

THERMODYNAMIQUE DES MOTEURS À PISTONS POUR APPLICATIONS SPATIALES

M. VERNET-LOZET

Société d'Etude de la Propulsion par Réaction, Villejuif, France

Review of the Stirling cycle characteristics and possible use of alternative engines for power supply on space vehicles. Comparison of the performances of various types of engines. Studies of the specific mass of a power plant using a solar collector as power source. Research on radiator temperature minimizing this specific mass.

Rappel des caractéristiques du cycle de Stirling et possibilité d'emploi de moteurs alternatifs pour la génération de puissance à bord des engins spatiaux. Comparaison des performances des divers types de moteurs. Etude de la masse spécifique d'un générateur de puissance utilisant un collecteur solaire comme source de puissance. Recherche de la température de radiateur rendant minimale cette masse spécifique.

INTRODUCTION

Cet exposé, sur la thermodynamique des machines alternatives pour applications spatiales, sera en fait exclusivement consacré à l'étude des machines à faible puissance utilisant le rayonnement solaire comme énergie première.

On conçoit difficilement, en effet, qu'il puisse être avantageux dans le domaine des puissances élevées — disons supérieures à une dizaine de kilowatts — d'utiliser une machine alternative plutôt qu'une turbine, d'autre part dans le domaine des faibles puissances auxquelles nous nous intéressons — disons de l'ordre de quelques kilowatts — l'emploi d'un réacteur nucléaire à fission comme source première d'énergie fait qu'en pratique son poids, qui est un élément important du poids de l'ensemble du générateur, dépend peu de la puissance souhaitée, et qu'en conséquence le rendement de la machine de transformation est relativement indifférent, dans la mesure, bien entendu, où il n'impose pas un poids de machine et de radiateur prohibitif.

Dans le cas d'un générateur à source d'énergie solaire, les poids du collecteur d'énergie et de l'accumulateur thermique sont, au contraire, directement fonction du rendement global de conversion. Comme en pratique ils représentent une fraction importante du poids total du générateur, le choix d'une machine capable de fonctionner dans un intervalle de température correspondant à un rendement de Carnot élevé et avec un rendement de transformation aussi bon que possible est donc souhaitable.

Il est probable que, toujours en demeurant dans le domaine des faibles puissances défini plus haut, une machine volumétrique est davantage

susceptible de donner satisfaction de ce point de vue qu'une turbine, au moins qu'une turbine classique à impulsion, eu égard aux faibles dimensions et aux très faibles débits mis en jeu. Il est également probable que cet avantage n'est pas gratuit, et que les problèmes d'ordre technologique posés par la mise au point d'une machine d'une fiabilité acceptable pour une durée de fonctionnement de plusieurs mois, voire plusieurs années, sont certainement plus difficiles à résoudre dans le cas d'une machine alternative que dans celui d'une turbine pour laquelle on consentirait un sacrifice sur le rendement. C'est un aspect de la question que nous n'aborderons pas, entre autres, parce que l'expérience accumulée jusqu'ici sur ce sujet est encore trop limitée et contradictoire pour que des conclusions à peu près sûres puissent en être tirées.

Nous nous limiterons donc à des considérations d'ordre théorique et quelquefois de bon sens, sans tenir compte des limitations imposées par des difficultés d'ordre technologique.

LIMITATIONS IMPOSEES AU CHOIX DU CYCLE PAR LE PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU GENERATEUR

Rappelons qu'un générateur solaire à conversion dynamique est essentiellement constitué (fig. 1) :

- d'un miroir parabolique (ou d'un miroir de Fresnel) qui, eu égard à la densité de l'énergie solaire au voisinage de la Terre devra nécessairement pouvoir être transporté sous forme pliée et être déplié ensuite (pour disposer de 2 à 3 kW sous forme électrique, il faut disposer d'un miroir d'au moins 4 à 5 mètres de diamètre).

- d'une chaudière généralement conçue sous la forme d'une cavité dont l'ouverture est placée dans le plan focal du miroir.

- d'un — ou de plusieurs — accumulateurs de chaleur (selon le cycle de transformation utilisé). Cet accumulateur emmagasine de l'énergie pendant les phases éclairées de la trajectoire et la restitue au fluide moteur du cycle pendant les phases non éclairées. L'accumulateur peut être séparé de la chaudière ou contenu dans la double paroi de celle-ci.

- d'une machine de transformation entraînant un ou plusieurs alternateurs.

- d'un radiateur.

La température de source chaude

La température T_0 de la source chaude est limitée non seulement par la tenue mécanique des matériaux dont on dispose, mais aussi :

- par le fait que la masse spécifique du miroir, c'est-à-dire la masse du miroir par kW transmis à l'ensemble (accumulateur plus système de conversion) augmente rapidement avec la température de la chaudière (parce qu'un miroir dont on exige qu'il soit à la fois dépliable et léger est nécessairement imparfait; de plus, la sélection de l'énergie à haute température diminue le rendement de captation, et aussi l'énergie re-rayonnée par la

chaudière, et donc perdue, croît avec la température de celle-ci) (réfs. 1 et 2).

La figure 2 extraite de la référence 2 montre, en fonction de la température, l'évolution de cette masse spécifique pour un miroir à pétales.

— par la température de fusion du corps utilisé pour le stockage de l'énergie puisque c'est toujours la chaleur latente de transformation liquide — solide qui est utilisée. Les caractéristiques des principaux produits

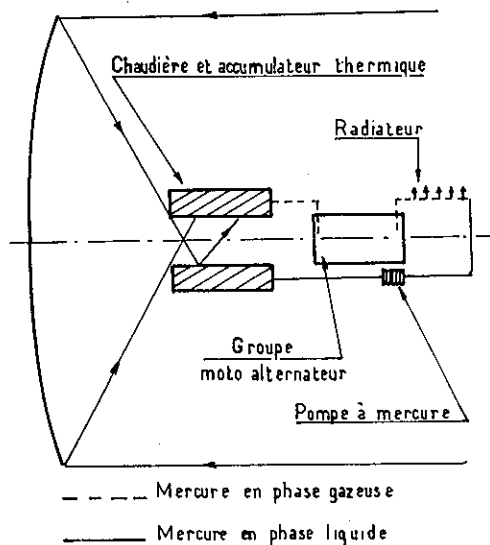


Fig. 1. Schéma de principe d'un générateur à source d'énergie solaire et conversion dynamique.

dont l'emploi est généralement envisagé sont données dans le tableau suivant:

	<i>T de fusion</i>	<i>Chaleur de fusion</i>
Li H	950 °K	25,2 10 ⁹ J/kg
Li F	1120	7,2
Na F	1240	7,2
Bc	1550	11,5
Si	1700	14,4

Dans le cas où l'on utilise une turbine avec un cycle de Rankine à surchauffe et résurchauffe il est avantageux de disposer de deux accumulateurs, Li H par exemple pour le bouilleur, Li F ou Na F pour le surchauffeur. Dans le cas d'une machine volumétrique pour laquelle, même si elle fonctionne selon un cycle de Rankine, il n'est pas intéressant de surchauffer, un seul accumulateur suffit. Son choix résulte évidemment du bilan de poids de l'ensemble

pour un satellite stationnaire par exemple, pour lequel la valeur absolue du temps passé dans l'ombre de la Terre est de l'ordre de l'heure il est plus avantageux de choisir Li H. Le surcroît de poids dû à la perte sur le rendement de la machine étant largement compensé par le gain sur le poids de

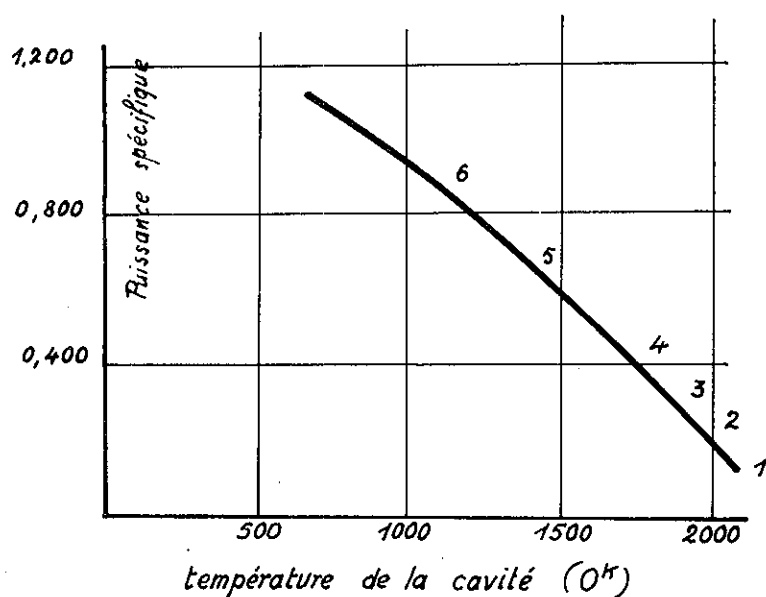


Fig. 2. Puissance spécifique d'un miroir à pétales en fonction de la température de la cavité. (D'après Astronautics, May 1963.)

l'ensemble (accumulateur chaudière), dû à la température de fusion plus faible de Li H.

La température de source froide

Lorsque l'on recherche la valeur optimale du rapport T_1/T_0 en ne tenant compte que du poids du radiateur, ce qui est à la rigueur valable, on l'a dit plus haut pour un générateur nucléaire de faible puissance, mais ne l'est pas dans notre cas, on montre que celui-ci est compris entre $\frac{3}{4}$ et $\frac{4}{5}$ suivant la valeur du rendement de transformation propre à la machine utilisée. La recherche de cette valeur optimale pour un générateur à source solaire conduit à des résultats très différents (réf. 3). Sur la figure 3 on a porté la variation de T_1/T_0 en fonction du paramètre τ défini en annexe et qui est fonction des caractéristiques de construction du générateur et de la température de la source chaude.

Pour un générateur devant fonctionner sans discontinuité sur une orbite stationnaire, le choix d'indices constructifs raisonnables conduit pour une température T_0 de source chaude égale à 950°K à une valeur de τ de l'ordre

de 300, la valeur de T_1/T_0 optimale correspondante étant située entre 0,28 et 0,34 selon le rendement de la machine, et celle de T_1 entre 266 et 314°K.

Nous allons voir dans quelles conditions on peut concevoir des machines fonctionnant dans ce grand intervalle de température avec un rendement de

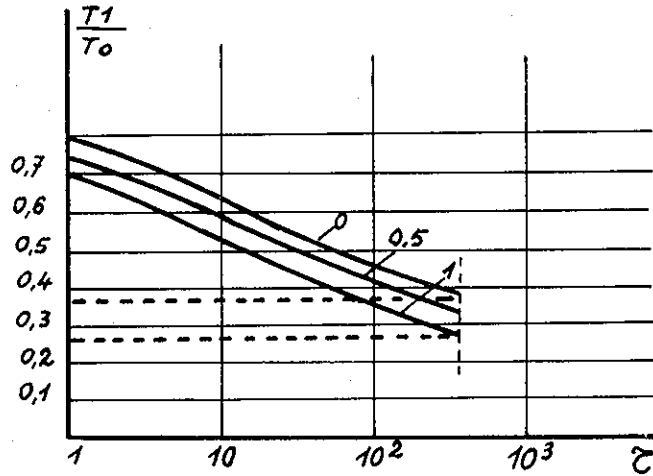


Fig. 3. Valeurs optimales de $\frac{T_1}{T_0}$ en fonction de τ et de η .

transformation acceptable et pour des conditions de construction non prohibitives.

CHOIX D'UN CYCLE

Les cycles à rendement de Carnot élevé sont ceux pour lesquels les échanges de chaleur avec l'extérieur s'effectuent aux températures extrêmes du cycle. Si cette condition est respectée, quelle que soit la manière utilisée pour aller d'un niveau à l'autre, entre deux mêmes températures, tous les cycles auront le même rendement idéal.

Trois méthodes peuvent être envisagées pour passer d'un niveau à l'autre:

- par transformation adiabatique (cycle de Carnot),
- par transformation isochore (cycle de Stirling),
- par transformation isobare (cycle d'Ericson).

Dans tous les cas la machine cède du travail au milieu extérieur à la température supérieure et en fournit au fluide moteur à la température inférieure (fig. 4).

Pratiquement, on peut admettre que le cycle de Rankine est aussi un cycle idéal, ou du moins "quasi-idéal", la quantité d'énergie fournie de façon irréversible pour chauffer le liquide étant petite devant celle qui est cédée de façon réversible par vaporisation.

Machine fonctionnant selon un cycle idéal

Les difficultés pratiques liées à la conception de machines fonctionnant selon un des cycles parfaits décrits plus haut sont essentiellement de deux ordres :

— il est difficile de réaliser une détente et une compression parfaitement isothermes.

— le passage d'un niveau à l'autre du cycle sans céder d'énergie à l'extérieur est également une opération difficile à réaliser au moins dans un volume réduit et dans des limites de poids assez strictes.

A ce sujet d'ailleurs nous noterons que la succession dans une même machine d'opérations isothermes et adiabatiques pose certainement des

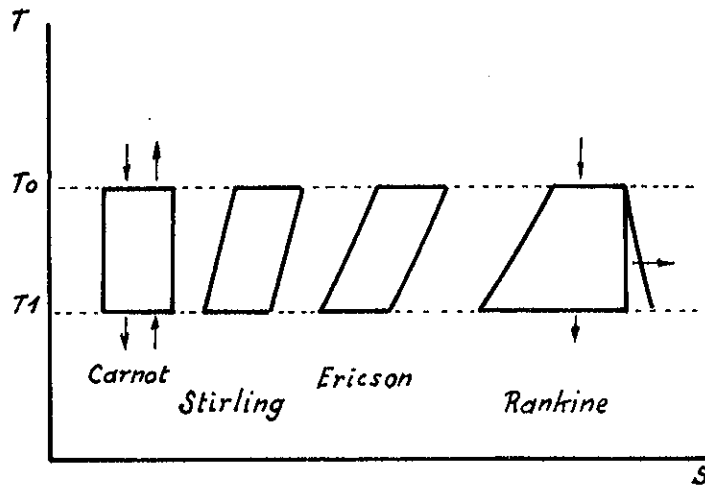


Fig. 4. Diagrammes entropiques des cycles parfaits et du cycle de Rankine.

problèmes délicats, sinon insolubles, et que l'on s'approchera plus aisément du cycle idéal en substituant aux opérations adiabatiques des opérations isochores ou isobares. Dans le cas précis d'une machine volumétrique où les opérations se succèdent dans le temps mais dans un même espace, ce sont les transformations isochores qui sont les plus faciles à réaliser, les transformations isobares se prêtant mieux à l'usage de turbo-machines pour lesquelles les différentes opérations du cycle s'effectuent simultanément en des points différents.

A rendement idéal égal une machine alternative décrivant un cycle de Stirling sera donc plus facile à mettre en œuvre qu'une machine du même genre décrivant un cycle d'Ericson. (On arriverait, bien entendu, à la conclusion inverse pour une turbo-machine.)

Machine fonctionnant selon le cycle de Stirling

Une littérature assez abondante a été publiée ces dernières années sur ce sujet (réfs. 4, 5 et 6) et nous n'avons quant à nous, aucune expérience

personnelle sur ce sujet; nous nous limiterons donc à décrire sommairement la machine étudiée par General Motors à partir du brevet Phillips.

Le principe de fonctionnement de cette machine est représenté sur la figure 5. Elle comprend:

- un échangeur chaud,
- un échangeur froid,

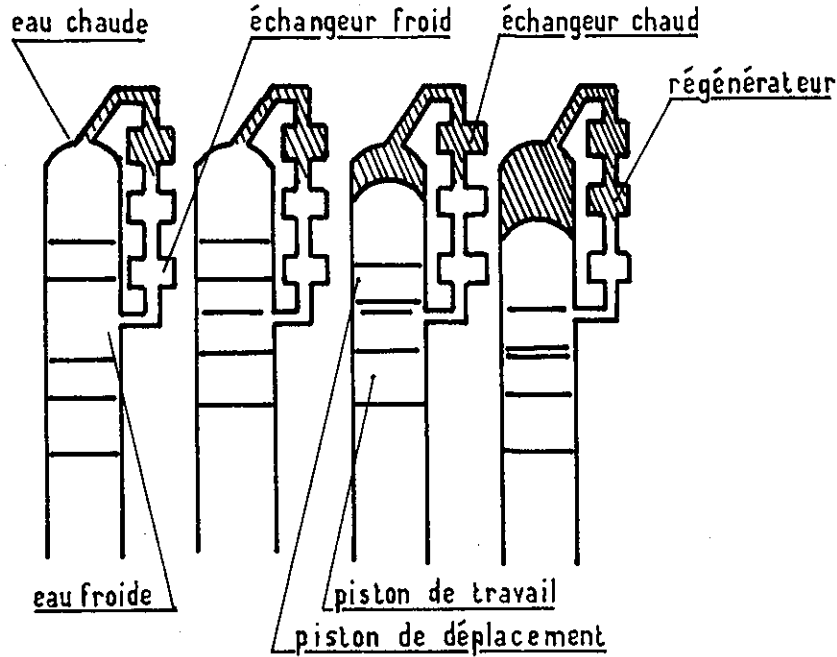


Fig. 5. Phases successives d'une machine de Stirling.

— un régénérateur qui prélève de la chaleur sur les gaz lors de leur détente isochore et la restitue lors de l'opération inverse,

— un cylindre avec deux pistons dont l'un (T) a pour rôle de transmettre le travail et l'autre (D) de faire passer le gaz vers la source chaude ou la source froide.

Si l'on appelle V' le volume utile de la machine extérieure au cylindre (échangeur, récupérateur, tuyauterie) V_0 le volume maximum compris entre les deux pistons et V_1 le volume minimum, le rapport volumétrique r est égal à:

$$r = \frac{V_0 + V'}{V_1 + V'}$$

Il est raisonnable, comme pour tous les moteurs à piston de se fixer un rapport volumétrique interne au maximum, de 8 à 10, d'autre part pour un moteur de puissance donnée il faut un volume minimum d'échangeur

pour que les transferts de chaleur puissent se faire de façon acceptable; enfin, le choix de la pression est a priori arbitraire, mais il n'en demeure pas moins qu'à chaque cycle il faut absorber à la source chaude une certaine quantité de chaleur qui sera égale à:

$$q = NRT_0 \text{ Log } r$$

Si V' est grand devant les autres volumes mis en jeu, r sera voisin de 1, c'est-à-dire, ou bien q sera petit et il faudra adopter une vitesse de rotation trop élevée, inconciliable avec, l'obtention d'un bon rendement et un fonctionnement de longue durée, ou bien NRT_0 sera grand et il faudra fonctionner à un niveau de pression élevé qui peut être également rédhibitoire du point de vue du poids.

Il semble qu'il soit effectivement possible de parvenir à un compromis acceptable puisque la machine construite par Allison Division of General Motors Corporation, présente pour une puissance utile de 5 kW en fonctionnant entre une source chaude à 950°K et une source froide à 338°K, des caractéristiques de poids spécifique et de rendement parfaitement acceptables ($\eta = 30,5$ pour cent, soit 47,2 pour cent du rendement du cycle idéal entre ces deux températures).

MACHINE ALTERNATIVE FONCTIONNANT SELON UN CYCLE DE RANKINE

Dans la mesure où l'on s'impose strictement la température supérieure du cycle — ce qui est notre cas — la nature du fluide de travail est pratiquement imposée au moins sur la base des connaissances immédiates concernant les corps simples. Pour la température de fusion de l'hydrure de lithium c'est l'emploi du mercure qui est le mieux approprié, pour celle du fluorure de sodium ce serait le rubidium, encore qu'il soit parfaitement possible que des études plus précises sur ce sujet fassent apparaître des solutions plus avantageuses.

Dans une machine de ce type le rendement de Carnot est directement fonction, pour des conditions initiales données, du rapport de détente, c'est-à-dire, en pratique du rapport volumétrique réalisé, au moins si l'on s'impose de suivre un chemin ne comportant que des opérations réversibles.

Pour de la vapeur de mercure dans l'état initial

$$T_0 = 950^\circ\text{K} \quad P_0 = 47 \text{ kg/cm}^2$$

on donne sur la figure 6 variation du rapport volumétrique en fonction du rendement de Carnot souhaité.

Il est évident que le rapport volumétrique d'un moteur ne peut pas être arbitrairement grand,

— parce que si r est grand cela signifie, ou bien que le volume correspondant à la position du point mort haut est très petit: ce qui n'est pas souhaitable, puisqu'il faut autant que possible que ce volume soit grand comparé aux divers volumes annexes résultant des jeux, des dilatations du volume compris entre le piston, la paroi et le segment, etc. . . , soit au contraire que le

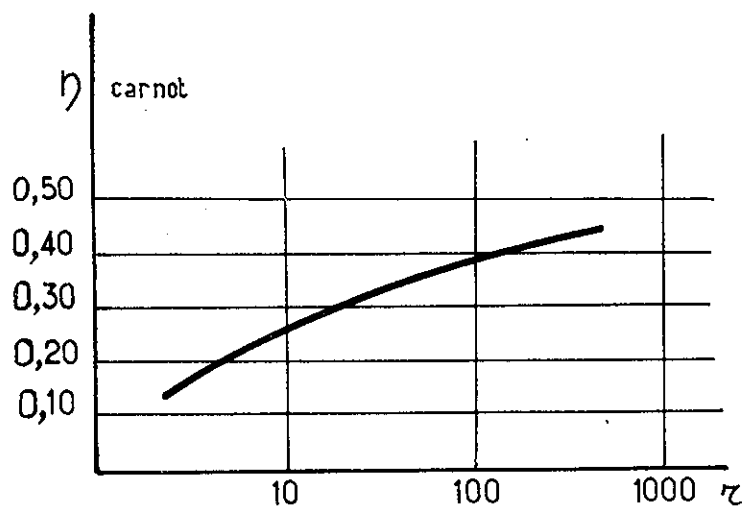


Fig. 6. Machine volumétrique de Rankine.

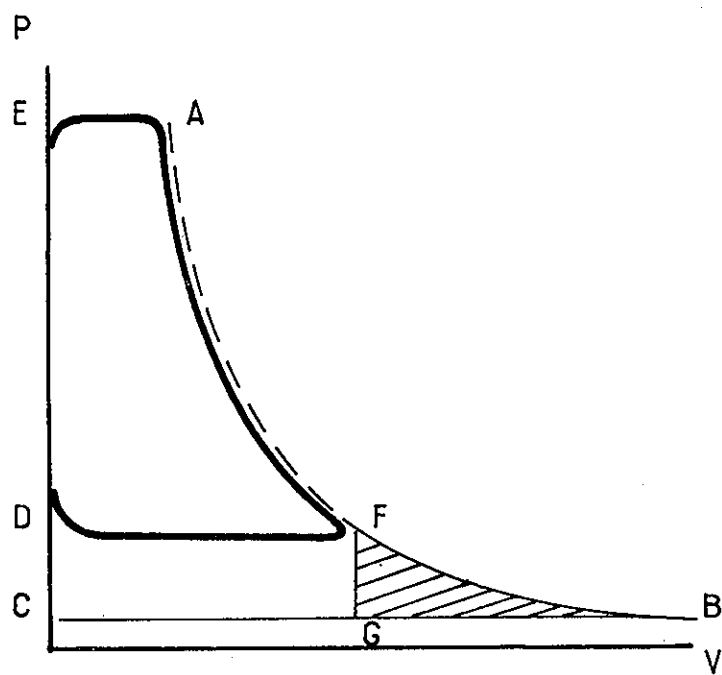


Fig. 7. Diagramme de Clapeyron pour une machine volumétrique de Rankine.

volume correspondant au point mort bas est grand, ou plus exactement, trop grand pour la masse de fluide de travail comprise dans ce volume, d'où un rôle important des parois et des pertes qui compensent largement le gain de rendement obtenu en augmentant le rapport volumétrique.

— parce que, d'un autre point de vue, le volume de gaz à la fin de la détente ne doit pas être tel qu'il impose, pour les tuyauteries et le condenseur des diamètres de tubes ou des vitesses de circulation inacceptables (la même limitation existe d'ailleurs aussi bien pour une turbine fonctionnant suivant le cycle de Rankine).

En pratique, pour une machine alternative la première limitation est beaucoup plus sévère que la seconde. Pour une machine à simple détente il n'est pas souhaitable en effet, de dépasser un rapport volumétrique de l'ordre de 8, ce qui correspond avec les conditions initiales données plus haut:

— à un rendement de Carnot de 25 pour cent,

— à une pression de sortie de $3,5 \text{ kg/cm}^2$ et à un volume spécifique de $85 \text{ dm}^3/\text{kg}$, c'est-à-dire à un volume vrai relativement faible, lorsque la masse en évolution ne dépasse pas quelques dizaines de grammes.

Toujours pour le niveau de puissance considéré, le dessin montre que l'on peut sans inconvénient accepter un volume spécifique nettement plus grand, disons correspondant à une détente jusqu'à $0,4 \text{ kg/cm}^2$.

Sans modifier la machine on peut opérer entre 47 et $0,4 \text{ kg/cm}^2$ en effectuant une détente isentropique jusqu'à $3,5 \text{ kg/cm}^2$ puis en détendant brusquement dans le condenseur, c'est-à-dire de façon irréversible de $3,5 \text{ kg/cm}^2$ à $0,4 \text{ kg/cm}^2$ (Fig. 6).

On décrit de cette façon un cycle assez éloigné du cycle idéal correspondant aux pressions extrêmes mais toutefois de rendement théorique supérieur à celui décrit entre 47 et $3,5 \text{ kg/cm}^2$ (la perte de travail par rapport au cycle idéal est représentée par l'aire hachurée sur le diagramme, mais le gain de travail reçu par la machine pour la même quantité de chaleur fournie à la source chaude n'est pas négligeable (aire DCFG). Le rendement idéal dans ces conditions est égal à 30,5 pour cent.

Si l'on calcule le volume du cylindre d'une machine fonctionnant dans ces conditions, pour une vitesse de rotation suffisamment faible pour qu'il soit possible d'obtenir un rendement mécanique convenable, disons 1500 tr/mn — on trouve que celui-ci pour une puissance de 2 kW est extrêmement réduit (de l'ordre de 100 cm^3 et la moitié pour une machine à double effet, c'est-à-dire à admission alternative par les deux extrémités du cylindre). Il n'y a donc pas d'inconvénient à augmenter le rapport volumétrique, ce qui peut être obtenu en utilisant une machine "compound" à double détente. Avec le rapport volumétrique de 8 pour le cylindre basse pression, le rapport volumétrique global est donc égal à 64 et le rendement de Carnot du cycle 38 pour cent.

Essayons maintenant de dresser l'inventaire des causes qui nécessairement occasionnent des écarts plus ou moins grands par rapport au rendement idéal. Nous l'avons dit plus haut, on peut légitimement espérer que ces pertes seront nettement moins sévères que dans le cas d'une turbine.

Les pertes principales dans le cas d'une machine alternative sont celles dues :

- au laminage à l'admission et à l'échappement
- aux pertes par les parois.

Dans toutes les applications industrielles on parvient à réduire ces pertes au minimum (des rendements mécaniques de l'ordre de 90 voire 95 pour cent sont atteints sur de grosses installations).

L'emploi de la machine compound qui limite la variation de température dans chaque cylindre est particulièrement favorable à la diminution des

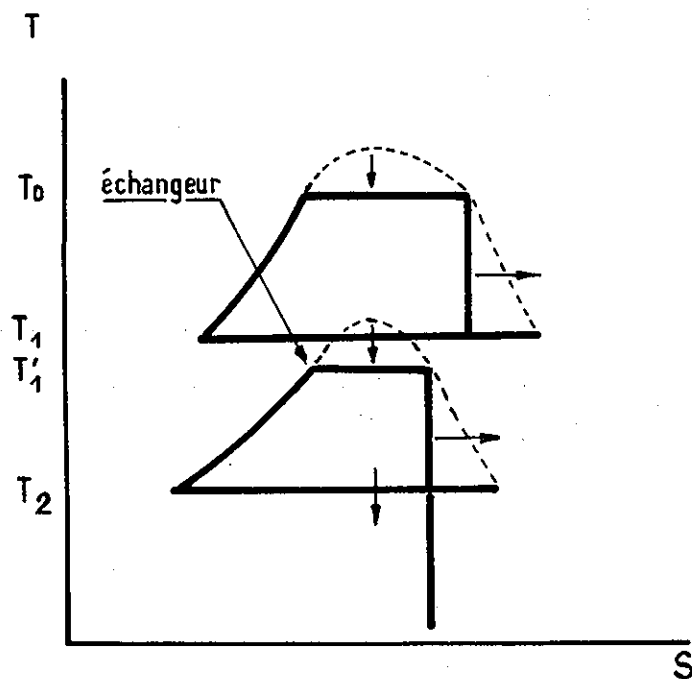


Fig. 8. Superposition de deux cycles de Rankine.

pertes par les parois. D'autre part pour des dimensions d'un tel moteur un système d'alimentation et d'échappement par soupapes ou par distributeur peut certainement être envisagé et les pertes par laminage considérablement réduites. Il semble raisonnable dans ces conditions d'admettre qu'il est possible d'obtenir un rendement mécanique — c'est-à-dire incluant toutes les pertes par rapport au cycle idéal — de l'ordre de 70 pour cent.

Les rendements réels correspondant aux 3 machines étudiées plus haut sont alors

Machine simple	$r = 8$	$P_0/P_1 = 47/3,5 = 0,25 \times 0,7 = 0,175$
	$r = 8$	$= 47/0,4 = 0,305 \times 0,7 = 0,214$
Machine compound	$r = 64$	$= 47/0,4 = 0,38 \times 0,7 = 0,266$

Dans tous les cas le rendement réel est inférieur à celui d'une machine utilisant le cycle de Stirling. Toutefois, dans le cas de la machine compound, et aussi dans l'hypothèse où il ne serait pas nécessaire de séparer les fonctions *condenseur* et *radialeur*, la masse d'une telle machine est certainement de loin inférieure à celle d'une machine de Stirling qui comprend en fait 3 circuits au lieu d'un seul. Pour des missions comprenant des durées de passage à l'ombre plus faibles que celle correspondant à une orbite 24 h, mais néanmoins non négligeables, il serait probablement plus avantageux d'utiliser une machine compound avec un cycle de Rankine.

Il est également possible d'améliorer nettement les rendements en superposant deux cycles de Rankine (fig. 8), le cycle supérieur fonctionnant avec du mercure, le cycle inférieur avec de l'eau par exemple, ou mieux avec certains corps organiques. Selon les combinaisons employées, il est alors théoriquement possible d'obtenir des rendements réels compris entre 30 et 40 pour cent au prix toutefois d'une complexité plus grande, d'un poids de moteur un peu plus élevé mais certainement compensé, au moins pour certaines missions par l'économie de poids effectuée sur le miroir et l'accumulateur d'énergie, enfin certainement d'une fiabilité moins bonne.

En résumé, dans la mesure où l'on ne dispose pas de lanceur permettant de n'accorder que peu d'importance à la masse spécifique du générateur d'énergie, l'emploi de machines alternatives de rendement mécanique élevé par rapport à celui que l'on peut espérer avec une turbine doit être considéré, le choix entre les solutions à cycle de Rankine ou de Stirling relevant en fait davantage de considérations d'ordre technologique et aussi de cas d'espèce que de considérations d'ordre théoriques.

ANNEXE

RECHERCHE DU RAPPORT DE TEMPERATURE OPTIMAL

Pendant les phases de trajectoire éclairées

$$\begin{aligned} P_i &= P_u + P_a + P_r \\ \eta_i \eta_t P_i &= P_u + P_a + P_r \end{aligned}$$

Pendant les phases de trajectoire dans l'ombre

$$(P_a t) \eta_t = (P_u + P_r)(p - t)$$

Bilans énergétiques

$$\begin{aligned} \eta_c \eta_t P_i t &= (P_u + P_r) \left(t + \frac{p - t}{\eta_t} \right) \\ P_r &= P_u \left[\frac{1}{\eta \eta_r} - 1 \right] \end{aligned}$$

d'où :

$$P_i = \frac{P_u}{\eta_c \eta_i \eta_r \eta} \left[1 + \frac{p - t}{\eta_t t} \right]$$

Masse du miroir

$$M_1 = m P_i = \frac{m P_u}{\eta_c \eta_i \eta_r \eta} \left[1 + \frac{p - t}{\eta_t t} \right]$$

Masse de l'accumulateur

$$M_2 = q P_a = \frac{q P_u}{\eta \eta_r} \frac{p - t}{\eta_t t}$$

Masse du radiateur :

$$M_3 = \frac{n P_u \left[\frac{1}{\eta \eta_r} - 1 \right]}{\varepsilon \sigma T_1^4}$$

D'où masse de l'ensemble: miroir, chaudière, accumulateur, radiateur,

$$M = M_1 + M_2 + M_3$$

soit

$$M = P_u \left[\frac{m \left(1 + \frac{p-l}{\eta_t l} \right)}{\eta_c \eta_t \eta_r \eta} + \frac{q}{\eta \eta_r} \frac{p-l}{\eta_t l} + \frac{n \left(\frac{1}{\eta \eta_r} - 1 \right)}{\varepsilon \sigma T_1^4} \right]$$

Comme

$$\eta_r = 1 - \frac{T_1}{T_0}$$

si l'on pose

$$\frac{T_1}{T_0} = u$$

et

$$\tau = \left[\frac{m}{\eta_c} \left(1 + \frac{p-l}{\eta_t l} \right) + \frac{q(p-l)}{l} \right] \frac{\varepsilon \sigma T_0^4}{\eta \eta_t}$$

la valeur de u pour laquelle M sera minimale est donnée par

$$\frac{dP}{du} = 0$$

soit

$$\frac{1}{1-u} \left[\tau + \frac{1 - \eta(1-u)}{u^4} \right] + \frac{\eta u - 4[1 - \eta(1-u)]}{u^5} = 0$$

pour $\eta = 1$ et $\tau = 0$ (machine parfaite, poids de miroir et d'accumulateurs nuls),

$$\frac{1}{u^3(1-u)} = \frac{3}{u^4}$$

d'où

$$u = \frac{3}{4}$$

pour

$$\tau = 0 \text{ et } \eta = 0, \quad u = \frac{4}{5}$$

L'équation a été résolue pour $\eta = 0 - 0,5 - 1$ en fonction de $\frac{T_1}{T_0}$ (fig. 3).

NOTATIONS

M = Masse de l'ensemble

P_a = Puissance emmagasinée par l'accumulateur

P_i = Puissance lumineuse incidente sur le miroir

P_r = Puissance rayonnée

P_t = Puissance transmise à l'ensemble (cycle + accumulateur)

P_u = Puissance transmise au cycle

S = Surface du radiateur (surface radiante)

MOTEURS À PISTONS

- T_1 = Température du radiateur
- T_0 = Température de la chaudière
- m = Masse spécifique de l'ensemble (miroir + chaudière)
- n = Masse spécifique du radiateur (par m^2) supposée indépendante de la dimension du radiateur
- p = Période de l'orbite parcourue
- q = Capacité calorifique *vraie* de l'accumulateur
- t = Durée de la phase éclairée
- ε = Pouvoir émissif de la surface radiante
- η = Rendement mécanique de la machine
- η_c = Rendement de captation du miroir
- η_γ = Rendement de Carnot du cycle
- η_i = Rendement de transmission au cycle
- σ = Constante de Stefan-Boltzmann: $5,7 \cdot 10^{-11}$ (Kw/m² (°K)⁴)

RÉFÉRENCES

- ¹ Vernet-Lozet, M. et de Clavière, G., "Les véhicules spatiaux à source d'énergie solaire" (Communication au 2ème Symposium Spatial Européen—Paris, Juin 1962).
- ² Heath, A. R., Jr., "Solar collector development," *Astron. Aerospace Eng.* (May 1963).
- ³ Michard, J., "Cycle thermodynamique optimal pour un système turboconvertisseur spatial," *La Recherche Aérospatiale* **97** (Nov.-Déc. 1963).
- ⁴ Underwood, A., "La machine de Sirling," *Revue de la S.I.A.* **12** (Décembre 1963).
- ⁵ Meijer, R. J., "Le moteur à gaz chaud Philips à mécanisme d'entraînement rhomboïdal," *Revue Technique Philips*, tome 20 (1952).
- ⁶ Parker, D. and Smith, L., "Stirling Engine Development for space power," *Progress in Astronautics and Rocketry*, Vol. 3.
- ⁷ Clavière, G. de, "La propulsion spatiale, étude de la fusée à source d'énergie solaire." Rapport technique SEPR n°72—Sept. 1961.