



CHAUFFAGE ET INDUSTRIES SANITAIRES

REVUE MENSUELLE DES ENTREPRISES DE CHAUFFAGE, FUMISTERIE, PLOMBERIE, ETC.

CHAUFFAGE — RAFFRAICHISSEMENT — VENTILATION — DÉPOUSSIÉRAGE — SÉCHAGE — DISTRIBUTIONS DE VAPEUR ET D'EAU
STÉRILISATION — DÉSINFECTION — ASSAINISSEMENT — CUISINES — BAINS — BUANDERIES

ABONNEMENTS : France, 12 fr. — Étranger, 15 fr. — Le Numéro, 1 fr. 50

RÉDACTEUR TECHNIQUE

A. NILLUS

Ingénieur-Conseil, Ancien Élève de l'École Polytechnique
Expert près les Tribunaux

ADMINISTRATEUR

F. MARGRY

Administrateur
de la Revue des Matériaux de Construction

RÉDACTION ET ADMINISTRATION : 148, BOULEVARD MAGENTA, 148 — PARIS (X^e)

La reproduction des articles, documents, renseignements, dessins, photographies, etc., parus dans notre publication est formellement interdite, sauf autorisation spéciale de l'Administration.

SOMMAIRE

ÉTUDES DIVERSES ET DESCRIPTIONS D'INSTALLATIONS. —
Formule unique pour le fonctionnement correct des circulations
d'eau chaude, par M. L. ROUQUAUD, page 21. — Calcul d'un chauffage à
vapeur indirect avec ventilation, par M. A. NILLUS, page 34.

RENSEIGNEMENTS. — REVUE DES PÉRIODIQUES. — BIBLIOGRAPHIE. —
Les appareils à vapeur dans les colonies françaises, page 32.
— Emplacement des radiateurs dans un local chauffé, page 32. —
Les bains-douches en France, page 34. — Die Stromung in Röhren und

die Berechnung weitverzweigter Leitungen und Kanäle, par M.
VIRTOR BLAESS, page 36.

ANALYSE DES BREVETS FRANÇAIS ET ÉTRANGERS, page 37.

CHRONIQUE JUDICIAIRE. — INFORMATIONS. — DIVERS, page 39.

APPAREILS NOUVEAUX. — CATALOGUES. — CORRESPONDANCE,
page 39.

BULLETIN MÉTÉOROLOGIQUE, page 40.

ÉTUDES DIVERSES ET DESCRIPTIONS D'INSTALLATIONS

FORMULE UNIQUE POUR LE FONCTIONNEMENT CORRECT DES CIRCULATIONS D'EAU CHAUDE (1)

Par L. ROUQUAUD, Ingénieur à Paris.

Quel que soit le procédé d'une circulation d'eau chaude, la condition nécessaire et suffisante de son débit calorique est la même :

M étant la déperdition horaire à combattre, la circulation, d'une température initiale T et d'une température finale t, aura pour objet d'abandonner T - t calories par litre au circuit de chauffe.

D'où, en litres, le volume horaire de l'eau à faire circuler $\frac{M}{T-t}$, ou le volume q à la seconde,

$$q = \frac{M}{(T-t) 3.600}$$

Ce débit est la base de tout projet, car il permet de fixer le diamètre de la canalisation, en tenant compte de la vi-

tesse fournie par la force motrice qui caractérise le procédé.

Toutefois, il convient d'observer que la valeur de q est ici minimum.

On pourrait la prévoir plus importante, en forçant le diamètre, par exemple pour combattre la déperdition plus vite à l'occasion d'un chauffage intermittent. Mais on ne saurait la diminuer si la différence T - t est maintenue. — C'est, en litres, la quantité tout au moins nécessaire.

Aussi est-il plus exact d'écrire

$$q \geq \frac{M}{(T-t) 3.600}$$

De cette relation, qui est classique puisqu'elle date des premières applications du thermosiphon, on tire

$$\frac{M}{3.600} + q t \leq q T$$

Sous cette forme moins connue, la relation précise toutes les conditions caloriques d'une circulation. Et elle signale, particulièrement, les cas où cesse le fonctionnement correct d'une circulation, c'est-à-dire ceux où la circulation est

(1) Conférence faite à l'Association des Ingénieurs de Chauffage et de Ventilation de France dans la séance du 20 janvier 1911.

altérée au point de ne plus fournir le débit calorique nécessaire par le circuit.

Ce sont les cas de surchauffe qui entraînent une surélévation de la température T et qui détruisent alors la condition générale exprimée par la relation, à savoir que la somme calorique issue du récepteur doit tout au plus correspondre au débit calorique utilisable dans le circuit.

Il est intéressant de les observer de près, afin de vérifier qu'ils s'appliquent à toutes circulations.

Remarquons d'abord que le débit d'eau s'impose égal au retour et au départ, comme l'indiquent $q l$ et $q T$. Sa variation en un point suppose donc une variation identique en l'autre point. C'est la condition d'équilibre de la circulation.

M , c'est la déperdition horaire maxima et par conséquent la chaleur à fournir par le récepteur pour combattre celle-ci. Sa valeur représente donc la puissance de la chaudière, au moins théoriquement. Et $\frac{M}{3.600}$ mesure la transmission calorique du récepteur à la seconde.

$q l$ est, en litres, la quantité d'eau rentrant au récepteur, à la seconde, à la température du retour, soit le produit calorique qui, à la seconde, s'ajoute aux calories absorbées par le récepteur.

$q T$ est la quantité cédée par le récepteur à la seconde, à la température du départ, soit le calorique déversé dans le circuit par la chaudière.

La formule enseigne donc que, à tout instant, la somme du calorique absorbé et récupéré par le récepteur doit être tout au plus égale au calorique débité utilement par le départ.

De plus, elle montre comment cette condition peut être déduite.

En effet, le débit calorique du départ ou le produit $q T$ a pour facteurs limites un minimum de q , soit le volume absolument indispensable, et un maximum de T , soit la température au-delà de laquelle le calorique ne peut plus être absorbé par le circuit. Il s'ensuit une valeur limite de $q T$, au-delà de laquelle il y a surchauffe et par conséquent, rupture d'équilibre.

Les composantes de $q T$ indiquent comment naissent et apparaissent les phénomènes de surchauffe.

Que l'une d'elles, $\frac{M}{3.600}$ ou $q l$, augmente seule dans une mesure notable, ou que les deux s'accroissent légèrement en même temps, l'effet est le même : le départ va débiter un calorique excessif, qui contrarie le fonctionnement.

Pour fixer les idées, supposons une circulation par thermosiphon à vase ouvert, devant fournir 108.000 calories horaires, avec des températures de 90° et 60° au départ et au retour, soit $\frac{108.000}{30 \times 3.600} = 1$ litre à la seconde. Et admettons 100° comme température permise au départ par la pression statique, soit celle que pourra atteindre T sans dégagement de vapeur dans l'atmosphère.

Le régime régulier maximum sera exprimé par la condition

$$\overset{\text{Cal.}}{30} + 1 \times \overset{\text{Ret.}}{60} \leq 1 \times \overset{\text{Dép.}}{90}.$$

Ce régime pourra être dépassé de façon très naturelle.

Sans compter que la chaudière aura pu être prévue d'une puissance bien supérieure à celle de $\frac{108.000}{3.600} = 30$ calories à

la seconde, la transmission dépendra de la nature ou de la qualité du combustible, de la constitution de la gaine de tirage, de l'état atmosphérique, etc. Si bien que, toutes ces conditions se présentant favorables, la transmission du récepteur pourra doubler.

D'autre part, la simple fermeture d'une partie des radiateurs pourra élever sensiblement la température de retour. Et cette élévation de température aura pour conséquence un apport calorique à la chaudière qui pourra être très supérieur à 1×60 . Pour que cette dernière norme fût maintenue, il faudrait que le débit d'eau q diminuât en raison directe de l'augmentation de l . — Or, ce débit ne peut être inférieur à la valeur trouvée pour q , de par les conditions du projet. — Le fût-il, il demeure sensiblement proportionnel à la racine carrée de la pression dans laquelle la densité correspondant à l ne joue qu'un rôle très faible qui s'atténue à mesure que l augmente. Pour une élévation de 25° par exemple, de 60 à 85, la densité s'abaisse à peine de 0,02, de 0,983 à 0,968.

En conséquence, un certain excès de l'une des deux composantes de $q T = 1 \times 90$, pourra provoquer une production calorique au départ plus forte que celle prévue, plus forte même que celle utilisable dans le circuit et que nous avons supposée de 1×100 , parce que permise par la pression statique.

Si, par exemple, la transmission du récepteur devient double, on devra avoir

$$60 + 1 \times 60 = 1 \times 120.$$

Le produit calorique 1×120 peut paraître paradoxal, attendu que si l'on tient compte de la loi des vitesses, la différence $T - l = 120 - 60$, plus importante que celle escomptée normalement de $90 - 60$, devrait impliquer un débit q supérieur à 1 litre — mais il est logique. — La quantité q sera ici, en réalité, composée de deux fluides, eau et vapeur, formant émulsion, dont le volume total excédera par suite un litre. Il y aura donc accroissement de volume et par suite, augmentation de vitesse. Mais cette vitesse sera celle de l'émulsion. Le débit q , mesuré en eau, tant liquide que vaporisée, restera de 1 litre. Cette remarque permet de vérifier que, en fait, il y aura rupture d'équilibre dans la circulation, puisque les débits d'eau du départ et du retour ne seront plus identiques.

Si, la transmission ne progressant pas, c'est l'apport calorique qui augmente par une élévation de l , par exemple de 60° à 85°, on aura, en admettant un débit q tel que 0,9, correspondant à une vitesse moindre en rapport avec une différence de densités également moindre,

$$30 + 0,9 \times 85 = 0,9 \times 148,3.$$

D'où, une autre rupture d'équilibre.

Dans la pratique, de tels phénomènes de surchauffe ne se produiront pas, bien entendu, instantanément. Mais on conçoit qu'une progression même lente de l'un des deux excès, ou qu'une persistance un peu durable des deux excès simultanément, doive aboutir à cet effet final, une surproduction de vapeur.

Si donc celle-ci ne peut être ou convenablement évacuée dans l'atmosphère ou déprimée par condensation dans le circuit même, il résultera tout d'abord des à-coups dans la circulation, puis, par suite d'une compression définitive de la vapeur, des refoulements d'eau par le retour. La chaudière se videra, au moins partiellement.

Ainsi, la formule explique bien que la valeur de qT , celle permise par la circulation, est à maintenir en deçà d'un certain maximum, et ce pratiquement, en limitant les composantes $\frac{M}{3.600}$ et qT ; et que ce maximum dépend uniquement de T , soit de la température de vaporisation permise par la circulation.

Pour combattre cette température critique, il est usuel d'avoir recours à un régulateur de combustion, dont l'action modératrice se fait sentir dès que le retour approche de la température prévue pour t . — On arrive ainsi à se garder d'un excès de la transmission, mais pas toujours. — Il est, en effet avéré que la puissance d'une chaudière à eau, évaluée généralement à 10.000 calories par mètre carré, peut atteindre le triple par un tirage démesuré, tel, par exemple, qu'on le provoque parfois à la mise en marche, c'est-à-dire avant que le retour soit suffisamment chaud pour actionner le régulateur. Si, à ce moment le retour est à 40°. avec un débit tel que 1^{1,2}, puisque cette température suppose une différence de densité plus importante que celle correspondant à 60°, et, par suite, une vitesse aussi supérieure, on pourra avoir :

$$90 + 1,2 \times 40 = 1,2 \times 115^\circ$$

soit un débit calorique avec vaporisation excessive, donnant également lieu à une rupture d'équilibre.

Pour l'éviter presque absolument, il faudrait munir la chaudière d'un second régulateur, celui-ci agissant dès que l'eau du départ serait portée à une température voisine de la limite prévue pour T . Cette complication est naturellement rejetée, parce qu'il est plus simple de limiter autrement la transmission, soit en réduisant la surface de chauffe au nécessaire probable, soit en étranglant la gaine de tirage, soit en recommandant simplement au chauffeur d'éviter une certaine activité de combustion, etc.

Ainsi, un autre enseignement de la formule est que non seulement chacune des composantes $\frac{M}{3.600}$ et qT est soumise à un maximum, mais encore que le maximum de l'une d'elles doit être diminué à mesure qu'approche le maximum de l'autre.

Évidemment, il n'y a dans cette condition rien qui ne soit déjà connu.

Néanmoins, il paraît opportun de signaler que tous ces enseignements traduisent les lois communes à toute circulation d'eau chaude, quel qu'en soit le procédé.

Nous voyons, en effet, que la condition ci-dessus s'impose pour le thermosiphon à vase fermé comme pour le thermosiphon ordinaire. Dans celui-là, les normes de T et t sont différentes, mais elles ont également leurs limites infranchissables, sous peine d'interruptions de la circulation.

Il est clair aussi que les circulations basées sur l'émulsion lui sont également soumises, peut-être même davantage parce que leur principe implique une utilisation presque

normale de la valeur limite de T , et par suite, l'emploi d'une température de vaporisation assez voisine de l'excès qui, en présence d'une absorption calorique insuffisante du circuit, transformerait la chaudière en poche de vapeur.

Elle n'existe pas moins pour les circulations obtenues par l'action d'une pompe sur l'eau d'un circuit ouvert ou fermé quelles que soient les limites de T et t propres à ce mode.

Effectivement, soit une transmission donnée $\frac{M}{3.600}$ du récepteur, que nous imaginerons invariable, et supposons atteintes ces limites de T et t pour le régime de pleine marche. La seule valeur qui puisse être modifiée, est celle de q . Or, une variation du débit d'eau ne peut éviter la survaporisation. Si la pompe débite plus vite elle ramènera aussi plus vite un retour plus chaud au récepteur, qui est déjà saturé de calorique. — Si elle débite moins vite, l'eau de la chaudière sera moins rapidement renouvelée et, par son passage plus lent dans celle-ci, sera plus longtemps soumise à la transmission calorique. — Dans les deux cas, l'excès calorique apparaîtra au départ, et avec lui, la contre-pression.

En ce qui concerne les circulations engendrées par une différence périodique de niveaux à air libre, cette condition reste capitale. La différence périodique des niveaux étant invariable, prouve une force motrice invariable et, par suite, un débit q aussi invariable, indépendamment de la température t . En sorte que si t augmente à l'excès, l'apport calorique à la chaudière grossira encore plus rapidement que dans les circulations animées par une différence de densités, où le facteur q diminue de valeur dans une certaine mesure pendant que progresse t . D'où, les mêmes phénomènes de contre-pression si le produit qT n'est pas dépouillé à temps de l'excès calorique, soit par un déversement de la vapeur dans l'atmosphère, soit par une condensation convenable de celle-ci.

Quant aux circulations dites par aspiration, elles lui échappent encore moins, car le vide moteur est en fonction de la condensation du calorique de vaporisation débité par le départ. Dans celles-ci, il est vrai, la valeur de q décline, comme dans les circulations dues à une différence de densités, à mesure que celle de t progresse — mais avec elle, aussi décline l'intensité du vide, c'est-à-dire la force motrice, parce que diminue l'action refroidissante tant de l'eau, que le retour apporte en volume progressivement moindre, que de la température de cette eau, qui va en s'élevant. Il s'ensuit que la force motrice peut être diminuée au point qu'il n'y a plus d'aspiration, c'est-à-dire qu'un départ ne soit plus suivi d'un retour. D'où, une vidange obligatoire de la chaudière.

La formule qui préside au fonctionnement correct du thermosiphon régit donc aussi celui de toutes autres circulations d'eau chaude. Elle pose nettement cette condition rigoureuse que le calorique de transmission augmenté du calorique de retour ne doit pas excéder le calorique utilisable dans le circuit.

Il n'y a pas lieu de s'étonner qu'elle s'applique indifféremment aux circulations continues et aux circulations périodiques. Ces dernières ont pour fonction d'écouler un certain volume, soit q' , par période de 12 secondes qui marque deux phases, l'une d'activité, l'autre de repos. Mais cet écoulement,



ramené à sa valeur utile horaire, a pour équivalent un débit q à la seconde. Ainsi, par exemple, 30 débits q' à l'heure, s'exerçant chacun pendant 100 secondes avec des intervalles de repos de 20 secondes, équivalent à un débit q de $\frac{q'(120-20)}{120} = \frac{5}{6}q$

à la seconde. La réduction de q' à sa valeur utile dans l'heure s'impose, d'ailleurs, dès les premières évaluations d'une circulation intermittente. Car, pour celle-ci comme pour la circulation continue, le problème à poser immédiatement est le même, c'est la recherche du diamètre de canalisation capable de débiter le volume fixé par $\frac{M}{(T-t)3.600}$.

Pour appliquer utilement la formule à telle ou telle circulation, il suffit donc de donner à T et t les valeurs propres à cette circulation, puis de déterminer les conditions du débit minimum q .

Or, T et t sont connues d'avance pour chaque procédé. Quant à la valeur de q , celle fixée par la relation $q \geq \frac{M}{(T-t)3.600}$, elle est à mettre d'accord avec des facteurs variables selon le projet, mais également mesurables, soit un diamètre et une longueur donnés de canalisation, puis la force motrice qui caractérise le mode de circulation.

Pour cette dernière évaluation, je crois avoir établi, dans une communication faite à l'Association française des Ingénieurs de chauffage que la formule fixant la charge hydro-motrice du thermosiphon

$$E = H \left(\frac{d' - d}{d'} \right)$$

contient, moyennant une interprétation convenable de H , hauteur de la circulation, d et d' , densité des colonnes dites montante et descendante, tous les éléments d'estimation, quelle que soit la circulation, par émulsion, par chute à air libre, par aspiration.

En sorte que en posant $q = \frac{v \pi D^2}{4}$, on a la possibilité d'apprécier v selon l'une des méthodes usuelles qui font intervenir D , le diamètre; L , la longueur; E , la force motrice.

Si, par exemple, on emploie celle relativement simple de Prony, qui se traduit par :

$$v = 26,75 \sqrt{D \frac{E}{L} - 0,025}$$

dans laquelle D est le diamètre, E la force motrice et L la longueur de la canalisation en mètres, on a :

$$q = \frac{\pi D^2}{4} \left(26,75 \sqrt{D \frac{E}{L} - 0,025} \right)$$

ou, en remplaçant E par sa valeur tirée de la vieille formule :

$$q = \frac{\pi D^2}{4} \left(26,75 \sqrt{D \frac{H \left(\frac{d' - d}{d'} \right)}{L} - 0,025} \right)$$

En sorte que, pour une circulation quelconque, la loi du fonctionnement correct est exprimée par cette relation :

$$\left. \begin{aligned} & \frac{M}{3600} + \frac{\pi D^2 t}{4} \left(26,75 \sqrt{D \frac{H \left(\frac{d' - d}{d'} \right)}{L} - 0,025} \right) \\ & \leq \frac{\pi D^2 T}{4} \left(26,75 \sqrt{D \frac{H \left(\frac{d' - d}{d'} \right)}{L} - 0,025} \right) \end{aligned} \right\}$$

L. ROUGEAUD.

CALCUL D'UN CHAUFFAGE A VAPEUR INDIRECT AVEC VENTILATION

Mode de représentation graphique.

PAR A. NILLUS, Ingénieur-conseil, à Paris.

On sait que c'est un problème assez complexe que de calculer tous les éléments d'un chauffage indirect à vapeur ou à eau chaude, avec ventilation. Cela suppose connue la relation qui lie entre eux ses divers éléments, à savoir températures d'entrée et de sortie du fluide générateur de chaleur, températures d'entrée et de sortie de l'air de renouvellement qui sert en même temps de véhicule à la chaleur, valeur de la surface de l'appareil de chauffage, section de passage de l'air, vitesse de ce dernier. — Or, pendant longtemps, pour se faire une idée de la nature de cette relation, on est resté dans le domaine absolu de l'empirisme, et l'on comprendra facilement qu'il en ait été ainsi, si l'on observe que la relation en question ne reste pas la même d'un appareil de chauffage à l'autre, et que dans l'état actuel de nos connaissances, on ne peut arriver à déterminer le coefficient qui les différencie toutes les unes des autres, que par une série d'expériences demandant un local approprié convenablement aménagé, et conduisant à d'assez importantes dépenses de temps et d'argent.

En somme, de quelque manière qu'on ait la prétention de le résoudre, le problème se pose toujours de la manière suivante: 1° supposer connue la relation élémentaire qui donne la quantité de chaleur transmise, en fonction de la différence de température entre le fluide chauffant et le fluide chauffé, ce dernier étant au repos, en fonction également d'un coefficient de transmission variable seulement avec la forme de l'appareil de chauffage; 2° admettre provisoirement que cette relation demeure exacte quand l'air à réchauffer au lieu de rester au repos, est animé d'un mouvement de circulation plus ou moins rapide; 3° chercher à déterminer sur ces bases, pour chaque appareil, par une série d'expériences convenablement conduites, et en faisant varier successivement les divers éléments qui rentrent dans le problème, la valeur du coefficient K , et vérifier si ce coefficient est constant, ou s'il varie au contraire avec l'un ou l'autre de ces éléments, dans quelle proportion, et suivant quelle relation.

C'est ce qu'ont cherché à faire, pendant ces derniers temps, aux États-Unis d'un côté, en Allemagne de l'autre, divers expérimentateurs qui ont publié les résultats de leurs essais et notre but, dans les quelques lignes qui vont suivre, est de choisir, parmi ces travaux, ceux qui paraissent les plus complets, d'en exposer les méthodes et les résultats, et

comme conclusion aussi de les commenter et de les comparer.

En matière de chauffage indirect avec ventilation, on pratique surtout aux États-Unis le chauffage à vapeur, et comme en outre les formules en sont un peu plus simples que celles du chauffage à eau chaude, par suite de la constance à peu près absolue de la température de la vapeur à l'intérieur de l'appareil, nous bornerons notre examen

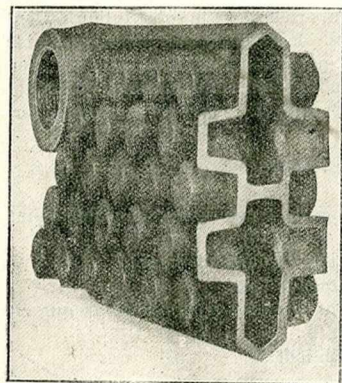


FIG. 1. — Élément de radiateur Vento coupé.

comparatif à ce cas spécial du chauffage à vapeur, en laissant de côté le chauffage à eau chaude. On conviendra d'ailleurs que cela est assez rationnel, car la vapeur est plus indiquée que l'eau chaude, dans la presque totalité des circonstances, pour un chauffage indirect. Les expériences dont nous nous occuperons plus spécialement sont celles qui ont été exécutées d'un côté par M. L.-C. Soule, à Buffalo (N. Y) et dont il a exposé les résultats dans un des congrès de la Société américaine des ingénieurs de chauffage et de ventilation; d'un autre côté par les assistants du Laboratoire d'essais de chauffage et ventilation de l'École supérieure technique de Berlin, sous la direction du professeur Rietschel, et dont le compte rendu a été donné dans le dernier fascicule des mémoires publiés par cette institution (1). Enfin nous aurons également occasion de nous référer aux essais exécutés aux États-Unis par le professeur John R. Allen (2). Disons de suite que les travaux de M. L.-C. Soule ont porté sur des radiateurs du type Vento, dont nous donnons ici une image (fig. 1); ceux de M. John R. Allen sur des radiateurs à courtes et à longues pointes; enfin ceux du Laboratoire d'essais de Berlin sur des réchauffeurs tubulaires avec circulation d'air à l'intérieur des tubes, et sur deux autres dispositifs, dont l'un rappelle les appareils genre Sturtevant, et l'autre est une combinaison de radiateurs lisses ordinaires.

Cela posé, revenant en détail sur les diverses phases du problème que nous avons exposées ci-dessus, nous allons examiner successivement : 1° la formule élémentaire de la chaleur transmise; 2° les expériences faites pour la détermination de K et les formules empiriques auxquelles elles conduisent; 3° enfin nous donnerons deux exemples d'un procédé de représentation graphique que nous avons eu l'idée d'appliquer aux diverses relations qui par leur ensemble constituent la solution du problème.

Formule élémentaire de la chaleur transmise. — L'on

sait que la quantité de chaleur totale transmise par un appareil de chauffage à l'air ambiant peut se décomposer en deux parties distinctes : la chaleur de radiation ou de rayonnement d'une part et la chaleur de convection de l'autre.

Dans le chauffage indirect, la chaleur de rayonnement joue un rôle secondaire; sauf pour les vitesses très faibles, on peut dire que seule la chaleur de convection entre en jeu, et comme les formules seraient par trop compliquées si on voulait faire intervenir également la chaleur de radiation, il est mieux de la négliger. On en sera quitte pour trouver des valeurs de K qui, surtout dans les faibles vitesses, seront légèrement différentes de celles du coefficient de convection proprement dit.

Dulong et Petit ont donné jadis, pour la détermination de cette chaleur de convection, la formule générale suivante :

$$C = BH^n (T - t)^{1.233} \quad (1)$$

dans laquelle

C = la quantité de calories correspondant à la chaleur de convection.

B = un coefficient dépendant de la forme et des dimensions de l'appareil de chauffage.

H = la pression du gaz ambiant.

n = un coefficient dépendant de la nature de ce gaz.

T = la température de l'appareil de chauffage.

t = la température du gaz ambiant.

La formule de Dulong et Petit a été simplifiée par Péclet pour le cas de l'air atmosphérique ordinaire; il l'a donnée sous la forme

$$C = 0,552 KS (T - t)^{1.233} \quad (2)$$

dans laquelle les mêmes lettres ont la même signification que ci-dessus et en outre

K = un coefficient dépendant de la forme de l'appareil de chauffage.

S = sa surface de contact avec l'air ambiant.

Cette formule de Péclet a été vérifiée par Ser et considérée pendant longtemps comme bonne par tout le monde; elle peut parfaitement être prise comme représentant la relation élémentaire de la chaleur de convection, dont nous avons parlé, et c'est d'ailleurs ce qu'a fait M. A. Cherry, de l'Université Vanderbilt sur les données mathématiques duquel s'est basé M. L.-C. Soule pour conclure de ses expériences une relation constituant la solution du problème du chauffage indirect.

D'autre part, depuis quelque temps, un grand nombre d'ingénieurs, en Allemagne en particulier, ont remplacé la formule de Péclet par une plus simple et qu'ils considèrent comme aussi voisine, pratiquement, de la réalité, à savoir :

$$C = K' S (T - t) \quad (3)$$

dans laquelle, évidemment, K' a une valeur différente de celle du K qui correspond à la formule même de Péclet, tout en restant d'ailleurs un coefficient dépendant uniquement de la forme de l'appareil de chauffage. C'est cette formule simplifiée que l'on a prise comme base au Laboratoire d'essais de l'École technique supérieure de Berlin.

Cette divergence de vues dans le choix de la relation élémentaire peut-elle conduire à de grosses différences dans les

(1) Voir *Chauff. et Ind. san.*, n° 29 de décembre 1910, p. 208.

(2) Voir *Chauff. et Ind. san.*, n° 26 de septembre 1910, p. 151.



résultats des calculs; c'est ce qu'il est intéressant d'examiner à priori. Or il est aisé de construire la courbe

$$x = (T - t)^{1.233} \quad (4)$$

et d'en construire une autre

$$x' = (T - t) \quad (5)$$

tracée de telle manière que, dans l'intervalle des excès de température extrêmes, $T - t$ correspondant à la pratique, les deux courbes restent aussi voisines que possible l'une de l'autre. C'est ce que nous avons fait dans la figure 2, pour laquelle nous avons employé les coordonnées logarith-

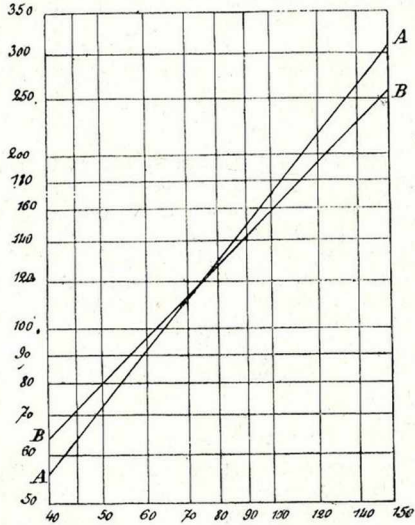


Fig. 2. — Comparaison entre les formules élémentaires de la chaleur de convection.

miques, et dans laquelle AA représente la courbe (4) et BB la courbe (5). Ce tracé montre que si l'on choisit $\lambda = 1.625$ et si l'on prend 40 et 160 comme les valeurs limites de $T - t$, dans la pratique, on a, approximativement, pour la limite inférieure 40, $x' = x + 0,16 x$ et, pour la limite supérieure 160, $x' = x - 0,16 x$; en d'autres termes les valeurs de x' peuvent différer de celles de x de 16 p. 100 en plus ou en moins.

Si on restreignait un peu le champ d'action et rapprochait les limites extrêmes en admettant seulement 50 pour différence minimum et 130 pour la différence maximum, la différence en plus ou en moins dans les résultats provenant des deux formules ne dépasserait pas 12 à 13 p. 100.

Même à ce taux réduit, il y a encore là une divergence vraiment notable, et il semblerait même à priori qu'elle soit suffisante pour que, en se basant sur les données pratiques des expériences, on puisse arriver à décider à posteriori laquelle des deux relations (2) ou (3) était la plus convenable à choisir. Mais, avant de formuler un avis réellement fondé sur ce sujet, il est nécessaire d'entrer un peu plus avant dans la question, en envisageant d'autre part à quelles formules d'intégration complète conduit l'adoption de l'une ou l'autre formule élémentaire, si l'on veut passer du cas du chauffage

direct dans lequel l'air ambiant a une température constante et celui du chauffage indirect dans lequel l'air est en mouvement et possède des températures très variables depuis l'entrée jusqu'à la sortie.

Pour une raison qu'il n'explique pas, en appliquant la formule de Pécelet aux radiateurs indirects Vento (fig. 4). M. Cherry a remplacé le coefficient de 0,552 par celui de 0,4814. Nous supposons que cela doit tenir à une circonstance particulière à ce type même de radiateur, mais cela reste au surplus sans importance; cette substitution revient en effet à donner à K des valeurs différentes, mais l'ensemble du coefficient complet, que ce soit 0,552 K ou 0,4814 K n'en est pas modifié. Quoi qu'il en soit, nous reprenons dans nos calculs le coefficient même de M. Cherry, et écrivons la formule sous la forme

$$C = 0,4814 K^{\theta} (T - t)^{1.233} \quad (6)$$

Soit :

$\theta = T - t$, la différence de température en chaque point entre la vapeur et l'air.

P = le poids d'air qui passe dans une heure.

c = la chaleur spécifique de l'air.

les autres lettres gardant les mêmes significations que ci-dessous dans la formule (2).

En différenciant, on obtient :

$$dC = 0,4814 K^{\theta} \theta^{-1.233} d\theta.$$

ce qui peut s'écrire :

$$Pcd\theta = 0,4814 K^{\theta} \theta^{-1.233} dS.$$

$$dS = \frac{Pc}{0,4814 K^{\theta} \theta^{-1.233}} d\theta.$$

Si nous appelons

θ_1 = la différence de température θ à l'entrée ;

θ_2 = la différence de température à la sortie.

Si nous remplaçons en outre c par sa valeur 0,2375 et que nous intégrons entre les limites θ_1 et θ_2 , nous trouverons :

$$S = \frac{P \times 0,2375}{0,4814 \times 0,233 \times K^{\theta}} \left[\theta_2^{-0,233} - \theta_1^{-0,233} \right]. \quad (7)$$

Telle est l'équation dont s'est servi M. L.-C. Soule, et qui donne, en se basant sur la formule de Pécelet, la relation entre le coefficient de convection 0,4814 K^θ, la surface de radiation, le poids d'air qui passe en une heure, et les excès de température à l'entrée et à la sortie.

Si, au lieu de la formule de Pécelet, nous utilisons maintenant la formule simplifiée (3) et que nous nous livrions aux mêmes opérations que ci-dessus, les notations restant les mêmes, nous avons :

$$Pcd\theta = K^{\theta} dS.$$

$$dS = \frac{Pc}{K^{\theta}} \theta^{-1} d\theta.$$

$$S = \frac{P \times 0,2375}{K^{\theta}} \left[\ln \theta_1 - \ln \theta_2 \right]. \quad (8)$$

Dans un but de simplification les ingénieurs assistants du laboratoire d'essais de Berlin, ont envisagé le remplacement de cette formule par la suivante :

$$S = 2 \frac{P \times 0,2375}{K^{\theta}} \frac{\theta_1 - \theta_2}{\theta_1 + \theta_2}. \quad (9)$$

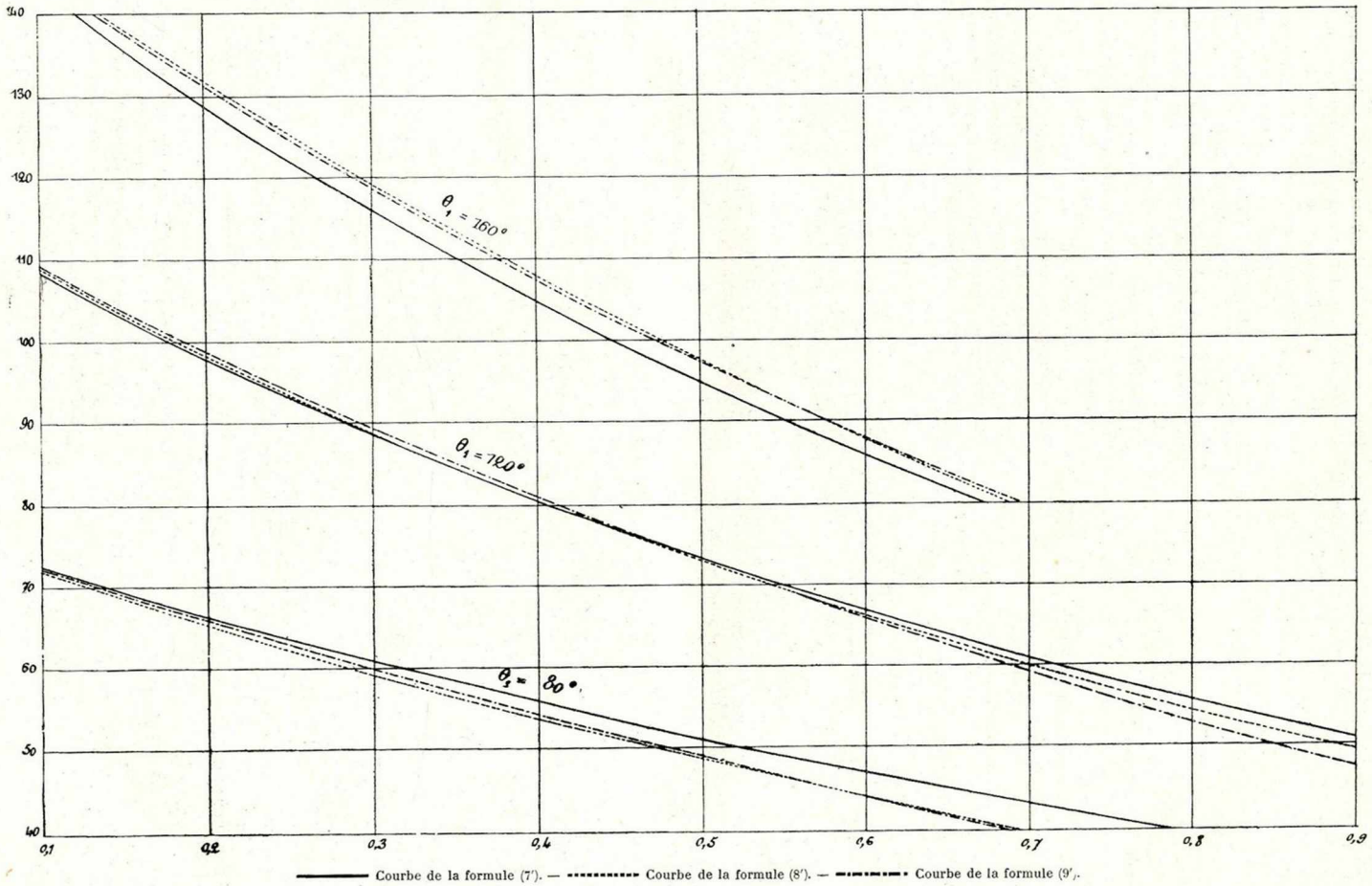


FIG. 3. — Comparaison entre les formules intégrées de la chaleur de convection.

21

C'est également à cette dernière formule, que le professeur John R. Allen a rapporté les résultats de ses expériences.

Pour mieux comparer les trois formules (7), (8) et (9) nous les mettrons sous une autre forme.

Posons :

$$R = \frac{P \times 0,2375}{S}$$

$$K' = k'$$

$$K'_1 = \alpha k'_1$$

$$K'' = \beta k''$$

Nous pourrions écrire alors :

$$K'' = R \frac{\alpha}{0,11217} \left(\frac{1}{\theta_2^{0,233}} - \frac{1}{\theta_1^{0,233}} \right) \quad (7')$$

$$K' = R (\ln. \theta_1 - \ln. \theta_2) \quad (8')$$

$$K'_1 = 2\beta R \frac{\theta_1 - \theta_2}{\theta_1 + \theta_2} \quad (9')$$

Supposons qu'un même expérimentateur ait introduit les relevés faits aux cours de ses expériences pour les valeurs de R , θ_1 et θ_2 successivement dans les trois équations ci-dessus afin d'en déduire les valeurs des différents K . Pour une même valeur de R , il obtiendra évidemment des valeurs différentes pour K'' , K' et K'_1 ; mais il est évident aussi qu'il pourra choisir les coefficients α et β de manière que, en moyenne, leurs valeurs soient aussi peu éloignées que possible les unes des autres, et alors les écarts extrêmes que l'on aura entre les valeurs de deux des K rapportés au troisième indiqueront à quels écarts maxima on peut être conduit en adoptant l'une des trois formules plutôt qu'une autre.

Nous avons précisément construit les trois courbes représentant les formules (7'), (8') et (9') en portant $\frac{K}{R}$ en abscisses et θ_2 en ordonnées et ce pour 3 valeurs de θ_1 , respectivement égales à 160, 120 et 80 (fig. 3).

Nous avons d'ailleurs choisi $\alpha = 1,402$ et $\beta = 1,03$. Les courbes ainsi obtenues sont reproduites sur la figure 3. Les tracés en traits pleins se rapportent à la formule (7'); ceux en traits pointillés à la formule (8'), enfin ceux en traits mixtes à la formule (9'). L'examen de cette figure permet de conclure que, pour des valeurs identiques de R , θ_1 et θ_2 on trouverait pour les différents K des valeurs pouvant varier, dans les limites ordinaires des températures de la pratique, de 12 p. 100 environ par l'emploi comparé des formules (7') et (8'); de 15 p. 100 pour (7') et (9') et de 3 p. 100 pour (8') et (9').

Il résulte donc bien de là que la substitution d'une formule à l'autre n'est en général pas indifférente, et si nous nous reportons aux opérations de l'expérimentateur supposé plus haut, qui chercherait à déterminer K en portant dans les trois formules successivement les valeurs pratiques résultant pour R , θ_1 et θ_2 d'expériences méthodiques, il semble bien évident qu'il trouverait pour les valeurs de K et pour la relation liant cette quantité aux autres variables, des formes nettement différentes, en passant d'une formule à l'autre, au moins s'il s'agit soit de (7') et (8') soit de (7') et (9'). Nous ver-

rons plus loin s'il est possible de se guider, d'après cette considération à posteriori, sur le choix de la formule à laquelle il vaut mieux donner la préférence.

Expériences pour la détermination du coefficient de transmission dans le chauffage indirect. — Nous avons fait allusion plus haut à trois séries d'expériences intéressantes : celles de M. L.-C. Soule, celles du laboratoire de l'école technique supérieure de Berlin, et celles du professeur John R. Allen. De ces dernières, nous ne pourrions dire que peu de chose relativement à la manière dont elles ont été conduites, car leur auteur lui-même n'a pas donné de renseignements à ce sujet; nous nous occuperons seulement plus loin de leurs résultats. Quant aux deux autres séries, elles ont été exécutées de manière à peu près identique, par des expérimentateurs semblant également et particulièrement soigneux, avec des dispositifs et en prenant des précautions analogues. Comme M. L.-C. Soule donne plus de renseignements sur les siennes, ce sont elles que nous décrirons de préférence; il y aurait d'ailleurs relativement peu de chose à changer pour passer de celles-là à celles de Berlin.

La figure 4 représente le dispositif de M. L.-C. Soule. L est un ventilateur Sirocco n° 8 actionné par un moteur électrique P de 10 chevaux au moyen d'une courroie. Ce ventilateur aspire au travers de l'appareil de chauffage indirect M et refoule dans un certain nombre de conduits de chaleur K. Des registres disposés d'une manière convenable sur les orifices de ces derniers ont permis de régler la vitesse de circulation de l'air dans tout l'appareil à toute valeur désirable, en utilisant seulement pour la commande du ventilateur un jeu de deux poulies. L'air entre par l'orifice D; dans la partie courbée du canal d'aspiration, avant l'appareil de chauffage M se trouvent placés deux déflecteurs E ayant pour but de forcer les veines d'air à rester parallèles afin de supprimer les remous. Entre l'appareil M et le ventilateur se trouve un conduit cylindrique de 915 millimètres de dia-

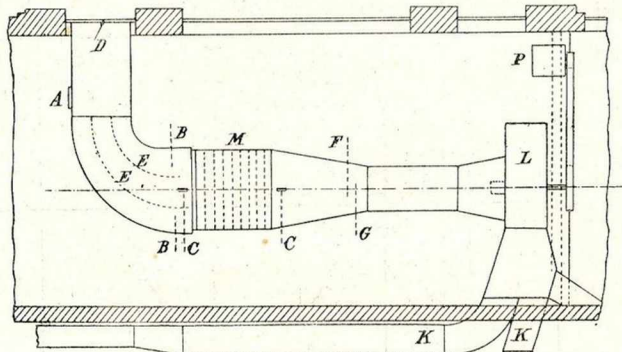


FIG. 4. — Dispositif des expériences de M. L.-C. Soule.

mètre raccordé à l'un et à l'autre par une surface de forme tronconique. Dans ce conduit cylindrique sont disposés en F l'appareil destiné à mesurer la vitesse de l'air, et en G une série de cinq thermomètres destinés à relever toutes les 15 minutes les températures au centre et en quatre points équidistants de la périphérie de ce conduit cylindrique. En B sont des thermomètres et en C des appareils pour la mesure

des pressions statiques. Dans le cône de raccordement du conduit cylindrique avec le ventilateur est installé un psychromètre, pour relever l'état hygrométrique de l'air aspiré; les lectures peuvent en être faites au travers d'un opercule muni d'une glace.

Au moyen de ce dispositif, on a exécuté 71 expériences diverses avec les températures extérieures les plus différentes, avec des températures de vapeur variant de 100° à 134°, avec un nombre variable d'éléments de radiateurs Vento et des écartements différents entre ces éléments, enfin avec des vitesses d'air variant de 0 m. 20 à 12 m. 50 par seconde. L'appareil placé en F, dont nous avons parlé ci-dessus et destiné à mesurer la vitesse, était un tube Pitot spécial raccordé à un manomètre différentiel; à chaque mesure, le résultat obtenu par la vitesse était contrôlé par celui que l'on obtenait en relevant la quantité d'eau condensée, et en en déduisant le nombre de calories fournies à l'air et par suite son volume.

Tous les relevés faits au cours de ces 71 expériences ont été portés successivement dans la formule (7) donnée ci-dessus, en opérant de la manière suivante :

Soit :

Σ = la section libre de passage de l'air dans le radiateur.

v = la vitesse de l'air en mètres par seconde, rapportée à la température de 21° et à la pression barométrique de 760.

γ = le poids spécifique de l'air dans ces mêmes conditions de température et de pression.

On a dès lors :

$$P = 3.600 \times \Sigma v \gamma. \quad (10)$$

ou en remplaçant γ par sa valeur 1,2038.

$$P = 4.333,68 \Sigma v.$$

La substitution de cette valeur de P dans l'équation (7) donne :

$$K^* = 9.475,8 \frac{\Sigma v}{S} \left(\frac{1}{\theta_2^{0,223}} - \frac{1}{\theta_1^{0,223}} \right). \quad (11)$$

Dans chacune des 71 expériences on a relevé les valeurs de Σ , S et des températures de la vapeur d'une part, de l'air à l'entrée et à la sortie de l'autre; de ces trois dernières on a déduit θ_1 et θ_2 . On a calculé la vitesse au moyen des relevés du manomètre différentiel en le contrôlant à l'aide de la quantité de vapeur condensée, comme dit plus haut. On a porté toutes ces valeurs dans le second membre de l'équation (11), et on a calculé chaque fois la valeur correspondante de K^* .

M. L.-C. Soule a constaté ainsi que les valeurs de K^* ne variaient ni avec les températures, ni avec la surface de radiation de l'appareil, ni avec la section de passage, mais uniquement avec la vitesse de l'air.

C'est là évidemment une circonstance particulièrement heureuse, et tout à fait favorable à l'exécution de calculs aussi simples que possible dans la pratique; cette raison seule pourrait même suffire à faire adopter de préférence la formule de Pécelet comme point de départ, malgré la complication un peu plus grande de l'équation d'intégration (7), en faveur de la simplicité relative des résultats, si les autres formules ne donnaient pas de leur côté des résultats aussi simples.

Or il se trouve précisément que cette indépendance constatée par L.-C. Soule, de K par rapport aux températures a été constatée également par les autres expérimentateurs, malgré qu'ils aient employé une autre formule. D'après ce que nous avons dit plus haut, c'est là évidemment un résultat absolument paradoxal, et l'on est quelque peu embarrassé a priori pour l'expliquer. Il n'y a guère qu'un moyen de le faire, qui est d'admettre que les faits relevés au cours des différentes expériences ne peuvent l'être qu'avec une exactitude relative, et que les erreurs possibles sont d'un ordre tel que les résultats peuvent différer de la réalité de 12 à 15 p. 100 au besoin, ce qui fait que toutes les formules, d'après la discussion faite plus haut, deviennent comparables.

Il y a lieu de faire observer aussi qu'en réalité l'on n'a vraisemblablement pas trouvé K rigoureusement indépendant des températures, mais influencé par elles dans une très faible proportion seulement, de telle sorte que cette circonstance jointe aux légères erreurs d'observation inévitables doit conduire à des résultats auxquels on ne peut attribuer qu'une exactitude approximative.

Quoi qu'il en soit, des quelques considérations qui viennent d'être développées, on peut tirer déjà une double conclusion, à savoir : 1° qu'il n'est pas possible, d'après les résultats des expériences telles qu'elles ont été pratiquées, de tirer une déduction positive relativement ou plus ou moins de convenance de l'une ou l'autre des formules élémentaires; 2° que l'on peut, avec une approximation suffisante dans la pratique, considérer le coefficient K comme indépendant des températures, au moins dans la limite de celles qui correspondent aux usages courants.

Il reste maintenant à examiner dans quelle mesure le coefficient K peut être influencé par les éléments autres que les températures.

Les expériences du professeur John R. Allen ne donnent aucune indication à ce sujet, sauf en ce qui concerne les vitesses puisqu'elles ont porté sur un même appareil ayant une profondeur invariable dans le sens du mouvement de l'air et une section de passage également invariable. Nous reviendrons plus loin sur la question des vitesses.

Quant aux expériences de Buffalo et de Berlin, elles sont au premier abord contradictoires. M. L.-C. Soule a trouvé que, quel que soit le nombre de sections juxtaposées dans le sens de la profondeur et quelle que soit la section de passage, avec des radiateurs Vento, au moins dans la limite des variations de la pratique, le coefficient K restait à très peu de chose près le même. A l'École technique supérieure de Berlin, on est arrivé aux résultats suivants : pour les réchauffeurs tubulaires, l'influence de la longueur des tubes autrement dit de la longueur du chemin parcouru par l'air dans ces derniers peut être considérée comme négligeable; la valeur du diamètre des tubes exerce au contraire une influence très grande, mais comme cette action se traduit par un facteur unique sous la forme d'une puissance déterminée de ce diamètre, on peut considérer cette influence comme due uniquement à la forme de l'appareil, ou aussi à la section de passage qui est elle-même proportionnelle au carré de diamètre. Pour les appareils du genre Sturtevant, on n'a fait varier que le nombre de rangées placées les unes derrière les autres, de sorte qu'il est difficile de se prononcer



sur l'influence de la section de passage et de l'écartement des tubes; on a d'ailleurs trouvé des différences notables pour K suivant que l'appareil comportait deux, trois ou quatre rangées de tubes; il s'agirait de savoir si ces grosses différences se maintiendraient en augmentant beaucoup plus le nombre de rangées de tubes, ainsi que cela a lieu le plus souvent dans la pratique.

Bref, de tout cela, il est malaisé de tirer des conclusions absolument précises, et il est à souhaiter que d'autres expériences soient faites, avec des appareils nombreux, tels qu'on les emploie dans les installations, en faisant varier tous les éléments de ces appareils, de manière à posséder un nombre de résultats beaucoup plus considérables, et il serait à souhaiter en même temps qu'en procédant à ces expériences on cherchât à employer séparément, pour les mêmes relevés, les trois formules (7), (8) et (9) pour tâcher d'arriver à déterminer celle qui conduit aux résultats les plus favorables.

Nous n'avons rien dit jusqu'ici de l'influence des vitesses de l'air sur la valeur K. Nous allons maintenant insister un peu plus longuement à ce sujet.

Influence de la vitesse de l'air sur la valeur du coefficient de transmission. — Ici encore les diverses expériences ont donné des résultats qui paraissent discordants à première vue.

A l'École technique supérieure de Berlin, on s'est basé sur les travaux de Reynolds, Stanton, etc., desquels il

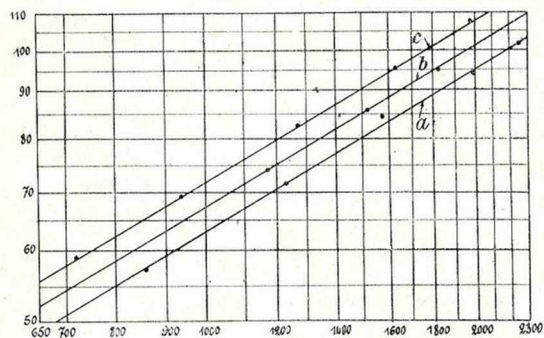


Fig. 5. — Expériences de l'École technique supérieure de Berlin (appareil genre Sturtevant, coordonnées logarithmiques).

résulte que, toutes choses égales d'ailleurs, le coefficient K est proportionnel à une puissance de la vitesse de l'air, variable d'un appareil à l'autre, et l'on a seulement cherché à déterminer la valeur de l'exposant de cette puissance. Déterminer cette valeur constituait en fait une vérification à posteriori de la loi. M. L.-C. Soule a construit une courbe des valeurs de K rapportées aux vitesses, celles-ci étant en abscisses et celles-là en ordonnées.

Quant au professeur John R. Allen, il a simplement donné un tableau des valeurs de K qu'il a obtenues, ou plus exactement de nombres proportionnels à K, et il n'en a rien conclu par rapport aux vitesses. Mais nous avons trouvé ce travail fait en partie dans un article paru dans cette Revue même (1) et nous nous y reporterons plus loin.

(1) Voir *Chauffage et Ind. San.*, n° de septembre 1910, p. 152.

Nous reproduisons ici les différentes courbes obtenues en part et d'autre.

La figure 5 représente, en coordonnées logarithmiques,

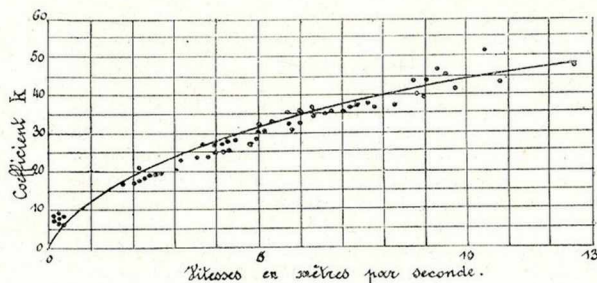


Fig. 6. — Expériences de M. L.-C. Soule (radiateurs Vento), coordonnées ordinaires.

le tracé obtenu à Berlin par l'appareil genre Sturtevant, qui y a été essayé. En abscisses on a porté les valeurs du poids d'air qui passe en une heure, en coordonnées les valeurs de K.

Les tracés a, b, c, se rapportent respectivement à des appareils à deux, trois et quatre rangées de tubes. On voit que les trois courbes sont des lignes droites, ce qui, en coordonnées logarithmiques, correspond bien à une relation de la forme

$$K = av^m \quad (12)$$

m étant le coefficient angulaire de la droite.

Les diagrammes tracés au laboratoire de l'École de Berlin, pour les autres appareils, sont analogues et tous figurent des lignes droites. Dans le diagramme de la figure 5, m est égal à 0,39; il est de 0,79 pour les réchauffeurs tubulaires et de 0,61 pour le dispositif de radiateurs lisses.

La figure 6 reproduit exactement la courbe de M. L.-C.

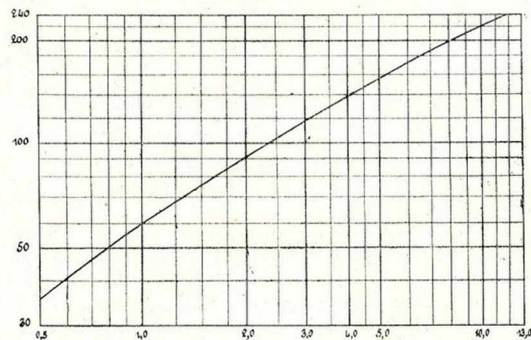


Fig. 7. — Expériences de M. L.-C. Soule (radiateurs Vento), coordonnées logarithmiques.

Soule; nous y avons seulement remplacé les divisions en mesures anglaises par des divisions métriques. Pour nous rendre compte si cette courbe est bien la traduction d'une loi rentrant dans la forme de la relation (12), nous en avons fait un nouveau tracé en coordonnées logarithmiques; il



est représenté sur la figure 7. On peut constater ici au premier coup d'œil qu'il ne s'agit plus d'une ligne droite.

Enfin sur la figure 8 est représenté, après transformation en coordonnées logarithmiques également le diagramme relatif aux expériences du professeur John R. Allen qui figurait dans l'étude dont il est question plus haut. Faisons remarquer à ce sujet que le diagramme original portait en abscisses le nombre de mètres cubes d'air par mètre carré de surface de radiation et en coordonnées une quantité qu'on peut identifier sur la base de la formule (9), au quotient de K' , par ce même nombre de mètres cubes. Nous avons dans le nôtre pour le rendre plus facilement comparable aux autres, porté en abscisses le volume lui-même et non pas son quotient pour la surface de chauffe. Le volume étant d'autre part proportionnel à la vitesse, toutes choses égales d'ailleurs il

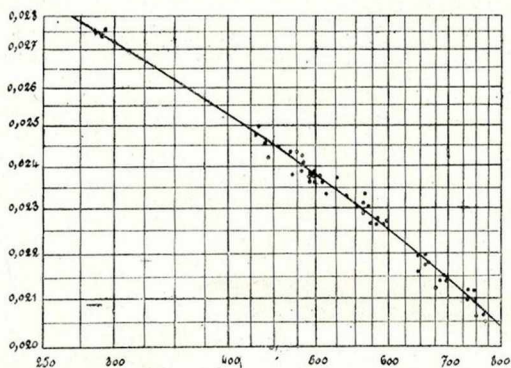


Fig. 8. — Expériences de M. John R. Allen (radiateurs à pointes), coordonnées logarithmiques.

s'ensuit qu'à la valeur des coefficients près le diagramme peut être considéré comme portant en abscisses les vitesses v et en coordonnées les quotients $\frac{K}{v}$. Ici encore la courbe n'est plus une droite.

Il est bien entendu, bien que M. John R. Allen n'en ait rien dit, que nous avons admis, faute de quoi les chiffres donnés par lui perdraient toute valeur, que les volumes d'air indiqués étaient tous rapportés à une même température et à une même pression barométrique.

Il est au surplus facile de constater que les deux tracés des figures 7 et 8 répondent tous deux à une même formule générale, les coefficients et exposants variant seulement de l'une à l'autre; à savoir :

$$K = av^m - bv^n \quad (13)$$

et cette relation n'est en somme qu'une généralisation de la relation (11), qui peut se déduire de celle-ci en faisant $b = 0$.

Dans la figure 7 les exposants m et n sont respectivement égaux à 0,7 et 1; et dans la figure 8 à 1 et 1,3.

En somme donc, l'on peut dire que toutes les expériences faites conduisent à l'adoption, pour exprimer la relation entre K et la vitesse de l'air, d'une formule générale (13), applicable à tous les cas, en faisant varier la valeur des coefficients a et b , et des exposants m et n .

Mais si, au point de vue mathématique pur, cette formule générale est bonne pour tous les cas, il n'en est pas moins vrai, que dans les applications pratiques, la contradiction apparente demeure, et qu'il n'est pas indifférent de savoir si l'on peut réellement, au moins pour quelques appareils sinon pour tous, se contenter d'un seul des deux termes du second membre de l'équation (13), ou si cela constitue en fait une approximation un peu trop éloignée de la réalité.

Répondre à cette question d'une manière positive, c'est prendre parti sans avoir les éléments suffisants pour le faire entre divers expérimentateurs également consciencieux. En l'état de la question, tout ce que nous pouvons faire est donc de souhaiter ici encore, que de nouvelles expériences soient instituées qui permettront de donner à cette interrogation une réponse définitive.

Et cependant, nous croyons devoir soumettre une hypothèse qui nous a été suggérée par l'examen des divers diagrammes produits. Quand on examine ceux de l'École de Berlin, on constate aisément que les limites extrêmes entre lesquelles on a fait varier le poids d'air passant en une heure pour déterminer la valeur de K sont relativement rapprochées. Ne pourrait-il pas se faire que si l'on avait de beaucoup étendu le champ des vitesses extrêmes de l'air entre lesquelles on a fait des mesures, on fût arrivé à s'éloigner assez notablement du tracé en ligne droite? La chose a priori paraît assez vraisemblable.

En effet, si nous nous reportons à la figure 8 (diagramme transformé de M. L.-C. Soule) il est facile de reconnaître que, pour des vitesses comprises entre 0 m. 80 et 2 mètres, la courbe peut être assimilée à une droite de coefficient angulaire $m = 0,63$; tandis que pour des vitesses variant de 3 à 10 mètres on peut l'identifier à une autre droite de coefficient angulaire $m = 0,52$.

La même circonstance peut être observée par la figure 8. Mais ici les variations de l'exposant m sont en sens inverse; pour les plus faibles vitesses il serait de 0,12 et pour les plus fortes de 0,38.

Et l'on est tenté de tirer de là une conclusion, à savoir que la courbe représentative de la relation entre K et v ne serait point une droite en coordonnées logarithmiques, mais bien une ligne à faible courbure pour les grandes vitesses et à courbures plus accentuées et au besoin variable de sens pour les faibles vitesses. Il y aurait pour élucider cette question de nouveaux essais à pratiquer en faisant intervenir en ligne un grand nombre d'appareils divers.

A. NILIUS.

(A suivre.)

RENSEIGNEMENTS — REVUE DES PÉRIODIQUES — BIBLIOGRAPHIE

Les appareils à vapeur dans les colonies françaises.

Par suite de l'extension que prennent dans certaines colonies neuves les appareils à vapeur, l'administration a reconnu la nécessité soit d'en réglementer l'emploi, ainsi que cela a lieu dans la métropole, soit de modifier les règlements en vigueur.

Nous donnons ci-dessous le décret du 11 janvier 1911 relatif à la réglementation de ces appareils dans l'Afrique occidentale française.

Pour Madagascar, un décret absolument identique sur le fond a été rendu précédemment le 28 décembre 1910.

Le Président de la République française,

Vu le décret du 11 octobre 1907, appliquant en Afrique occidentale française le décret du 30 avril 1880, relatif à l'emploi dans la métropole des appareils à vapeur autres que ceux placés à bord des bateaux;

Vu le décret du 9 octobre 1907, abrogeant le décret du 30 avril 1880 et soumettant les appareils à vapeur à une nouvelle réglementation;

Sur le rapport du ministre des Colonies,

Décrète :

ARTICLE PREMIER. — Est rendu applicable dans les colonies et territoires du gouvernement général de l'Afrique occidentale française sous les réserves exprimées ci-après le décret du 9 octobre 1907 relatif aux appareils à vapeur autres que ceux placés à bord des bateaux.

ART. 2. — Le paragraphe 3 de l'article 2 est modifié ainsi qu'il suit :

« Toute chaudière introduire dans la colonie est éprouvée avant sa mise en service au lieu désigné par le destinataire dans sa demande. »

ART. 3. — L'article 3^o est modifié ainsi qu'il suit :

« Le gouverneur général peut sur le rapport des agents chargés de la surveillance des appareils à vapeur et l'avis du lieutenant-gouverneur accorder dispense de tout ou partie des prescriptions du présent décret dans le cas où il serait reconnu que cette dispense ne peut avoir d'inconvénient. »

ART. 4. — Les attributions conférées au ministre des Travaux publics par le décret sont dévolues au gouverneur général de l'Afrique occidentale française; les attributions conférées aux préfets seront remplies par le lieutenant-gouverneur; les attributions conférées aux ingénieurs des mines et à leurs agents seront exercées par les fonctionnaires chargés de la surveillance des appareils à vapeur en Afrique occidentale française et désignés à cet effet par le gouverneur général.

ART. 5. — Un délai de six mois à partir de la promulgation du présent décret est accordé pour l'exécution des prescriptions relatives aux essais, aux examens, aux installations et à l'établissement des appareils à vapeur.

ART. 6. — Sont abrogées les dispositions du décret du 11 octobre 1907.

ART. 7. — Le ministre des Colonies est chargé de l'exécution du présent décret qui sera publié au *Journal officiel* de la République française et inséré au *Bulletin des lois* et au *Bulletin officiel* du ministère des Colonies.

Fait à Paris, le 11 janvier 1911.

A. FALLIÈRES.

Par le Président de la République :

Le ministre des Colonies,

J. MOREL.

Tarifs de douane.

Le 30 mars 1910, a paru au *Journal officiel* la loi portant revision du Tarif général des douanes. Nous en avons donné en son temps un extrait et nous avons pris, pour les porter à la connaissance de nos lecteurs, dans la liste générale accompagnant cette loi, toutes les marchandises qui peuvent d'une manière ou de l'autre rentrer dans le cadre des industries auxquelles s'intéresse notre *Revue* (1).

Il vient, d'autre part, de paraître également au *Journal officiel* du 2 janvier 1911 un avis de la Direction générale que nous pensons utile de reproduire partiellement ici, et qui, à propos de ce tarif général, donne un certain nombre de renseignements sur des assimilations et classifications. Notre extrait s'applique comme ci-dessus aux mêmes catégories de marchandises.

DIRECTION GÉNÉRALE DES DOUANES

Classement des marchandises non dénommées au tarif d'entrée
(art. 16 de la loi du 28 avril 1816).

La Direction générale des douanes porte à la connaissance des personnes intéressées les assimilations et classifications dont le relevé suit et qui, en ce qui concerne les assimilations, entreront en vigueur dans les délais fixés par l'article 2 du décret du 5 novembre 1876, soit à Paris, un jour franc après la publication du *Journal officiel*, et, partout ailleurs, dans l'étendue de chaque arrondissement, un jour franc après l'arrivée du chef-lieu de l'arrondissement du journal qui les contient.

DÉSIGNATION DES MARCHANDISES

1. *Bagues d'arrêt* en fer, fonte malléable ou acier pour robinetterie.
2. *Thermomètres* maxima et minima fixés sur plaque en verre graduée et disposés dans une gaine de protection en fer, acier ou cuivre, facilement séparable.

Indication des articles du tarif

avec lesquels les produits désignés ci-contre ont été classés et dont ils suivront le régime.

1. Pièces détachées de machines, selon l'espèce.
2. Droits des thermomètres sur l'instrument, y compris la plaque de verre et des ouvrages en métaux, selon le cas, sur l'enveloppe protectrice (nos 634 *ter*, 568, 575 et 579).

Emplacement des radiateurs dans un local chauffé.

Il semblerait au premier abord que ce soit là une question bien simple de savoir disposer dans une salle que l'on veut chauffer le ou les radiateurs à l'endroit le plus convenable. Il faut bien cependant reconnaître que le problème est plus compliqué que ne le ferait croire un examen superficiel, puisque tous les ingénieurs qui se sont occupés de cette question ont émis à son sujet les avis les plus variables.

Il y a là une étude qui devrait tenter les ingénieurs disposant de quelques loisirs; mais la solution, pour être trouvée,

(1) Voir *Chauff. et Ind. San.*, n° 23 de juin 1910, p. 101, et 24 de juillet 1910, p. 118.



exigerait la création d'un véritable laboratoire d'essais bien aménagé. Quand pouvons-nous espérer arriver à un résultat de ce genre ? Qui en prendra l'initiative ? Qui aura la persévérance d'en poursuivre l'exécution ? et qui en fera les frais ? Autant de questions que nous pourrions nous poser souvent, à propos de tous les problèmes, et ils sont nombreux, qui se rencontrent chaque jour dans le domaine du chauffage et de la ventilation, et pour lesquels la solution est encore incertaine et discutée.

C'est d'ailleurs précisément le cas pour celle qui a trait à l'emplacement des radiateurs, et l'on peut bien dire qu'on les a mis dans toutes les situations possibles, et qu'on leur a assigné, comme soi-disant préférables, toutes les places imaginables.

Le tort est peut-être, en ces matières, de vouloir énoncer une règle universelle s'appliquant à tous les cas ; il y a ici trop d'éléments qui entrent en jeu pour que la vérité dans un cas particulier reste encore vérité dans un autre.

Tout dernièrement encore, *M. Frederick Dye* présentait ses idées à ce sujet devant l'Association anglaise des Ingénieurs de chauffage et de ventilation. La solution qu'il préconise est celle qui consiste à placer les radiateurs contre un mur ou une cloison transversale ne possédant pas de fenêtres, à angle droit des murs en possédant et d'ailleurs non loin de ces derniers. Il a été conduit à cette affirmation par diverses constatations qu'il a faites dans une maison qu'il habitait. Dans cette maison se trouvait précisément une pièce chauffée par un radiateur ayant la situation indiquée plus haut, et elle était toujours mieux chauffée que les autres, sans qu'aucune raison d'aucune espèce pût justifier ce meilleur résultat. Un autre radiateur, quoique plus puissant, placé dans la même pièce, contre le mur opposé à celui possédant les fenêtres, n'arriva jamais à donner la même température. Partant de cette constatation toute de fait, et renouvelée d'ailleurs assez fréquemment pour qu'elle l'ait convaincu, *M. Dye* trouve une explication à cet état de choses, c'est-à-dire à la meilleure utilisation d'un radiateur placé à angle droit des murs des fenêtres, par rapport à un autre placé en dessous de ces dernières ; cette explication réside dans le fait que l'air chaud qui s'élève au-dessus du radiateur et vient former en quelque sorte rideau devant la fenêtre, maintient en avant du vitrage une température notablement plus élevée et donne lieu par suite à une déperdition un peu plus forte. Il signale d'ailleurs à cette occasion que, pratiquement, dans les projets qu'il établit, il majore toujours de 15 p. 100 la surface de radiation des appareils placés sous les fenêtres par rapport à celle des autres, toutes choses égales d'ailleurs.

En regard de cette opinion, il y a lieu de placer celle de *M. Robert Biggs*, qui, dans son ouvrage sur *Le Chauffage à vapeur*, dit : « Dans les chauffages à vapeur à radiation directe, il a été d'usage pendant de longues années de placer les appareils de chauffage le long des murs extérieurs ou au-dessus des fenêtres. Mais aujourd'hui, l'on est d'avis que l'on peut arriver à de meilleurs résultats en plaçant les appareils de radiation dans des emplacements tels qu'ils semblent cependant devoir chauffer la partie déjà la plus chaude de la pièce. En réalité, dans ces conditions, les appareils de radiation donnent naissance à un mouvement de circulation de l'air tout à fait rationnel, qui contribue à favoriser la

dispersion de la chaleur en tous points, au lieu de la concentrer. »

Nous croyons que, dans l'énumération des opinions émises sur cette question, on peut passer sous silence, comme ne répondant pas à un côté vraiment technique du problème, l'opinion des architectes qui tiennent à avoir les radiateurs contre les cloisons opposées aux fenêtres, dans une préoccupation d'esthétique et afin de présenter le moins de tuyauteries visibles ; de même pour celles des entrepreneurs qui préconisent ce système dans le seul but d'arriver à un montant du devis aussi bas que possible. Ce sont là des questions dont il faut tenir compte évidemment et qui ont bien, le cas échéant, leur valeur pratique aussi bien d'ailleurs que les objections tirées de la détérioration des rideaux de fenêtres par les radiateurs placés au-dessous, mais elles n'ont, en réalité, rien à voir avec la recherche de l'emplacement qui assure le fonctionnement le plus rationnel.

A ce point de vue, il semble bien que le *professeur Nussbaum* ait traité la question sous son véritable jour. Il fait en effet une distinction capitale entre les installations, suivant que les murs extérieurs sont légers ou massifs, les fenêtres et leur appareil étanches ou non, suivant que les plafonds laissent facilement ou non passer la chaleur et que les locaux supérieurs sont froids ou non. Il va de soi en effet que ces circonstances jouent un rôle très important.

Quand les murs extérieurs donnent lieu à de très fortes déperditions et que les fenêtres en sont peu étanches, la position des radiateurs contre les murs opposés aux fenêtres est très défavorable ; dans un cas analogue, le *professeur Nussbaum* a trouvé jusqu'à 30° de différence entre la température au plafond et celle près du sol, et forcément alors les déperditions par le plafond sont considérables et le fonctionnement peu économique. En outre, le séjour de la pièce est très peu confortable parce qu'on a les extrémités inférieures froides et la tête légèrement congestionnée.

Quand au contraire les fenêtres sont très étanches, que des précautions spéciales ont été prises dans leur construction, qu'on fait emploi dans les pays froids de doubles fenêtres, la répartition uniforme de la température se fait beaucoup mieux en tous les points du local chauffé, même avec des radiateurs placés à l'opposé des fenêtres, mais ici alors le plus ou moins de facilité que laisse le plafond au passage de la chaleur agit dans un sens différent sur le confort procuré aux habitants de la pièce et sur l'économie de combustible. Un plafond léger, laissant facilement passer la chaleur, contribue à uniformiser la température et à rendre le séjour du local plus agréable ; mais en même temps il donne lieu à des déperditions et par suite à une dépense journalière plus forte.

On comprend donc qu'en ces matières, il n'y ait rien d'absolu et l'on entrevoit bien à peu près comment les choses peuvent se passer ; mais il serait désirable à tous égards de posséder de plus grandes précisions sur un point auquel on ne saurait attacher une importance trop grande, puisque le confort y est lié d'une manière tout à fait étroite.

Les bains-douches en France.

Il a été tenu à Paris en août 1910 un Congrès international d'hygiène scolaire et à Marseille en octobre 1910 un Congrès de l'alliance de l'hygiène sociale. Il y a toujours dans les séances de ces congrès consacrés à l'hygiène beaucoup à

en 1872 des préoccupations et des veilles de Merry-Delabost, médecin des établissements pénitentiaires de Rouen, et par conséquent d'origine française, il ne fut alors l'objet que de quelques essais sans lendemain. Après avoir pris un développement considérable à l'étranger, il vint ensuite rechercher chez nous un nouveau droit de cité

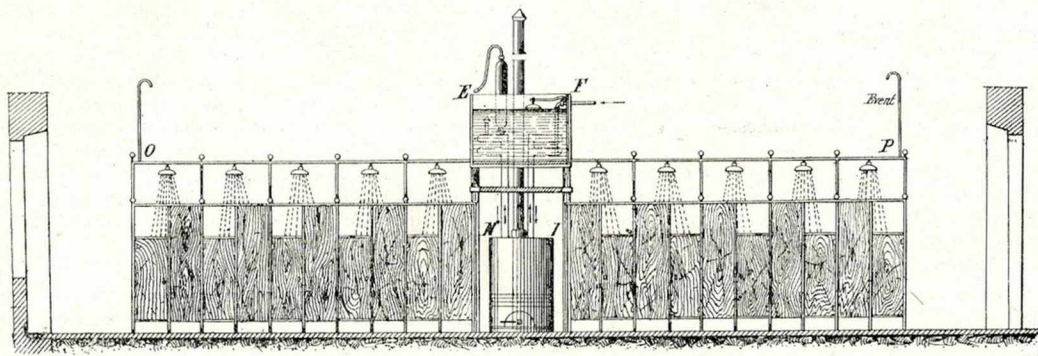


FIG. 1. — Bains-douches de la caserne Xaintrailles à Bordeaux. Vue en élévation.

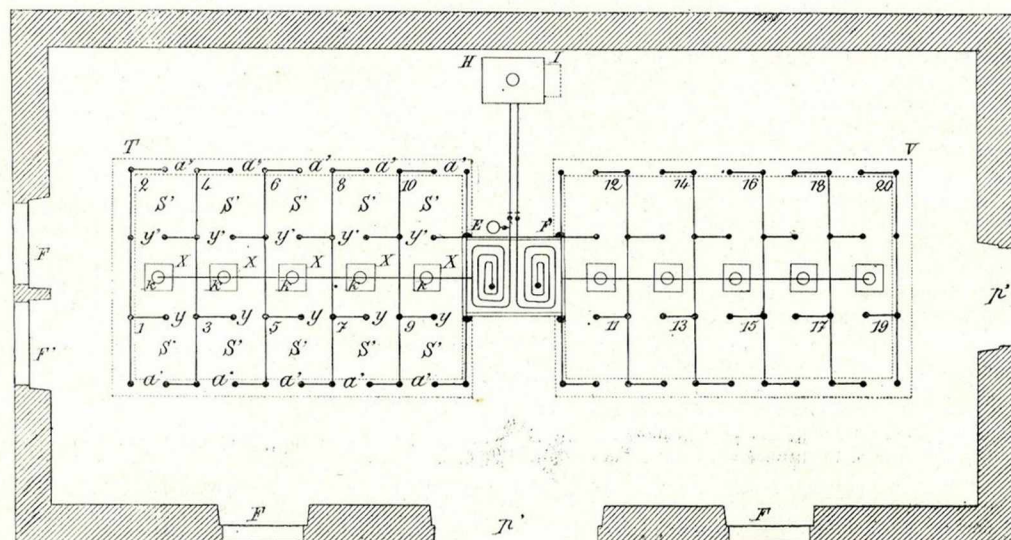


FIG. 2. — Bains-douches de la caserne Xaintrailles à Bordeaux. Vue en plan.

glaner pour l'ingénieur qui s'occupe de l'une des branches de la technique sanitaire. Nous voulons aujourd'hui appeler l'attention sur une intéressante question qui a fait, aux deux congrès dont nous venons de parler, l'objet d'un rapport de M. Charles Cazalet, l'infatigable promoteur de l'œuvre des douches à bon marché.

Le rapport présenté au Congrès de Paris avait trait aux bains-douches dans les écoles. Son auteur y faisait en résumé l'histoire du bain-douche, montrant comment, né

La première réalisation pratique eut lieu à Bordeaux en 1892; avec 20.000 francs on installa un local où les bains-douches furent donnés pour le prix de 0 fr. 15, savon compris, prix porté depuis à 0 fr. 20, mais réduit à 0 fr. 10 pour les bains scolaires. D'autres suivirent; en 1898 fut installé dans l'école maternelle de Caudéran, commune de la banlieue de Bordeaux, le premier bain-douche organisé en France dans une école. A la fin de 1909 les bains-douches scolaires donnés à Bordeaux avaient atteint le chiffre de



330.000. Des écoles primaires d'ailleurs on est passé aux collèges et aux lycées, celui de Bordeaux ouvrant également la marche, et M. Cazalet a donné à ce sujet un tableau qui montre quel progrès a été réalisé dans ce sens depuis une quinzaine d'années, mais, en même temps, combien il reste à faire. Ce tableau, que nous reproduisons ci-dessous, donne le nombre de lycées et de collèges pour les deux sexes existant en France et le nombre de ceux qui ont installé des bains-douches.

		TOTAL	AYANT DES BAINS-DOUCHES	N'EN AYANT PAS
En 1909 France et Algérie).	Lycées de garçons . .	111	80	31
	Lycées de jeunes filles.	41	4	37
	Collèges de garçons. .	227	19	208
	Collèges de jeunes filles.	53	4	49

Le rapport présenté au Congrès de Marseille était intitulé : « Le bain-douche à l'école et à la caserne ». Il rappelait, en ce qui concerne l'école, les principales indications contenues dans le rapport précédent et ajoutait quelques mots relatifs à la caserne, montrant que la solution vraiment nécessaire du problème, en ce qui la concerne, consiste dans l'organisation de *bains-douches à cabines individuelles*, pour remplacer l'ancien dispositif défectueux où plusieurs hommes passaient à la fois. En dehors des dangers de refroidissements supprimés par cette heureuse solution, on peut lui reconnaître l'avantage considérable de respecter le sentiment de la pudeur, naturel à l'homme civilisé.

Les deux rapports en question concluaient à l'adoption de vœux récemment votés déjà par d'autres congrès et en partie de celui, présenté par M. le médecin major Drouineau au Congrès national d'assainissement et de salubrité de l'habitation (1) et recommandant l'installation de bains-douches à *cabines individuelles* dans les casernements de l'armée française.

Il est intéressant, à ce sujet, de décrire sommairement l'installation qui remplit entièrement ces desiderata, et qui a été exécutée à Bordeaux en 1905, à la caserne Xaintailles, où se tient le 144^e régiment d'infanterie. Nous empruntons les détails qui suivent à une note de M. Médieux, médecin-major de 1^{re} classe à ce régiment.

La disposition du local est conforme au principe de la division en cabines individuelles avec cabines-vestiaires. La figure 1 en donne une vue en élévation et la figure 2 une vue en plan. Il est constitué par un bâtiment sans étage de forme rectangulaire de 13 m. 85 de long sur 6 m. 80 de large avec vitrage supérieur et lanterneau. A l'intérieur de ce bâtiment, la partie occupée par les cabines couvre un rectangle de 11 m. 30 sur 3 m. 25; elle comporte 10 groupes de cabines T V, et chaque groupe, est composé lui-même d'une cabine de bain X et de deux cabines-vestiaires S, S', toutes trois communiquant par des ouvertures y.

Le sol est cimenté; au centre de la cabine X est une sorte

(1) Voir à ce sujet : *Chauff. et Ind. san.*, n° 20 de mars 1910, p. 47.

de petite cuvette de 0 m. 20 de profondeur munie d'un trop-plein formant en même temps soupape amovible pour vidanger une fois le bain terminé. La pomme d'arrosoir est à 2 m. 50 de hauteur. Les parois sont en tôle métallique peinte et vernie, portée par de petits potelets en fer.

La disposition ainsi réalisée a pour but de permettre à un

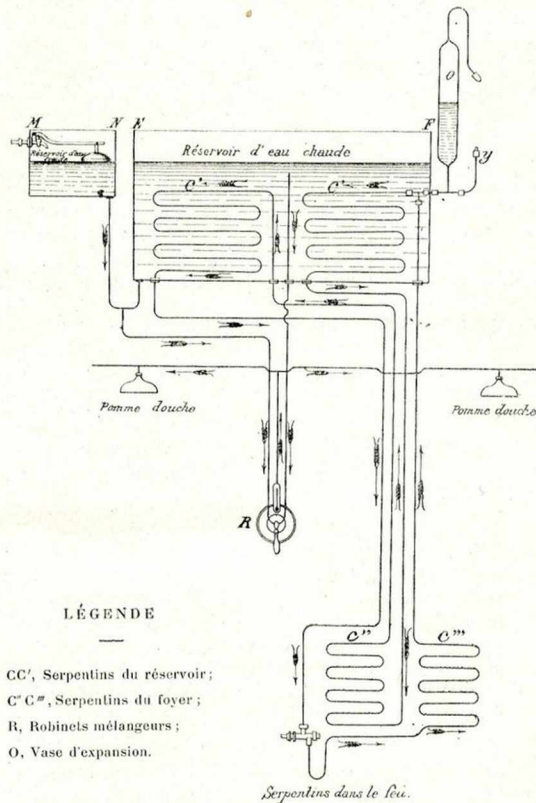


Fig. 3. — Chauffage Perkins pour les bains-douches.

homme de se déshabiller en S' pendant qu'un autre qui a laissé ses vêtements en S prend son bain en X.

Le chauffage de l'eau est assuré au moyen d'un dispositif Perkins avec serpents de foyer et serpents de chauffage dans le récipient d'eau supérieur; ce dernier est lui-même sous le lanterneau. La figure 3 donne une disposition schématique de l'installation. La circulation est double, c'est-à-dire que l'eau, après s'être réchauffée une première fois dans un serpentin intérieur au foyer, s'être dirigée ensuite vers un serpentin intérieur au réservoir d'eau, où elle se refroidit, revient à nouveau se réchauffer en un deuxième serpentin du foyer, pour abandonner sa chaleur dans un deuxième serpentin du réservoir d'eau, et recommencer ensuite par le premier jeu des serpents, renouvelant indéfiniment la circulation en cycle fermé.

La longueur totale d'une circulation simple est de

110 mètres comprenant 34 mètres dans le foyer, 60 mètres dans le réservoir à eau chaude et 16 mètres pour les communications.

Le réservoir à eau chaude, de 1.500 litres de capacité, est alimenté par un petit réservoir à eau froide MN (fig. 1); ce dernier sert également à amener l'eau froide au mélangeur R.

On a fait au cours de l'année 1905 des essais de consommation, qui ont permis de constater que 16.875 bains avaient exigé 2.512 kilogrammes de combustible pour être chauffés. Au prix de 21 francs la tonne pour le charbon, cela donne une dépense de 0 fr. 0031 par bain, pour un débit de 30 litres et une durée de 5 minutes. On a constaté d'ailleurs qu'en une heure on pouvait élever les 1.500 litres d'eau du réservoir central à 50°.

Au cours des années 1905 à 1908 inclus, le nombre de bains donnés par an aux soldats dans ce local qui a reçu le nom de « Maurice Berteaux » a varié de 32.245 à 37.212. Le prix du bain, savon compris, est de 10 centimes.

M. le médecin major Médieux reconnaît au dispositif que nous venons de décrire les avantages suivants : suppression du tartrage des appareils; grande rapidité du chauffage; égalité absolue de la température de l'eau du bain; possibilité de baigner dans une seule journée un gros effectif; suppression pour les hommes des allées et venues du vestiaire à la salle de bain et par suite des dangers de refroidissement; enfin suppression d'une promiscuité le plus généralement désagréable aux intéressés.

Die Strömung in Röhren und die Berechnung weitverzweigter Leitungen und Kanäle, par M. le Directeur Ingénieur VIKTOR BLAESS, architecte du gouvernement, « privat dozent » à l'École grand-ducale technique supérieure de Darmstadt. 1 volume de VIII, 146 pages et 72 figures dont une hors texte, avec un atlas in-4 contenant 85 planches. Prix relié, ensemble 15 M. — Munich et Berlin. R. Oldenbourg.

Cet ouvrage est né d'une préoccupation de l'auteur d'arriver à rendre plus aisés, plus rapides et en même temps, à cause de cette facilité même, moins rebutants et plus exacts, les calculs des dimensions des conduits destinés à transporter, soit par aspiration, soit par refoulement, sous l'action des faibles pressions, comme celles que peuvent donner la ventilation naturelle ou des ventilateurs, de l'air ou des gaz de nature quelconque, pouvant d'ailleurs, le cas échéant, avoir à véhiculer avec eux des matières solides. Il est aisé de reconnaître que le problème, posé ainsi, embrasse un grand nombre d'installations variées : ventilation des édifices et des usines; enlèvement des buées, poussières, déchets de fabrication quelconques, gaz délétères; ventilation des mines, des paquebots; transport à distance de gaz divers, tels que gaz des hauts fourneaux, etc.

En même temps d'ailleurs qu'il donnait les moyens de procéder plus rapidement aux calculs, M. Viktor Blaess s'est proposé également de montrer comment on pouvait les conduire de manière à faire l'installation la plus économique au double point de vue des frais de premier établissement et des dépenses de fonctionnement.

Son procédé est basé sur la détermination d'une quantité

dite *section équivalente*, dont la conception, due à un ingénieur de mines français, M. Murgue, lui a été empruntée avec de légères modifications. Il faut entendre par là la section théorique d'un orifice imaginaire qui, sans contraction, produirait à lui seul, par le simple écoulement, la même absorption d'énergie ou la même perte de charge, que l'ensemble des résistances et des forces vives nécessaires à l'écoulement, dans un réseau plus ou moins simple ou compliqué de conduits. Des formules sont données qui montrent comment on détermine cette *section équivalente* pour un tronçon de conduit isolé, puis comment on passe des sections équivalentes partielles à la section équivalente résultante pour des tronçons divers placés soit en série, soit en tension.

Les planches de l'atlas se rapportent à 85 diamètres différents de conduits à section circulaire, depuis 70 millimètres jusqu'à 4 mètres. Elles figurent un certain nombre de courbes, lieux géométriques des points pour lesquels les sections équivalentes sont égales dans un tronçon de conduit, quand l'orifice d'écoulement et la longueur du tronçon varient. Et elles permettent par un tronçon déterminé de trouver du premier coup la section équivalente due au frottement seul et la section équivalente totale.

Toutes les courbes sont établies pour des conduits métalliques cylindriques d'une rugosité déterminée. Des indications précises sont données montrant comment l'on peut d'une manière très simple passer du conduit circulaire au conduit rectangulaire, puis d'un coefficient de frottement à un autre en remplaçant les longueurs données par d'autres proportionnelles, comment on peut aussi passer d'une vitesse à une autre correspondant par exemple à un fonctionnement plus économique, comment on tient compte des résistances locales; comment enfin doivent se traiter les problèmes de transport de matières solides ou déchets divers entraînés par l'air.

Un chapitre spécial donne un résumé de la théorie des ventilateurs centrifuges, basé toujours sur la considération des sections équivalentes. Un autre enfin est relatif aux procédés qu'il convient d'employer pour faire dans un conduit de ventilation des mesures pratiques aussi exactes que possible concernant les divers éléments typiques de l'installation : pression hydrodynamique; force vive produisant l'écoulement; pression totale; vitesse en différents points.

Il est incontestable que ces questions de détermination des dimensions des réseaux de conduits de ventilation sont fréquemment très mal traitées dans la pratique; et cette circonstance entraîne des résultats fâcheux, à cause des dépenses engagées ainsi fort mal à propos pour ne remplir aucun des buts que l'on se proposait. L'auteur cite par exemple le cas d'une usine métallurgique importante dans laquelle on avait fait l'installation d'une longue conduite d'extraction du gaz des hauts fourneaux; elle avait 1 m. 50 de diamètre sur une longueur de plusieurs kilomètres, et avait été déterminée absolument au jugé, sans aucun calcul sérieux; il a fallu après coup, au prix de grandes difficultés, refaire presque la moitié de l'installation. Il y a donc un intérêt majeur à se donner un peu plus de peine pour faire des calculs rationnels, afin d'éviter de semblables erreurs; et tout ouvrage qui permet de diminuer précisément cette peine, tout en conduisant à des résultats exacts, doit être le bienvenu.

BREVETS FRANÇAIS ET ÉTRANGERS

BREVETS FRANÇAIS

415693. GUION, 7 mai 1910. — Radiateur à eau chauffée par le gaz et à circulation rapide. — Cet appareil de chauffage comprend :

1^o Une petite chaudière cylindrique *a* à doublé paroi avec un serpentin intérieur *b* dont la section au point d'intersection sur la partie inférieure de la chaudière est étranglée ;

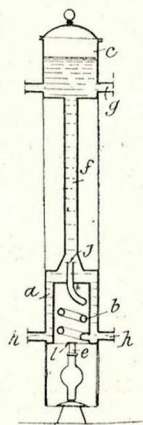
2^o Un vase d'expansion *c* relié à la chaudière par un conduit ascensionnel *f*.

Le vase d'expansion est relié par les tubulures *g* aux surfaces chauffantes qui sont reliées elles-mêmes par des conduits de retour *h* à la chaudière *a*.

L'ensemble forme un thermosiphon classique avec tous ses éléments groupés de façon à former un tout homogène dans lequel la circulation est accélérée par l'emploi du serpentin intérieur *b* à grande surface de chauffe dans lequel l'eau n'ayant qu'un faible volume tend à se vaporiser et s'échappe rapidement par l'orifice *J* en entraînant l'eau de la chaudière comme le ferait un éjecteur.

e est le brûleur Bunsen, muni d'une pastille supérieure *l* en terre réfractaire qui oblige les flammes à frapper directement les spires du serpentin ; il comporte dans son axe un pointeau fixe sur lequel peut se déplacer un obturateur conique qui est actionné par la rotation du corps du brûleur.

Ce radiateur à eau pourrait fonctionner fermé et sous pression en marche maximum par l'adjonction d'un purgeur sur le réservoir d'expansion, purgeur que la vapeur maintiendrait fermé et d'un régulateur constitué par un flotteur soumis aux différences de niveau dans l'installation, ainsi que de soupapes formant alternativement l'orifice d'arrivée du gaz au brûleur lorsque, par suite de la pression le niveau de l'eau s'élève ou, au contraire, lorsque l'eau vient à manquer dans le radiateur.



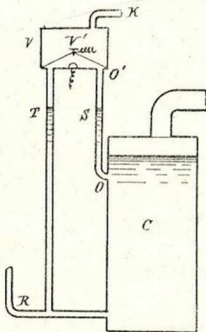
415828. PEAUCELLIER, 11 avril 1910. — Appareil avertisseur de surproduction de vapeur, de manque ou d'excès d'eau, plus particulièrement applicable aux chaudières de chauffage à basse pression. — La chaudière *C* est reliée au vase d'expansion *V* par le tube de sûreté *S* et par le tube *T* branché sur le retour *R*, suivant l'installation connue.

Si, pour une raison quelconque, la pression s'élève trop, l'eau est refoulée dans le vase d'expansion jusqu'à ce que l'orifice *O* du tube de sûreté *S* dans la chaudière soit démasqué, la vapeur s'échappe par *S* et *K* ; le sommet du tube *S*, le vase d'expansion *V*, le tube *K* s'échauffent.

S'il se produit un manque d'eau, par suite de l'abaissement du niveau de celle-ci au point *O*, les mêmes faits que ci-dessus se reproduisent.

Enfin si, par suite de fuites au robinet d'alimentation, la chaudière se remplit, l'eau s'élève par les tubes *ST*, envahit le vase d'expansion et finit par se déverser par le tube de dégagement *K* ; il s'établit dans un sens ou dans l'autre, par thermosiphon, une circulation par les tubes *ST* qui maintient cette eau très chaude dans le vase d'expansion et dans les tubes *SK*.

L'objet de l'invention est d'utiliser, pour actionner un signal



électrique ou autre, cet échauffement du tube de sûreté, du vase d'expansion et des tubes *y* aboutissant qui se produit, quelle que soit la pression de vapeur de la chaudière, lors d'une surproduction de vapeur, d'un manque ou d'un excès d'eau.

Cet avertisseur, constitué par un tube Bourdon, un récipient barométrique contenant un liquide volatil, ou tout autre dispositif thermique à dilatation de solides ou de liquides peut être disposé soit sur ou dans le tube *S* à sa partie inférieure vers *O'* où le niveau de l'eau n'atteint pas en marche normale, soit sur ou dans le vase d'expansion, soit sur ou dans le tube *K* ou dans tout autre tube aboutissant au vase d'expansion.

Il pourrait avantageusement être constitué par un triangle déformable dont la base serait, par exemple, constituée par une des parois du vase *V* et dont le sommet porterait un contact *V'* qui pourrait, par suite de la dilatation de la base, fermer le circuit d'une sonnerie en venant sur un autre contact porté par cette base.

415963. GUIGNET, 13 mai 1910. — Appareil de sûreté perfectionné pour installations de chauffage à eau chaude. — Le présent appareil a pour but de mettre automatiquement la chaudière ou la canalisation en communication avec l'extérieur dès que la pression dépasse une valeur déterminée.

Il est constitué, en principe, par un tube manométrique à mercure débouchant à ses deux extrémités dans deux récipients dont l'un est en communication avec la chaudière ou la canalisation et l'autre avec l'extérieur et il est essentiellement caractérisé par une constitution spéciale du récipient qui communique avec l'extérieur et dans lequel se déverse le mercure refoulé par l'eau ou la vapeur qui s'échappe par le tube manométrique dans le cas d'une élévation accidentelle de pression.

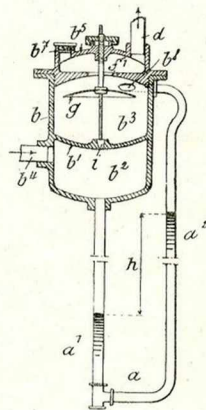
Cet appareil comprend essentiellement un tube manométrique *a* à deux branches *a¹* *a²* et contenant du mercure, et un récipient cylindrique *b*, divisé par une cloison *b'* en deux compartiments *b²* *b³*. Le compartiment inférieur *b²* communique par *b¹* avec la chaudière et par sa partie inférieure avec la branche *a¹* du tube manométrique.

Le compartiment supérieur *b³*, fermé par un couvercle *b⁵*, communique par *d* avec l'extérieur et porte une tubulure de remplissage *b²* ainsi qu'une tubulure horizontale *b⁴* dont la surface interne se raccorde sensiblement tangentiellement à la surface interne du compartiment *b²* et dans laquelle est engagée l'extrémité de la grande branche *a²* du tube manométrique.

Si, accidentellement, la pression de la chaudière augmente et dépasse sa valeur normale représentée par la colonne de mercure *h*, le mercure se trouve soulevé dans la branche *a²*, se déverse dans le compartiment *b³* et lorsque le tube manométrique s'est vidé, l'eau de la chaudière ou la vapeur qui a pu se former, passant par *a²*, arrive à son tour dans *b³*.

Le mercure et l'eau arrivant tangentiellement dans le compartiment *b³* sont obligés de tourner à l'intérieur de ce dernier ; le mercure, en raison de sa densité plus élevée, reste à la périphérie, passe par l'espace annulaire réservé entre le pourtour de la calotte *g* et du récipient *b³* et se recueille au fond de ce dernier ; l'eau ou la vapeur de densité beaucoup moindre, se porte au centre et s'échappe par l'ouverture *f*, et la tubulure *d*.

La calotte *g* empêche la vapeur ou l'eau projetée de communiquer un mouvement giratoire au mercure qui s'est déversé dans *b³* ;



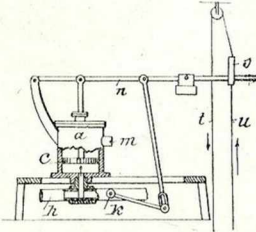


il ne se produit donc aucun entraînement du mercure sous l'effet de l'eau ou de la vapeur qui s'échappe librement.

Afin de permettre au mercure accumulé dans *b*³ de retomber dans le tube manométrique, la cloison *b'* présente un orifice fermé en temps normal par un pointeau *i* ou par un tube de petit diamètre plongeant dans la petite branche *a'* du tube manométrique.

BREVETS ANGLAIS

14692. HOPPER et ZIMMERMANN, 23 juin 1909. **Système de chauffage.** — L'invention concerne un régulateur pour foyers de chaudières à eau chaude qui est établi de façon que l'expansion de l'eau sous l'influence de la chaleur chasse un piston *c* dans un réservoir d'expansion cylindrique.

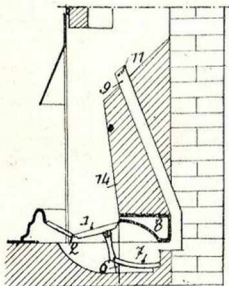
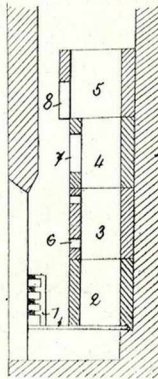


Ce piston actionne un levier *n* commandant un registre contrôlant l'arrivée d'air au foyer par la bouche *s* et le câble *u*. Si la pression tombe, le levier *n*, en descendant, ouvre le registre.

mais si la descente continue, il ferme également un registre du conduit à fumée par le câble *l* et ouvre en même temps une valve *k* de façon à admettre de l'eau froide sous pression du conduit principal *h* sur la face inférieure du piston pour l'obliger à s'élever; *m* est un conduit de trop-plein disposé sur le cylindre *a*.

15144. SHAW, 29 juin 1909. **Cheminée.** — L'invention consiste dans l'emploi, avec les grilles de chauffage employées dans les cheminées, d'un conduit de cheminée percé d'ouvertures à l'avant, ouvert à sa base au-dessous de la grille 1, dans le but d'éviter le renversement du tirage en permettant à l'air affluant sous la grille de s'échapper directement à la cheminée.

Cette cheminée est formée de blocs creux 2, 3, 4, 5; le bloc inférieur 2 repose sur la grille 1; les blocs 3, 4, 5 sont munis sur leur face avant d'ouvertures convenables 6, 7, 8 et le bloc supérieur 5 surplombe les autres et est muni d'un registre à sa partie supérieure.



indiquée jusqu'à former une surface continue avec la portion arrière fixe 7 qui s'étend sous le bouilleur 8.

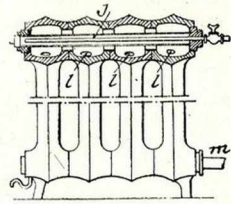
La demi-partie fixe de la grille est supportée par un pilier 6 reposant sur la portion de la grille fixe 7.

Un registre 11 est disposé à la partie supérieure du conduit 9.

15455. IONIDES, 2 juillet 1909. **Poêles à gaz.** — Cet appareil de chauffage fermé employé comme radiateur et qui peut également

être employé comme générateur de vapeur, est chauffé par la combustion de gaz à basse pression, et est établi de façon que les produits de la combustion ne s'échappent que refroidis par la partie inférieure du poêle d'où ils sont évacués au dehors.

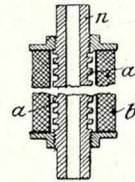
Le dessin montre un radiateur chauffé par un brûleur consistant en un tube perforé enfilé sur un tube concentrique *j* et recouvert de gaze métallique.



Les produits de combustion descendant à travers les tubes *l*, sont refroidis dans le radiateur et s'échappent par la tubulure de sortie *m*.

Dans une autre forme de radiateur les éléments ne sont pas reliés à leur partie supérieure et, dans ce cas, chacun d'eux contient un brûleur.

15786. PONZINI, 6 juillet 1909. **Chauffage électrique.** — Ce réchauffeur pour fluides quelconques est constitué par un tube ou cylindre *n* en matière magnétique pourvu d'une surface extérieure rainurée formant des anneaux *a* dans lesquels des courants sont induits par une bobine *b* la chaleur produite étant communiquée extérieurement aux fluides passant à travers le tube; le nombre de tours actifs dans l'enroulement peut être varié. Le réchauffeur peut être employé: avec un radiateur à eau chaude, ou pour chauffer le liquide dans un réservoir, ou comme générateur de vapeur; il est placé sous le réservoir ou en tout autre endroit convenable de façon à obtenir une circulation continue.



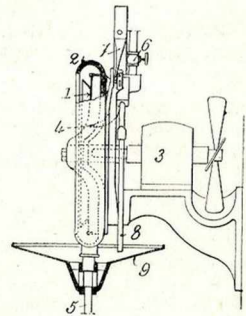
Il peut aussi être employé pour obtenir un jet d'eau chaude ou de gaz chauffé et peut alimenter d'eau un radiateur pourvu de nervures ou être placé dans un récipient à travers lequel l'air est refoulé d'une manière convenable.

BREVETS AMÉRICAINS

969854. FRIES, 41 avril 1910. **Appareil humidificateur d'air.** — Cet appareil comprend, en principe, un disque 1 animé d'un mouvement de rotation très rapide, monté à l'intérieur d'une enveloppe circulaire 2 et fixé sur l'arbre d'un moteur convenable 3. L'enveloppe fixe 2 porte, d'une part une tubulure d'arrivée d'eau à vaporiser 4, et est reliée à sa base avec le conduit d'évacuation de l'eau 5.

Cette eau est vaporisée par suite de la rotation du disque 1 qui la projette contre une rangée circulaire de bras fixes disposés dans l'enveloppe 2.

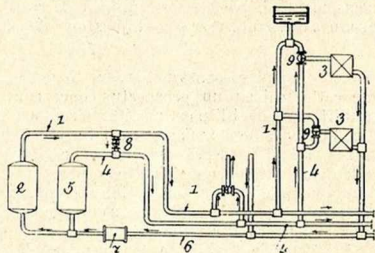
La constance du débit dans l'appareil est assurée par un robinet 6 placé sur la conduite d'arrivée et l'invention consiste en un dispositif 7 fonctionnant automatiquement lorsque le degré voulu d'humidité est atteint par l'air pour diminuer l'arrivée de l'eau à la tubulure 4 et permettre l'écoulement d'une certaine quantité de celle-ci par le conduit 8 dans la cuvette d'évacuation 9.



971966. BOLZE, 4 octobre 1910. **Appareil de chauffage à l'eau chaude.** — Cette installation de chauffage par circulation d'eau chaude est caractérisée par la combinaison avec un conduit principal de distribution de l'eau chaude 1 reliant l'appareil réchauffeur principal 2 aux radiateurs 3, d'un second conduit de distribution 4 reliant un réchauffeur auxiliaire 5 aux radiateurs 3; l'installation comporte, en outre, un conduit de retour principal 6

branché sur les deux appareils réchauffeurs, et une pompe 7 sur ce conduit de retour.

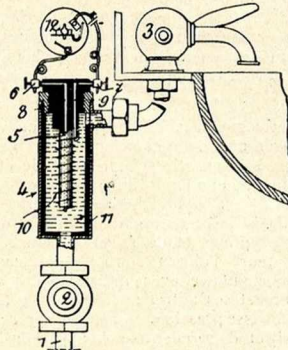
Une valve 8 permet d'établir la communication entre les tubes



1 et 4 et des robinets à trois voies 9 sont placés à l'entrée de chacun des radiateurs 3.

972131. APPLIANCE ET ELECTRIC DEVICE COMPANY, 28 janvier 1909. Appareil électrique réchauffeur d'eau. — Sur le conduit d'arrivée d'eau 4 entre les robinets 2 et 3 est disposé une chambre cylindrique ou autre 4 à la partie supérieure de laquelle est vissé un noyau isolant 5 dont la tête porte deux prises de courant 6-7

reliées par des conducteurs 8-9 traversant le noyau 5, à une résistance 10 enroulée sur la partie inférieure de ce noyau et disposée



dans la chambre 4 qui est garnie intérieurement d'isolant 11. Un commutateur 12 placé à proximité de l'appareil ferme un circuit électrique lorsque l'on désire recueillir de l'eau chaude en 3.

CHRONIQUE JUDICIAIRE — INFORMATIONS — DIVERS

INFORMATIONS

Association des Ingénieurs de chauffage et de ventilation de France. — Séance mensuelle du 20 janvier 1911. — Dans la réunion mensuelle de l'A. I. C. V. F. tenu le 20 janvier 1911 au siège social, sous la présidence de M. Durupt ont été présentés et admis à l'unanimité comme membres titulaires :

- M. BRU (Francis), ingénieur à la Société de Montbard à Montbard, présenté par MM. Dunand et Durupt.
- M. DEPARDEU (Charles), dessinateur à la maison Rolin à Nancy, 10, faubourg Stanislas à Nancy, présenté par MM. Crépin et d'Esménard.
- M. TURIN, ingénieur à l'Assistance publique, 141, faubourg Saint-Denis (ancien membre de l'A. F. I. C.).

M. PILLÔIS (Fernand), dessinateur à la maison Lebœuf, présenté par MM. Foureaux et Durupt.

M. Rouquaud a ensuite développé sa conférence traitant d'une « Formule unique pour le fonctionnement correct des circulations d'eau chaude » (1).

Cette conférence a obtenu le plus vif succès.

M. Loubat a fait don pour la bibliothèque de la Société de deux de ses dernières éditions :

- Agenda-mémento ;
 - Formulaire de chauffage et de ventilation de M. Ritt.
- Le Président l'a remercié au nom de l'Association.
La prochaine réunion aura lieu le 17 février.

Changements d'adresse.

- SAINT-RÉMY, 129, place de Meir à Anvers, Belgique.
- GUIGUET (Jean), 93, rue des Princes, à Marseille.

APPAREILS NOUVEAUX — CATALOGUES — CORRESPONDANCE

CATALOGUES

Compagnie Nationale des radiateurs. — Cette Compagnie vient d'éditer et nous a adressé un joli petit album de vulgarisation *Le Chauffage rationnel de l'Hôtel*, destiné à être répandu évidemment particulièrement dans la clientèle des propriétaires et gérants d'hôtels à voyageurs. C'est là une profession qui devient de plus en plus complexe, car un hôtel embrasse aujourd'hui un nombre considérable d'installations variées, que le gérant doit forcément toutes un peu connaître s'il veut convenablement diriger son établissement : et le champ de ses connaissances et de ses compétences doit s'étendre chaque jour. Le petit opuscule que nous signalons a pour but d'appeler précisément l'attention de ce gérant sur les différents points qui le peuvent intéresser en matière de chauffage et de distribution d'eau chaude, et il va sans dire d'ailleurs qu'un grand nombre de points traités peuvent aussi trouver leur application à beaucoup d'autres établissements que les hôtels. Il nous suffit de signaler les titres de quelques-uns des paragra-

phes que comporte la brochure pour montrer sa nature et son but. *L'évolution de l'hôtel. L'amélioration de l'hôtel profite à l'hôtelier. Le chauffage central. Inconvénients du chauffage à air chaud. Fonctionnement du chauffage par radiateurs. Avantages pour le client. Bénéfices pour l'hôtelier. Distribution d'eau chaude.* Un certain nombre de gravures, représentant soit les appareils mêmes que fournit la Compagnie Nationale des radiateurs, soit les photographies de quelques installations d'hôtels munis de ces appareils, agrémentent le texte.

Nous avons reçu de cette Compagnie aussi un exemplaire de son album *Le chauffage par Radiateur* qui énumère les avantages du chauffage central par vapeur ou eau chaude et passe en revue les caractéristiques des différents appareils qui le constituent : chaudière, radiateurs et canalisation. C'est également une petite brochure de vulgarisation avec d'agréables gravures.

Cet envoi était accompagné des nouveaux prospectus de radia-

(1) Cette conférence est reproduite in extenso dans le présent numéro de *Chauff. et Ind. sanit.*, p. 21. — N. D. L. R.



teurs et de chaudières; le dernier donne la liste de tous les numéros de *Chaudières Idéal* (soit *Idéal Premier* avec puissance variant de 17.500 à 58.200 calories pour vapeur et 6.600 à 53.200 calories pour eau chaude; soit *Idéal type Cyclone* de 52.000 à 310.000 calories pour vapeur ou eau chaude). Les installateurs trouvent dans ces prospectus tous les renseignements pour choisir le numéro de chaudière qu'ils auront en vue.

Fryer et Cie, constructeurs à Rouen. — Nous venons de recevoir de cette maison un album dans lequel elle signale à sa clientèle les divers appareils qu'elle lui recommande et qu'elle est en mesure de lui fournir: elle l'a intitulé *le Chauffage moderne et l'eau chaude dans les habitations*. Après un petit examen rétrospectif où il est même fait mention du chauffage dans la préhistoire, des poêles égyptiens et de l'urne en cuivre des Romains, ancêtre du radiateur, l'album contient une comparaison des divers modes de chauffage, avec indication des avantages que comportent les uns et les autres: cheminées, poêles; chauffage à eau chaude et à basse pression. La maison Fryer et Cie met d'ailleurs à la disposition de sa clientèle les appareils les plus variés, de manière à être susceptible de répondre, le cas échéant, à tous les besoins: chaudière *Idéal* ou *Préférable* en fonte; chaudières en tôle soudée *Victoria*, *Simplex*; chaudières en tôle maçonnées des systèmes *Empire* et *V. Liégard*: chaudières *Askania* chauffées par le gaz, qui sont excessivement répandues en Allemagne;

radiateurs divers, y compris rétrécis métalliques formant radiateurs pour cheminées. Enfin l'album se termine par une liste de références. Il y a là certainement un nombre d'appareils intéressants, judicieusement choisis, et susceptibles de retenir l'attention des personnes qui s'intéressent aux questions de chauffage.

Gustave Fenot, Ingénieur-constructeur, à Toulouse. — Nous avons reçu de cette maison un prospectus concernant un établi universel portatif sur lequel il n'est pas indifférent d'appeler l'attention des installateurs de chauffage. Il est incontestable qu'une des plus grandes difficultés en présence desquelles se trouvent ces derniers réside dans l'existence de chantiers plus ou moins nombreux, qu'il est quelquefois plus ou moins aisé de surveiller, et pour lesquels on n'est que trop obligé de s'en rapporter à la conscience, à l'intelligence et à l'activité des monteurs. Tout appareil susceptible de faciliter le travail de ces derniers, de le rendre plus rapide et moins pénible doit être considéré par suite comme rendant des services importants.

L'établi universel portatif en question porte, avec deux étaux dont un parallèle et l'autre à tube, une machine à cintrer à froid jusqu'à 2" et à chaud pour les diamètres supérieurs. Comme il est démontable, il peut passer par des ouvertures très étroites, et il permet avec deux hommes vigoureux de tarauler en une seule passe un tube de 4".

Il mérite donc un examen attentif de la part des intéressés.

BULLETIN MÉTÉOROLOGIQUE

MOIS D'OCTOBRE (1). — 1909-1910

STATIONS	ALTITUDE mètres	TEMPÉRATURE										HUMIDITÉ RELATIVE 0/0		PLUIE TOTAL en millimètres		NOMBRE DE JOURS de gelée		FRÉQUENCE DES VENTS par direction	
		1909					1910					1909	1910	1909	1910	1909	1910		
		MINIMUM absolu	date	MOYENNE	MAXIMUM absolu	date	MINIMUM absolu	date	MOYENNE	MAXIMUM absolu	date	1909	1910	1909	1910	1909	1910		
Parc Saint-Maur.	50	4,3	26	12,2	20,6	4-19	0,8	22	12,4	23,7	1	87	89	105,4	80,8	0	0	3,0	13,3
Dunkerque	9	3,0	30	12,1	19,0	5	3,9	15	11,8	20,4	2	84	80	64,5	37,5	0	0	3,6	15,3
Ste-Honorine-du-Fay	448	4,4	30	12,2	20,7	4	»	»	»	»	»	84	»	134,0	»	1	»	2,0	»
Jersey	55	4,1	30	13,4	19,0	4	5,0	22	12,9	19,1	1	81	86	144,8	130,6	0	0	4,6	17,3
Brest	65	3,2	31	13,5	19,4	6	4,0	24	13,1	21,4	9	89	85	96,1	108,3	0	0	6,0	15,6
Nantes	41	4,0	31	13,4	22,0	11	4,0	22	12,8	23,3	1	88	88	212,3	88,0	0	0	3,3	12,3
Langres	466	0,0	26	11,1	20,6	5	3,4	22	10,9	21,4	1-2	95	96	116,5	57,8	1	0	9,6	7,6
Nancy	224	0,8	26	12,8	24,2	5	2,4	24	11,4	24,4	2	77	85	82,0	41,2	0	0	6,3	14,3
Besançon	314	0,4	26	12,2	23,9	5	3,1	21	11,9	25,9	1	83	83	150,0	85,8	1	0	12,6	17,6
Lyon (Saint-Genis)	299	2,7	41	13,2	24,4	4	2,8	22	13,1	26,1	2	78	78	54,7	197,7	0	0	8,0	9,3
Clermont-Ferrand	388	4,1	23	12,8	27,2	5	0,1	16	11,4	27,3	2	73	78	53,9	89,3	1	1	7,3	6,3
Puy-de-Dôme	1467	2,7	25	7,0	17,6	11	2,8	20	5,7	19,5	1	83	86	135,4	142,6	3	4	2,3	4,3
Bordeaux	74	5,0	23	14,8	25,1	4	2,8	23	14,5	27,9	1	83	81	42,6	61,8	0	0	7,0	9,6
Toulouse	194	3,8	23	15,6	28,4	4	3,2	14	14,2	24,0	1	84	82	75,4	40,2	0	0	2,0	2,6
Bagnères-de-Bigorre	547	2,4	29	13,6	26,0	4	2,0	14	12,1	23,3	2	75	77	96,0	88,8	0	0	7,3	8,3
Pic du Midi	2856	10,0	25	0,3	0,8	4	12,4	21	1,5	6,0	2	63	66	91,1	76,6	21	29	7,0	5,3
Perpignan	32	5,0	30	16,7	29,4	4	5,0	15	15,1	25,5	12	72	81	23,2	68,0	0	0	5,6	6,3
Marseille	75	4,7	26	16,3	26,5	4	6,7	21	15,2	26,8	2	77	84	43,4	169,7	0	0	13,0	16,6
Alger	39	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»

(1) Dernier mois pour lequel les renseignements ont pu être recueillis.

Le Gérant: F. MARGRY.

Paris-Tours. — Imprimerie E. ARRAULT et C^{ie}.