

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 68 (1942)
Heft: 26

Artikel: Le problème de la turbine à combustion
Autor: Ferretti, P.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-51836>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 18.03.2025

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

BULLETIN TECHNIQUE

DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les 15 jours

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.

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.
 En plus 20 % de majoration de guerre.
 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 (suite et fin)*, par M. le professeur P. FERRETTI. — *Section genevoise de la Société suisse des ingénieurs et des architectes : Course S. I. A. - G. E. P. en Valais.* — *Société suisse des ingénieurs et des architectes : Procès-verbal de l'assemblée des délégués du 22 août 1942 (suite et fin).* — *Communiqué du Comité central.* — **CORRESPONDANCE :** *Aérodrome et plan national.* — **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.

(Suite et fin).¹

Le rendement spécifique.

La discussion de la qualité d'un cycle établie uniquement sur la base du rendement thermique, n'a guère de valeur pratique. L'importance de ce rendement thermique est essentiellement théorique et réside surtout en ce qu'il permet des comparaisons immédiates entre le cycle étudié et celui de Carnot.

Du point de vue technique, c'est le rendement global qui importe et celui-ci est donné ici, comme pour toutes installations motrices, par le produit du rendement thermique théorique, du rendement spécifique et du rendement mécanique.

Le rendement mécanique des turbines à combustion ne dépend pas, en général, de la nature du cycle réalisé ; il suffira, en conséquence, pour les déterminations que nous avons en vue, de prendre en considération le produit du rendement thermique théorique et du rendement spécifique. On désigne ce produit sous le nom de rendement thermique réel (ou rendement effectif).

Le rendement spécifique fait intervenir dans les calculs

toutes les circonstances qui déterminent des différences entre le cycle réel et le cycle théorique. Soit : La nature du gaz moteur qui n'est pas un gaz parfait (comme cela a été implicitement admis dans l'étude des cycles théoriques), mais un gaz réel, dont les chaleurs spécifiques c_p et c_v augmentent avec la température et dans lequel se manifestent des phénomènes de dissociation et de recombinaison de ses éléments au cours des changements de température qu'il subit ;

les rendements des turbines et des compresseurs dans lesquels les transformations ne sont pas réversibles (pas adiabatiques ou, plus exactement, pas isentropiques, par exemple) ;

les déperditions de chaleur à travers les parois de la chambre de combustion, des canalisations, etc.

En établissant les rendements de la compression, de la combustion et de la détente, nous pourrions évaluer l'influence des divers facteurs mentionnés. Pour déterminer le rendement spécifique, nous allons donc nous servir d'une méthode analogue à celle qui a été développée par Schwob⁽¹⁾ au sujet des moteurs à combustion interne à mouvement alternatif.

Soit C le travail théorique de compression et E le travail théorique de détente. Les rendements de la compression et de la détente sont respectivement η_c et η_e . En première approximation on admettra pour le rendement de la chambre de combustion $\eta_{cc} = 1$.

On obtient ainsi pour le rendement spécifique⁽¹²⁾

(1) *Rev. Gen. Electr.*, 26 août 1922.

(12) Le rendement spécifique est défini par le quotient de la différence entre le travail réel fourni par la détente et le travail réel

¹ Voir *Bulletin technique* du 12 décembre 1942, p. 289.

$$R_s = \frac{1}{\eta_c} \left\{ 1 - \frac{1 - \eta_c \eta_e}{1 - \frac{C}{E}} \right\} \dots \dots \dots (7).$$

R_s dépend donc du rapport qui existe entre le travail de compression C et le travail de détente E , soit du rapport caractéristique de l'ensemble des transformations. Il s'annule lorsque ce rapport caractéristique C/E devient égal au produit des rendements de la compression et de la détente. Nous avons reproduit à la figure 15 les valeurs du rendement spécifique R_s en fonction du rapport caractéristique pour les valeurs suivantes des rendements de la compression et de la détente : $\eta_c = 0,8$ et $\eta_e = 0,85$.

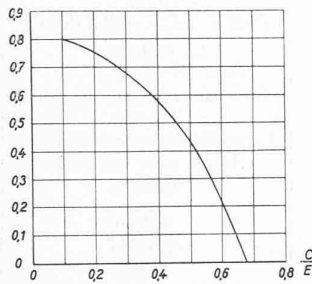


Fig. 15. — Rendements spécifiques R_s en fonction du rapport caractéristique C/E pour $\eta_c = 0,8$ et $\eta_e = 0,85$.

de la compression et de la détente : $\eta_c = 0,8$ et $\eta_e = 0,85$.

Le rapport $C : E = \eta_c \eta_e$, pour lequel le rendement spécifique s'annule, a une importance primordiale, notamment si l'on tient compte des valeurs qu'il peut effectivement prendre dans la pratique ; il est possible de s'expliquer par des considérations qui concernent l'égalité rappelée, certains résultats très défavorables obtenus avec des installations de turbines à combustion pour lesquelles le dit rapport était trop élevé.

Le rapport caractéristique C/E peut, pour chacun des trois cycles examinés en ce qui précède, être exprimé en fonction du rapport des températures extrêmes $d = T_4 : T_1$ de l'isobare inférieure et du taux de compression c .

On obtient ⁽¹³⁾ :

absorbé par la compression sur la différence entre les travaux théoriques de détente et de compression. Il est donc donné par la relation

$$R_s = \frac{\eta_e E - \frac{C}{\eta_c}}{E - C} = \frac{1}{\eta_c} \left\{ \frac{1 - \eta_e \eta_c}{1 - \frac{C}{E}} \right\} \dots \dots \dots (7).$$

⁽¹³⁾ On a pour le cycle a) :
 $C = c_p (T_2 - T_1)$ donc $\frac{C}{E} = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}$ et, puisque $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$
 ou $\frac{T_2 - T_1}{T_1} = \frac{T_3 - T_4}{T_4}$ avec $d = \frac{T_4}{T_1}$ il résulte $\frac{C}{E} = \frac{1}{d}$.

Pour le cycle b) :
 $C = (c_p - c_v) T_1 \cdot \ln c$; $E = c_p (T_3 - T_4)$ donc
 $\frac{C}{E} = \frac{c_p - c_v}{c_p} \frac{T_1 \cdot \ln c}{T_3 - T_4} = \frac{k-1}{k} \frac{T_1 \cdot \ln c}{T_3 - T_4}$; mais

$$T_3 = T_2 \cdot b = T_1 \cdot b ; T_4 = T_1 \cdot d ; b = d \cdot c^{\frac{k-1}{k}} \text{ d'où}$$

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

Pour le cycle c) enfin :

$$C = (c_p - c_v) T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} ; E = (c_p - c_v) T_3 \cdot \ln \frac{p_3}{p_4} \text{ Mais}$$

$$p_2 = p_3 ; p_1 = p_4 ; T_3 = T_4 ; d = T_4 : T_1 ; \text{ d'où}$$

$$\frac{C}{E} = \frac{T_1}{T_3} = \frac{T_1}{T_4} = \frac{1}{d}$$

pour le cycle a) $\frac{C}{E} = \frac{1}{d}$

pour le cycle b) $\frac{C}{E} = \frac{\frac{k-1}{k} \ln c}{d (c^{\frac{k-1}{k}} - 1)}$

pour le cycle c) $\frac{C}{E} = \frac{1}{d}$

Il convient de remarquer que pour les trois cycles étudiés le rapport caractéristique diminue lorsque d augmente, ce qui signifie, toutes choses égales d'ailleurs, que ce rapport diminue lorsque la température la plus élevée des gaz T_3 augmente.

Compte tenu du rendement spécifique R_s les conclusions qui ont été énoncées au sujet des qualités comparées des cycles examinés se trouvent profondément modifiées, de même que sont modifiés les points de vue auxquels il convient de se placer pour juger des propriétés de chacun de ces dits cycles.

Afin de mettre en lumière l'influence des rendements spécifiques, nous donnons plus loin les résultats fournis par les déterminations numériques, relatives à quelques exemples que nous avons calculés pour chacun des cycles en cause.

Débit de gaz moteur par unité de travail (CV.h).

Les valeurs du rendement global, à tout le moins celles du rendement thermique réel (produit du rendement thermique théorique et du rendement spécifique), fournissent un important critère pour juger des qualités d'un cycle. Toutefois il existe une autre donnée, moins importante au point de vue théorique il est vrai, mais qui doit être prise en considération car, selon les circonstances, elle peut être déterminante pour la réalisation pratique d'une installation avec turbine à combustion: nous voulons parler du débit de gaz moteur par unité de travail (CV.h).

Il est hors de doute que, toutes choses égales, on devra donner la préférence à une installation qui, pour une certaine puissance, n'exige que la circulation d'un débit de gaz aussi réduit que possible. Les dimensions des divers organes résultent ainsi plus faibles et, en fin de compte, on peut de la sorte escompter un meilleur rendement spécifique, de même qu'un rendement mécanique plus avantageux.

Le débit par unité de travail est, dans tous les cas, inversement proportionnel au produit du rendement thermique réel et de la quantité de chaleur fournie au gaz moteur au cours du cycle.

Dans les exemples numériques qui vont être exposés, on a déterminé, pour les divers cycles étudiés, aussi le débit par unité de travail, ce qui permet d'établir des comparaisons entre les installations de turbines à combustion et les autres installations thermiques motrices.

Exemples numériques.

Afin de mettre en évidence la portée des considérations qui précèdent, nous avons calculé les exemples numériques suivants pour les trois cycles en cause. Dans chaque cas, nous avons admis que le gaz moteur était porté à des températures de 625, 750 et 875° C. Les résultats ne sont guère modifiés par l'emploi de températures plus élevées. Nous avons choisi des températures relativement basses non seulement parce qu'elles sont nécessaires à la bonne conservation des aubages, mais aussi parce que ce choix permet de montrer que l'on obtient des rendements avantageux même sans recourir à des températures élevées.

Les rendements partiels ont été admis comme suit :
 rendement de la chambre de combustion . $\eta_{cc} = 0,90$
 rendement de la turbine $\eta_e = 0,85$
 rendement du compresseur $\eta_c = 0,80$

Selon les cycles envisagés, nous avons supposé de monter un, deux ou trois compresseurs, ayant chacun un rapport de compression de 2,5, de telle sorte que les pressions finales sont respectivement 2,5, 6,25 et 15,6 ata. Nous avons examiné au total sept cas, savoir : trois cas concernant le cycle a) et deux concernant chacun des cycles b) et c) avec, pour ces derniers, des compressions, respec-

tivement des compressions et des détente, réparties en deux et en trois étages.

Les enthalpies du gaz pour chaque point des cycles étudiés ont été déduites du diagramme de Mollier pour l'air ; elles sont spécifiées au tableau n° 3.

Le rendement thermique théorique a été établi comme suit : quotient de la différence entre le travail de la détente adiabatique (ou isothermique) E (en Cal.) et le travail de la compression adiabatique (ou isothermique) C (en Cal.), divisé par la quantité de chaleur Q_a fournie au gaz au cours de la combustion, soit

$$R_t = \frac{E - C}{Q_a}$$

Nous avons calculé d'une façon analogue le rendement thermique réel R_t' en posant à la place de E le travail effectif de détente $\eta_e \cdot E$ et à celle de C le travail réel de compression $C : \eta_c$ et enfin à celle de Q_a la quantité de chaleur fournie en fait par la combustion, $\eta_{cc}' \cdot Q_a$. Il résulte en conséquence :

$$R_t' = \frac{\eta_e E - \frac{C}{\eta_c}}{\eta_{cc}' \cdot Q_a}$$

Les résultats obtenus sont résumés dans les tableaux nos 4, 5 et 6.

Tableau 3.

	Température °C				Calories par kg			
	Compression		Détente		Compression		Détente	
	Début	Fin	Début	Fin	Début	Fin	Début	Fin
1a : cycle a) avec $p_2 = 2,5$ ata								
Fig. 1 $t_3 = 625^\circ$ C . .	15	100	625	430	3,5	23,5	154	105
$t_3 = 750^\circ$ C . .	15	100	750	530	3,5	23,5	186	130
$t_3 = 875^\circ$ C . .	15	100	875	630	3,5	23,5	218	155
1b : cycle a) avec $p_2 = 6,25$ ata								
Fig. 1 $t_3 = 625^\circ$ C . .	15	200	625	274	3,5	50	154	66,5
$t_3 = 750^\circ$ C . .	15	200	750	352	3,5	50	186	86
$t_3 = 875^\circ$ C . .	15	200	875	432	3,5	50	218	105,5
1c : cycle a) avec $p_2 = 15,6$ ata								
Fig. 1 $t_3 = 625^\circ$ C . .	15	350	625	150	3,5	85	154	36
$t_3 = 750^\circ$ C . .	15	350	750	212	3,5	85	186	51,5
$t_3 = 875^\circ$ C . .	15	350	875	274	3,5	85	218	66,5
2b : cycle b) avec $p_2 = 6,25$ ata								
Fig. 13 $t_3 = 625^\circ$ C . .	15	100	625	274	3,5	23,5	154	66,5
$t_3 = 750^\circ$ C . .	15	100	750	352	3,5	23,5	186	86
$t_3 = 875^\circ$ C . .	16	100	875	432	3,5	23,5	218	105,5
2c : cycle b) ¹ avec $p_2 = 15,6$ ata								
Fig. 13 $t_3 = 625^\circ$ C . .	15	100	625	150	3,5	23,5	154	36
$t_3 = 750^\circ$ C . .	15	100	750	212	3,5	23,5	186	51,5
$t_3 = 875^\circ$ C . .	15	100	875	274	3,5	23,5	218	66,5
3b : cycle c) avec $p_2 = 6,25$ ata								
Fig. 14 $t_3 = 625^\circ$ C . .	15	100	625	430	3,5	23,5	154	105
$t_3 = 750^\circ$ C . .	15	100	750	530	3,5	23,5	186	130
$t_3 = 875^\circ$ C . .	15	100	875	630	3,5	23,5	218	155
3c : cycle c) ² avec $p_2 = 15,6$ ata								
$t_3 = 625^\circ$ C . .	15	100	625	430	3,5	23,5	154	105
$t_3 = 750^\circ$ C . .	15	100	750	530	3,5	23,5	186	130
$t_3 = 875^\circ$ C . .	15	100	875	630	3,5	23,5	218	155

¹ Compression en trois étages

² Compression et détente en trois étages.

Tableau 4.

$t_3 = 625 \text{ }^\circ\text{C}$		Cycle théorique			Cycle réel		
Cycle	C/E	Récupération sans Rt^*	avec Rt^*	Débit de gaz kg/CVh	Récupération sans Rt'	avec Rt'	Débit de gaz kg/CVh
1 a	0,41	0,220	0,591	22	0,115	0,305	38,5
1 b	0,53	0,393	0,469	15,5	0,142	0,170	39
1 c	0,69	0,525	**	17,4	neg.	**	—
2 b	0,457	0,364	0,543	13,4	0,169	0,252	26,1
2 c	0,51	0,445	0,490	11	0,162	0,180	27
3 b	0,41	0,324	0,591	11	0,167	0,305	19
3 c	0,41	0,382	0,591	7,3	0,196	0,305	12,8

Tableau 5.

$t_3 = 750 \text{ }^\circ\text{C}$		Cycle théorique			Cycle réel		
Cycle	C/E	Récupération sans Rt^*	avec Rt^*	Débit de gaz kg/CVh	Récupération sans Rt'	avec Rt'	Débit de gaz kg/CVh
1 a	0,357	0,220	0,642	17,7	0,126	0,365	28
1 b	0,465	0,393	0,535	12	0,179	0,243	23,6
1 c	0,605	0,525	**	12	0,107	**	53
2 b	0,400	0,369	0,600	10,5	0,194	0,316	18
2 c	0,445	0,459	0,555	8,5	0,217	0,263	16,4
3 b	0,357	0,330	0,642	8,8	0,186	0,365	14
3 c	0,357	0,394	0,642	5,9	0,222	0,365	9,5

Tableau 6.

$t_3 = 875 \text{ }^\circ\text{C}$		Cycle théorique			Cycle réel		
Cycle	C/E	Récupération sans Rt^*	avec Rt^*	Débit de gaz kg/CVh	Récupération sans Rt'	avec Rt'	Débit de gaz kg/CVh
1 a	0,318	0,220	0,682	14,8	0,134	0,405	22
1 b	0,413	0,393	0,590	9,7	0,201	0,303	17
1 c	0,540	0,525	**	9,2	0,177	**	24,3
2 b	0,353	0,372	0,645	8,8	0,213	0,372	13,8
2 c	0,395	0,471	0,604	7,0	0,246	0,316	12
3 b	0,318	0,335	0,682	7,4	0,200	0,405	11,2
3 c	0,318	0,401	0,682	5,0	0,240	0,405	7,5

* Ces rendements thermiques ont été calculés sur la base du diagramme de Mollier; ils tiennent de ce fait compte de la variabilité des chaleurs spécifiques avec les températures et ne peuvent en conséquence être comparés sans autre avec ceux établis ci-dessus.

** Une récupération de chaleur est impossible dans ce cas car la température des gaz à l'échappement de la turbine est plus faible que la température de l'air refoulé par le compresseur.

Conclusions.

Les résultats des calculs numériques établis à titre d'exemples permettent d'énoncer quelques conclusions générales importantes.

1. Le rendement thermique théorique augmente avec le taux de compression pour tous les cycles sans récupération de chaleur.

Pour les cycles *a*) et *b*), le rapport caractéristique C/E augmente aussi avec le taux de compression, ce qui détermine une diminution du rendement spécifique. En conséquence, le rendement thermique réel augmente d'abord lentement avec le taux de compression, atteint un maximum pour une valeur déterminée de c , puis

diminue jusqu'à atteindre des valeurs négatives. Il existe donc pour ces cycles un taux de compression correspondant à un rendement maximum.

Pour le cycle *c*) le rapport caractéristique C/E reste constant, ce qui entraîne comme conséquence que le rendement thermique réel est proportionnel au rendement thermique théorique.

2. Pour les cycles *a*) et *b*) avec récupération de chaleur, le rendement thermique théorique diminue lorsque le taux de compression augmente. En effet, le taux de détente augmente avec celui de compression, de sorte que la température à l'échappement de la turbine diminue, par rapport à celle finale de la combustion, de même que la possibilité de récupération de chaleur. Le rendement thermique réel diminue encore plus fortement que le rendement théorique lorsque le taux de compression augmente.

Dans le cas du cycle *c*) avec récupération, lorsque le taux de compression augmente, le rendement théorique et le rapport C/E restent constants; il en est donc nécessairement de même pour le rendement thermique réel.

3. La quantité de chaleur qui, par récupération, peut être transmise de l'échappement de la turbine à l'aspiration du compresseur pour une même température maximum atteinte au cours des transformations, et avec même taux de compression, augmente du cycle *a*) aux cycles *b*) et *c*) ainsi que l'on peut le vérifier par l'examen des diagrammes $T - S$. La récupération est donc particulièrement recommandable pour le cycle *c*); cette circonstance est confirmée d'ailleurs par le fait que l'augmentation du rendement réel que détermine pour ce cycle l'adoption de la récupération, est plus forte que celle que le même procédé provoque pour les deux autres cycles.

4. Lorsque l'on accroît, dans le cycle *c*) sans récupération, le nombre des compressions et des détentes élémentaires, les rendements théorique et réel augmentent, ainsi que nous l'avons déjà fait remarquer. Cela provient de la récupération interne qui intéresse $(n - 1)$ des n cycles élémentaires. Pour $n = 1$ les rendements redeviennent ceux du cycle *a*) sans récupération; pour $n = \infty$ ils deviennent égaux à ceux du cycle en cause avec récupération.

5. Lorsque la température maximum du cycle augmente, celle des gaz d'échappement augmente aussi, de même que le rapport d . Le rendement théorique du cycle *a*) sans récupération ne change pas (il dépend uniquement du taux de compression); pour les deux autres cycles, par contre, ce rendement augmente en même temps que d . Le rapport caractéristique C/E diminue lorsque d augmente; en conséquence, le rendement spécifique et le rendement thermique réel augmentent de toute façon lorsque croît la température maximum du cycle. L'emploi de températures très élevées est toutefois rendue impossible (si l'on fait abstraction d'une réfrigération directe des aubes) par le fait que l'on ne dispose pas de métaux pouvant supporter des contraintes suffisantes aux hautes températures.

Des recherches systématiques exécutées en Amérique ⁽¹⁴⁾ ont défini pour diverses nuances d'aciers les accélérations qui, sous différentes températures, après un certain nombre d'heures de charge (par exemple 10 000), donnent lieu à des déformations permanentes ne dépassant pas une limite considérée comme admissible (par exemple 1 %) ^(V^D).

Afin de diminuer les températures auxquelles sont soumises les aubes mobiles de la turbine, on construit les premiers canaux distributeurs de façon qu'ils permettent une réduction de la température, même à un niveau de beaucoup inférieur à celui qui est propre à la chambre de combustion. Les importantes recherches de Gentsch ⁽¹⁵⁾ ont toutefois montré qu'aux arêtes d'entrée, par suite de l'annulation de la vitesse relative, on a des températures beaucoup plus élevées que la théorie ne le fait prévoir, de sorte que, sur ces dites arêtes, les températures sont en réalité de l'ordre de grandeur de celle que l'on relève à la chambre de combustion.

Afin d'assurer une durée convenable des aubages, on se trouve donc dans l'obligation de renoncer à l'emploi de températures maximales très élevées et aux avantages que cet emploi permettrait d'obtenir.

Heureusement, comme le montrent les exemples numériques traités, on arrive à des résultats satisfaisants même avec des températures modérées, pourvu que l'on choisisse convenablement le cycle à réaliser et les machines qui servent à sa mise en œuvre.

6. Le débit de gaz moteur par CV.h est indépendant de la récupération. Il diminue, pour un même taux de compression, lorsque l'on passe du cycle *a*) aux cycles *b*) et *c*). Il diminue également pour le cycle *c*) lorsque l'on augmente le nombre des compressions et des détentes élémentaires. Cette diminution du débit de gaz signifie que le poids de combustible fourni par kg d'air augmente sans que l'on dépasse la température maximum prescrite, soit donc que l'installation travaille avec un excédent d'air d'autant plus faible que le nombre des compressions et des détentes élémentaires est grand.

Cette constatation, qui semble paradoxale, s'explique par le fait que la répartition des détentes est liée à un fractionnement de la combustion. Pour une valeur donnée de l'excédent d'air, chacune des chambres de combustion travaille comme si l'excédent d'air était *n* fois celui prévu : en effet, la température des gaz de la combustion est abaissée non seulement par suite de l'excédent d'air réellement utilisé, mais encore par le fait que

⁽¹⁴⁾ « Compilation of available high temperature Creep Characteristics of Metal and Alloys ». Proc. Amer. Soc. Test. Mater. mars 1938.

^(V^D) Au sujet de ces questions de « résistance de durée », on trouve encore des indications intéressantes dans les publications suivantes, facilement accessibles :

R. L'HERMITE : *Essai des métaux*, vol. II, p. 27 ss. (Collection des actualités scientifiques et industrielles. Edit. Hermann et C^{ie}, Paris).

E.-A. KRAFT : *La turbine à vapeur moderne*, p. 117 ss. (Traduction française par W. Maclot ; Edit. Dunod, Paris.)

Catalogue des Aciers « Rémanit » de la S. A. Edelstahl.

⁽¹⁵⁾ W. GENTSCH : *Untersuchungen über die Gas- und Oelgleichdruckturbine*. Berlin 1924.

les gaz de la combustion provenant des chambres immédiatement précédentes ont été refroidis par les cessions de chaleur qu'ils ont effectuées.

C'est à cette circonstance favorable que l'on doit que le débit par CV.h (une caractéristique de l'installation qui peut avoir une importance capitale) se réduit dans le cas du cycle *c*) à des valeurs de l'ordre de grandeur de celles que l'on trouve pour d'autres motrices thermiques, telles que les turbines à vapeur.

7. On peut déduire des valeurs trouvées dans les exemples numériques discutés ci-dessus que le cycle *c*), en particulier s'il est prévu avec récupération, en l'état actuel de nos possibilités technologiques, soit en utilisant des températures relativement faibles, présente les plus grandes chances de succès aussi bien grâce aux valeurs élevées que peuvent atteindre les rendements thermiques réels que par suite des débits peu importants exigés par unité de travail (CV.h).

SECTION GENEVOISE DE LA SOCIÉTÉ SUISSE DES INGÉNIEURS ET DES ARCHITECTES

Course S. I. A. — G. E. P. en Valais.

Les samedi et dimanche 3 et 4 octobre 1942, une douzaine de membres des sections genevoises vinrent rejoindre la section valaisanne représentée par une autre douzaine de membres actifs dont le président, M. Charles Meyer, était l'instigateur et organisateur de cette rencontre.

A l'arrivée à Sion, le programme comportait tout d'abord la visite de Valère, sous l'expertise conduite de M. Henri de Kalbermatten, architecte. (fig. 1).



E. Martin, des.

Fig. 1. — Valère, porche principal.