend au surplus sans autre que la désignation « Turbine à

mations nécessaires à l'accomplissement du cycle thermo-dynamique prévu. Ces organes sont essentiellement :

un compresseur, pour la compression (par exemple adiabatique) du fluide ;

une chambre de combustion dans laquelle se produit le dégagement de chaleur indispensable qui peut avoir lieu, par exemple, à pression constante ou à volume constant ;

une turbine dans laquelle se produit la détente motrice des gaz, détente que l'on cherchera à réaliser adiabatiquement par exemple, si la conception générale du cycle le permet ou le souhaite.

La cession de la chaleur non convertie en travail mécanique à l'atmosphère (source froide) se fait soit directement, soit à travers un échangeur (par exemple à pression constante).

En supposant que l'on veuille utiliser un même dégagement de chaleur, un cycle à combustion sous volume constant exigera un rapport de compression plus faible que celui nécessaire dans le cas d'une combustion sous pression constante. C'est par suite des difficultés qui s'opposaient à la réalisation de compresseurs (rotatifs) pour hautes pressions que les premières turbines industrielles à combustion (Holzwarth) ont été réalisées selon des cycles avec combustion à volume constant. Elles étaient cependant affectées d'un inconvénient grave : pour assurer le fonctionnement de la chambre de combustion, des soupapes à marche intermittente étaient nécessaires, ce qui déterminait des variations dans la pression et dans l'écoulement des gaz moteurs, circonstance évidemment défavorable au bon rendement de la transformation énergétique visée.

Nous sommes en conséquence d'avis, compte tenu des progrès réalisés dans la construction des turbo-compresseurs au cours de ces dernières années, que la technique s'écartera de la turbine à combustion avec combustion sous volume constant, par suite, principalement, des variations brusque de pressions mentionnées ci-dessus.

Le rendement thermique théorique.

Nous nous occuperons en ce qui suit des trois cycles qui, parmi les nombreux que l'on pourrait mentionner⁽²⁾, servent de bases aux réalisations actuelles en matière de turbines à combustion et présentent les plus sérieuses perspectives d'avenir.

Le premier de ces cycles comporte un apport de chaleur sous pression constante et une compression adiabatique :

combustion » est préférable, car elle met en évidence le fait que, contrairement à ce qu'il advient pour les machines à vapeur, la combustion intéresse directement le fluide moteur (et non un intermédiaire) dont les températures atteignent des valeurs (déterminées par les réactions chimiques mêmes qui provoquent les dégagements de chaleur) permettant la réalisation de cycles thermiques favorables.

(II) La désignation de « Turbine à combustion » est également celle adoptée par M. le Dr Ad. Meyer, ainsi que cela résulte de notre préambule.

(2) Cf. FUCHS : *Kreisprozesse der Gasturbinen*. Berlin 1940.

tique : il a été réalisé dans la centrale bien connue de Neuchâtel par la *Maison Brown, Boveri & Cie* (III).

Le second de ces cycles comporte un apport de chaleur sous pression constante et une compression isothermique ; il a fait l'objet d'une installation d'essai de la *Maison Escher-Wyss* (IV).

Le troisième de ces cycles comporte une détente et une compression isothermiques, avec récupération de chaleur ; il a été proposé en 1934 par *De Comint* et, depuis, par *Ljungström* ; il fait l'objet d'une installation actuellement en cours de construction dans les Usines de la *S. A. Ansaldo*, à Gênes.

Cycle a), avec apport de chaleur sous pression constante et compression adiabatique.

On peut se figurer ce cycle avec combustion sous pression constante et compression adiabatique comme dérivant du cycle Diesel des moteurs à piston si l'on imagine que l'on pousse la détente jusqu'à la pression atmosphérique.

Les éléments indispensables à sa réalisation (y compris le récupérateur de chaleur dont il sera question plus loin) sont indiqués au schéma de la figure I.

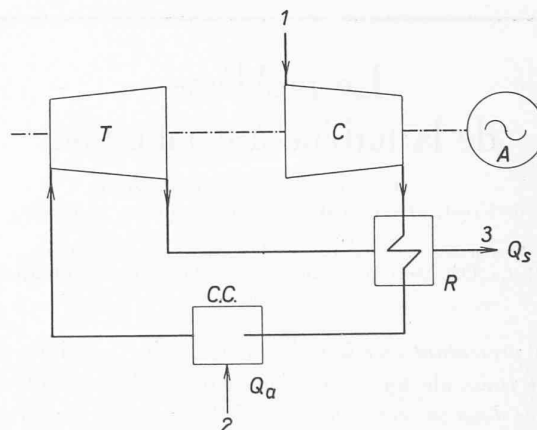


Fig. I. — Schéma d'installation destinée à réaliser le cycle a), avec récupérateur.

Légende :

- C = compresseur
- T = turbine
- CC = chambre de combustion
- R = récupérateur
- 1 = aspiration d'air
- 2 = aménée de combustible, soit apport de chaleur Q_a
- 3 = évacuation des gaz de combustion, soit soustraction de chaleur Q_s
- A = machine réceptrice (p. ex. alternateur)

(III) C'est à l'installation de Neuchâtel que se réfère l'article de M. le professeur Dr Stodola, paru dans le n° 4 de l'année 1940 de la « Revue B.B.C. » déjà mentionnée. L'étude de M. le Dr Ad. Meyer, également signalée, contient de nombreux et intéressants détails sur la réalisation pratique du cycle visé. Divers fascicules de la « Revue B. B. C. » apportent au surplus des informations sur ce type de turbine à combustion qui a également été utilisé dans sa locomotive dont la presse a abondamment parlé lors du cinquantième anniversaire de la Maison B.B.C., locomotive à laquelle M. le Dr Ad. Meyer vient de consacrer une étude spéciale dans le numéro de mai de la « Revue B. B. C. ».

(IV) C'est à ce cycle que se réfèrent les publications citées de la « Schweizerische Bauzeitung » du 13 mai 1939 et des « Escher-Wyss Mitteilungen », nos 1 et 2, 1939.

Le cycle examiné se compose donc : d'une compression adiabatique, représentée en 1—2 à la figure 1 (partie relative au diagramme entropie-température, $T-S$, ainsi que partie relative au diagramme pression-volume, $p-v$) et réalisée dans le compresseur de l'installation ; d'une transformation à pression constante 2—3, au cours de laquelle une quantité de chaleur $Q_a = A23B$ (surface du diagramme $T-S$) lui est fournie et qui a lieu dans la chambre de combustion ; une détente adiabatique 3—4 qui s'accomplit dans la turbine ; une transformation isobare pendant laquelle une quantité de chaleur $Q_s = B41A$ lui est soustraite ; cette dernière transformation isobare s'accomplit à la pression atmosphérique.

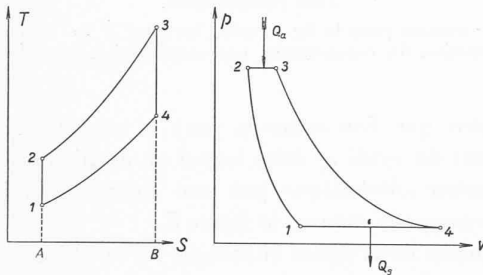


Fig. 1. — Représentation du cycle a) dans les diagrammes $T-S$ et $p-v$; sans récupération de chaleur.

Le rendement thermique est ⁽³⁾

$$R_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_4}{T_3} \dots \dots \dots (1)$$

La forme de cette expression rappelle celle du rendement d'un cycle de Carnot. Dans notre cas cependant T_1 et T_2 sont les températures extrêmes de la compression, T_4 et T_3 celles extrêmes de la détente, tandis que, dans le cas du cycle de Carnot, les températures absolues qui interviennent sont celles des sources, soit celles minimum et maximum de l'ensemble de ce cycle.

En désignant par c le taux de compression, l'équation (1) s'écrit aussi ⁽⁴⁾ :

$$R_t = 1 - c^{1-k} \dots \dots \dots (1')$$

$$^{(3)} R_t = \frac{Q_a - Q_s}{Q_a} = 1 - \frac{Q_s}{Q_a}$$

comme $Q_a = c_p \cdot (T_3 - T_2)$ et $Q_s = c_p \cdot (T_4 - T_1)$

$$\text{on a} \quad R_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

En appliquant l'équation de l'adiabate de compression aux états 1 et 2 et celle de l'adiabate de détente aux états 3 et 4 puis en divisant membre à membre, on obtient :

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \text{ d'où } \frac{T_3 - T_2}{T_2} = \frac{T_4 - T_1}{T_1} \text{ et } \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

$$\text{ce qui donne bien } R_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_4}{T_3}$$

⁽⁴⁾ L'expression de l'adiabatique de compression en fonction de v et de T appliquée aux états 1 et 2 donne

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{1-k} = c^{1-k} \text{ ou } k = \text{rapport des chaleurs spécifiques } c_p : c_v. \text{ En remplaçant dans la (1) on a } R_t = 1 - c^{1-k}.$$

La figure 2 met graphiquement en évidence la dépendance qui existe entre le rendement thermique et le taux de compression.

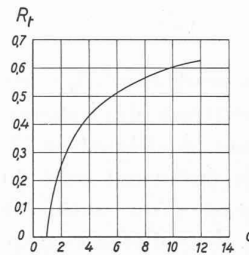


Fig. 2. — Dépendance entre le rendement thermique R_t et le taux de compression c pour le cycle a), sans récupération.

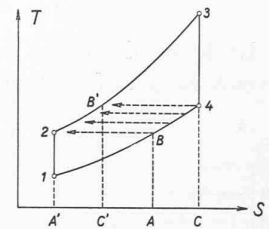


Fig. 3. — Diagramme $T-S$ du cycle a), avec récupération de chaleur.

La relation (1') est identique à celle relative au cycle de Beau-de-Rochat, bien connu dans l'étude des moteurs à mouvement alternatif, cycle qui, pour un même taux de compression, accuse un rendement supérieur à celui du cycle Diesel. Cette dernière circonstance tient au fait que la détente est poussée jusqu'à la pression atmosphérique, circonstance dont les effets sont mis en évidence lors de l'intégration graphique du diagramme ou une surface de travail complémentaire apparaît dans le cas du cycle étudié.

Le rendement R_t du cycle a) peut être amélioré en provoquant, au moyen d'un échangeur approprié, un passage de chaleur de l'isobare 4—1 à l'isobare 2—3 (fig. 3). Par ce procédé la quantité de chaleur $AB4C$ cédée par les gaz d'échappement est transmise à l'air débité par le compresseur, de telle sorte que la combustion ne doit fournir qu'une quantité de chaleur inférieure de $A'2B'C' = AB4C$ à celle qu'il devrait livrer sans récupération.

Compte tenu de la récupération, le rendement est ⁽⁵⁾

$$R_t = 1 - \frac{T_1}{T_4} = 1 - \frac{T_2}{T_3} \dots \dots \dots (2)$$

⁽⁵⁾ Dans l'expression $R_t = 1 - \frac{Q_s}{Q_a}$ on peut substituer

$$Q_a = c_p \cdot (T_3 - T_4) \text{ et } Q_s = c_p \cdot (T_2 - T_1).$$

En appliquant l'équation de l'adiabatique de compression en fonction de T et de p aux états 1 et 2 et celle de l'adiabatique de détente aux états 3 et 4 puis, en divisant membre à membre on obtient :

$$V_1 : V_2 = V_4 : V_3.$$

Les équations précitées peuvent aussi s'écrire en fonction de T et de V et leurs solutions pour T_2 et T_3 sont alors

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \text{ et } T_3 = T_4 \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1}.$$

En introduisant les valeurs trouvées dans l'expression fondamentale du rendement R_t sous la forme

$$R_t = 1 - \frac{\left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) T_1}{\left(\frac{T_3}{T_4} - 1 \right) T_4}$$

et en remarquant que $T_2 : T_1 = T_3 : T_4$ on a

$$R_t = 1 - \frac{T_1}{T_4} = 1 - \frac{T_2}{T_3} \dots \dots \dots (2)$$

ou encore, avec $d = T_4 : T_1$

$$R_t = 1 - \frac{1}{d} \dots \dots \dots (2').$$

soit, en désignant par d le rapport des températures extrêmes des isobares (pour l'échappement et pour la combustion) :

$$R_t = 1 - \frac{1}{d} \dots \dots \dots (2')$$

La figure 4 montre comment le rendement R_t varie avec le rapport d des températures extrêmes des isobares.

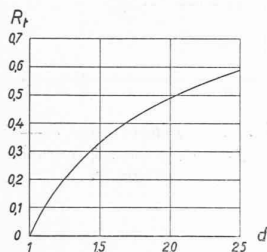


Fig. 4. — Variation du rendement R_t du cycle a) en fonction du rapport d des températures extrêmes des isobares, dans le cas de l'emploi d'un récupérateur de chaleur.

La forme de l'équation (2) rappelle également celle du rendement d'un cycle de Carnot. La différence entre les deux rendements cités provient ici de ce que si T_1 est bien la température la plus basse atteinte dans le cycle examiné, T_4 n'est par contre pas la plus élevée. Respectivement si T_3 est la température la plus haute, T_2 n'est par contre pas celle la plus basse.

De l'équation (2) il résulte que, dans le cas du cycle a) avec récupération, le rendement ne dépend que du rapport des températures extrêmes des isobares. Il augmente, compte tenu de la récupération, d'autant plus fortement, par rapport au rendement sans récupération, que la différence entre T_4 et T_2 est plus grande.

Cycle b), avec apport de chaleur sous pression constante et compression isothermique.

Ce cycle est constitué : par une compression isothermique 1 — 2 (fig. 5) au cours de laquelle une quantité

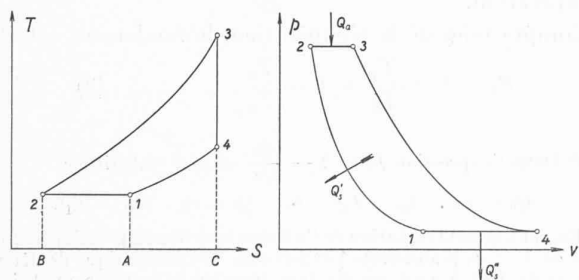


Fig. 5. — Représentation du cycle b) dans les diagrammes $T - S$ et $p - v$; sans récupération de chaleur.

de chaleur $Q_s' = 12AB$ est soustraite au cycle même (cette compression se fait dans un compresseur réfrigéré); par une transformation isobare pendant laquelle le cycle reçoit une quantité de chaleur $Q_a = B23C$ (cette transformation a lieu dans la chambre de combustion), par une détente adiabatique 3 — 4 (qui s'effectue dans la turbine); enfin par une transformation isobare 4 — 1 à laquelle correspond la soustraction d'une quantité de chaleur $Q_s' = C41A$; la pression de cette seconde isobare est l'atmosphérique.

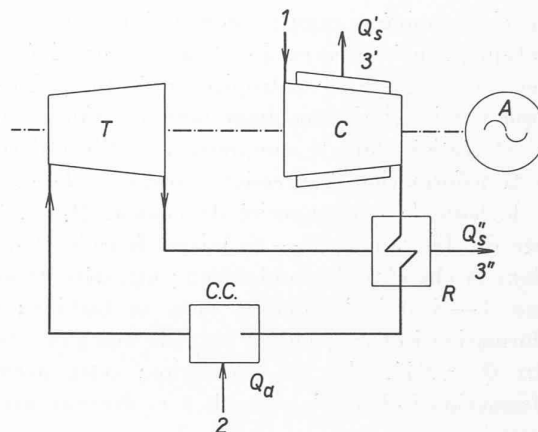


Fig. II. — Schéma d'installation destinée à réaliser le cycle b) ; avec récupérateur.

Légende : comme pour la fig. I, avec, en plus, $3' =$ évacuation de la réfrigération du compresseur par soustraction de Q_s' au cycle.

Le cycle que l'on examine peut se considérer comme provenant du cycle a) dans lequel on aurait remplacé la compression adiabatique par une compression isothermique, comme le montre la figure 5.

Le schéma de la figure II indique les machines et appareils nécessaires à la réalisation du cycle b) ; il fait état d'un récupérateur dont il sera question plus en détail par la suite ^(v).

Le rendement thermique du cycle considéré a comme valeur ⁽⁶⁾

$$R_t = 1 - \frac{\frac{k-1}{k} \ln . c + (d-1)}{d . c^{\frac{k-1}{k}} - 1} \dots \dots \dots (3)$$

^(v) Le lecteur aura certainement remarqué (question sur laquelle il nous a semblé inutile d'insister) que cette étude présuppose que l'on peut confondre, au point de vue thermique, l'air et les gaz de la combustion. Pour des raisons pratiques et spécialement d'exploitation, la Maison Escher-Wyss a estimé préférable, pour la réalisation de son installation d'essai, de se servir exclusivement d'air pour le cycle de travail proprement dit. Elle évite en conséquence de faire circuler des gaz dans la turbine qui est ainsi parcourue uniquement par de l'air.

Le schéma de ce type d'installation est celui reproduit à la figure III; les divers éléments sont désignés par les notations utilisées pour les schémas précédents. Il convient d'ajouter que

la transmission de chaleur au milieu ambiant se fait non par mélange gaz-atmosphère, mais au moyen d'un échangeur E ; la chambre de combustion comporte un réseau $R.a$ de réchauffage de l'air nécessaire à la combustion. Il est manifeste, selon ce schéma, que l'air circule en circuit fermé.

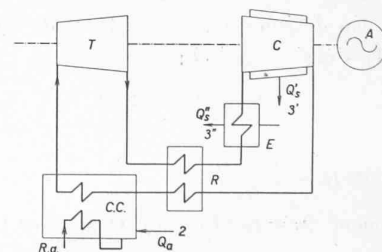


Fig. III. — Schéma d'installation destinée à réaliser le cycle b), à circuit fermé.

⁽⁶⁾ On a comme valeur générale du rendement

$$R_t = 1 - \frac{Q_s' + Q_s''}{Q_a} \quad \text{et en outre} \quad Q_a = c_p (T_3 - T_2)$$

$$Q_s' + Q_s'' = (c_p - c_v) . T_1 . \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p (T_4 - T_1).$$

Si l'on applique l'équation de l'isobare 1 — 4 aux états 1 et 4

Dans ce cas donc, le rendement dépend, outre que du taux de compression c , du rapport des chaleurs spécifiques $c_p : c_v = k$ et de celui des températures extrêmes de l'isobare d'échappement 4—1. Pour une même valeur du taux de compression, il est plus faible dans ce cas que dans celui du cycle a).

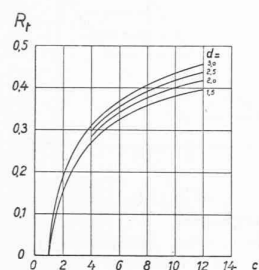


Fig. 6. — Rendements R_t en fonction du taux de compression c pour différentes valeurs du rapport d des températures extrêmes de l'isobare d'échappement du cycle b), sans récupération.

La figure 6 donne le rendement R_t en fonction du taux de compression et pour diverses valeurs du rapport d .

Dans le cas à l'étude, à l'instar de ce que l'on a vu pour le cycle a), le rendement thermique peut être amélioré par l'emploi d'un récupérateur qui permet le passage de la quantité de chaleur $C'14C$ de l'isobare 4—1 à l'isobare 2—3.

On économise ainsi cette quantité de chaleur (qui est égale à $A'2BA$) pour la combustion (fig. 7). Dans ce cas le rendement devient (7) :

et celle de l'isobare 2—3 aux états 2 et 3, en posant en outre $d = V_4 : V_1 = T_4 : T_1$ ainsi que $b = V_3 : V_2 = T_3 : T_2$ on obtient $T_4 = T_1 \cdot d$ et $T_3 = T_2 \cdot b$ (a).

Appliquons maintenant l'équation de la détente adiabatique aux états 4 et 3 ainsi que celle de l'isotherme de compression aux états 1 et 2, puis divisons membre à membre ; on obtient

$$\frac{V_4^k}{V_1^k} = \frac{V_3^k}{V_2^k}, \text{ respectivement } \frac{V_4}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = \frac{V_3}{V_2} \left(\frac{V_3}{V_2} \cdot \frac{V_2}{V_1} \cdot \frac{V_1}{V_4} \right)^{k-1} \text{ soit}$$

$$d = \frac{b \cdot b^{k-1}}{c^{k-1} \cdot d^{k-1}}; \quad b = d \cdot c^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (b).$$

L'équation de l'isotherme 1—2 pour les états extrêmes donne

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{V_1}{V_2} = c \dots \dots \dots (c).$$

Introduisons dans les expressions de Q_a et de $(Q_s' + Q_s'')$ les valeurs de (a), (b) et (c) :

$$Q_a = c_p \cdot T_1 \cdot (b - 1) = c_p \cdot T_1 \cdot (d \cdot c^{\frac{k-1}{k}} - 1)$$

$$Q_s' + Q_s'' = c_p \cdot T_1 (d - 1) + (c_p - c_v) \cdot T_1 \cdot \ln c.$$

Ces quantités dans l'expression générale du rendement R_t donnent, en divisant le numérateur et le dénominateur par c_v et par T_1

$$R_t = 1 - \frac{k(d-1) + (k-1) \ln c}{k(d c^{\frac{k-1}{k}} - 1)}$$

d'où l'on a immédiatement l'équation (3).

(7) Le rendement ayant comme expression

$$R_t = 1 - \frac{Q_s}{Q_a} \text{ avec } Q_s = (c_p - c_v) T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \text{ et}$$

$Q_a = c_p (T_3 - T_4)$ en tenant compte des relations établies à la note 6, soit

$$\frac{p_2}{p_1} = c \quad T_4 = T_1 \cdot d \quad T_3 = T_2 \cdot b \quad b = d \cdot c^{\frac{k-1}{k}}$$

et en remplaçant on obtient :

$$R_t = 1 - \frac{\frac{k-1}{k} \ln c}{d(c^{\frac{k-1}{k}} - 1)}$$

$$R_t = 1 - \frac{\frac{k-1}{k} \cdot \ln c}{d(c^{\frac{k-1}{k}} - 1)} \dots \dots \dots (4).$$

Ce rendement dépend donc du taux de compression c , du rapport des chaleurs spécifiques k et du rapport d des températures extrêmes de l'isobare d'échappement.

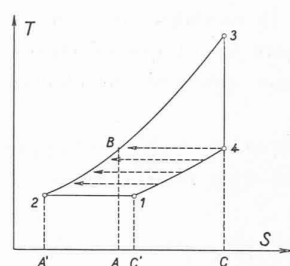


Fig. 7. — Diagramme $T—S$ du cycle b), avec récupération.

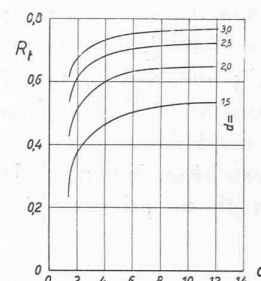


Fig. 8. — Rendement R_t en fonction du taux de compression c pour différentes valeurs du rapport d des températures extrêmes de l'isobare d'échappement du cycle b), avec récupération.

La figure 8 montre comment varie le rendement R_t en fonction du taux de compression c pour différentes valeurs de d .

En comparant ces indications avec ce que l'on obtient au moyen du même cycle, mais sans récupération, on constate que le rendement R_t augmente avec la différence entre les températures T_4 et T_2 .

Pour de mêmes valeurs de d , la quantité de chaleur récupérée ici (surface $C'14C$, fig. 7) est plus grande que celle que l'on peut récupérer dans le cas du cycle a) (surface $AB4C$ de la fig. 3). Il en résulte que l'augmentation de rendement que détermine la récupération est plus marquée dans le cas du cycle b) que dans celui du cycle a), ce qui la rend particulièrement intéressante dans la première de ces deux alternatives.

Cycle c), comportant une combustion isobare suivie d'un apport de chaleur sous pressions décroissantes et une compression isothermique.

On peut maintenant passer à l'étude du cycle c) qu'il est possible de considérer comme dérivant du cycle b) si l'on remplace dans celui-ci la détente adiabatique par une détente isothermique.

Ce cycle comporte donc (fig. 9) une compression iso-

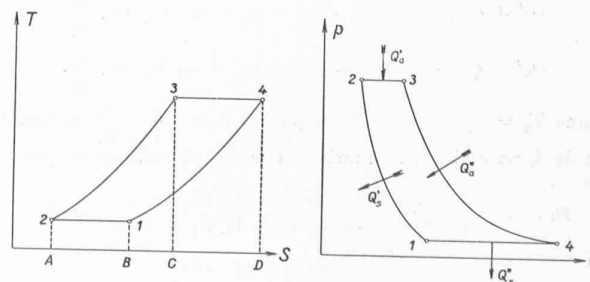


Fig. 9. — Représentation du cycle c) dans les diagrammes $T—S$ et $p—V$; sans récupération de chaleur.

thermique 1—2 au cours de laquelle une quantité de chaleur Q_s' , représentée par la surface $A21B$ du diagramme $T-S$, est soustraite (au compresseur réfrigéré) du cycle même; une transformation isobare 2—3 pendant laquelle on lui livre une quantité de chaleur $Q_a' = A23C$, transformation qui s'effectue dans la chambre de combustion; une détente isothermique 3—4 pendant laquelle le cycle reçoit une quantité de chaleur $Q_a = C34D$ (par la turbine et la chambre de combustion); une transformation isobare 4—1 qui détermine la cession à l'atmosphère d'une quantité de chaleur $Q_s'' = D41B$.

Le schéma de la figure IV indique les machines et appareils divers qui sont nécessaires à la réalisation de ce

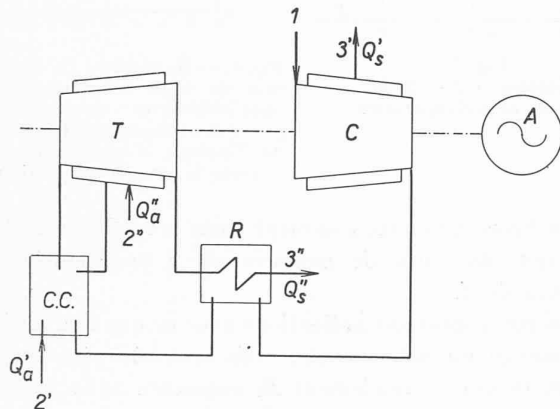


Fig. IV. — Schéma d'installation destinée à réaliser le cycle c), avec récupérateur.

Légende: Comme pour fig. I, mais avec deux apports ($2'$, $2''$) et deux évacuations ($3'$, $3''$) de chaleur.

cycle; on y a fait figurer également le récupérateur dont la fonction sera mise en évidence ci-dessous.

Avec un même taux de compression, la chaleur fournie au gaz moteur dans le cas du cycle c) est plus grande que dans celui du cycle b).

Le rendement thermique a comme valeur ⁽⁸⁾

$$R_t = 1 - \frac{\frac{k-1}{k} \cdot \ln \cdot c + d - 1}{\frac{k-1}{k} \cdot d \cdot \ln \cdot c + (d-1)} \quad (5).$$

⁽⁸⁾ Dans ce cas, l'expression générale du rendement thermique est

$$R_t = 1 - \frac{Q_s' + Q_s''}{Q_a' + Q_a''}; \quad \text{en outre}$$

$$Q_s' + Q_s'' = c_p (T_4 - T_1) + (c_p - c_v) T_1 \cdot \ln \cdot \frac{p_2}{p_1}$$

$$Q_a' + Q_a'' = c_p (T_3 - T_2) + (c_p - c_v) T_4 \cdot \ln \cdot \frac{p_3}{p_1}.$$

Comme $T_2 = T_1$ et $T_3 = T_4$ en posant $c = \frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1}$ et compte tenu de d , en divisant le numérateur et le dénominateur par c_v , on a

$$R_t = 1 - \frac{\frac{k-1}{k} \cdot \ln \cdot c + (d-1)}{\frac{k-1}{k} \cdot d \cdot \ln \cdot c + (d-1)} \quad \text{d'où}$$

$$R_t = 1 - \frac{\frac{k-1}{k} \cdot \ln \cdot c + (d-1)}{\frac{k-1}{k} \cdot d \cdot \ln \cdot c + (d-1)}.$$

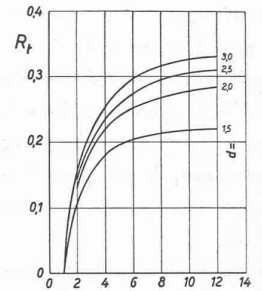


Fig. 10. — Rendements R_t en fonction du taux de compression c , pour différentes valeurs du rapport d des températures extrêmes de l'isobare d'échappement, relatifs au cycle c), sans récupération.

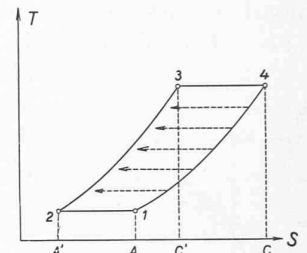


Fig. 11. — Diagramme $T-S$ du cycle c) avec récupération de chaleur.

La figure 10 montre comment le rendement thermique varie avec le taux de compression et pour différentes valeurs de d .

Dans le cas examiné, le rendement dépend, comme dans le cas du cycle b), non seulement du taux de compression, mais aussi du rapport des chaleurs spécifiques et de celui des températures extrêmes de l'isobare inférieure 4—1. Pour un même taux de compression, R_t est plus faible pour le cycle c) que pour le cycle b).

Dans le cas du cycle c), comme dans ceux déjà examinés, une amélioration de R_t peut être obtenue en transmettant la quantité de chaleur $A14C$ cédée au cours de la transformation isobare 4—1 à l'isobare 2—3 au moyen d'un transmetteur approprié. Cette quantité de chaleur, qui est égale à $A'23C'$, n'a alors plus besoin d'être fournie par la combustion du combustible et le rendement devient ⁽⁹⁾

$$R_t = 1 - \frac{T_1}{T_4} = 1 - \frac{T_2}{T_3} \quad (6)$$

$$\text{soit} \quad R_t = 1 - \frac{1}{d} \quad (6').$$

Les valeurs du rendement sont reproduites sous forme graphique, en fonction du rapport des températures extrêmes des isobares à la figure 12.

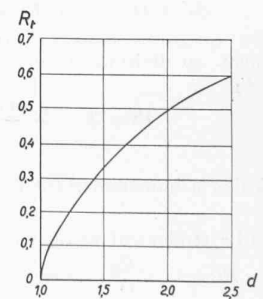


Fig. 12. — Rendement thermique du cycle c) avec récupération de chaleur en fonction du rapport des températures extrêmes des isobares.

$$^{(9)} \text{ On a } R_t = 1 - \frac{Q_s}{Q_a} \quad \text{avec}$$

$$Q_s = (c_p - c_v) \cdot T_1 \cdot \ln \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad \text{et} \quad Q_a = (c_p - c_v) \cdot T_4 \cdot \ln \cdot \frac{p_2}{p_1}.$$

En introduisant ces valeurs dans l'expression de R_t et en simplifiant, on obtient :

$$R_t = 1 - \frac{T_1}{T_4} = 1 - \frac{T_2}{T_3} \quad \text{puisque} \quad T_1 = T_2 \quad \text{et} \quad T_4 = T_3.$$

Pour les cycles *c*) avec récupérateur, ainsi que cela est le cas pour les cycles *a*) également avec récupérateur (équation 2), le rendement R_t ne dépend donc que du rapport des températures extrêmes des isobares, avec la différence toutefois que pour les cycles *c*) ces températures extrêmes sont également celle maximum et respectivement minimum de l'ensemble du cycle.

Le rendement R_t n'est donc pas au seul point de vue formel analogue à celui d'un cycle de Carnot parcouru entre les mêmes températures, mais il lui est identique.

Avec même valeur de d , soit dans de mêmes conditions de fonctionnement, la chaleur récupérée pour le cycle *c*) (surface $A14C$ de la figure 11) est plus grande que celle récupérée dans le cas du cycle *b*) (surface $C'14C$ de la figure 7).

Par suite, l'amélioration du rendement due à la récupération est dans le cas des cycles *c*) particulièrement favorable, ce qui justifie l'emploi de ce procédé.

La réalisation technique de compressions isothermiques, comme celles que l'on a admises dans les deux derniers cycles examinés, n'est pas simple. On ne peut l'obtenir qu'en s'approchant des isothermes par des « paraisothermes » qui sont constituées au moyen d'une succession d'adiabatiques et d'isobares. Les cycles théoriques des figures 5 et 9 sont donc à modifier en conformité des figures 13 et 14.

Les isothermes de compression sont remplacées par une suite de compressions adiabatiques réalisées dans des compresseurs placés en série et par une suite d'isobares avec soustractions de chaleur qui sont réalisées en un nombre correspondant à celui des compresseurs, de réfrigérateurs. Les paraisothermes de détente sont constituées par une série d'isobares avec apports de chaleur (soit une série de chambres de combustion) et un nombre

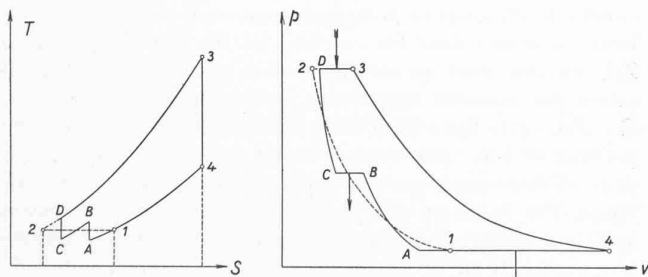


Fig. 13. — Diagrammes $T-S$ et $p-v$ relatifs au cycle *b*) dans lequel l'isotherme de compression est remplacée par une paraisotherme; sans récupération.

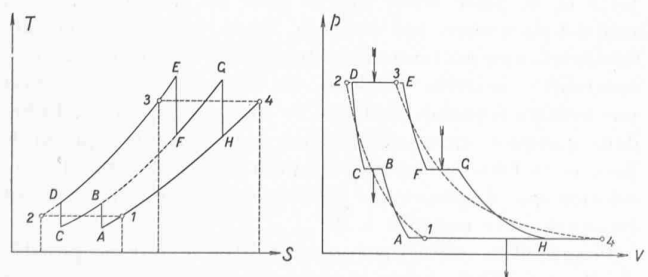


Fig. 14. — Diagrammes $T-S$ et $p-v$ relatifs au cycle *c*) dans lequel les isothermes de détente et de compression sont remplacées par des paraisothermes; sans récupération.

également correspondant d'expansions intermédiaires accomplies dans des turbines⁽¹⁰⁾.

Le cycle qui, par l'introduction de paraisothermes, s'approche du cycle *c*) est donc constitué par autant de cycles élémentaires conformes à celui de la figure 1 que l'on a choisi de compression et de détentes pour aboutir à la réalisation des paraisothermes mêmes.

Comme l'isobare d'échappement de chaque cycle élémentaire coïncide presque exactement avec l'isobare qui réalise l'apport de chaleur au cycle immédiatement voisin, on peut admettre que l'échange de chaleur entre deux cycles élémentaires immédiatement voisins a lieu de lui-même, sans l'intervention d'un échangeur et avec un rendement unité.

Il résulte en outre que des n cycles élémentaires, dont est constitué le cycle total, $(n-1)$ s'accomplissent avec récupération de chaleur, conformément à la figure 3, et un sans récupération, soit selon le diagramme de la figure 1.

Par suite, le rendement thermique du cycle complet est égal à la moyenne établie selon la loi des mélanges des rendements des cycles élémentaires définis par les relations (1) et (2). Il est d'autant plus avantageux que le nombre des compressions (et des détentes) élémentaires choisi pour réaliser les paraisothermes est plus élevé.

Les trois cycles considérés peuvent maintenant être comparés en ce qui concerne leurs rendements respectifs. Sur la base des diagrammes on obtient :

1. Pour un même taux de compression, parmi les cycles sans récupération, c'est le cycle *a*) qui donne les résultats les plus favorables ainsi que le montre le tableau 1.

Tableau 1.

$d = 2$	Sans récupération		
	Cycle <i>a</i>)	Cycle <i>b</i>)	Cycle <i>c</i>)
$c = 3$	0,36	0,25	0,20
$c = 6$	0,52	0,36	0,26
$c = 9$	0,59	0,40	0,28
$c = 12$	0,64	0,43	0,30

2. Pour un même taux de compression, parmi les cycles avec récupération, c'est le cycle *b*) qui donne les meilleurs rendements ainsi que le montre le tableau 2.

Tableau 2.

$c = 3$	Avec récupération		
	Cycle <i>a</i>)	Cycle <i>b</i>)	Cycle <i>c</i>)
$d = 1,5$	0,33	0,44	0,33
$d = 2$	0,50	0,58	0,50
$d = 2,5$	0,60	0,66	0,60
$d = 3$	0,67	0,72	0,67

(10) La conséquence du remplacement des isothermes par des paraisothermes est la suivante. Les températures des isothermes à prendre en considération, en première approximation, sont, pour chaque cycle, égales à la température moyenne des diverses adiabates. Elles sont donc, pour l'isotherme inférieure, plus grandes que la plus petite des températures du cycle et pour l'isotherme supérieure plus faible que la plus élevée des températures du cycle. En conséquence, le rendement subit une légère diminution.

(A suivre).