Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 68 (1942)
Heft: 16

Artikel: L'amélioration de rendement d'une installation frigorifique par l'adjonction d'une pompe thermique
Autor: [s.n.]
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-51815

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: 12.07.2025

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

loge de la façade nord (fig. 1) à donner son caractère à cet édifice réservé aux sciences physiques.

Commencé déjà au début de la guerre, le bâtiment du L. S. R. H. a pu être construit dans des délais normaux et presque sans frais supplémentaires, tous les matériaux ayant été commandés dès l'été 1939. Le prix moyen de 61 fr. le m³ (comprenant tout le bâtiment avec son revêtement de pierre jaune, les installations spéciales et les honoraires d'architectes) se ressent heureusement de cette sage précaution et, comme les devis initiaux ont été respectés, le L. S. R. H. a pu ainsi être édifié encore dans des conditions financières très favorables, malgré son ampleur et son caractère technique compliqué.

(A suivre).

L'amélioration de rendement d'une installation frigorifique par l'adjonction d'une pompe thermique.

Nous pensons indiqué d'attirer l'attention de nos lecteurs sur cet article paru au dernier numéro de la Revue Sulzer. *A plus d'une reprise déjà le* Bulletin technique *traita le prob'ème de la Pompe thermique. Nous citons pour mémoire l'article de M. Dusseiller, B. T. des 18 avril et 2 mai 1942. Les lignes qui suivent viennent heureusement compléter les précisions fournies antérieurement par notre périodique, et concernant ce problème de grande actualité. (Réd.)*

On sait qu'en principe la pompe thermique ne diffère pas, sous le rapport thermodynamique, de la machine frigorifique. Dans les deux cas, de la chaleur, soutirée d'une source thermique à basse température, est portée par compression à un niveau thermique plus élevé, et enfin, augmentée de la quantité correspondant à la puissance de compression, cédée à un milieu récepteur à haute température. Aussi l'installation frigorifique comme la pompe thermique sont-elles en principe composées de machines semblables ; la variété des désignations ne provient que de la différence de leurs applications.

Le caractère essentiel de l'installation frigorifique ne consiste que dans la production de froid, alors que la chaleur dégagée reste généralement sans emploi. Au contraire, ce qui intéresse en premier lieu dans la pompe thermique, c'est la chaleur utilisable, et l'on ne tire le plus souvent aucun parti de la réfrigération subie par la source thermique. C'est de cette différence dans la destination des deux installations que provient la variété des températures et des pressions mises en jeu dans leurs cycles thermiques.

De même que la machine frigorifique, la pompe thermique peut être équipée soit de compresseurs à piston ou de compresseurs rotatifs volumétriques, soit de compresseurs centrifuges ou axiaux, soit enfin d'éjecteurs ou autres dispositifs similaires ; on peut aussi faire usage de divers agents frigorifiques.

Il est indispensable, pour déterminer dans chaque cas particulier la solution la plus économique, de connaître parfaitement ce domaine de la technique et surtout de posséder en suffisance les expériences spéciales qu'il comporte. C'est donc le spécialiste de la technique frigorifique qui aura le plus de compétence pour étudier ces installations, car il connaît mieux qu'aucun autre les procédés et les constructions applicables et dispose de l'expérience nécessaire.

Les quelques considérations qui précèdent montrent que la pompe thermique, dont les qualités économiques ont déjà été discutées plus que de raison, de source autorisée autant que par des auteurs incompétents, présente dans de nombreux cas un intérêt particulier, non pas seulement dans les périodes de pénurie de combustible, mais même lorsque les prix sont normaux. C'est tout spécialement le cas lorsqu'il est possible de tirer parti, non seulement du froid ou de la chaleur produits, mais si tous deux peuvent être utilisés simultanément avec profit.

Un examen détaillé de ces différentes considérations porterait trop loin et sortirait du cadre de cet article. C'est tout un domaine scientifique, dont seule l'étude approfondie est susceptible de fournir la base d'un jugement objectif. C'est pourquoi la *Revue technique* donnera en temps utile une vue d'ensemble de toutes les questions qui touchent à ce sujet, pour examiner les diverses possibilités qui entrent en ligne de compte, et comparer leurs propriétés économiques, non seulement dans la combinaison avec des installations frigorifiques, mais aussi dans d'autres applications.

La pénurie de combustible, qui n'a cessé de croître au cours de ces dernières années, a incité la Direction technique de la Société de la Viscose Suisse à combiner l'installation frigorifique de son usine de Widnau avec une pompe thermique, cette adjonction lui permettant d'économiser du charbon en mettant à profit, à côté du froid produit par l'installation frigorifique, la chaleur dégagée par son fonctionnement. On verra quelle solution fort intéressante et véritablement économique a permis d'atteindre pleinement le but proposé.

La Société de la Viscose Suisse avait posé le problème à la maison Sulzer Frères de la façon suivante :

a) *Partie frigorifique :* Production de saumure froide à —10° C,

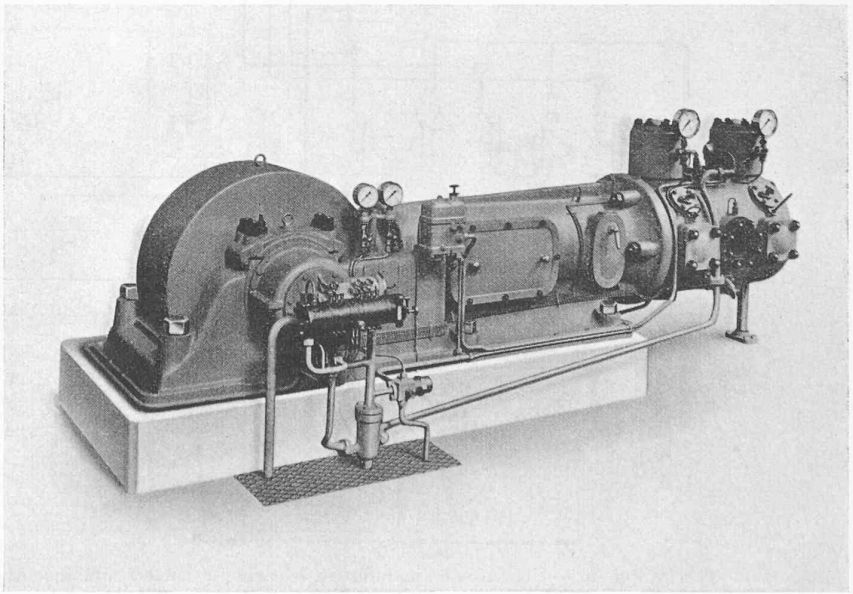

Fig. 1. — Compresseur Sulzer, du type WP 360, formant le second étage de compression de l'installation frigorifique et thermique de la Société de la Viscose Suisse, à Widnau.

comme jusqu'ici. Puissance frigorifique maximum : 335 000 frig/h.

b) *Partie thermique :* Elévation jusqu'à 60° C de la température de l'eau de refroidissement à sa sortie du condenseur. Utilisation de cette eau pour l'alimentation d'un circuit de chauffage avec température de retour prescrite à 56° C. Puissance calorifique maximum : 460 000 cal/h comme pour le chauffage à vapeur utilisé jusqu'ici.

Disposition générale de la pompe thermique.

L'installation frigorifique existante comprend trois compresseurs, l'un du type GP 220 et les deux autres du type GP 280 (fig. 2). Ces trois machines constituent le premier étage de compression de la pompe thermique. Leur vitesse de rotation fut élevée jusqu'à la pleine puissance des moteurs électriques, de manière à atteindre la puissance frigorifique prescrite de 335 000 frig/h. Ce premier étage de compression fonctionne dans les limites de pression de 2,211 atm.abs., correspondant à —17° C, à l'aspiration (pression d'évaporation) et de 9,314 atm.abs., correspondant à +22° C, à la compression.

Le second étage de compression comprend un quatrième compresseur, du type WP 360 ; le choix de cette machine, horizontale comme les compresseurs mentionnés plus haut, fut dicté par le désir de maintenir à l'installation un caractère uniforme. Ce nouveau compresseur WP 360 (fig. 1) aspire à 9,314 atm.abs. les vapeurs d'ammoniaque sortant du premier étage et les comprime à 31 atm.abs., ce qui correspond à une température de liquéfaction de 65° C. Comme on le verra plus loin, le volume aspiré par le second étage est exactement adapté à celui que refoule le premier étage, non seulement à pleine charge, mais aussi à toutes les charges partielles.

La chaleur prise dans le réfrigérant à saumure, à une température de —10° C, et correspondant à 335 000 cal/h. à pleine charge, est en quelque sorte « refoulée » de manière à être utilisée, sous une température de 65° C, dans le circuit d'eau chaude. On a vu plus haut que cette chaleur, soutirée à la source à basse température, s'augmente encore de la quantité équivalant au travail de compression. Comme la puissance absorbée par les compresseurs est au total de 248 ch, la quantité de chaleur extraite de la source thermique et atteignant 335 000 cal/h, est augmentée à 475 000 cal/h avant d'être cédée au circuit d'eau chaude. Chaque cheval-heure permet donc de produire une quantité de chaleur de 1920 cal, et comme le cheval-heure équivaut à 632 cal, on peut dire que l'installation a un coefficient d'utilisation de 3,03.

Mais si l'on considère que dans ce cas particulier la puissance frigorifique est de toute façon nécessaire et qu'il a suffi d'ajouter à l'installation un second étage de compression pour mettre à profit toute la chaleur qui était précédemment perdue, les 475 000 cal/h représentant la chaleur fournie par la nouvelle installation ne sont au fond qu'un apport de la puissance supplémentaire de 122 ch nécessaire à la pompe thermique. Dans ces conditions la chaleur produite par chaque cheval-heure se monte même à 3900 cal, ce qui correspond à un coefficient d'utilisation incroyablement élevé de 6,17.

Pour ramener les températures en fin de compression aux valeurs les plus économiques pour le cas particulier, les vapeurs d'ammoniaque refoulées par le premier étage de compression sont, avant leur entrée dans le second étage, refroidies dans un réfrigérant à gaz, tout d'abord de 108° C environ à 70°, et la chaleur libérée par ce refroidissement est incorporée au circuit d'eau chaude. Un second refroidissement de l'ammoniaque s'effectue, au besoin, dans le collecteur intermédiaire par injection d'ammoniaque liquide,

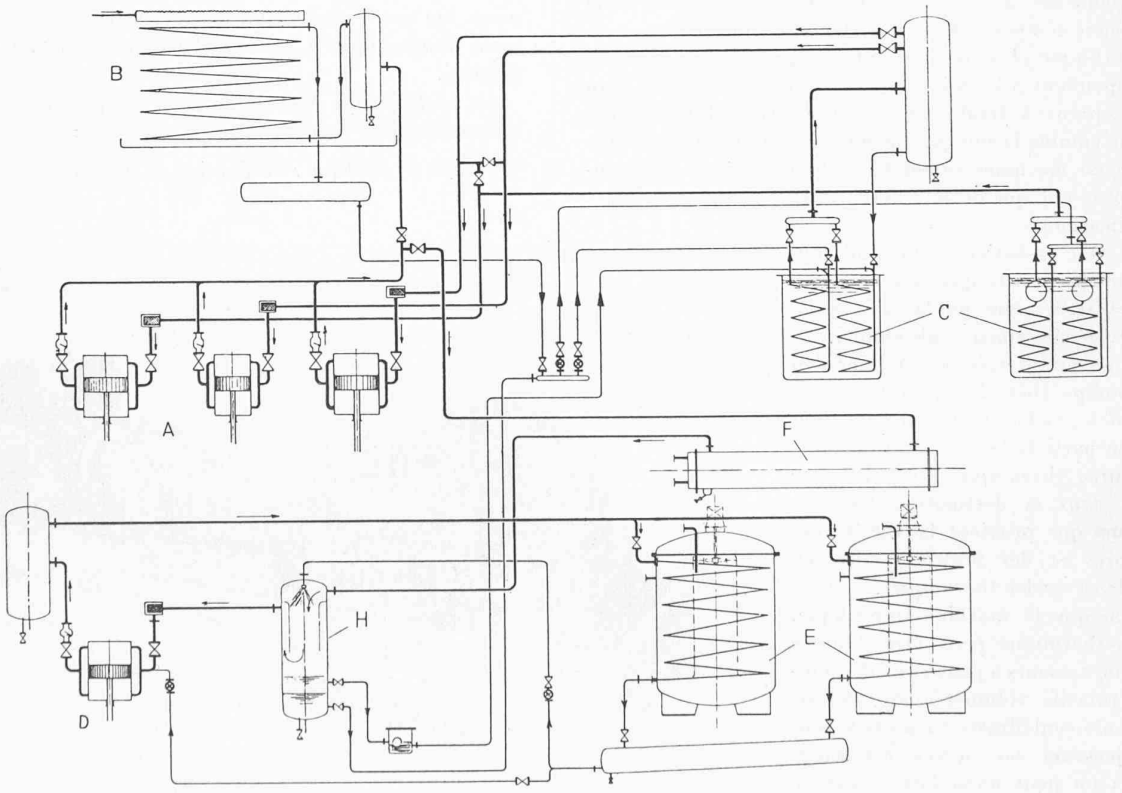

Fig. 2. — Schéma de l'installation frigorifique Sulzer, combinée avec une pompe thermique, de la Société de la Viscose Suisse, à Widnau.

Légende : A Premier étage de compression ; *B* Condensateur du premier étage ; *C* Évaporateur ; *D* Second étage de compression ; *E* Condenseur du second étage (générateur d'eau chaude) ; *F* Réfrigérant de gaz ; *H* Collecteur intermédiaire avec injection d'ammoniaque liquide.

à peu près jusqu'à la limite de saturation, de façon que la température finale à la sortie du second étage de compression reste inférieure à 100° C.

Les vapeurs d'ammoniaque refoulées par le second étage de compression se liquéfient dans un condenseur appartenant à la nouvelle installation. C'est un condenseur fermé à faisceau immergé, qui transmet toute la chaleur de surchauffe et de liquéfaction des gaz refoulés par le second étage au circuit d'eau chaude ; celle-ci, comme on l'a vu plus haut, arrive au condenseur avec une température de 56° C et s'y réchauffe jusqu'à 60°. Le condenseur est divisé en deux parties correspondant chacune à la moitié de la puissance, et pourvue d'un mécanisme agitateur assurant un mouvement intense de l'eau chaude. Les deux mécanismes agitateurs absorbent ensemble sur leur arbre une puissance de 7,5 ch environ.

La pompe thermique installée en complément de la machine frigorifique comprend donc les parties suivantes :

1 compresseur supplémentaire WP 360 constituant le second étage de compression,
1 réfrigérant à gaz,
1 collecteur intermédiaire intercalé entre le premier et le second étage de compression,
1 condenseur,

ainsi que toutes les conduites de raccordement nécessaires.

Les frais causés par les installations complémentaires sont des plus réduits, en regard du gain de chaleur réalisé.

Caractéristiques de puissance de la pompe thermique.

Premier étage de compression après la transformation, c'est-à-dire après l'augmentation du nombre de tours des trois compresseurs existants :

Pression d'évaporation	2,211 atm.abs.
Température d'évaporation	—17° C
Pression de liquéfaction	9,314 atm.abs.
Température de liquéfaction	+22° C
Puissance frigorifique et puissance absorbée sur l'arbre :	
Compresseur I	71 500 frig/h 27 ch
Compresseur II	125 000 frig/h 47 ch
Compresseur III	138 500 frig/h 52 ch
total	335 000 frig/h 126 ch

Second étage de compression. Nouveau compresseur WP 360 :

Pression à l'aspiration	9,314 atm.abs.
Température de saturation correspondante	+22° C
Pression en fin de compression	env. 31 atm.abs.
Température de liquéfaction	+65° C
Puissance calorifique totale	475 000 cal/h
Température de retour du circuit d'eau chaude	+60° C
Température de départ du circuit d'eau chaude	+56° C
Puissance absorbée sur l'arbre du compresseur	122 ch
Puissance absorbée par les deux mécanismes agitateurs	7,5 ch
Puissance totale absorbée par les deux étages de compression	248 ch

Réglage de la puissance de la pompe thermique.

La puissance frigorifique de 335 000 frig/h et la puissance calorifique de 475 000 cal/h représentent les valeurs maximum que l'installation est capable de développer. Les puissances nécessaires, soit du côté frigorifique, soit du côté thermique, sont déterminées à tout instant par les fluctuations de l'exploitation, aussi l'installation doit-elle être réglable dans des limites étendues.

Le réglage d'une pompe thermique ne peut intervenir que sur le côté de la basse température, car le volume des vapeurs d'ammoniaque refoulées par le premier étage doit forcément être repris par le second étage de compression. C'est par conséquent la puissance frigorifique qui détermine la puissance calorifique. On verra dans les lignes suivantes que le réglage de l'installation lui permet de satisfaire à toutes les exigences de l'exploitation.

Le réglage de la puissance frigorifique s'opère par l'adjonction ou l'arrêt des compresseurs du premier étage (fig. 3) ; ce mode de procéder donne les possibilités de réglage suivantes :

1°	Les trois compresseurs ensemble en service	335 000 frig/h	= 100 %
2°	Compresseurs 2 et 3 en service	263 500 »	= 78,8 %
3°	Compresseurs 1 et 3 en service	210 000 »	= 62,7 %
4°	Compresseurs 1 et 2 en service	196 500 »	= 58,7 %
5°	Compresseur 3 seul en service	138 500 »	= 41,4 %
6°	Compresseur 2 seul en service	125 000 »	= 37,4 %
7°	Compresseur 1 seul en service	71 500 »	= 21,4 %

Ces diverses possibilités suffisent pleinement au réglage de la puissance frigorifique. Il est évident que le volume aspiré par le compresseur du second étage doit s'adapter à celui que fournissent les groupes de la première phase de compression, adaptation qui s'effectue dans cette installation d'une manière automatique par un dispositif de réglage de puissance breveté. A cet effet le cylindre du compresseur du second étage est pourvu d'espaces morts additionnels que l'on peut, pendant la marche, ajouter au cylindre ou en retrancher. Le fonctionnement du réglage est commandé par la pression finale de la première phase, c'est-à-dire la pression d'aspiration du second étage, qui doit être maintenue à une valeur constante. Au cas où le débit du second étage viendrait à être insuffisant, ce qui entraînerait une élévation de la pression dans le collecteur intermédiaire, les espaces morts du compresseur sont auto-

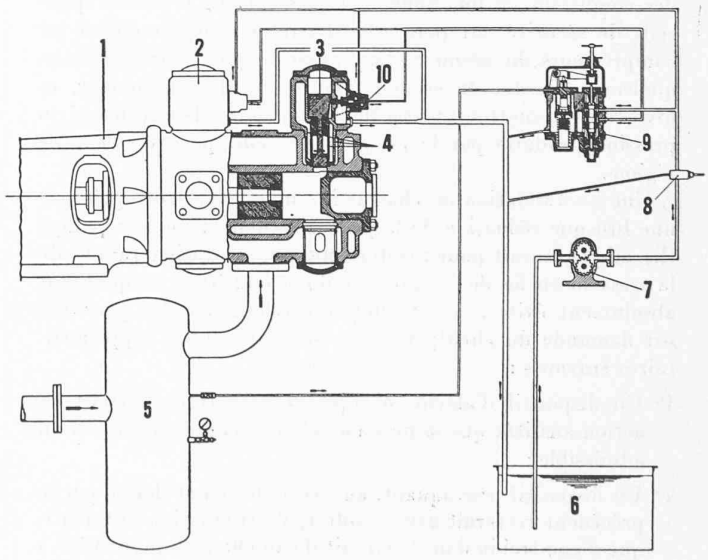

Fig. 3. — Schéma du réglage pour la phase à haute pression de la pompe thermique installée à Widnau.

Légende : 1 Bâti du compresseur haute pression ; *2* Réducteur de puissance par espaces morts additionnels ; *3* Cylindre servomoteur du tiroir cylindrique de communication des espaces morts additionnels ; *4* Espaces morts additionnels ; *5* Collecteur intermédiaire entre basse et haute pression ; *6* Réservoir d'huile pour commande hydraulique ; *7* Pompe à huile ; *8* Soupape de sûreté d'huile sous pression ; *9* Régulateur de puissance avec récepteur de pression et distributeur réglable d'huile sous pression ; *10* Compensateur.

matiquement réduits et le volume refoulé augmente. Si, au contraire, la pression intermédiaire s'abaisse au-dessous de sa valeur de régime, les espaces morts sont augmentés automatiquement, et le débit du second étage est réduit.

Par ce dispositif la puissance du second étage peut se régler à 78,5, 63, 58,5, 41,5 et 37 % de la puissance maximum, ce qui permet au débit de s'adapter exactement aux différentes possobilités d'exploitation 1 à 6 mentionnées plus haut.

Si les besoins de froid sont minimes alors que la fabrique exige une quantité de chaleur supérieure à celle que peut fournir la source à basse température, le déficit de puissance calorifique est couvert par l'installation de chauffage complémentaire à vapeur. Cette installation suffit même à fournir au besoin les 475 000 cal/h nécessaires à l'exploitation de la fabrique au cas où, par inadvertance, le second étage de compression serait arrêté, c'est-à-dire où le fonctionnement de la pompe thermique serait complètement interrompu. Pour plus de simplicité, la mise en marche et le réglage du chauffage complémentaire s'effectuent à la main, c'est-à-dire que cette partie de l'installation n'est pas commandée de façon automatique.

Si, au contraire, les besoins de froid sont relativement élevés, alors que la consommation de chaleur est peu importante, une partie des vapeurs d'ammoniaque refoulées par le premier étage se liquéfie dans le condenseur à ruissellement existant, et le deuxième étage de compression ne reprend de ces vapeurs que la quantité nécessaire pour couvrir la consommation momentanée de chaleur. Si cette consommation s'abaisse au-dessous de 37 % de sa valeur maximum, une partie de la chaleur fournie par le second étage est annulée par injection d'eau froide dans le circuit d'eau chaude, à moins que la faible quantité de chaleur nécessaire ne soit produite uniquement à la vapeur par le chauffage complémentaire qu'on vient de mentionner ; le deuxième étage de compression est alors arrêté. Là aussi, pour conserver la simplicité de l'ensemble, le réglage s'effectue également à la main. Divers dispositifs de sécurité empêchent qu'une fausse manœuvre de réglage quelconque ne puisse entraîner pour l'installation des conditions de fonctionnement anormales. D'autres appareils de sécurité ont pour rôle d'arrêter immédiatement les compresseurs du premier étage aussitôt que, pour une cause quelconque, celui du second étage cesse de fonctionner, et inversement mettent le second étage hors de service si la pression produite par le premier n'atteint pas sa valeur de régime.

Une accumulation de chaleur intempestive, provoquée par une brusque réduction de la puissance demandée à la pompe thermique, aurait pour résultat une augmentation rapide de la pression en fin de compression du second étage, ce qu'il faut absolument éviter. A cet effet, l'installation a été pourvue, sur demande du client, des dispositifs de sûreté supplémentaires suivants :

1° Un dispositif d'alarme optique et acoustique entrant en action aussitôt que la pression dépasse la valeur maximum admissible ;

2° Un dispositif provoquant, au cas où le signal donné par le précédent resterait sans résultat, l'introduction automatique d'eau froide dans le circuit d'eau chaude, de manière à annuler l'afflux de chaleur en excédent ;

3° Enfin, un troisième dispositif met automatiquement hors de service le second étage de compression, et par conséquent aussi le premier, si la pression continue à augmenter.

A part ces dispositifs, l'installation est pourvue de soupapes de décharge permettant aux vapeurs d'ammoniaque de s'échapper à la pression d'aspiration, si pour une cause quelconque les pressions finales de chaque étage venaient à dépasser les valeurs admissibles.

Comparaison des frais d'exploitation de la pompe thermique et d'une installation calorifique chauffée au charbon.

Durée de service annuelle admise . . .	8 000 heures
Consommation de chaleur horaire . . .	475 000 cal
Quantité de chaleur totale par an . . .	3800×10^6 cal
Puissance absorbée aux bornes du moteur de commande de la pompe thermique	102 kW
Quantité de chaleur produite par kWh .	4 657
Coefficient d'utilisation pour la pompe thermique seule	5,45
Consommation annuelle d'énergie électrique $8000 \times 102 =$	816 000 kWh
Prix de l'énergie électrique	3,5 cts/kWh
Frais annuels pour l'énergie électrique $816\,000 \times 0{,}035 =$	28 500 Fr.
Coût de la chaleur par 10 000 cal . . .	7,5 cts

Pour fournir la même puissance calorifique au moyen du chauffage au charbon, les conditions seraient les suivantes :

Pouvoir calorifique du charbon	7 000 cal/kg
Coefficient d'utilisation de la chaleur. .	0,88
Consommation annuelle de charbon . .	617 t
Prix du charbon admis.	100 Fr./t
Frais annuels de combustible	61 700 Fr.
Coût de la chaleur par 10 000 cal . . .	16,25 cts.

Dans ces conditions, la pompe thermique procure une économie annuelle de Fr. 33 200.— et une durée d'environ cinq ans suffira pour l'amortissement du coût de l'installation, y compris les travaux de bâtiment et de montage.

BIBLIOGRAPHIE

Der Venturikanal, theorie und Anwendung ; par *A. Khafagi,* ingénieur. Thèse de doctorat présentée à l'Ecole polytechnique fédérale. Rapporteurs : MM. les professeurs Meyer - Peter et Favre.

Le principe du jaugeage des débits par « Venturi », c'est-à-dire par mesures des pressions au droit d'un étranglement d'une tuyauterie en charge est connu. Ce mode de jaugeage est parfaitement au point.

Il n'en est pas de même de l'utilisation dans le même but d'étranglements intercalés dans des canalisations à écoulement libre (dispositif nommé par analogie « canal de Venturi ») et où l'on procède par mesure de niveaux d'eau. Cette dernière méthode a fait l'objet d'études déjà nombreuses dont l'auteur de la brochure signalée ici donne l'énumération dans son rappel bibliographique.

Toutefois, jusqu'à ce jour, les expressions donnant le débit passant au travers d'un canal Venturi étaient basées sur le théorème de Bernouilli sans qu'il soit tenu compte de l'influence de la courbure des filets dans la zone étranglée. Ces expressions contiennent un coefficient dont la valeur n'est pas constante pour un canal déterminé, il varie avec les débits, les charges aval, etc.

M. Khafagi est parvenu à donner, par contre, une expression générale des débits ; les termes de sa formule ne dépendent plus que des caractéristiques géométriques de l'étranglement. Il s'agit de constantes du dispositif de jaugeage.

Pour parvenir à ce résultat, l'auteur fut amené à faire une étude méticuleuse de l'écoulement, de l'influence de la courbure des filets sur les valeurs de la vitesse et de la pression