

**Zeitschrift:** Bulletin technique de la Suisse romande  
**Band:** 75 (1949)  
**Heft:** 6

**Artikel:** Le calcul thermodynamique des compresseurs centrifuges  
**Autor:** Valdenazzi, L.-G.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-56859>

#### 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 15 jours

**ABONNEMENTS :**

Suisse : 1 an, 20 francs

Etranger : 25 francs

Pour sociétaires :

Suisse : 1 an, 17 francs

Etranger : 22 francs

Pour les abonnements  
s'adresser à la librairie

**F. ROUGE & Cie**  
à Lausanne

Prix du numéro :  
1 Fr. 25

**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 : R. NEESER, ingénieur, à Genève; Vice-président : G. EPITAUX, architecte, à Lausanne; secrétaire : J. CALAME, ingénieur, à Genève. Membres : Fribourg : MM. †L. HERTLING, architecte; P. JOYE, professeur; Vaud : MM. F. CHENEAUX, ingénieur; E. D'OKOLSKI, architecte; A. PARIS, ingénieur; CH. THÉVENAZ, architecte; Genève : MM. L. ARCHINARD, ingénieur; E. MARTIN, architecte; E. ODIER, architecte; Neuchâtel : MM. J. BÉGUIN, architecte; G. FURTER, ingénieur; R. GUYE, ingénieur; Valais : MM. J. DUBUIS, ingénieur; D. BURGNER, architecte.

Rédaction : D. BONNARD, ingénieur. Case postale Chauderon 475, LAUSANNE

**CONSEIL D'ADMINISTRATION DE LA SOCIÉTÉ ANONYME DU BULLETIN TECHNIQUE**

A. STUCKY, ingénieur, président; M. BRIDEL; G. EPITAUX, architecte; R. NEESER, ingénieur.

**TARIF DES ANNONCES**

Le millimètre  
larg. 47 mm.) 20 cts.

Réclames : 60 cts. le mm.  
(largeur 95 mm.)

Rabais pour annonces  
répétées

**ANNONCES SUISSES S.A.**

5, Rue Centrale  
Tél. 2 33 26  
**LAUSANNE**  
et Succursales



**SOJMAIRE :** *Le calcul thermodynamique des compresseurs centrifuges* (suite et fin), par L.-G. VALDENAZZI, ing. méc. et naval. — *Les câbles électriques, leur développement et leurs perspectives d'avenir*, par E. FORETAY, ingénieur à la S. A. des Câbleries et Tréfileries, Cossonay-Gare. — **DIVERS :** *L'enseignement des sciences appliquées*. — **BIBLIOGRAPHIE**. — **CARNET DES CONCOURS**. — **SERVICE DE PLACEMENT**. — **NOUVEAUTÉS, INFORMATIONS DIVERSES :** *La céramique du bâtiment*, par A. EYPPER.

## Le calcul thermodynamique des compresseurs centrifuges

par L.-G. VALDENAZZI, ing. méc. et naval,

chargé du Cours de machines thermiques et hydrauliques à l'Université de Gênes;  
chef du Bureau des études et expériences spéciales, Ansaldo S. A., Gênes

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

12. Enfin, nous évaluerons le travail nécessaire à la compression à partir de l'état réel à l'entrée de la première roue (en dépression par rapport à l'enceinte d'où elle aspire). Cette dépression est produite par la machine même pour y accélérer le gaz, en lui faisant vaincre les pertes de charge dans le conduit d'aspiration. Si la valeur de la vitesse est la même à l'entrée et à la sortie de tous les étages et aussi à la sortie de la machine, les différents  $\eta_e$  seront tous égaux à l'unité. En effet l'évaluation du travail à partir d'une dépression par rapport au milieu ambiant revient à en augmenter la valeur et on peut alors supposer que la vitesse que le fluide possède à l'entrée de la première roue lui soit fournie par l'extérieur<sup>2</sup>. Si toutefois cette vitesse est modifiée dans le parcours du gaz dans la machine, tout se passe comme si la machine recevait ou donnait du travail du ou au milieu extérieur. Cette manière d'envisager le problème correspond au fait établi qu'un compresseur est une machine qui doit débiter un gaz à une certaine pression et à une certaine vitesse dans le tuyau de refoulement.

13. Les données de calcul sont : le débit  $Q$  (en Kg/sec), les conditions du milieu d'aspiration (pression et température; on admet ici que le gaz soit sec, par simplicité); pression de refoulement  $p_2$ , vitesse de refoulement  $c_2$  et souvent le nombre de tours (tours/min.) fixé par le moteur d'entraînement.

<sup>1</sup> Voir *Bulletin technique* du 26 février 1949, p. 53.

<sup>2</sup> Le rendement de la machine avec cette hypothèse est pratiquement égal au « rendement sur la pression totale » employé par d'autres auteurs.

A l'aide des lois de la similitude et par comparaison aux machines existantes on arrive à déterminer le nombre d'étages du turbocompresseur. Si la valeur de  $n$  (tours/min) est libre, on en fixe, dans la recherche ci-dessus, la valeur la plus favorable au point de vue du rendement et du coût de la machine. Ces méthodes sortent du cadre de ce travail et nous les supposons bien connues.

Une fois le nombre d'étages déterminé on fixe une valeur probable (a contrôler par la suite) pour le rendement total du compresseur  $\eta_{is,t}$ .

Il est indispensable maintenant de connaître la pression réelle à l'aspiration de la première roue, c'est-à-dire la dépression produite par le compresseur à son entrée. La dépression est fonction de la vitesse d'entrée et des pertes de charge dans le conduit d'aspiration.

La vitesse d'entrée (axiale) est, dans les machines courantes, environ un tiers de la vitesse périphérique de la première roue; il n'est pas difficile de prévoir cette dernière vitesse et de passer à celle d'entrée.

On admet que l'accélération dans le conduit d'aspiration soit polytropique à exposant plus grand que celui de l'adiabatique, pour tenir compte des pertes. Le procédé est tout à fait égal à celui employé pour le calcul des tuyères des turbines, en admettant un coefficient réducteur de vitesse. On arrive ainsi à déterminer la pression et la température du gaz accéléré.

Le rapport entre la pression de refoulement et la pression réelle à l'entrée de la première roue donne le rapport de

compression réel de toute la machine ; on peut maintenant évaluer le travail isothermique de la machine idéale de comparaison et, en se servant de la valeur du rendement total admise, le travail réel à l'accouplement.

$$\bar{L} = \frac{\bar{L}_{is}}{\eta_{is,t}}$$

Ayant fixé, par expérience, la valeur du produit  $\eta_o \eta_v$  on obtient le travail total réel intérieur  $L$  en multipliant  $\bar{L}$  par  $\eta_o \eta_v$ .

On doit maintenant répartir ce travail entre les étages de la machine. Généralement on réduit le diamètre des roues pour les derniers étages dans le but d'avoir des formes favorables car les sections de passage par suite de l'augmentation de densité du gaz, deviennent de plus en plus étroites. On peut fixer, par exemple, une loi de diminution du diamètre des roues à partir de la première.

Le travail réel absorbé par une roue étant à peu près proportionnel au carré de sa vitesse périphérique et le nombre de tours étant le même pour toutes les roues, les travaux absorbés seront proportionnels aux carrés des diamètres extérieurs. Si nous avons fixé les rapports entre les diamètres des roues, il est facile de répartir le travail entre les étages en le divisant en parties proportionnelles aux carrés de ces rapports. Après avoir terminé les calculs aérodynamiques on trouvera que les roues ne possèdent pas des diamètres se suivant strictement selon la loi fixée, mais les différences n'ont pas d'importance.

On doit maintenant partager le travail des différents

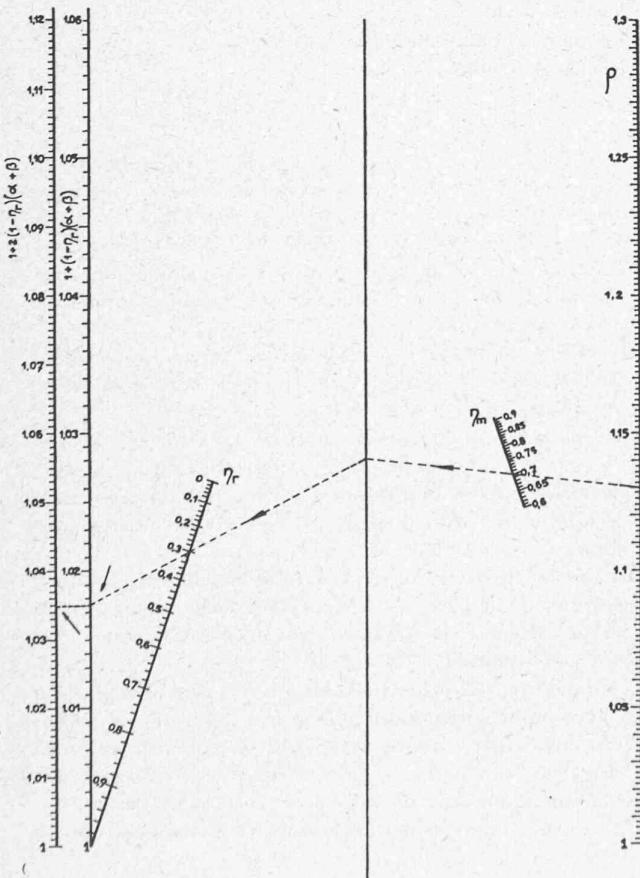


Fig. 9.

étages entre la roue et le diffuseur. On doit, en autres termes, fixer la valeur du degré de réaction :

$$r = \frac{L_r}{L_d}$$

Le degré de réaction est fonction de l'angle de sortie des aubes de la roue ; il augmente lorsque cet angle diminue ; il est aussi fonction du nombre des aubes, car ce nombre affecte la déviation angulaire de la veine fluide à la sortie de la roue, et par conséquent les triangles de vitesse. On doit considérer cette grandeur comme connue, quand on a fixé les caractéristiques constructives de la roue.

Enfin, l'exigence de maintenir la vitesse d'entrée dans les roues à une valeur d'un tiers environ de la vitesse périphérique, porte à sa réduction pour les étages supérieurs, où le diamètre est plus petit. Dans le calcul on tient compte de cette nécessité, en calculant le travail en kcal/kg relatif à ce ralentissement

$$\Delta L = A \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g}$$

en l'ajoutant au travail élaboré par le diffuseur du même étage. Cette façon de procéder est plus pratique que l'introduction des  $\eta_c$ .

14. On a, maintenant, la valeur (en Kcal/kg) des travaux réels mis par la roue à la disposition de chaque élément, et l'on peut calculer ces derniers.

Supposons que la machine à étudier soit à réfrigération interne, et que cette réfrigération soit limitée aux diffuseurs et aux canaux de retour, pour la première roue on aura  $\eta_r = 0$ , tandis que  $\lambda = \mu = 1$ . Pour  $\eta_m$  on fixera une valeur suggérée par l'expérience.

On choisit pour  $\eta_{is,r,1}$  [rendement isothermique de la première roue selon la définition (13)] une valeur probable, et on tire le travail intérieur total de compression de la relation

$$L_{is,r,1} = \eta_{is,r,1}^o \cdot L_{r,r,1}$$

$L_{r,r,1}$  étant le travail réel qui revient à la roue, selon la répartition faite ci-dessus. Mais l'on a :

$$L_{is,r,1} = (2,303 RT_0 \log \rho)/427$$

d'où l'on peut déduire  $\rho$ . Au moyen de l'équation (10) on peut calculer la valeur de  $\alpha + \beta$ , qui permet, avec  $\eta_m$ ,  $\eta_r$  et en employant l'équation (13) de vérifier si la valeur choisie pour  $\eta_{is,r,1}$  est exacte. Si la valeur ainsi calculée diffère de celle initiale, on doit répéter les opérations en prenant

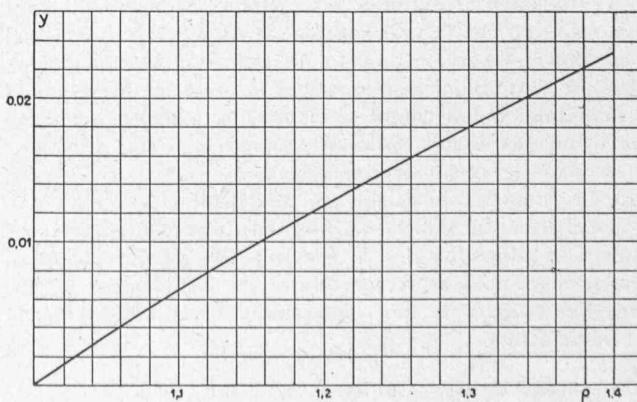


Fig. 10.

la valeur calculée comme nouveau point de départ. Ainsi qu'on le voit, le calcul est conduit par tentatives, mais l'expérience montre que la convergence à la valeur finale de  $\eta_{is,r,1}^*$  est très rapide.

En effet la première valeur *calculée* pour  $\eta_{is,r,1}^*$  peut être considérée comme acceptable, sauf au cas où la première valeur de tentative diffère trop de la valeur calculée. En ce cas une deuxième itération est parfaitement suffisante.

Pour abréger les opérations on peut construire un abaque donnant le terme  $1 + (1 - \eta_r)(\alpha + \beta)$  en fonction de  $\rho$ ,  $\eta_m$ , et  $\eta_r$ . Nous représentons, figure 9, un tel nomogramme pour l'air, dans la construction duquel on a pris pour l'exposant de l'adiabatique la valeur 1,40, en négligeant l'influence de la température ; pour le cas où cela serait nécessaire, il n'est pas difficile de construire un autre abaque ayant comme quatrième variable la température.

Un second diagramme, représenté figure 10, qui permet de réduire la longueur du calcul, porte en abscisse  $\rho$  et en ordonnée la valeur

$$Y = (2,303 R \log \rho) / 427.$$

Le procédé pratique de calcul devient maintenant le suivant : on fixe une valeur de  $\eta_{is,r,1}^*$ ; on calcule  $L_{is,r,1}$ ; on tire de cette dernière valeur et de  $T_0$  la grandeur  $Y$ ; du diagramme 10 on obtient  $\rho$  qui permet, avec  $\eta_m$  et  $\eta_r$  et à l'aide de l'abaque, de calculer  $1 + (1 - \eta_r)(\alpha + \beta)$ . Avec cette dernière grandeur on vérifie aisément [en employant l'équation (13)] la valeur choisie pour le rendement  $\eta_{is,r,1}^*$ . On répète les opérations jusqu'à une solution satisfaisante. Quand les valeurs de  $\eta_{is,r,1}^*$  et  $\rho$  sont définitivement établies, on calcule, à l'aide du nomogramme, la grandeur

$$v = 1 + 2(1 - \eta_r)(\alpha + \beta)$$

qui, dans le cas de la première roue, est aussi égale à  $\lambda$ . Avec  $\lambda$  et  $\rho$  on a la température et la pression à la sortie de la première roue.

Pour un autre élément d'étage quelconque les grandeurs  $\lambda$ ,  $\mu$  seront en général différentes de l'unité, et  $\eta_r$  différent de zéro. Pour  $\lambda$  nous avons la valeur que les calculs précédents nous ont donnée ;  $\mu$  et  $\eta_r$  sont connus expérimentalement sous forme de courbes en fonction de la température à l'entrée de l'élément, courbes relevées sur des machines analogues. Le calcul en lui-même est identique à celui exposé pour la première roue.

Une fois déterminés pour chaque élément  $\rho$ ,  $\lambda$  et  $\eta_{is}^*$ , on évalue les chutes de pression dans les conduits de retour, sur la base des données expérimentales et, en se servant du rapport  $\rho$ , on vérifie si la pression à la fin du dernier élément (colimaçon) est bien celle de calcul. Si la pression ainsi calculée est inférieure à celle que la machine doit fournir,

et si nous admettons que les valeurs de  $\eta_m$ ,  $\eta_r$ , etc., introduites dans le calcul correspondent à l'expérience, on doit en déduire que le rendement isothermique interne admis afin d'évaluer le travail total intérieur absorbé par la machine est trop grand, et on doit répéter le calcul avec une valeur de ce rendement un peu plus petite. Dans le cas contraire, c'est-à-dire si la pression finale est trop élevée, on en déduira que le rendement choisi est trop faible.

Avec un peu de pratique le nombre des tentatives est bien faible, et très souvent deux itérations sont suffisantes. Quand le compresseur n'est pas réfrigéré, il est possible de simplifier le procédé et nous laissons au lecteur cette tâche, d'ailleurs très simple.

La valeur de  $\bar{\eta}_{is,t}$  qui conduit à une pression finale égale à celle imposée par les données de calcul est la valeur définitive. On connaîtra à ce moment l'allure de la compression dans la machine, et on pourra la représenter sur un diagramme thermodynamique.

15. La dernière détermination est celle de la chaleur évacuée par l'eau de réfrigération.

La transformation y étant à peu près isobare, la chaleur transmise à l'eau dans les conduits de retour est :

$$q_{CR} = c_p(T_e - T_s)$$

$T_e$  et  $T_s$  étant, respectivement, la température du gaz à l'entrée et à la sortie. Si la ligne de la compression est tracée sur le diagramme du professeur Colombi, une simple lecture de longueur remplace le calcul.

La chaleur échangée dans le diffuseur avec le milieu extérieur est donnée par la somme algébrique de la chaleur évacuée par l'eau de réfrigération et de la chaleur correspondante aux résistances passives (car on considère cette dernière comme fournie par le milieu extérieur). La chaleur échangée dans le diffuseur est donnée par la relation :

$$q = \frac{1}{2}(T_e + T_s)(S_e - S_s) \quad (15)$$

$S$  étant les entropies ; cette relation est déduite du diagramme *TS* dans l'hypothèse déjà admise, que la compression puisse s'y représenter par un segment de droite. La chaleur transmise à l'eau de réfrigération sera donc :

$$q = AL_r - q. \quad (16)$$

Lorsque  $q$  est négatif, c'est-à-dire quand la ligne de compression sur le diagramme *TS* est inclinée à gauche de l'adiabatique, on doit substituer au signe — le signe +.

16. Exemple de calcul. — On doit calculer un compresseur à réfrigération interne, pour une application spéciale, aspirant de l'air. Les données sont :

Débit . . . . .	$Q = 4 \text{ Kg/sec}$
Conditions d'aspiration — Température . . . . .	$25^\circ \text{C}$
Pression . . . . .	$1,033 \text{ Kg/cm}^2$
Pression de refoulement . . . . .	$4,70 \text{ Kg/cm}^2$
Nombre de tours min. . . . .	9500

Supposons que le calcul et l'examen de l'application nous ait indiqué cinq comme étant le nombre des roues le plus favorable. Avec quelques calculs d'ordre statistique, qui sortent du cadre de ce travail, on peut se persuader que la vitesse périphérique de la première roue pourra être environ de 300 m/sec et par conséquent que la vitesse axiale d'entrée dans la première roue peut se fixer à 100 m/sec.

L'énergie cinétique correspondante est

$$\frac{100^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 427} = 1,20 \text{ Kcal/kg.}$$

Supposons que le coefficient de vitesse, pour le cas examiné, soit 0,95 ; en d'autres termes, par effet des pertes de charge, pour

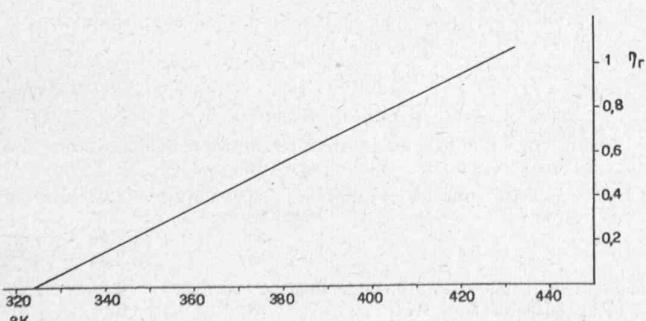


Fig. 11.

avoir une vitesse de 100 m/sec on doit employer une chute d'enthalpie plus grande que 1,20 Kcal/kg.

$$\frac{100^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 427 \cdot 0,95^2} = 1,325 \text{ Kcal/kg.}$$

Du diagramme de Mollier on tire qu'avec ces conditions la pression à l'entrée de la roue est de 0,95 Kg/cm<sup>2</sup> tandis que la température est de 20° C.

Le rapport de compression réel est

$$\rho = \frac{4,70}{0,95} = 4,95.$$

Le travail isothermique correspondant

$$\bar{L}_{is} = \frac{2,303}{427} 29,27 \cdot 293 \cdot \log 4,95 = 32,20 \text{ Kcal/kg.}$$

On choisit comme tentative la valeur 0,61 pour le rendement  $\eta_{is,t}$ . En admettant que le produit  $\eta_{is}\eta_r$  ait la valeur 0,965, il vient

$$\frac{32,20}{0,61} = 51 \text{ Kcal/kg}$$

qui est le travail réel que nous posons à la base du calcul (et qui tient compte aussi des pertes exprimées par  $\eta_p$ ).

Choisissons pour les diamètres une loi de diminution linéaire, telle que la dernière roue ait un diamètre inférieur de 10 % à celui de la première.

Si nous prenons le diamètre de la dernière roue comme unité de mesure, on aura la succession suivante

$$1 \quad 1,025 \quad 1,050 \quad 1,075 \quad 1,1$$

En admettant que les puissances absorbées par les différentes roues soient proportionnelles aux carrés des diamètres, on aura la succession suivante de nombres indicatifs pour les travaux

$$1 \quad 1,050 \quad 1,100 \quad 1,155 \quad 1,210$$

Si on divise le travail réel en parties proportionnelles à ces nombres on aura :

Etage N°.	1	2	3	4	5
Travail réel.	11,20	10,69	10,18	9,71	9,25

Kcal/kg

Maintenant on doit répartir ces travaux entre les éléments de chaque étage. Le degré de réaction soit en ce cas  $r = 0,65$ . On aura :

Etage N°.	1	2	3	4	5
Roue-trav.	7,28	6,95	6,61	6,31	6,01
Diff.-trav.	3,92	3,74	3,56	3,40	3,24

Kcal/kg

Les données expérimentales que nous posons à la base du calcul sont groupées dans le tableau 1; les valeurs de  $\eta_r$  sont fournies par la figure 11 en fonction de la température absolue à l'entrée du diffuseur.

On maintient la même valeur de la vitesse à l'entrée de chaque roue; on en réduit la valeur à 30 m/sec à la sortie du colimaçon. Le dernier organe de diffusion aura à sa disposition

$$3,24 + \frac{100^2 - 30^2}{2 \cdot g \cdot 427} = 4,32 \text{ Kcal/kg.}$$

TABLEAU 1

	1 <sup>re</sup> R	1 <sup>er</sup> D	2 <sup>re</sup> R	2 <sup>e</sup> D	3 <sup>re</sup> R	3 <sup>e</sup> D	4 <sup>re</sup> R	4 <sup>e</sup> D	5 <sup>re</sup> R	Col
$\eta_m$	0,88	0,70	0,87	0,69	0,86	0,68	0,85	0,67	0,84	0,66
$\mu$	1,00	1,00	0,98	1,00	0,97	1,00	0,97	1,00	0,96	1,00

#### Calcul du premier étage — Roue

$$\lambda = 1 \quad \mu = 1 \quad \eta_m = 0,88 \quad \eta_r = 0 \quad L_{r,1} = 7,26 \text{ Kcal/kg}$$

posons  $\eta_{is,r,1}^* = 0,86$

$$Y = \frac{0,86 \cdot 7,26}{293} = 0,0213$$

du diagramme des  $Y$  en fonction de  $\rho$  on tire :

$$\rho = 1,365$$

de l'abaque, pour cette valeur de  $\rho$  on a

$$1 + (1 - \eta_r) (\alpha + \beta) = 1,034$$

et le rendement calculé devient

$$\eta_{is,r,1}^* = \frac{0,88}{1,034} = 0,85.$$

Partant de cette nouvelle valeur on a

$$Y = 0,0211 \quad \rho = 1,361 \quad \eta_{is,r,1}^* = 0,85 \quad v = 1,068$$

Ces valeurs sont maintenant définitives. La pression à la sortie de la roue est :

$$0,95 \cdot 1,361 = 1,292 \text{ kg/cm}^2$$

la température

$$293 \cdot 1,068 = 313,3^\circ \text{K}$$

#### Diffuseur

$$\lambda = 1,068 \quad \mu = 1 \quad \eta_r = 0 \quad \eta_m = 0,70 \quad L_{1,d} = 3,92 \text{ Kcal/kg}$$

posons

$$\eta_{is,d,1}^* = 0,65$$

$$Y = \frac{0,65 \cdot 3,92}{293} = 0,00870 \quad \text{d'où} \quad \rho = 1,135$$

$$1 + (1 - \eta_r) (\alpha + \beta) = 1,025$$

$$\eta_{is,d,1}^* = 0,64$$

le nouveau  $Y$  est 0,00855, d'où :

$$\rho = 1,133 \quad \lambda = 1,050 \cdot 1,068 = 1,122$$

$$\eta_{is,d,1}^* = 0,64 \quad T = 329^\circ \text{K}$$

$$v = 1,050 \quad p = 1,442 \text{ kg/cm}^2$$

#### Calcul du deuxième étage — Roue

$$\lambda = 1,122 \quad \mu = 0,98 \quad \eta_m = 0,87 \quad \eta_r = 0 \quad L_{2,r} = 6,95$$

$$\eta_{is,r,2}^* = 0,77 \quad Y = 0,01825 \quad \rho = 1,305 \quad 1 + (1 - \eta_r) (\alpha + \beta) = 1,042$$

$$\eta_{is,r,2}^* = 0,759 \quad \lambda = 1,084 \cdot 1,122 \cdot 0,98 = 1,195$$

$$Y = 0,018 \quad T = 350^\circ \text{K}$$

$$\rho = 1,301 \quad p = (1,442 - 0,020) \cdot 1,301 = 1,850 \text{ kg/cm}^2$$

$$v = 1,084$$

#### Diffuseur

$$\lambda = 1,195 \quad \mu = 1 \quad \eta_r = 0,25 \quad \eta_m = 0,69 \quad L_{2,r} = 3,74$$

$$\eta_{is,d,2}^* = 0,60 \quad \rho = 1,100$$

$$Y = 0,00758 \quad v = 1,033$$

$$\rho = 1,117 \quad \lambda = 1,195 \cdot 1,033 = 1,235$$

$$1 + (1 - \eta_r) (\alpha + \beta) = 1,0175 \quad T = 362^\circ \text{K}$$

$$\eta_{is,d,2}^* = 0,567 \quad p = 2,040 \text{ Kg/cm}^2$$

$$Y = 0,00715$$

Le calcul complet est groupé dans le tableau 2.

TABLEAU 2

étage	élément	$\eta_m$	$\eta_r$	$\eta_{is}^*$	$\rho$	$\lambda$	$p$	$T$
1	CA							
	R	0,88	0	0,85	1,361	1,068	1,292	313,3
	D	0,70	0	0,64	1,133	1,122	1,442	329
2	CR							
	R	0,87	0	0,759	1,301	1,195	1,850	350
3	CR							
	R	0,86	0	0,691	1,255	1,295	2,580	378,5
	D	0,68	0,55	0,519	1,097	1,318	2,825	386
4	CR							
	R	0,85	0	0,642	1,223	1,367	3,430	400,3
5	CR							
	R	0,84	0	0,616	1,202	1,410	4,48	413
	D	0,66	0,87	0,467	1,106	1,419	4,95	415

Comme on peut le voir facilement, la pression finale est plus grande de 4,7 ata; la valeur choisie pour le rendement  $\eta_{is,t}$  était donc trop petite. On peut répéter le calcul et on trouve que la valeur finale de  $\eta_{is,t}$  est

$$\eta_{is,t} = 0,622.$$

La puissance requise par la machine à l'accouplement est :

$$N = \frac{32,2 \cdot 427 \cdot 4}{75 \cdot 0,622} = 1180 \text{ chevaux.}$$

#### Chaleur évacuée

Ayant tracé l'allure de la compression sur le diagramme T8 (fig. 5), on a obtenu les valeurs suivantes :

Chaleur évacuée par les conduits 1<sup>er</sup> conduit = 1,68 Kcal/kg

de retour : 2<sup>e</sup> » = 2,64 »

3<sup>e</sup> » = 2,88 »

4<sup>e</sup> » = 3,84 »

Chaleur échangée dans les diffuseurs 2<sup>e</sup> diffus. = 0,76 »

[d'après l'équation (15)] : 3<sup>e</sup> » = 0,97 »

4<sup>e</sup> » = 1,78 »

le premier et le cinquième n'étant pas réfrigérés.

Chaleur correspondante au travail de frottement :	2 <sup>e</sup> diffus. = 1,13 Kcal/kg
$L_p = (1 - \eta_m) L_r$	3 <sup>e</sup> " = 1,15 "
Chaleur totale évacuée :	4 <sup>e</sup> " = 1,10 "
	1 <sup>er</sup> étage = 0,00 Kcal/kg
	2 <sup>e</sup> " = 3,57 "
	3 <sup>e</sup> " = 4,76 "
	4 <sup>e</sup> " = 5,76 "
	5 <sup>e</sup> " = 3,84 "
Total	17,93 Kcal/kg

Chaleur totale évacuée en une heure

$$Q = 4,3600 \cdot 17,93 = 258\,000 \text{ Kcal/kg.}$$

Si l'eau entre à 15° C et si nous la laissons chauffer jusqu'à 45° C, on devra fournir au compresseur une quantité  $P$ :

$$P = \frac{258\,000}{30} = 8600 \text{ litres/h.}$$

Les calculs ci-dessus sont donnés simplement à titre d'application du procédé que nous avons décrit.

*Symboles plus fréquemment employés dans l'exposé*  
unités en kg, m, sec.

$T$  = température absolue. —  $\nu$  = volume spécifique. —  $p$  = pression. —  $c$  = vitesse. —  $q$  = Quantité de chaleur. —  $i$  = enthalpie. —  $S$  = Entropie. —  $A = 1/427$ . —  $L_p$  = travail transformé en chaleur par résistance à l'écoulement du gaz. —  $L_{is}$  = travail absorbé par une transformation isotherme idéale. —  $L_{ad}$  = travail absorbé par une transformation adiabatique idéale. —  $L_{compr}$  = travail absorbé par une compression réelle, sans tenir compte de  $L_p$

$$L_{compr} = \int_1^2 \nu \cdot dp.$$

$L$  = travail intérieur total de compression, éq. (2). —  $L_r$  = travail absorbé par le compresseur à l'accouplement. —  $L_{is}$  = travail idéal absorbé par un compresseur isotherme sans pertes. —  $L_{r,r,2}$  = travail total intérieur (même déf. que  $L$ ) ; le premier indice signifie qu'il s'agit de travail réel, le second que l'élément considéré est une roue, le troisième que l'étage considéré est le second. —  $L_{is,r,2}$  = travail correspondant à  $L_{r,r,2}$  dans la machine isotherme de comparaison. —  $\eta_o$  = rendement organique. —  $\eta_v$  = rendement volumétrique. —  $\eta_p$  = rendement envisageant les pertes de charge dans les conduits de retour (ou dans les réfrigérants). —  $\eta_m$  = rendement hydraulique ou manométrique. —  $\eta_r$  = degré de réfrigération. —  $\eta_e$  = rendement cinétique. —  $\eta_{is,t}$  = rendement isothermique total d'un élément (extérieur). —  $\bar{\eta}_{is,t}$  = rendement isothermique total du compresseur. —  $\eta_{is}^*$  = rendement isothermique d'un élément, suivant la déf. (13). —  $\beta$  = coefficient exprimant l'augmentation de  $L_{compr}$  lorsque l'on passe d'une compression adiabatique idéale à une compression réelle sans réfrigération. —  $\lambda$  = rapport entre la température à l'entrée d'un élément et la température de l'isotherme de comparaison. —  $\mu$  = effet d'un réfrigérant (ou d'un conduit de retour). —  $v$  = nombre exprimant l'augmentation de température dans un élément. —  $\rho$  = rapport de compression. —  $r$  = degré de réaction.

#### Bibliographie

1. M. MAEKAWA : *A contribution to the design of the turbocompressor*. — Technology Reports of the Imperial Tôhoku University. Sendray (Japon), 1928.
2. W. I. KEARTON : *Recent Developments in Turbo-Blowers and Compressors*. — Transactions of the Institution of the Mechanical Engineers. London, janvier 1936.

## Les câbles électriques, leur développement et leurs perspectives d'avenir

par E. FORETAY, ingénieur à la S. A. des Câbleries et Tréfileries, Cossonay-Gare<sup>1</sup>

### Introduction

Un câble électrique peut se définir comme étant constitué par un ou plusieurs conducteurs recouverts chacun de couches isolantes appropriées, l'ensemble étant revêtu d'une gaine de protection commune.

Dans cette définition rentrent deux catégories de câbles : ceux dits de télécommunication servant à transmettre des messages : câbles téléphoniques, télégraphiques, de télémesure par exemple, et les câbles de transmission d'énergie appelés en France « câbles armés » qui servent à transporter d'un point à un autre des quantités importantes d'énergie électrique par opposition aux câbles de télécommunication qui ne sont parcourus que par des puissances infinitésimales.

Etant donné l'étendue du sujet et le peu de temps dont je dispose, je me limiterai uniquement aux câbles d'énergie dits aussi câbles à courant fort.

Ce congrès étant consacré à l'histoire des sciences, j'ai pensé vous intéresser en insistant particulièrement sur le développement de la technique des câbles. Je vous dirai donc quelques mots de ce qui s'est fait autrefois, puis je m'efforcerai de vous donner une image de l'état actuel de cette industrie pour terminer par quelques allusions à ce que l'on peut en attendre dans l'avenir.

### Les premiers câbles

Les premiers essais effectués pour établir des conducteurs souterrains concernent des circuits télégraphiques. Au milieu du XIX<sup>e</sup> siècle, on utilisait comme isolant pour les conducteurs électriques des matières fibreuses, soie ou coton, secs ou imprégnés. Ces produits étant hygroscopiques, ne peuvent

pas être posés dans le sol sans un revêtement imperméable. En 1845, trois brevets anglais se rapportent à la fabrication des câbles : ceux de Wheatstone et Cooke, de Young et Mc Nair et de Mapple.

Ces trois procédés, qui n'ont pas été mis en pratique par leurs inventeurs, contiennent en principe les éléments essentiels de la technique des câbles.

Une autre méthode, appliquée par Brooks en 1875, consistait à placer des fils de cuivre isolés au coton dans des tuyaux en fer remplis d'huile.

En Suisse, un peu avant 1879, l'ingénieur neuchâtelois François Borel eut l'idée de remplacer les tuyaux en bois utilisés à cette époque comme conduite d'eau, par des tuyaux en papier imprégnés d'asphalte. Ces tuyaux étaient bien imperméables, mais ils s'écrasaient dans le sol et furent abandonnés. François Borel essaya alors d'isoler des conducteurs électriques au moyen d'asphalte. Le résultat était bon, mais une gaine imperméable était nécessaire pour conserver leurs qualités isolantes dans la terre. Ayant vu, au cours d'un voyage à Pompéi, des tuyaux de plomb parfaitement conservés après plusieurs siècles, il essaya de recouvrir ses câbles d'un tube de plomb. Sa première presse à main fut suivie d'une presse hydraulique pour laquelle il obtint le brevet allemand en 1879. Cette machine avait la particularité d'être rechargeée au moyen de plomb fondu, ce qui permettait de faire des câbles aussi longs qu'on le voulait.

En 1880, on fabrique en Allemagne le premier câble à courant fort utilisant comme isolant la gutta-percha qui servait depuis plusieurs années pour les câbles télégraphiques sous-marins. Des câbles isolés au coton et au jute imprégné, recouverts d'un tuyau de plomb fabriqué séparément, ont servi à l'éclairage de certaines rues et places de Berlin. A

<sup>1</sup> Communication présentée au V<sup>e</sup> Congrès international d'Histoire des sciences, à Lausanne, en 1947.