

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 125/126 (1945)
Heft: 24

Artikel: Compte-rendu des essais de la turbine aérodynamique Escher Wyss - AK
Autor: Quiby, H.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-83681>

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: 16.05.2025

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

INHALT: Compte-rendu des essais de la turbine aérodynamique Escher Wyss - AK. — Von der Siliziumkeramik zur Metallkeramik. — Regenwasser und Bauwerk. — Mitteilungen: Die Zerstörung am Kraftwerk Kembs. Die Laxgrabenbrücke. — Wettbewerbe: Sanierung der Altstadt von Bellinzona. Pfarrhaus mit Unterrichtszimmer in Oberhofen,

Thurgau. Gemeindebauten in Gontenschwil (Aargau). Innenrenovation mit Umbau der Katholischen Kirche in Biberist-Solothurn. Schulhaus mit Turnhalle in Sargans.

Mitteilungen der Vereine.
Vortragskalender.

Band 125

Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich
Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet

Nr. 24

Compte-rendu des essais de la turbine aérodynamique Escher Wyss - AK

Par H. QUIBY, professeur à l'Ecole Polytechnique Fédérale, Zurich

(suite de la page 273)

Essais de puissance et bilans thermiques

Le but principal des essais était la détermination du rendement du combustible à différentes puissances en régime constant. La mesure de la puissance fournie par le générateur fut confiée à l'Institut de contrôle de l'Association Suisse des Electriciens, qui l'effectua avec ses propres instruments, les lectures ayant lieu de minute en minute. La puissance était absorbée par des résistances hydrauliques. Les pertes du générateur, à ajouter à la puissance aux bornes afin d'obtenir la puissance utile fournie par la turbine à l'accouplement, résultent des essais de réception du générateur, effectués dans les ateliers du fournisseur, les Ateliers de construction Oerlikon (MFO).

Pour avoir le rendement total, il faudrait tenir compte de la puissance absorbée par un certain nombre de machines auxiliaires telles que ventilateurs de l'échauffeur d'air, pompes à combustible, compresseur de compensation des fuites. Il s'agit là des seuls résultats qui aient exigé une correction. En effet, les moteurs utilisés n'étaient pas destinés à cet usage. Tous ont des puissances normales trop élevées et travaillent par conséquent avec un rendement trop bas. La correction était donc justifiée, et pouvait être faite avec une grande certitude. Du reste, la somme des puissances auxiliaires en question ne dépasse pas 1,5 % de l'énergie du combustible, de sorte que des erreurs de correction ne changeraient pas sensiblement le résultat total.

Du côté thermique, la mesure principale, celle du combustible liquide consommé, était faite par pesée sur son trajet vers les pompes d'injection, au moyen d'une balance dûment contrôlée, en observant le temps nécessaire à l'écoulement de 20 kg. Dans les courts intervalles entre les pesées, l'huile est conduite directement d'un réservoir de 7700 l aux pompes d'injection. Un robinet de contrôle s'ouvrant à l'air libre, permet de s'assurer qu'aucune parcelle du liquide ne peut passer directement pendant que s'écoule la quantité pesée. Le pouvoir calorifique fut déterminée par le Laboratoire fédéral d'essai des matériaux sur des échantillons prélevés avant, pendant et après les essais.

Les moyennes des lectures thermiques et électriques, les consommations spécifiques et les rendements sont réunis dans le tableau I, les températures et pressions principales dans le tableau II.

Les courbes fig. 12 représentent les rendements du combustible en fonction de la puissance utile sur l'arbre de la turbine, ainsi que les consommations horaires de combustible. La courbe supérieure b ne tient pas compte des puissances auxiliaires. Nous la donnons parce qu'elle sert de base aux calculs des bilans thermiques. Au cours de chacun des essais, toutes les soupapes étaient fermées, de sorte qu'aucune des pertes accessoires dues au réglage par dérivation ne se produisait.

Ainsi qu'on peut le constater sur le tableau II, la température maximum du circuit monte légèrement au fur et à mesure que diminue la puissance. On a tiré parti, très modérément il est vrai, du fait que les efforts mécaniques étant plus faibles lorsque le niveau des pressions s'abaisse, il est possible d'admettre une limite de viscosité du métal plus basse, en vue d'augmenter le rendement thermique du cycle. Ce raisonnement s'applique aux tubes les plus exposés de l'échauffeur d'air et aux premiers étages de la turbine. Un léger abaissement de la température de l'eau des réfrigérants du compresseur, lorsque la charge diminue, agit dans le même sens.

Les hautes températures maintenues pendant nos essais, si elles représentent un record pour des turbo-machines de cette puissance destinées à la production d'énergie, ne sont nullement un tour de force passager dans le but d'atteindre le plus haut rendement possible durant le temps nécessaire aux mesures. Les machines de l'installation ont déjà bien des centaines d'heures de service avec des températures semblables, sans pour cela montrer la moindre trace de dommage. Du reste, l'impossibilité actuelle de se procurer les métaux spéciaux qu'exigerait une réparation, interdisait de courir un risque quelconque.

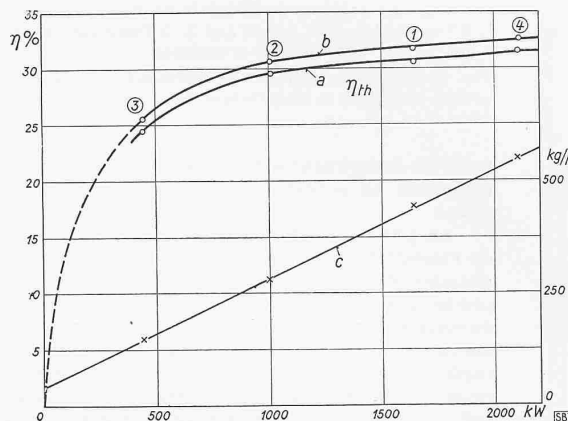


Fig. 12. Rendement thermique (combustible-puissance) mesuré à différentes charges. a avec auxiliaires, b sans auxiliaires, c consommation de combustible

Le rendement total maximum est 31,5 %, un peu au dessus de la puissance normale. Le caractère le plus frappant de la courbe est la lenteur avec laquelle elle s'abaisse vers l'origine. La cause en réside dans le réglage de puissance par variation du niveau des pressions. Le point No. 1 est un peu en dehors de la courbe, parce que les observations furent commencées avant que l'état d'équilibre des températures ne fut complètement atteint. Celles-ci continuèrent à monter légèrement pendant l'essai. Une partie de la chaleur développée servait encore à chauffer les parois métalliques du circuit.

En outre, les résultats obtenus appellent les commentaires suivants: Ainsi que nous l'avons remarqué, des pertes supplémentaires sont causées par la disposition même de l'installation d'essai. Si, entre autres, on considère la longueur de certaines des conduites, dans lesquelles, en plus, une tuyère est installée pour la mesure du débit, puis le nombre et les dimensions des paliers, on arrive à s'expliquer la grandeur assez surprenante des pertes du cycle réel. Nous sommes persuadés que le rendement maximum, en régime constant, d'une installation de même puissance, construite en tenant compte de toutes les expériences faites jusqu'à présent, doit pouvoir atteindre 33 % au lieu de 31,5 %.

Le second but de nos essais: l'établissement des bilans thermiques pour les différentes charges, exigeait la mesure aussi exacte que possible des quantités de chaleur traversant les sections principales de l'installation, aussi bien à l'intérieur du circuit fermé qu'au dehors de celui-ci, c'est-à-dire avec les gaz de combustion et avec l'eau de refroidissement. Toutes les mesures furent opérées avec les instruments de précision de la maison, après que nous ayons pu nous convaincre, au cours d'expériences préliminaires, qu'un maximum d'exactitude et de sûreté était assuré. Les pressions étaient indiquées par des manomètres de précision contrôlés, doublés, aux points principaux, d'appareils enregistreurs.

La mesure des hautes températures a fait l'objet de longues recherches au cours des années précédentes. Ces études ont conduit à l'établissement de couples thermo-électriques chromel-alumel dont les sources d'erreur sont remarquablement éliminées ou compensées et qui permettent la détermination, à deux ou trois degrés près, des températures supérieures, lesquelles atteignent 700 °C. Aux points principaux, par exemple à l'entrée de la turbine, plusieurs de ces éléments pouvaient être comparés l'un à l'autre, en même temps qu'un thermographe à six couleurs enregistrait les températures. La construction des sondes thermométriques elles-mêmes, éliminant les effets du courant et du rayonnement, résulte d'une longue série d'expériences. Sauf

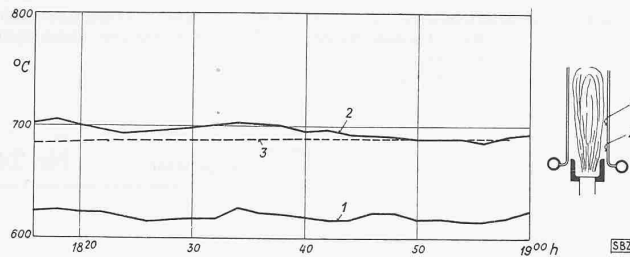


Fig. 14. Températures des parois des tubes dans le voisinage des brûleurs de l'échauffeur d'air
1, 2 Température aux points 1 et 2, 3 Température de l'air à l'entrée de la turbine haute pression

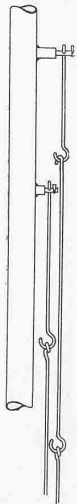


Fig. 13 (à gauche). Schéma du thermomètre à tiges de quartz, indiquant la température des tubes de l'échauffeur d'air

pour les températures basses ou modérées, les thermomètres ne servaient qu'à un contrôle approximatif.

La partie la plus délicate et la plus exposée de l'installation: le faisceau de tubes tapissant la chambre de combustion, était soumise à un contrôle précis des températures. Celles-ci sont indiquées directement par la différence de dilatation du tube lui-même et d'une tige de quartz. Un dispositif ingénieux permet de mesurer cette différence au moyen d'un indicateur à cadran. Le contrôle se fait pour quatre tubes sur deux plans méridiens perpendiculaires.

Quant à la détermination du débit du circuit, elle était faite comme nous l'avons mentionné, au moyen d'une tuyère normale placée sur le tube d'aspiration du compresseur. Diverses vérifications sont possibles, notamment par la connaissance exacte des caractéristiques du compresseur. Mais la meilleure réside dans la comparaison des bilans obtenus aux diverses puissances, ainsi que dans la courbe des débits en fonction de la pression devant la turbine. Celle-ci est une droite passant par l'origine, la température à l'entrée du compresseur demeurant constante.

La quantité d'air de combustion, celles du gaz ramené au foyer et de celui qui s'échappe par la cheminée sont mesurées par des tubes Venturi.

Enfin, les fuites d'air du circuit peuvent aussi être mesurées au moyen d'une tuyère, puisqu'elles doivent être remplacées par un compresseur spécial débitant à l'entrée du compresseur principal. En même temps, l'analyse du gaz de la combustion était

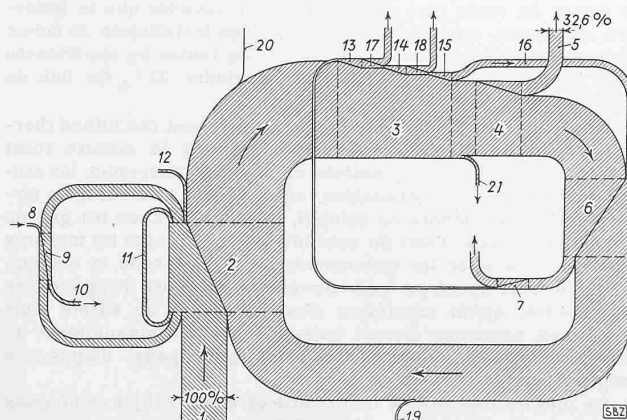


Fig. 15. Diagramme Sankey, représentant les courants d'énergie et de chaleur à pleine charge. — 1 Pouvoir calorifique du combustible, 2 Echauffeur d'air, 3 Turbine haute pression, 4 Turbine basse pression, 5 Puissance à l'axe, 6 Echangeur de chaleur, 7 Réfrigérant préliminaire, 8 Air de combustion, 9 Réchauffeur d'air de combustion, 10 Cheminée, 11 Circulation de gaz de combustion, 12 Pertes diverses, 13 Compresseur basse pression, 14 Compresseur moyenne pression, 15 Compresseur haute pression, 16 Air comprimé, 17 Réfrigérant intermédiaire basse pression, 18 Réfrigérant intermédiaire moyenne pression, 19 Pertes par rayonnement partie amont, 20 Pertes par rayonnement partie aval, 21 Pertes mécaniques

Tableau I

Essai, ordre chronologique	No.	3	2	1	4
Durée	min	30	45	45	55
Pression barométrique	mm Hg	734	734	734	731
Puissances utiles					
Nombre de tours générateur.	t/min	2850	2850	2850	2850
Nombre de tours compresseur	t/min	7600	7600	7600	7600
Puissance aux bornes	kW	418	967	1591	2044
Pertes du générateur	kW	28	38	53	67
Puissance au manchon	kW	446	1005	1644	2111
Machines auxiliaires					
Pompe à combustible	kW	6,7	7,6	9,5	11,2
Ventilateur de cheminée	kW	4,8	10,2	17,2	23,7
Ventilateur de l'air de combustion	kW	0,5	0,9	2,0	3,6
Ventilateur de retour au foyer	kW	0,3	0,4	0,9	2,0
Total auxiliaires chauffage	kW	12,3	19,1	29,6	40,5
Pompe à eau froide	kW	3,8	3,8	3,8	3,8
Compensation des fuites d'air	kW	1,8	8,3	19,7	30,8
Total des auxiliaires	kW	17,9	31,2	53,1	75,1
Puissance nette aux bornes	kW	400,1	935,8	1537,9	1968,9
Quantité de combustible	kg/h	148	279	441	548
Pouvoir calorifique inférieure	kcal/kg	10160	10160	10160	10160
Consommation spécifique					
aux bornes, sans les auxiliaires	kg/kWh	0,354	0,288	0,277	0,268
aux bornes, avec les auxiliaires	kg/kWh	0,371	0,298	0,287	0,278
aux manchons du générateur	kg/kWh	0,332	0,278	0,268	0,260
Rendement total au manchon					
sans les auxiliaires	%	25,5	30,5	31,6	32,6
avec les auxiliaires	%	24,4	29,5	30,5	31,5
Rendement total aux bornes					
sans les auxiliaires	%	23,9	29,4	30,6	31,6
avec les auxiliaires	%	22,8	28,4	29,5	30,5

continuellement effectuée aux points de leur trajet entre lesquels des infiltrations d'air pouvaient être prévues.

Les pertes mécaniques (frottement des paliers radiaux et axiaux) des turbo-machines et de l'engrenage, et les pertes de chaleur par suite d'isolants imparfaits, ne peuvent être déduites directement des lectures d'instruments. Toutefois, si les grands courants thermiques sont mesurés avec exactitude, ces pertes apparaissent dans le bilan comme restes permettant de le boucler. Elles se présentent comme petites différences de grands nombres. Si elles s'ordonnent de façon logique en fonction de la puissance, nous aurons la preuve de l'exactitude aussi parfaite que possible des mesures. Afin de faire cette preuve, nous avons calculé les quantités d'énergie, soit en kcal/h, soit en % de la chaleur du combustible, avec une exactitude qui, sans cela, serait bien inutile.

La fig. 15 donne une représentation graphique du bilan à la puissance maximum. Dans la fig. 16, les pertes sont soustraites l'une après l'autre de l'ordonnée 100 %, correspondant à la chaleur du combustible. En soustrayant d'abord toutes celles du circuit fermé, nous arrivons à la courbe a, qui représente par conséquent le rendement du cycle thermique proprement dit. Soustrayant de celui-ci les pertes relatives de l'échauffeur d'air, nous obtenons la courbe des rendements totaux, rapportés à la puissance sur l'arbre de la turbine.

Fig. 16. Répartition des pertes selon le calcul des bilans thermiques

A Réfrigérant préliminaire, B Réfrigérants intermédiaires, C et D Pertes par rayonnement, E Pertes mécaniques, F Pertes de l'échauffeur d'air, G Rendement total

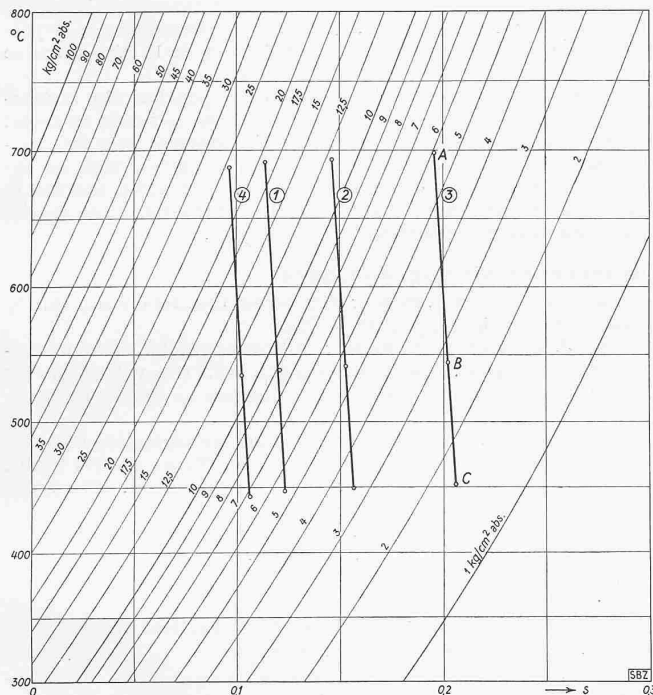
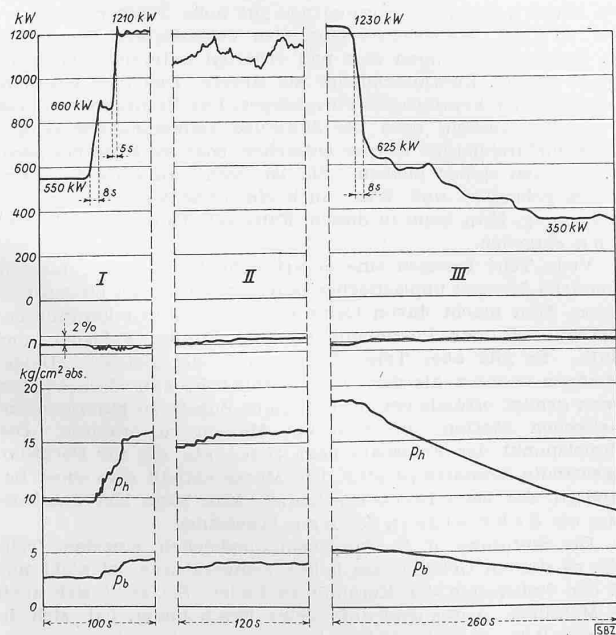


Fig. 17. Diagramme entropique de l'expansion dans la turbine pour les quatre essais. A Entrée de la turbine haute pression, B Entrée de la turbine basse pression, C Sortie de la turbine basse pression

bine, courbe identique à celle de la fig. 12. On observera que la variation du rendement total est due presque uniquement aux pertes de l'échauffeur d'air, tandis que le rendement du cycle proprement dit (α) est à peu près constant. C'est là une des particularités les plus remarquables du circuit fermé. La fig. 17 est le diagramme entropique de l'expansion dans la turbine aux quatre puissances de nos essais. On remarquera que les courbes sont parallèles.

Essais de régulation

Une série d'essais fut vouée entièrement à l'observation de la régulation. Il ne pouvait s'agir pour le moment d'expériences détaillées dans le but de déterminer les caractéristiques du réglage, mais seulement de constater que les dispositifs employés, dans la forme quelque peu provisoire qu'ils ont présentement, suffisent entièrement aux conditions imposées à une installation industrielle, travaillant seule ou en collaboration avec un réseau important.



I Augmentation rapide de la puissance en deux bonds, II Marche sur le réseau de la fabrique, III Décharge rapide

Tableau II

Essai	No.	3	2	1	4
Echauffeur d'air					
Température de l'air, sortie	° C	704	696	693	689
Air de Tempér. aspiration	° C	52	52	49	52
com- Tempér. entrée foyer	° C	549	550	551	555
bustion Quantité	kg/h	2616	4275	6760	8610
Gaz de combust. {	Tempér. sortie échauffeur	163	173	166 ³⁾	185
	Quantité, cheminée	3000	4355	7250	9110
	Analyse Orsat { CO ₂	12,2	14,5	14,2	12,6
	à la sortie { CO	0	0	0	0
Consommation théorique d'air	kg/kg	14,3	14,3	14,3	14,3
Coefficient d'excès d'air	—	1,23	1,07	1,07	1,10
Turbine					
Quantité d'air en circuit	kg/sec	4,75	9,65	15,38	19,40
Pression entrée haute pression	kg/cm ² abs.	5,89	11,84	18,83	24,12
Tempér. entrée haute pression	° C	698	693	691	687
Pression sortie haute pression	kg/cm ² abs.	1,65	3,35	5,31	6,75
Tempér. sortie haute pression	° C	452	449	447	443
Rapport des pressions	—	3,57	3,53	3,55	3,57
Chute thermique effective	kcal/kg	65,2	64,7	64,6	64,4
Chute thermique adiabatique	kcal/kg	71,9	71,6	71,3	71,3
Rendement interne de la turbine	%	90,7	90,4	90,5	90,3
Compresseur					
Pression entrée basse pression	kg/cm ² abs.	1,56	3,22	5,10	6,47
Tempér. entrée basse pression	° C	13,3	14,2	15,5	16,4
Pression sortie haute pression	kg/cm ² abs.	6,03	12,19	19,19	24,38
Tempér. sortie haute pression	° C	56,7	56,4	57,5	58,3
Rapport des pressions	—	3,87	3,79	3,76	3,77
Rendement isotherm. interne	%	76,6	76,8	76,9	76,6

La régulation comporte, ainsi que nous l'avons vu, quatre soupapes, dont l'une, détournant une partie de l'air de la turbine basse pression, est uniquement un organe de sécurité pour l'engrenage. Cette dernière était verrouillée et nos essais ont porté sur le fonctionnement des trois soupapes du réglage proprement dit: la soupape de dérivation, les soupapes d'échappement et d'admission d'air comprimé.

La conduite du feu n'est pas automatique, non plus que l'introduction d'air comprimé dans le bief aval au moyen du compresseur auxiliaire qui, normalement, compense les fuites. Il est vrai que l'arrêt de cette fonction n'a d'autre effet nuisible que de provoquer l'ouverture de la soupape d'admission par le réglage automatique. On évite toutefois autant que possible une dépense inutile d'air du réservoir à haute pression.

Le nombre de tours des turbo-machines, les pressions amont et aval, les températures principales, la pression dans le réservoir

³⁾ Régime constant pas complètement atteint.

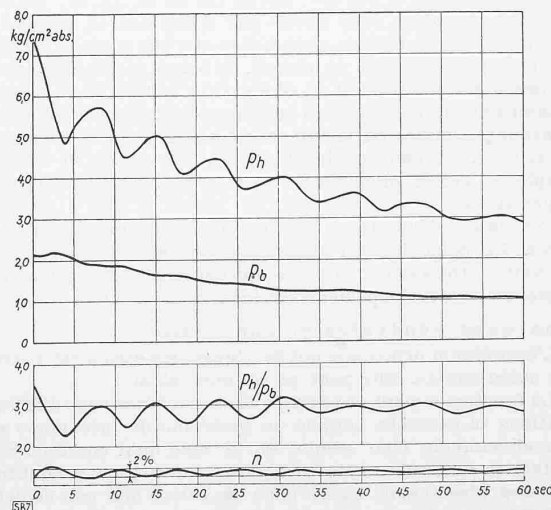


Fig. 19. Courbes des pressions amont p_h et aval p_b , enregistrées lors d'une décharge brusque de 500 kW. La modification soudaine, mais transitoire du rapport des pressions produit un effet momentané qui accélère l'adaptation de la puissance et le réglage du nombre de tours (n)

Fig. 18 (à gauche). Section de l'enregistrement des données principales, au cours des essais, à diverses allures de la puissance.

voir de réglage et enfin la puissance étaient enregistrés automatiquement, avec la notation des temps. La fig. 18 reproduit les courbes des trois périodes caractéristiques des essais. Nos observations peuvent se résumer comme suit:

En marche à vide, la vitesse est maintenue absolument constante, de sorte que la mise en parallèle avec le réseau de la ville s'effectua sans difficulté, après quoi l'installation AK fut chargée graduellement d'une puissance correspondant aux besoins de la fabrique, puis déconnectée du réseau, de façon à fournir seule le courant aux ateliers. Cette période comprenait le moment de la reprise du travail, avec augmentation rapide de la puissance. Les hausses successives de celle-ci sont prises par admission d'air comprimé du réservoir. La courbe du nombre de tours montre des oscillations d'au plus $\frac{1}{2}\%$ lors des variations les plus fortes de la charge. La régulation suit facilement toutes les fluctuations de la demande d'énergie de la fabrique, voir fig. 18, partie II. La plupart du temps, la soupape de dérivation restait fermée. Elle ne se levait que pour de petites décharges passagères n'exigeant pas d'échappement de l'air du circuit. Les oscillations de la puissance ne dépassaient pas 120 kW et la vitesse variait de 0,2 % au plus.

Puis l'installation AK fut de nouveau synchronisée avec le réseau de la ville, ce qui se fit impeccablement, grâce à la bonne tenue de la fréquence, et la livraison de l'énergie confiée au réseau; l'installation fut alors déconnectée.

L'expérience suivante consista à charger graduellement l'installation jusqu'à 850 kW sur les résistances hydrauliques, ce qui se fit par introduction d'air dans la partie aval du circuit, directement du compresseur de compensation des fuites, afin d'économiser l'air du réservoir.

Une décharge brusque partant de 850 kW pour aboutir à 570 kW fut réglée en partie par dérivation, en partie par échappement à l'air libre, donnant lieu à un passage apériodique d'une vitesse de régime à l'autre. Le feu avait été réglé auparavant de façon à donner une température de 650° devant la turbine. Il ne fut pas modifié lors de la décharge, ce qui permit d'observer un accroissement de la température de 7° à la minute. La régulation de la pression compense automatiquement, en faisant échapper de l'air, l'augmentation de la puissance qui en résulte. Après que la température ait atteint environ 700°, l'injection du combustible fut réduite et la température fixée à 670°. Le diagramme montre l'adaptation automatique du niveau des pressions.

Il fut procédé ensuite à une augmentation de la charge de 550 kW à 1210 kW en deux bonds aussi brusques que possible (voir fig. 18, partie I). La régulation fit face à ces à-coups par introduction d'air du réservoir. L'oscillation de la vitesse, rapidement atténuée, ne dépasse pas 1 %. Au cours de cet essai aussi, le feu ne fut pas modifié, et la température devant la turbine baissa d'environ 13° par minute, l'effet sur la puissance en étant compensé par le réglage de pression.

Le diagramme des pressions pris au cours d'une décharge rapide de 1230 kW à 625 kW, partie III de la fig. 18, réglée en partie par dérivation et en partie par échappement, montre bien l'effet prévu par la théorie, c'est-à-dire que par suite de l'échappement à la partie amont du circuit, la baisse instantanée du rapport des pressions produit la diminution voulue de la puissance, longtemps avant que le niveau correspondant à la nouvelle charge soit atteint. L'allure de la vitesse est apériodique, la plus grande oscillation atteignant environ 1,2 %. La figure 19 donne un exemple de l'effet momentané dû à la modification du rapport des pressions.

Ces essais démontrent que le principe de la régulation est correct. La coïncidence remarquable des résultats avec ce que prévoyait la théorie est une des plus belles réussites parmi celles auxquelles le développement de l'installation AK a donné lieu.

Remarques générales et conclusion

L'impression principale qui se dégage des essais est extrêmement satisfaisante. Elle peut se résumer ainsi:

Le fonctionnement des appareils et machines sous différentes conditions se présente comme un problème de mécanique et de thermodynamique bien résolu, en ce sens qu'il correspond aux résultats de recherches systématiques, scientifiques, qui ont fourni des bases absolument sûres pour le calcul non pas seulement de l'installation d'essai, mais de toute autre qu'on sera amené à construire. Nous savons que de grandes difficultés ont surgi parfois au cours du développement. Elles étaient en général de nature constructive. De ce côté, il s'en présentera encore, c'est certain, comme il s'en présente encore dans le domaine des turbines à vapeur. La combustion de charbon, pulvérisé ou non, l'élimination des scories entre autres, causeront beaucoup de

mécomptes, comme elles en causent dans les chaudières à vapeur. Mais une chose est certaine: le calcul du circuit fermé, la prévision de son comportement et de l'action de la régulation se fera sans hésitation sur des bases solides.

Les constructeurs de l'installation AK peuvent dès maintenant attaquer les problèmes intéressants qui se posent en foule: réchauffage intermédiaire en cours d'expansion, puis les nombreuses variantes, dans les centrales stationnaires, dans les applications à l'industrie sidérurgique, à la propulsion marine et bien d'autres, sans oublier notamment la production d'eau chaude pour chauffages industriels ou domestiques.

Références bibliographiques

- a) J. Ackeret et C. Keller: Eine aerodynamische Wärmekraftanlage. SBZ vol. 113, p. 229* (1939).
- b) J. Ackeret et C. Keller: Aerodynamische Wärmekraftmaschine mit geschlossenem Kreislauf. «Z.VDI» vol. 85, p. 491* (1941). Traductions en français et en anglais au «Bulletin Escher Wyss» 1942/43.
- c) C. Keller: La turbine aérodynamique comparée aux turbines à vapeur et à gaz. «Bulletin Escher Wyss» 1942/43 p. 20*.
- d) J. Ackeret et C. Keller: Hot air power plant. «The Engineer» Vol. CLXIX, p. 373 (1940).
- e) C. Keller et R. Ruegg: Die aerodynamische Turbine im Hüttenwerk. SBZ Vol. 122, p. 1* (1943).

Von der Siliziumkeramik zur Metallkeramik

Von Dr. MAX HAUSER, Ing.-Chem., Zürich

[Vorbemerkung der Redaktion. Der Verfasser hat ein Verfahren zur Herstellung metallartiger Formkörper entwickelt, wofür ihm das Schwedische Patent Nr. 112 947 erteilt wurde. Das im Laboratorium mit Erfolg ausprobierte Verfahren scheint uns interessante Anwendungsmöglichkeiten zu bieten, besonders bei der Herstellung elektrischer Heizkörper. Es wäre daher erwünscht, wenn Interessenten mit dem Erfinder in Verbindung treten würden.]

Gegenstände aus Metall erhalten durch Giessen, Walzen, Schmieden und durch spanabhebende Bearbeitung die gewünschte Form. Die Formgebung erfolgt hier am fertigen Material. Im Gegensatz dazu werden in der keramischen Industrie die Gegenstände aus einer feuchten, plastischen Masse geformt und erst nachher erhält der Baustoff durch Trocknen und Brennen seine endgültigen Materialeigenschaften.

Die Arbeitsweise der Keramik beruht auf zwei grundlegenden Eigenschaften, der Plastizität oder Bildsamkeit der Rohstoffe und der Sinterung bei hohen Temperaturen. Die in ausgedehnten Lagerstätten vorkommenden Tone enthalten als wesentlichen Bestandteil Silikathydrate in Form feiner Teilchen. Mit Wasser oder bestimmten andern Flüssigkeiten angefeuchtet, werden sie plastisch formbar. Die daraus geformten Körper behalten nach dem Trocknen, also nach der Entfernung des zugesetzten Wassers, eine bescheidene mechanische Festigkeit. Werden dann die Formkörper auf hohe Temperaturen erhitzt, so führt dies zu einer dauernden Verfestigung. Die einzelnen Teilchen vereinigen sich und erhalten untereinander einen festen, starren Zusammenhang; sie sintern. Das tritt ein beim Brennen roher keramischer Formkörper. Der Brennprozess kann so geführt werden, dass die Sinterung vollkommen wird und dichte, undurchlässige Körper entstehen, oder sie kann bei porösen Gebilden stehen bleiben. Sie ist nicht an einen Schmelzprozess gebunden und tritt auch ein ohne jegliche Schmelzerscheinung. Man kann in diesem Falle von Trockensinterung sprechen.

Viele Tone besitzen eine derart hohe Bildsamkeit, dass sie erhebliche Mengen unplastischer pulvriger Stoffe zu binden vermögen. Man macht davon Gebrauch beim Aufbau keramischer Massen, z. B. der Porzellanmasse aus Kaolin, Feldspat und Quarz. Es gibt aber Tone, die ein noch viel grösseres Bindungsvermögen besitzen als der hier erwähnte Kaolin. Von solchen Tönen genügt oftmals ein geringfügiger Zusatz zu pulvrigen unplastischen Stoffen, um bildsame Massen zu erhalten. Der Schmelzpunkt des Feldspats liegt tiefer als die für Porzellan angewandte Brenntemperatur. Die Masse enthält also einen Bestandteil, der beim Brennen schmilzt. Man kann hier den Vorgang als Schmelzsinterung bezeichnen.

Die Sinterung, d. h. das Zusammenbacken einzelner Teilchen zu starren Gebilden bei hohen Temperaturen, ist nicht nur bei den Rohstoffen der Keramik zu finden. Sie zeigt sich auch bei Metallen. Aufbauend auf dieser Erscheinung, hat sich in neuerer Zeit eine besondere Technik der Verarbeitung von Metallen entwickelt, die Pulvermetallurgie. Reine Me-