

<b>Zeitschrift:</b>	Bulletin technique de la Suisse romande
<b>Band:</b>	83 (1957)
<b>Heft:</b>	23
<b>Artikel:</b>	Contribution à l'étude de la notion de travail continu maximum et de ses applications pratiques: notamment au cas des installations dites de force et chauffage
<b>Autor:</b>	Colombi, Ch.
<b>DOI:</b>	<a href="https://doi.org/10.5169/seals-62802">https://doi.org/10.5169/seals-62802</a>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 26.01.2026

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

# BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les quinze jours

**Abonnements:**  
Suisse: 1 an, 26 francs  
Etranger: 30 francs  
Pour sociétaires:  
Suisse: 1 an, 22 francs  
Etranger: 27 francs  
Prix du numéro: Fr. 1.60  
Ch. post. « Bulletin technique de la Suisse romande »  
N<sup>o</sup> II. 57 75, à Lausanne.

Adresser toutes communications concernant abonnements, changements d'adresse, expédition à **Imprimerie La Concorde, Terreaux 31, Lausanne**

**Rédaction**  
et éditions de la S. A. du Bulletin technique (tirés à part), Case Chauderon 476  
**Administration de la S. A. du Bulletin technique**  
Ch. de Roseneck 6 Lausanne

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 polytechnique de l'Université de Lausanne et des Groupes romands des anciens élèves de l'Ecole polytechnique fédérale.

Comité de patronage — Président : J. Calame, ingénieur, à Genève ; Vice-président : † G. Epitaux, architecte, à Lausanne — Membres : Fribourg : MM. H. Gicot, ingénieur ; M. Waeber, architecte — Vaud : MM. A. Gardel, ingénieur ; A. Chevalley, ingénieur ; E. d'Okolski, architecte ; Ch. Thévenaz, architecte — Genève : MM. Cl. Groscurin, architecte ; E. Martin, architecte — Neuchâtel : MM. J. Béguin architecte ; R. Guye, ingénieur — Valais : MM. G. de Kalbermatten, ingénieur ; D. Burgener, architecte.

Rédaction : D. Bonnard, ingénieur. Case postale Chauderon 476, Lausanne.

Conseil d'administration  
de la Société anonyme du Bulletin technique : A. Stucky, ingénieur, président ; M. Bridel ; P. Waltenspuhl, architecte ; R. Neeser, ingénieur.

## Tarif des annonces

1/1 page	Fr. 275.—
1/2 »	» 140.—
1/4 »	» 70.—
1/8 »	» 35.—

## ANNONCES SUISSES S. A. (ASSA)



Place Bel-Air 2. Tél. 22 33 26  
Lausanne et succursales

**SOMMAIRE :** Contribution à l'étude de la notion de travail continu maximum et de ses applications pratiques (suite et fin), par CH. COLOMBI, professeur honoraire de l'Université (Ecole polytechnique). — Concours pour la construction de bâtiments scolaires à Saint-Maurice (Valais). — BIBLIOGRAPHIE. — CARNET DES CONCOURS. — SERVICE DE PLACEMENT. — DOCUMENTATION GÉNÉRALE. — DOCUMENTATION DU BATIMENT. — INFORMATIONS DIVERSES.

## CONTRIBUTION A L'ÉTUDE DE LA NOTION DE TRAVAIL CONTINU MAXIMUM ET DE SES APPLICATIONS PRATIQUES

notamment au cas des installations dites de force et chauffage

par CH. COLOMBI, ingénieur, professeur honoraire de l'Université de Lausanne (Ecole polytechnique)

(Suite et fin)<sup>1</sup>

### 5. Caractéristiques des installations à l'examen de l'économie desquelles on applique les notions établies

On prend en considération quatre cas d'installations de turbines à gaz pour chacun desquels on se propose d'utiliser la chaleur des gaz évacués par la turbine pour alimenter un réseau de chauffage.

Comme dans toute installation de force et chauffage, ainsi que nous l'avons du reste déjà signalé, on se trouve ici en présence d'un emploi simultané de deux formes d'énergie non équivalentes (travail mécanique et chaleur) qui, malgré leur caractère commun (énergies), sont nettement distinctes puisque l'on peut convertir intégralement du travail mécanique en chaleur, mais non réaliser le contraire. Il est donc utile de rechercher une commune mesure à ces deux formes énergétiques dont on prévoit l'utilisation dans les installations du type en cause.

Il ne s'agit naturellement pas pour nous de montrer que l'utilisation, dans le but de satisfaire à des besoins de chauffage, de la chaleur des gaz évacués par une turbine à gaz telle que nous la considérerons dans les déterminations qui suivent, aboutit à une amélioration générale de l'emploi de la chaleur fournie par la combustion d'un combustible quelconque ou par tout autre moyen approprié (notamment un réacteur nucléaire). Dans les cas que nous allons examiner cette amélioration est naturelle, évidente, n'a donc nullement besoin d'être démontrée. Ce qui est en revanche utile c'est de rechercher, justement en recourant à l'étude de cas particulièrement simples, s'il existe une possibilité de chiffrer l'amélioration en cause en définissant la mesure commune aux deux formes d'énergie débitées (mécanique et chaleur de chauffage) auxquelles nous avons fait allusion. Ceci au point de vue strictement technique et sans préjuger de déterminations particulières d'ordre économique

<sup>1</sup> Voir *Bulletin technique* du 26 octobre 1957, page 363.

qui sont forcément influencées par les conditions spéciales à chaque cas d'espèce (par exemple prix locaux de combustibles, tarifications locales pour l'énergie électrique, prix de machines, constructions, etc.). Cependant si dans un cas quelconque (naturellement autre que ceux envisagés dans la présente note) les résultats de la recherche technique à laquelle nous allons procéder mettaient d'emblée en évidence des avantages nuls ou peu importants du point de vue thermodynamique, l'opportunité de calculs ultérieurs tenant compte des circonstances économiques mentionnées, serait pour le moins discutable. Ladite recherche fournit donc en quelque sorte un cadre dans lequel doit s'inscrire toute détermination consécutive.

Le procédé auquel nous avons recours et dont les résultats seront montrés en ce qui suit est aussi applicable à tout type d'installation combinée de force de chauffage, notamment à ceux qui comportent des turbines à vapeur à contre-pression ou à soutirage ; nous revenons d'ailleurs sur l'argument.

En résumé notre but est d'exposer un procédé de détermination de la mesure commune déjà mentionnée à plus d'une reprise et de l'appliquer à des cas très simples afin de mettre en évidence ses particularités et la facilité avec laquelle il peut être appliqué si l'on se base sur des diagrammes enthalpie-potentiel thermodynamique.

Etant donné ce qui a été signalé au paragraphe précédent au sujet de cycles de turbines à gaz nous pouvons limiter à quelques informations complémentaires les renseignements relatifs aux figures 6, 7, 8 et 9.

La figure 6 concerne le schéma d'une turbine à gaz très simple pourvue d'un compresseur  $C$  qui débite de l'air dans une chambre de combustion  $K$ . Les gaz produits par la combustion (gaz que nous assimilons à l'air) alimentent la turbine  $T$ . Le travail  $A.L$  livré sur les résistances extérieures est égal à celui fourni par la détente dans la turbine  $A.L_t$  diminué de celui absorbé par le compresseur  $A.L_c$ . Dans l'installation combinée de force et chauffage les gaz évacués par la turbine sont dirigés de  $m$  vers  $n$  à travers des échangeurs de chaleur tels que  $E$  et transmettent leur chaleur au réseau de chauffage. Cette transmission peut, théoriquement, être totale ; en fait on sait qu'elle ne s'effectue que partiellement. En ce qui suit nous l'admettons totale, ce qui revient à dire que nous envisageons un cas limite lequel concorde avec l'indication de la fermeture du circuit en  $n$ . Il est facile de se libérer de l'hypothèse favorable d'une transmission de chaleur intégrale en prévoyant une cession de chaleur directe au milieu ambiant (source froide) intercalée entre  $E$  et  $n$ . On verra du reste par l'étude d'un des exemples traités comment on peut tenir compte de telles cessions de chaleur.

Dans la recherche de la commune mesure désirée on suppose remplacer l'échangeur  $E$  et tout ce qui touche à l'installation de chauffage par un groupe constitué par une turbine  $T_1$  dans laquelle les gaz évacués par la turbine  $T$  se détendraient isentropiquement, entraînant un compresseur  $C_1$  à l'intérieur duquel s'effectue une compression isothermique, à la température de la source froide (milieu ambiant). Ce groupe est susceptible de fournir un travail qui est

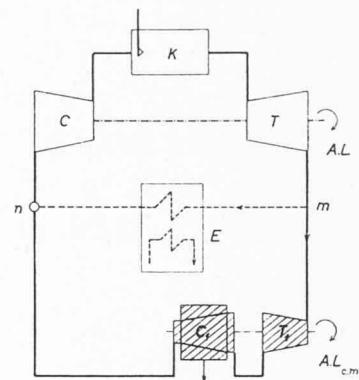


Fig. 6. — Schéma d'installation simple de turbine à gaz.

- $C$  = Compresseur (une phase de compression).  
 $K$  = Chambre de combustion.  
 $T$  = Turbine.  
 $m-E-n$  = Représentation du circuit de chauffage avec échangeur  $E$ .  
 $T_1$  = Turbine du groupe complémentaire (détente isentropique).  
 $C_1$  = Compresseur du groupe complémentaire (compression isothermique à la température de la source froide).

justement le travail continu complémentaire  $A.L_{c,m}$  que nous avons déjà défini et déterminé : c'est, nous le répétons, le travail que pourrait fournir la chaleur effectivement transmise par l'échangeur  $E$  si l'on réunissait les deux états extrêmes de l'isobare réelle selon laquelle a lieu la transmission de chaleur par une suite de transformations réversibles, soit isentropiques et isothermiques.

Le diagramme  $i-\Phi$  relatif au fonctionnement de l'installation décrite (diagramme tracé pour l'air dont la chaleur spécifique est supposée varier linéairement avec la température) est reproduit à la figure 7. Afin de bien montrer au moyen de valeurs numériques les conclusions auxquelles on peut arriver, nous avons pris comme base de calculs un cycle qui ne correspondrait guère à ce qu'on réaliseraient effectivement, en particulier dans les conditions de pression qui ont été supposées. Nous notons cependant d'emblée que dans le dernier des exemples que nous traitons nous envisageons une solution qui se rapproche davantage de ce que l'on serait amené à réaliser pratiquement.

Dans le diagramme de la figure 7 on a représenté deux cycles. Le cycle 1-2-3-4-1 comporte une compression et une détente isentropiques ce qui signifie que nous supposons des transformations exemptes d'irréversibilités dans les deux machines principales ; en outre, comme nous traitons un cas-limite, nous ne tenons pas compte de pertes de charge et de chaleur par cessions directes à la source froide.

Le cycle 1-2'3-4'-1 qui est le second des cycles notés a été imaginé en admettant de très mauvais rendements pour les machines susdites, c'est-à-dire de très importantes dégradations au cours des transformations qui s'y effectuent.

Le schéma de la figure 8 correspond à une solution plus proche de ce que l'on adopterait pratiquement dans les conditions de marche prévues. Il diffère du précédent par le fait que la compression a lieu en deux phases. Le compresseur de basse pression  $C_1$  est suivi d'un réfrigérateur  $R$  puis du compresseur de haute pression  $C_2$  et de la chambre de combustion  $K$ . La turbine principale  $T_1$  est supposée débiter dans la

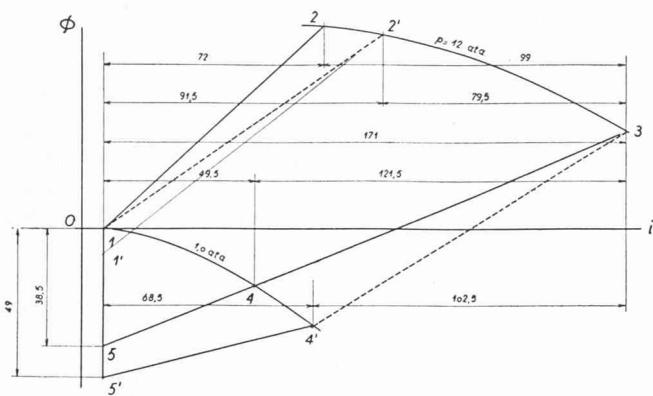


Fig. 7. — Diagramme de fonctionnement de l'installation prévue selon le schéma de la figure 6.

- 1-2 = Compression isentropique.  
 2-3 = Apport de chaleur.  
 3-4 = Dé-tente isentropique.  
 4-5-1 = Fonctionnement du groupe complémentaire dans le cas des transformations 1-2 et 3-4.  
 1-2' = Compression adiabatique irréversible.  
 2'-3 = Apport de chaleur.  
 3-4' = Dé-tente adiabatique irréversible.  
 4'-5'-1 = Fonctionnement du groupe complémentaire dans le cas des transformations 1-2' et 3-4'.

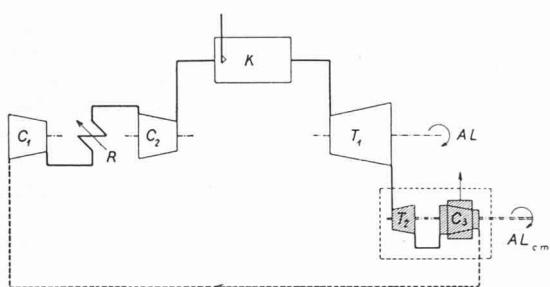


Fig. 8. — Schéma d'installation d'une turbine à gaz plus complexe que celui représenté à la figure 6.

- $C_1$  = Compresseur à basse pression (compression en deux phases).  
 $R$  = Réfrigérateur intermédiaire.  
 $C_2$  = Compresseur à haute pression.  
 $K$  = Chambre de combustion.  
 $T_1$  = Turbine principale.  
 $T_2$  = Turbine du groupe complémentaire.  
 $C_3$  = Compresseur du groupe complémentaire.

turbine  $T_2$  du groupe complémentaire dont nous connaissons les caractéristiques, laquelle entraîne le compresseur  $C_3$ . Ce groupe fournirait le travail continu complémentaire  $A.L_{c.m.}$ .

Le diagramme de fonctionnement de cette installation est donné par la figure 9 sur laquelle, vu les nombreuses explications déjà fournies, nous pouvons nous dispenser d'insister tout en notant qu'ici aussi nous avons envisagé deux cas soit celui de machines parfaites et celui de machines dans lesquelles les transformations sont affectées d'irréversibilités.

Il est maintenant possible d'établir quelques relations de caractère général.

Les réactions chimiques qui interviennent dans la chambre de combustion  $K$  permettent le dégagement d'une certaine quantité de chaleur par unité de poids du fluide en circulation. On pourrait naturellement en dire de même pour les réactions intervenant dans un

réacteur nucléaire qui livreraient aussi une certaine quantité de chaleur directement ou indirectement à l'unité de poids de fluide actif dans l'ensemble d'une installation, tout en observant qu'en pareil cas des solutions différentes de celles que nous examinons s'imposeraient. Soit  $q_c$  kcal/kg la chaleur dégagée par la combustion en  $K$  (puisque nous considérons des installations de type à combustion) référée à l'unité de poids de fluide actif. Elle est équivalente à la différence d'enthalpie du fluide à la sortie et à l'entrée de la chambre de combustion. On peut considérer que cette

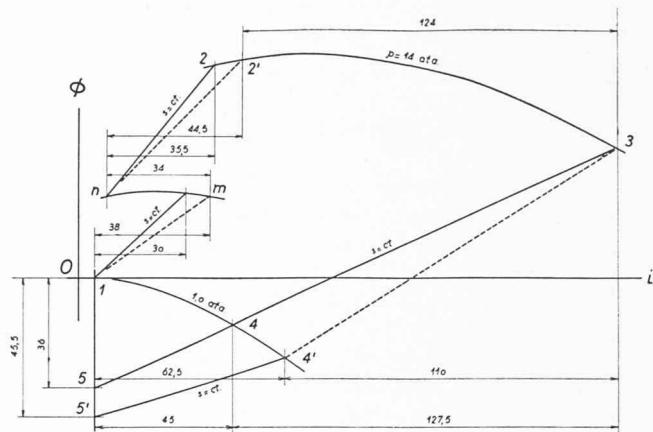


Fig. 9. — Diagramme de fonctionnement de l'installation prévue selon le schéma de la figure 8.

- 1- $m$  = Compression adiabatique irréversible intervenant dans le compresseur de basse pression  $C_1$ .  
 $n-2'$  = Idem, pour le compresseur de haute pression  $C_2$ .  
 2'-3' = Apport de chaleur.  
 3-4' = Détonne adiabatique irréversible intervenant dans la turbine principale  $T_1$ .  
 4'-5'-1 = Fonctionnement du groupe complémentaire.  
 Les indications analogues avec chiffres sans indices sont relatives au

quantité de chaleur se répartit entre l'alimentation de la turbine et les déperditions vers le milieu ambiant telles que celle due à la réfrigération du compresseur. En indiquant par  $q_r$  ces cessions de chaleur (toujours référencées à l'unité de poids de fluide en circulation) on a  $q_c - q_r = q_1$  kcal/kg pour la chaleur du gaz alimentant la turbine qui fournit un travail utile  $A.L$  kcal/kg de sorte que  $q_1 - A.L = q_2$  est la chaleur des gaz évacués par cette dernière machine.

On évalue souvent la qualité d'une installation au moyen du coefficient de rendement

$$\eta_1' = A \cdot L : q_c$$

mais on peut aussi établir un rapport analogue

$$\eta_1 = A.L : q_1$$

se référant à la chaleur utile à l'alimentation de la partie motrice de l'installation.

Pour des raisons qui ressortent clairement de la suite des calculs nous avons choisi de recourir au second des rapports mentionnés, mais sous la forme de son inverse c'est-à-dire la consommation spécifique de chaleur (consommation de chaleur par unité de

travail livré sur les résistances extérieures) soit<sup>1</sup>

$$c_1 = q_1 : A \cdot L \quad (13)$$

tout en notant que l'on peut aussi établir un rapport

$$c'_1 = q_c : A \cdot L = (q_1 + q_r) : A \cdot L = c_1 + \frac{A \cdot L}{q_r}. \quad (14)$$

Ce dernier rapport dérive d'une même conception que le rapport  $c_1$  mais ne convient guère aux calculs relatifs à l'utilisation de la chaleur évacuée par la turbine car, dans les transformations qui intéressent cette machine,  $q_r$  n'intervient pas et ne peut donc entrer en ligne de compte pour ce qui concerne le fonctionnement de la turbine du groupe complémentaire. On a donc pour la chaleur évacuée par la turbine

$$q_2 = q_1 - A \cdot L = (c_1 - 1) \cdot A \cdot L \quad (15)$$

cette dernière quantité de chaleur étant celle disponible pour le groupe complémentaire pour lequel on peut poser, en procédant d'une façon analogue

$$c_2 = q_2 : A \cdot L_{c.m} \quad (16)$$

d'où l'on déduit la quantité de chaleur inévitablement cédée à la source froide, compte tenu de la présence du groupe complémentaire

$$q_0 = q_2 - A \cdot L_{c.m} \quad (17)$$

ou

$$q_0 = (c_2 - 1) \cdot A \cdot L_{c.m}. \quad (18)$$

Sur la base de ces relations on a encore

$$A \cdot L_{c.m} = \frac{c_1 - 1}{c_2} \cdot A \cdot L \quad (19)$$

et

$$A \cdot L + A \cdot L_{c.m} = \frac{c_1 + c_2 - 1}{c_2} \quad (20)$$

avec encore

$$q_0 = \frac{(c_1 - 1) \cdot (c_2 - 1)}{c_2} \cdot A \cdot L. \quad (21)$$

Ainsi se trouvent reliées sous une forme simple la conception usuelle de rendement, de pertes, incluse dans la notion de consommation spécifique et, par l'introduction de  $A \cdot L_{c.m}$ , celle de travail continu maximum qui rend si bien compte de la valeur de convertibilité en travail mécanique d'une quantité de chaleur.

Il est presque superflu de noter que l'on pourrait faire intervenir dans les calculs des facteurs de correc-

<sup>1</sup> Il n'est pas inutile d'insister sur le fait que les consommations spécifiques  $c_1$ ,  $c'_1$  sont des données thermodynamiques que l'on ne doit pas confondre sans précautions avec les consommations de combustible. Pour ce qui est de ces dernières, l'étude de M. le Dr L. S. DZUNG: *Influence de la combustion sur le rendement thermique de cycles simples de turbines à gaz*, Revue Brown Boveri, tome 43 (1956), n° 3/4, p. 63/78, 5 fig., 6 réf. bibl., fournit de très intéressantes précisions que nous tenons à signaler tout particulièrement.

tions pour représenter diverses pertes dont nous n'avons pas, à dessein, tenu compte. Nous avons en effet estimé utile de conférer à cette note un caractère aussi simple et schématique que possible afin de laisser en lumière seulement ce qui apparaît essentiel et, autant que possible, indépendant de considérations qui ne se justifient que sur la base de circonstances particulières déterminées.

D'autre part il est évident que l'on peut référer le travail effectif  $A \cdot L$  livré par l'installation au travail continu maximum  $A \cdot L_m$  que l'on pourrait obtenir à partir d'un état initial déterminé du fluide actif. Ce mode de faire aurait l'avantage de rendre plus homogène l'ensemble des raisonnements. Si nous avons choisi une autre voie c'est justement parce qu'elle permet de conclure à la liaison qui existe entre les conceptions en usage dans la pratique et celles basées sur la notion, plus rigoureuse au point de vue thermodynamique, de travail continu maximum que nous venons de souligner.

En résumé deux quantités d'énergie restent en présence. D'une part la chaleur fournie à l'installation exprimée par exemple en kcal/kg et, d'autre part, le travail que l'on pourrait obtenir au total soit en réalité, soit avec adjonction du travail continu complémentaire, évalué également par exemple en kcal/kg mais intimement reliées.

Il est intéressant de remarquer encore au sujet des cessions de chaleur au milieu ambiant telles que  $q_r$  que si l'on se proposait d'utiliser de telles chaleurs pour des chauffages on pourrait évaluer le travail continu complémentaire correspondant en imaginant de remplacer les transformations réelles par la suite connue de transformations réversibles.

En outre si le cycle parcouru par le corps actif est un cycle fermé (comme nous l'avons admis en ce qui précède) ce corps revient toujours à son état initial (qui, au surplus, peut être choisi arbitrairement); son entropie ne varie pas. Il ne reste donc comme variations d'entropie possibles pour l'ensemble des corps qui participent aux transformations que celle intéressant la seule source présente, la source froide. En indiquant par  $T_0$  d'une façon générale la température absolue de cette source froide on a

$$q_0 + q_r = T_0 \cdot \Delta s_0$$

avec  $\Delta s_0$  = variation (augmentation) de son entropie ce qui ramène à une loi valable pour tous cycles fermés parcourus par des corps actifs de quelque nature que ce soit.

Nous venons de dire que les énergies en présence figuraient maintenant comme intimement liées entre elles. En fait dans les équations notées n'apparaissent plus que des énergies mécaniques et des valeurs adimensionnelles qui permettent de définir toute énergie de forme thermique en cause comme facteur de l'énergie mécanique choisie comme base de comparaison. On a ainsi les éléments fondamentaux de la détermination des valeurs énergétiques des quantités qu'il importe de connaître, valeurs qui, comme nous l'avons signalé, servent de cadre aux valeurs marchandes correspondantes.

Tout cela apparaît plus clairement encore si l'on fait intervenir l'unité pratique de travail, le  $kWh$ , dont on connaît l'équivalent par 860 kcal. On peut alors écrire les diverses équations établies sous les formes suivantes :

$$A \cdot L = 860 \text{ kcal} = 1 \text{ kWh} \quad (22)$$

$$q_1 = 860 \cdot c_1 \text{ kcal} = c_1 \text{ kWh} \quad (23)$$

$$q_2 = 860 \cdot (c_1 - 1) \text{ kcal} = (c_1 - 1) \text{ kWh} \quad (24)$$

$$A \cdot L_{c.m} = \frac{c_1 - 1}{c_2} \cdot 860 \text{ kcal} = \frac{c_1 - 1}{c_2} \text{ kWh} \quad (25)$$

$$A \cdot L + A \cdot L_{c.m} = \frac{c_1 + c_2 - 1}{c_2} \cdot 860 \text{ kcal} = \frac{c_1 + c_2 - 1}{c_2} \text{ kWh} \quad (26)$$

$$q_0 = \frac{(c_1 - 1) \cdot (c_2 - 1)}{c_2} \cdot 860 \text{ kcal} = \frac{(c_1 - 1) \cdot (c_2 - 1)}{c_2} \text{ kWh.} \quad (27)$$

Il nous semble inutile d'insister sur la simplicité de ces expressions qui, sur la base de valeurs adimensionnelles que l'on déduit de lectures de diagrammes comme ceux des figures 7 et 9, permettent le calcul des données concrètes les plus importantes nécessaires à l'étude qui nous intéresse. Nous ajoutons seulement que l'ensemble de l'énergie fournie à l'installation sous forme thermique vaut

$$q_c = 860 \cdot c'_1 \text{ kcal} = c'_1 \text{ kWh.} \quad (28)$$

Bien entendu chacune des valeurs indiquées par les équations notées ci-dessus s'entend par kWh de travail effectif livré par l'installation.

Tout ce qui précède permet de conclure à l'opportunité de la notion de travail continu maximum sous la forme de travail continu complémentaire pour la solution du problème que nous nous sommes posé.

\* \* \*

## 6. Applications numériques faites sur la base des schémas et diagrammes discutés

On a examiné quatre cas différents choisis de façon à montrer la variété des résultats auxquels on peut arriver. Naturellement, chaque cas comporte une solution déterminée et toute modification dans le choix d'un quelconque des paramètres admis en entraîne une plus ou moins importante pour l'aboutissement des calculs faciles à établir dès que l'on a fait choix du diagramme de fonctionnement de l'installation.

*Cas a).* — Installation selon le schéma de la figure 6 et le diagramme de la figure 7 pourvue de machines supposées sans pertes par irréversibilités.

*Cas b).* — Installation selon le schéma de la figure 6 et le diagramme de la figure 7, les machines dont elle est pourvue donnant lieu à de très fortes irréversibilités pour les transformations qui y ont lieu.

*Cas c).* — Installation selon le schéma de la figure 8 et le diagramme de la figure 9 pourvue de machines supposées sans pertes par irréversibilités.

*Cas d).* — Installation selon le schéma de la figure 8 et le diagramme de la figure 9, les transformations qui interviennent dans les machines dont elle est pourvue donnant lieu à des pertes dans une mesure compatible avec l'obtention d'un rendement global acceptable.

Tous les détails nécessaires aux calculs ayant été développés en ce qui précède, nous avons rassemblé les données numériques relevées et calculées dans des tableaux. Pour faciliter l'examen de ces derniers, nous donnons ci-dessous la liste des notations utilisées : Valeurs déduites immédiatement des diagrammes

$q_c$	Unité = kcal/kg.
$q_r$	Energie engagée dans l'ensemble des transformations, p. ex. = chaleur fournie par la combustion d'un combustible.
$q_1$	Déperditions de chaleur à la source froide (p. ex. réfrigération de compresseurs) dont on ne prévoit l'utilisation sous aucune forme.
$q_2$	Energie (chaleur) disponible en amont de la machine motrice (turbine).
$A \cdot L_t$	Travail de la détente dans la machine motrice.
$A \cdot L_c$	Travail absorbé par la compression.
$A \cdot L$	Travail effectivement disponible = $= A \cdot L_t - A \cdot L_c$ .
$\Delta i_{c.m}$	Différence d'enthalpie disponible pour la détente (isentropique) dans la turbine du groupe complémentaire.
$\Delta \Phi_{c.m}$	Différence de potentiel thermodynamique correspondant à la compression (isothermique) dans le compresseur du groupe complémentaire.
$A \cdot L_{c.m}$	Travail que fournirait le groupe complémentaire = Travail continu complémentaire = $= \Delta i_{c.m} - \Delta \Phi_{c.m}$ .
$A \cdot L + A \cdot L_{c.m}$	Somme des travaux effectif et complémentaire.
Valeurs adimensionnelles :	
$c'_1$	Consommation spécifique référée au travail effectif $A \cdot L$ et à la totalité de l'énergie engagée $q_c$ .
$c_1$	Consommation spécifique référée au travail effectif $A \cdot L$ et à l'énergie $q_1$ disponible en amont de la turbine.
$c_r$	Consommation spécifique traduisant les pertes dues aux déperditions de chaleur $q_r$ .
$c_2$	Consommation spécifique du groupe complémentaire.
$(c_1 - 1)$	$c_2 =$ Rapport des travaux complémentaires et effectifs = $A \cdot L_{c.m} : A \cdot L$ .
$(c_1 + c_2 - 1)$	$c_2 =$ Rapport de la somme des travaux effectifs et complémentaires et du travail effectif = $(A \cdot L + A \cdot L_{c.m}) : A \cdot L$ .
$c_o$	Consommation spécifique référée à la somme des travaux effectifs et complémentaires et à la totalité de l'énergie engagée.

- $\eta$  Rendement référé à la totalité de l'énergie engagée et au travail effectif livré par l'installation =  $A.L : q_c$ .
- $\eta_0$  Rendement référé à la totalité de l'énergie engagée et à la somme des travaux effectifs et complémentaires =  $(A.L + A.L_{c.m}) : q_c$ .

TABLEAU N° 1

Valeurs en kcal/kg relevées des diagrammes des figures 7 et 9 concernant les exemples (a), (b), (c) et (d).

Exemples	(a)	(b)	(c)	(d)
$q_c$ . . . . .	99	79,5	133	124
$q_r$ . . . . .	0	0	26	34
$q_1$ . . . . .	99	79,5	107	90
$q_2$ . . . . .	49,5	68,5	45	62,5
$A.L_t$ . . . . .	121,5	102,5	127,5	110
$A.L_c$ . . . . .	72	91,5	65,5	82,5
$A.L$ . . . . .	49,5	11	62	27,5
$\Delta L_{c.m}$ . . . . .	49,5	68,5	45	62,5
$\Delta \Phi_{c.m}$ . . . . .	38,5	49	36	45,5
$A.L_{c.m}$ . . . . .	11	19,5	9	17
$A.L + A.L_{c.m}$	60,5	30,5	71	44,5

TABLEAU N° 2

Valeurs adimensionnelles déterminées d'après celles relevées aux diagrammes des figures 7 et 9 et résumées au tableau n° 1.

Exemples	(a)	(b)	(c)	(d)
$A.L_{c.m} : A.L$ . . .	0,222	1,773	0,145	0,618
$(A.L + A.L_{c.m}) : A.L$	1,222	2,773	1,145	1,618
$c'_1 = q_c : A.L$ . . .	2,000	7,227	2,145	4,510
$c_r = q_r : A.L$ . . .	0	0	0,420	1,236
$c_1 = q_1 : A.L$ . . .	2,000	7,227	1,726	3,274
$c_2 = q_2 : A.L_{c.m}$ . . .	4,500	3,513	5,000	3,676
$(c_1 - 1) : c_2$ . . . . .	0,222	1,773	0,145	0,618
$(c_1 + c_2 - 1) : c_2$ . . .	1,222	2,773	1,145	0,618
$(A.L + A.L_{c.m}) : q_c$ . . .	0,611	0,3837	0,534	0,359
$(c_1 + c_2 - 1) : c_1 \cdot c_2$ . . .	0,611	0,384	0,534	0,359
$A.L : q_c$ . . . . .	0,500	0,1384	0,466	0,222
$1 : c'_1$ . . . . .	0,500	0,1384	0,466	0,222
$q_c : (A.L + A.L_{c.m})$ . . .	1,637	2,607	1,873	2,787

Une traduction graphique commode et du reste bien connue des résultats obtenus s'obtient en traçant les flux d'énergie. Nous en montrons deux exemples au moyen des figures 10 et 11, la première relative au cas (a) traité ci-dessus et la seconde au cas (d).

Les légendes qui accompagnent ces deux figures donnent tous les renseignements nécessaires à leur interprétation.

Les deux tableaux qui précèdent fournissent en détail tous les éléments utiles aux calculs : pour mieux montrer ce qui, dans les résultats obtenus, est essentiel, il nous a semblé convenable de préparer un tableau récapitulatif ne contenant que les indications relatives aux consommations spécifiques et aux rendements globaux des quatre cas examinés. En marge de ce tableau et pour en faciliter la lecture, nous rappelons encore la signification des divers symboles qui y sont employés et leur correspondance pratique.

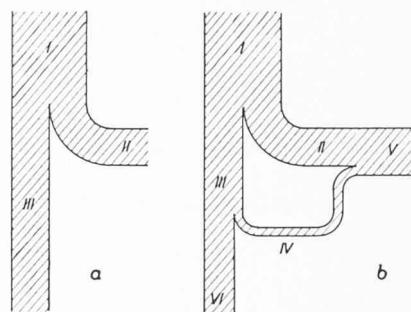


Fig. 10. — Flux d'énergie.

Partie (a) : Concerne l'installation prévue selon le schéma de la figure 6, sans utilisation de la chaleur des gaz évacués par la turbine comme chaleur de chauffage ; les transformations dans les machines sont supposées parfaites (isentropiques)

Largeur de la bande I = Energie engagée sous la forme  $q_1 : A.L = 2$ .  
Largeur de la bande II = Travail effectif  $A.L = 1$ .  
Largeur de la bande III = Chaleur des gaz évacués par la turbine, soit  $q_2 : A.L = 1$ .

Partie (b) : Concerne le même cas mais avec utilisation de la chaleur des gaz évacués par la turbine comme chaleur de chauffage

Largeur de la bande I = Energie engagée sous la forme  $q_1 : A.L = 2$ .

Largeur de la bande II = Travail effectif  $A.L = 1$ .  
Largeur de la bande III = Chaleur des gaz évacués par la turbine, soit  $q_2 : A.L = 1$ .

Largeur de la bande IV = Travail continu complémentaire sous la forme  $A.L_{c.m} : A.L = 0,222$ .

Largeur de la bande V = Somme des travaux ( $A.L + A.L_{c.m}$ ) référée au travail effectif  $A.L \dots 1,222$ .

Largeur de la bande VI = Chaleur fournie isothermiquement à la source froide  $\Delta \Phi_{c.m} : A.L = 0,778$ .

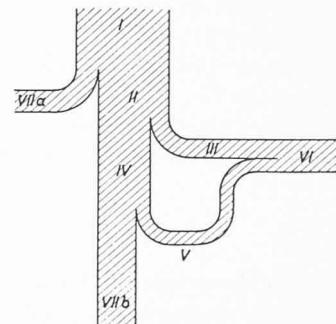


Fig. 11. — Flux d'énergie pour le cas de l'installation selon le schéma de la figure 8 les rendements des machines étant compatibles avec un rendement global convenable de l'ensemble de l'installation.

Largeur de la bande I = Chaleur fournie par la combustion sous la forme  $q_c : A.L = 4,510$ .

Largeur de la bande II = Energie disponible en amont de la turbine  $q_r : A.L = 3,274$ .

Largeur de la bande III = Travail effectif livré par l'installation =  $A.L = 1$ .

Largeur de la bande IV = Chaleur des gaz évacués par la turbine  $q_2 : A.L = 2,274$ .

Largeur de la bande V = Travail continu complémentaire référée au travail effectif  $A.L_{c.m} : A.L = 0,618$ .

Largeur de la bande VI = Somme des travaux effectif et continu complémentaire référée au travail effectif ( $A.L + A.L_{c.m}$ ) :  $A.L = 1,618$ .

Largeur de la bande VII a) = Chaleur cédée directement à la source froide (réfrigération)  $q_r : A.L = 1,236$ .

Largeur de la bande VII b) = Cession de la chaleur à la source froide par le groupe complémentaire  $\Delta \Phi_{c.m} : A.L = 1,656$ .

TABLEAU N° 3

Résumé des consommations spécifiques et des rendements globaux calculés sur la base des données détaillées du tableau n° 2.

Exemples	(a)	(b)	(c)	(d)
$c'_1 = q_c : A.L \dots$	2,000	7,227	2,145	4,510
$c_0 = q_c : \sum A.L \dots$	1,637	2,607	1,873	2,787
$\eta = A.L : q_c \dots$	0,500	0,138	0,466	0,222
$\eta_0 = \sum A.L : q_c \dots$	0,611	0,388	0,534	0,359

$q_c$  = chaleur fournie par la combustion  
 $A.L$  = travail mécanique livré par l'installation  
 $\sum A.L$  = travail mécanique livré par l'installation additionné du travail continu complémentaire =  $A.L + A.L_{c.m}$   
 $c'_1$  = consommation spécifique référée au travail mécanique livré par l'installation  
 $c_0$  = consommation spécifique référée à la somme travaux  $A.L + A.L_{c.m}$   
 $\eta$  = rendement global référée au travail mécanique livré par l'installation  
 $\eta_0$  = rendement global référée à la somme des travaux  $A.L + A.L_{c.m}$ .

Les consommations spécifiques multipliées par 860 kcal/kWh donnent les quantités de chaleur à fournir par la combustion pour obtenir 1 kWh de travail mécanique effectif  $A.L$  ou de ce travail additionné du travail continu complémentaire qui représente la chaleur à livrer aux installations de chauffage, soit  $(A.L + A.L_{c.m})$ .

### 7. Quelques remarques en guise de conclusion

Avant tout, nous tenons à formuler quelques brèves observations au sujet de la notion même de la fonction que nous désignons par « travail continu maximum ».

Lorsque nous avons entrepris la préparation de la présente note, il nous était connu que M. G. Darrieus, ingénieur des Arts et Manufactures, ingénieur à la Compagnie Electro-Mécanique, membre de l'Institut, avait eu recours à la notion d'« énergie utilisable » pour élucider de délicats problèmes relatifs à la définition rigoureuse du rendement des turbines à vapeur. Ne disposant pas des textes des écrits de M. Darrieus sur ces questions, nous nous sommes adressé à lui et, en réponse à notre demande, il a eu l'amabilité — ce dont nous tenons à le remercier vivement ici — de nous remettre les deux notes citées en marge 1, 2.

Il ressort de ces documents que la notion « énergie utilisable » est, en conformité de la proposition de Gouy, définie par

$$W = U + A.p.v - T_0.s$$

ce qui conduit à

$$W = i - T_0.s$$

<sup>1</sup> G. DARRIEUS: *Définition du rendement thermodynamique des turbines à vapeur*. Revue générale de l'Electricité, Paris, tome XXVII, 21 juin 1930, p. 963/968, 4 fig.

<sup>2</sup> G. DARRIEUS: *L'évolution des centrales thermiques et la notion d'énergie utilisable*. Science et Industrie, Paris, n° 206, mars 1931, 5 pages, 1 fig.

soit, pour des variations élémentaires des diverses énergies en cause

$$dW = di - T_0.ds$$

(avec  $T_0$  = température absolue de la source froide,  $U$  = énergie interne du système, cette dernière et toutes autres quantités déjà mentionnées, s'entendant exprimées en unités thermiques, p. ex. kcal/kg).

L'« énergie utilisable » correspond donc pour autant que l'on se borne aux cas caractérisés par la présence d'une seule source de chaleur, la source froide, au « maximale technische Arbeit » mentionné en ce qui précède soit donc encore au « travail continu maximum ». Ayant en vue la détermination de valeurs numériques de cette fonction au moyen des diagrammes enthalpie-potentiel thermodynamique, nous l'avons définie par

$$A.L_m = A.L_{s=ct} + A.L_{T=ct} = \Delta i_{s=ct} + \Delta \Phi_{T=ct}$$

où  $T = ct$  est, dans tous les cas concernant des machines motrices, la température absolue  $T_0$  de la source froide, mais pourrait aussi être différente de  $T_0$  tout en restant, bien entendu, constante. Cette généralisation n'ayant aucun rapport avec les problèmes traités dans la présente note, nous n'insistons pas : d'ailleurs nous examinons cette question dans la seconde édition en cours de préparation du volume *Les diagrammes enthalpie-potentiel thermodynamique*.

D'autre part, il n'est pas dépourvu d'intérêt de remarquer que  $d\Phi$  et  $dW$  sont liées par une relation très simple

$$dW - d\Phi = -T_0.ds + d(s.T)$$

qui, en intégrant entre un état initial  $a$  et un état final  $z$  pour lequel  $T_z = T_0$  devient

$$W_z - W_a = (\Phi_z - \Phi_a) + s_a.(T_z - T_a).$$

La traduction graphique de cette relation est aussi facile dans les diagrammes  $i - \Phi$ <sup>1</sup>.

La note de 1930 de M. Darrieus a été présentée à la réunion de Stockholm de la Commission électrotechnique internationale (C.E.I.) au nom du Comité électrotechnique français (C.E.F.) ; elle a été traduite en anglais et publiée par *Engineering* le 5 septembre 1930.

Les idées préconisées par M. Darrieus au sujet du rendement des turbines à vapeur ont servi de base à la note présentée en 1931 par le Comité électrotechnique suisse (C.E.S.) au Comité d'études pour les turbines à vapeur de la C.E.I.<sup>2</sup>.

<sup>1</sup> Nous venons d'être ramenés incidemment à la question de nomenclature déjà effleurée. A ce propos, on observera que la quantité  $W = A.L_m$  doit satisfaire à des conditions multiples et diverses telles que continuité de la production de travail, présence d'une seule source de chaleur, évolutions réversibles reliant deux états d'un système définis chacun par la connaissance simultanée de deux variables indépendantes. Elle traduit essentiellement en fin de compte la possibilité la plus favorable de *conversion en travail mécanique d'une différence imposée de l'état thermique d'un système*. Il serait en conséquence commode de convenir d'une désignation qui met en relief cette propriété fondamentale de  $W = A.L_m$ . Le terme de « valeur de convertibilité » ou, plus simplement, celui de « convertibilité », d'où encore « convertibilité complémentaire » pour  $A.L_{c.m}$ , facile à traduire, pourrait peut-être être envisagé.

<sup>2</sup> De nombreuses et intéressantes informations relatives aux calculs basés sur la notion de « énergie utilisable » sont contenues dans l'étude de C. SEIPPEL : *Considérations sur les centrales à vapeur de production d'énergie*. Revue Brown Boveri, tome XXXVII, n° 10, octobre 1950, p. 342/356, 20 fig.

Ces trop brèves mentions aux travaux de M. Darrius dans le domaine des arguments traités par la présente note montrent, quoique bien sommairement, le parti considérable que l'on peut tirer de la fonction  $W = A \cdot L_m$ : c'est pourquoi il nous a semblé logique de les faire figurer en tête de ce paragraphe, avant de revenir sur ce qui touche plus particulièrement les installations de force et chauffage.

Les problèmes relatifs à l'économie de ces installations combinées suscitent un vif intérêt non seulement dans les milieux industriels, mais aussi dans les milieux scientifiques. Cela résulte à l'évidence non seulement des quelques notes bibliographiques que nous signalons ci-dessous, mais plus encore du fait que l'on connaît de nombreuses applications récentes de ce type d'installations. Pour n'en citer qu'une particulièrement intéressante par sa conception première et par le fait qu'elle évolue actuellement vers de nouvelles techniques, nous mentionnerons celle de l'E.P.F. à Zurich<sup>1</sup>.

Cet intérêt a d'ailleurs été mis en relief encore par une publication récente, le numéro 1/2, année 1957, de *Praktische Energiekunde*, la collection de rapports de l'Association pour le développement pratique de l'utilisation de l'énergie et du Centre de recherches sur l'économie énergétique de l'Ecole polytechnique de Karlsruhe. Le numéro précité contient les rapports présentés à la réunion des 29 et 30 octobre 1956, réservée à l'étude des installations combinées de force et chauffage.

Il sortirait du cadre de la présente note d'analyser toutes ces importantes contributions à l'étude de l'utilisation rationnelle de la chaleur : aussi devons-nous nous borner à signaler brièvement quelques-uns de ces documents car ils sont en rapports directs avec l'argument principal dont nous nous sommes occupés et à réservé à deux d'entre eux un commentaire un peu plus détaillé.

M. le Dr ing. H. Kress (Ravensburg), dans sa communication : *Possibilités d'emploi de la turbine à air chaud dans le domaine de la production compound de force motrice et de chaleur* (p. 69/106, 38 fig.), traite en détail de l'utilisation des turbines en circuit fermé, telle que celle qui se trouve en service à Ravensburg (maison sœur de la maison Escher Wyss à Zurich), y compris le cas où la fourniture de chaleur serait effectuée non au moyen de la combustion d'un combustible quelconque, mais par un réacteur nucléaire, cas comparable à celui dont nous nous sommes occupés dans notre article

<sup>1</sup> L'évolution à laquelle on vient de faire allusion a été signalée dans diverses publications techniques et déjà, par exemple, dans la conférence donnée par M. C. AESCHIMANN, président de la Direction de Aar et Tessin S.A., le 28 mars 1957, à l'assemblée de l'Union suisse des consommateurs d'énergie sous le titre « L'approvisionnement électrique de la Suisse en attendant l'ère de l'énergie atomique ». Cette conférence a été publiée par les soins de l'Union de Banques Suisses (brochure de 32 pages, 8 fig.) et à sa page 31 on y mentionne la construction, selon les plans de la maison Sulzer Frères, pour l'E.P.F., d'un réacteur destiné à desservir la centrale de chauffage à distance bien connue lequel, en fait, fournit aussi de la vapeur pour l'alimentation de deux turbo-groupes. Plus loin, à la même page, sont signalées d'autres applications en cours d'étude auxquelles s'intéresse la maison Brown Boveri et enfin l'existence d'un groupement romand pour l'étude pratique de l'énergie nucléaire. Nous relevons cette dernière circonstance, quoiqu'elle ne soit pas en rapport direct avec le sujet qui nous occupe, car c'est avec plaisir que l'on peut constater que moins de quatre mois après qu'une allusion ait été faite par une personnalité de la compétence de M. Aeschimann à l'initiative romande, celle-ci se soit déjà concrétisée par la constitution de Energie Nucléaire S.A., à Lausanne.

paru dans le *Bulletin technique de la Suisse romande* du 6 juillet 1957. Le mode de recherche que nous avons exposé s'appliquerait naturellement ici aussi.

M. le professeur Dr ing. K. Bammert (Hannover) par son rapport : *Die Gasturbine im Heizkraftwerk* (p. 107/129, 25 fig.), établit une comparaison entre les diverses solutions adoptées pour les installations du type combiné force et chauffage et met un accent spécial sur les possibilités offertes par les turbines à gaz.

Dans les discussions très étendues qui ont suivi les divers exposés des rapporteurs, y compris celui de M. le professeur Dr ing. U. Senger : *Faut-il procéder à la préparation d'eau chaude au moyen d'une turbine à vapeur ou par l'emploi d'une turbine à air ?* qui conclut en faveur de l'utilisation de la vapeur en une note qui combat les vues de M. Bammert, M. le Dr ing. Karrer a rappelé l'installation combinée vapeur-gaz livrée par les Ateliers de Construction Oerlikon (à Zurich-Oerlikon) à la Société « Electricité et Gaz d'Alger », bien connue par de nombreuses autres publications.

Dans le rapport *La chaleur en tant qu'espèce la plus importante de l'énergie utile*, M. le professeur Dr H. F. MUELLER (Karlsruhe) note très justement que pour l'économiste c'est la valeur marchande des deux formes d'énergie que l'on obtient d'une installation combinée de force et chauffage qui est déterminante. Il insiste sur le fait que, pour qu'une installation industrielle soit rentable, il faut que la valeur de la marchandise qu'elle livre soit supérieure à celle de la marchandise qu'elle consomme. Or, dans le cas qui nous occupe comme l'auteur de la communication citée, la marchandise livrée est de l'énergie mécanique et de la chaleur pour chauffage, celle qu'elle consomme est de l'énergie provenant soit de réactions chimiques caractérisant une combustion, soit de réactions nucléaires. A la limite, on aura égalité entre les deux valeurs en cause liées entre elles par un coefficient de proportionnalité qui est la consommation d'énergie absorbée par unité d'énergie livrée (consommation spécifique).

Une diminution de ce coefficient peut s'interpréter de deux façons.

Si on considère comme valeur de référence une valeur donnée de l'énergie absorbée (p. ex. celle de 860 kcal délivrées par la combustion d'un combustible déterminé, soit celle que l'on désigne actuellement souvent pour les installations desservies par un réacteur nucléaire comme 1 kWh thermique), une diminution de la consommation spécifique correspond à une diminution du coût de l'énergie livrée.

Si on considère comme valeur de référence celle de l'énergie en général, aussi bien livrée qu'absorbée, une diminution de la consommation spécifique signifie une amélioration de la marge qui existe en faveur de la valeur marchande de l'énergie livrée.

La première de ces interprétations peut être intéressante comme indication relative à la tarification des énergies (force et chauffage) livrées par l'installation. La seconde rentre dans le cadre des recherches faites.

Vu que les calculs de nature thermodynamique, basés sur la notion de travail continu complémentaire comme représentant, en travail mécanique, l'équivalent de la chaleur de chauffage, conduisent justement à une diminution de la consommation spécifique dans le cas des

installations combinées, la seconde des interprétations données correspond bien aux exigences formulées par M. le professeur Mueller au sujet de la rentabilité de telles installations.

Un autre rapport contenu dans la publication citée est dû à M. le Dr ing. H. Junge (Düsseldorf) : *Contribution à la théorie de la production compound de force motrice et de chaleur* (p. 168/193, 8 fig.). Cette recherche, qui aboutit à des représentations graphiques fort intéressantes, envisage essentiellement le cas des installations pourvues de turbines à vapeur à contre-pression. Son idée de départ réside en la représentation de l'énergie mécanique qui correspond à la chaleur pour chauffage par le travail d'une thermo-pompe. Or, comme nous l'avons relevé par une remarque incidente au paragraphe 4, le fonctionnement d'une thermo-pompe peut, de façon générale, se représenter par la différence entre le travail continu maximum que fournirait un corps actif disponible en un état déterminé, s'il évoluait en absorbant de la chaleur d'une source chaude de la façon connue entre cet état et un état final donné et le travail continu maximum qu'il pourrait fournir, toujours entre les mêmes états, si l'isotherme de la liaison réversible intervenait en contact avec une source froide. En principe donc, l'emploi de la notion que nous avons utilisée s'adapte à l'idée de base que nous venons de signaler. Toutefois, il convient de remarquer que si le fluide actif est de la vapeur d'eau et si, comme cela est généralement le cas, les évolutions consécutives à la détente dans la turbine ont lieu dans le domaine de la saturation, l'état final que l'on atteindrait à la fin de l'isentropique faisant suite à l'isotherme supérieure

n'est pas l'état final réel. Ce dernier correspond en effet à l'eau liquide à la température de la source froide. Le travail continu complémentaire se réduit alors à celui de la détente du fluide qui débute à l'état de la vapeur à l'échappement de la turbine et aboutit à l'isotherme qui correspond à la température de la source froide, isotherme qui est en même temps une isobare et une ligne à potentiel thermodynamique constant. Numériquement, la différence entre les deux cas dont nous venons de faire mention est très faible en général. On notera encore que la différence de potentiel thermodynamique entre les deux isothermes-isobares qui limitent le fonctionnement de la partie chauffage n'apparaît plus nécessaire aux calculs pratiques relatifs au cas des turbines à vapeur à contre-pression. Elle intervient en revanche très opportunément dans certains raisonnements relatifs au travail continu complémentaire et à ses variations. Mais les recherches faites à ce sujet sortent complètement des limites de la présente contribution<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Nous signalons encore une étude qui vient de paraître : L. WALTER : *Le développement actuel des turbines à gaz, notamment en Grande-Bretagne*. « Chaleur et Industrie », Paris, 38<sup>e</sup> année, n° 385, août 1957, p. 199/220, 25 fig. Cette étude comporte quatre chapitres traitant, d'un point de vue essentiellement pratique, respectivement : I. Les aspects économiques de la production de force par les turbines à gaz. — II. Les turbines industrielles à gaz pour la force et le chauffage. — III. Turbines britanniques brûlant des combustibles solides. — IV. Développement des turbines à gaz dans la marine britannique.

Dans le deuxième des chapitres cités, l'auteur discute de la question sur la base de considérations différentes de celles que nous avons exposées et présente de nombreux schémas d'installations exécutées ou préconisées qui, eux, sont tous en rapports plus ou moins directs avec les questions traitées. — Une liste bibliographique étendue et relative spécialement à des publications anglaises ou U.S.A. accompagne chaque chapitre de cette étude.

## CONCOURS POUR LA CONSTRUCTION DE BÂTIMENTS SCOLAIRES À SAINT-MAURICE (VALAIS)

### Extrait du programme

En octobre 1956, la commune de Saint-Maurice ouvrit un concours pour l'étude d'un projet de bâtiments scolaires primaires.

Etaient admis à concourir : les architectes et techniciens suisses établis dans le canton du Valais ainsi que les architectes originaires de Saint-Maurice établis hors du canton.

Le jury chargé d'examiner et de classer les projets de concours était composé de MM. Eugène Bertrand, président de la Municipalité ; Fernand Dubois, président de la Commission scolaire ; Rodolphe Christ, architecte S.I.A. et B.S.A., à Bâle ; Marcel Matthey, architecte S.I.A., à Fribourg, ainsi qu'à titre de suppléants de MM. Joseph Iten, architecte, à Sion, et André Glassey, vice-président de la Municipalité.

Le programme de construction comprenait trois groupes, à savoir une école primaire, une école enfantine ainsi qu'une halle de gymnastique et salle de spectacles.

### Extrait du rapport du jury

Le jury, réuni les 27 et 28 mai ainsi que le 3 juin 1957, constate que dix-neuf projets ont été déposés dans le délai prescrit. Il fixe les critères qui serviront de base à son appréciation : composition, organisation, volumes, architecture.

Lors des premier et deuxième tours sont éliminés huit projets pour composition insuffisante et disposition

générale défectueuse. Après une étude serrée le jury écarte encore quatre projets qui, malgré des qualités indéniables, présentent d'importants défauts.

Le jury examine ensuite les sept projets restants selon les critères énumérés plus haut et rédige une critique détaillée de chaque projet. Puis, non sans avoir passé en revue tous les projets présentés, il procède au classement et répartit la somme de 11 000 fr. mise à sa disposition :

1<sup>er</sup> prix : projet « Les Jardins », 3200 fr. ; 2<sup>e</sup> prix : projet « Hibou », 2400 fr. ; 3<sup>e</sup> prix : projet « Caravelle », 2300 fr. ; 4<sup>e</sup> prix : projet « Sur la Pente », 1600 fr. ; 5<sup>e</sup> prix : projet « Ilot », 1500 fr.

Il déclare que les qualités architecturales et l'originalité du projet classé en premier rang justifient l'attribution du travail à son auteur.

Si l'un des auteurs classés ne répond pas aux conditions du concours, le jury se réserve le droit de répartir à nouveau les prix dans l'ordre fixé.

Il procède encore à l'ouverture des enveloppes qui révèlent, comme suit, les noms des lauréats :

1<sup>er</sup> prix : M. Daniel Girardet, architecte S.I.A., Sion.  
2<sup>e</sup> prix : M. Henri de Kalbermann, architecte S.I.A., et M. Robert Baum, architecte, collaborateur, Sion.

3<sup>e</sup> prix : M. Ewald Mengis, architecte, Sion.

4<sup>e</sup> prix : M. Charles Zimmermann, architecte F.S.A.I., Monthey.

5<sup>e</sup> prix : M. André Perraudin, architecte S.I.A., Sion.