

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 publications industrielles

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.

Théorie et pratique des calculs de déperdition, par M. A. NILLUS, page 60.

— Étude d'une installation de chauffage et ventilation, par M. MAURICE

LEGRENER, page 76. — Éléments pratiques de chauffage central, par

M. DARRAS, page 82.

RENSEIGNEMENTS. — REVUE DES PÉRIODIQUES. — BIBLIOGRA-

PHIE. — Le kieselguhr algérien, page 85. — Mechanics of Heating and Ventilating, page 86.

BREVETS FRANÇAIS ET ÉTRANGERS, page 87.

CHRONIQUE JUDICIAIRE. — INFORMATIONS. — DIVERS, page 89.

APPAREILS NOUVEAUX. — CATALOGUES. — CORRESPONDANCE,

page 90.

BULLETIN MÉTÉOROLOGIQUE, page 92.

ÉTUDES DIVERSES ET DESCRIPTIONS D'INSTALLATIONS

THÉORIE ET PRATIQUE DES CALCULS DE DÉPERDITIONS

Par A. NILLUS, Ingénieur à Paris (1).

MESSIEURS,

Désireux d'examiner successivement toutes les questions qui se présentent à l'attention des ingénieurs de chauffage et de ventilation, vous avez, dans un but de division du travail, nommé un certain nombre de Commissions destinées à étudier chacune l'une de ces questions.

Je suis chargé aujourd'hui de vous exposer les travaux de la première Commission en date, celle qui s'est occupée de la théorie et de la pratique des calculs de déperditions. Ces travaux ont été pour nous l'occasion, non seulement de pénétrer aussi avant que possible dans l'étude des phéno-

mènes que nous avions à examiner, mais encore de rechercher une méthode de fractionnement du travail et de l'exposition qui pût rendre l'étude plus profitable pour tous et plus riche en perspectives d'avenir.

Il nous a semblé que la méthode à laquelle nous nous sommes arrêtés remplissait à peu près les conditions désirables et pouvait en outre vous être proposée d'une manière uniforme pour s'appliquer à toutes les autres questions à envisager ultérieurement, et c'est pour cela peut-être que nous avons cru devoir y insister quelque peu.

Elle consiste à diviser l'examen de chaque question en trois parties, aussi essentielles les unes que les autres pour arriver à la connaissance exacte des phénomènes et à la réalisation du progrès, mais correspondant d'ailleurs chacune à des études d'un ordre essentiellement différent, de telle sorte que, suivant son genre d'esprit, ses études antérieures, les circonstances dans lesquelles il a acquis les connaissances qu'il possède, chacun de vous puisse s'attacher de préférence, dans la discussion ultérieure, à telle ou telle de ces trois parties.

Et puisque nous parlons de cette discussion ultérieure,

(1) Cette communication constitue le rapport présenté à l'Association des Ingénieurs de chauffage et ventilation de France, le 20 mars 1912, au nom d'une Commission composée de MM. Nillus, président; Hessling et Mossé.

vous me permettez d'ouvrir une parenthèse pour insister sur toute l'importance que nous y attachons. Vous avez déjà compris par les communications antérieures qui vous ont été faites que nous attendions beaucoup d'une collaboration réunissant le plus grand nombre possible de membres de notre Association, et nous avons voulu assurer à cette collaboration deux moyens de se manifester : d'abord en aidant la Commission dans ses travaux préparatoires par des communications utiles, ensuite et surtout en participant à la discussion de son rapport. Tout en la regrettant, nous comprenons très bien la réserve qui, principalement au début, doit conduire à un nombre de communications très restreint lors des travaux préparatoires, et nous ne nous étonnons pas outre mesure que seul M. Lebrasseur, auquel nous adressons, en passant, nos remerciements à ce sujet, soit venu se joindre à nous pendant une séance de notre Commission. Mais il est beaucoup plus aisé de prendre part à la discussion, lorsque le rapport a été lu, parce que nous laissons entre la lecture et la discussion un temps très suffisant à ceux qui ont des observations à présenter pour avoir préparé utilement leur sujet. En somme, le rapport que chaque Commission vous présentera et le nôtre en particulier aujourd'hui, devront être avantagement considérés par tous comme une base pour la discussion et un cadre à l'intérieur duquel pourront se développer les intéressantes observations du plus grand nombre possible de membres.

Nous espérons que le sujet sera, pour aujourd'hui, assez intéressant pour qu'il s'en présente une légion, et afin de donner à toute cette discussion une sanction, imitant en cela l'exemple de beaucoup d'associations ou de congrès, nous vous soumettrons à la fin de cette étude un certain nombre de propositions de principe sur lesquels nous vous demanderons de voter, en rappelant que, sur toutes ces matières techniques, les communications et les votes par correspondance sont, non seulement admis, mais désirés.

Ces préliminaires posés, revenons à la division de notre étude, et indiquons les trois parties dont nous l'avons constituée.

Nous allons envisager séparément :

1° Les lois physiques constituant l'origine théorique pure des coefficients pratiques ;

2° Le mode d'application des coefficients pratiques et la discussion de leurs variations d'un ingénieur à l'autre ;

3° Les expériences ultérieures que l'on pourrait songer à exécuter pour arriver à une détermination meilleure de ces coefficients.

Comme nous vous l'avons dit plus haut, vous voyez qu'il y a bien là une méthode générale pouvant s'appliquer à toutes les questions, quelles qu'elles soient. Or, précisément, la question des calculs de déperditions est loin d'être une et peut se diviser en un certain nombre de problèmes séparés, à savoir :

a) Transmission de la chaleur au travers d'une paroi dans les conditions les plus simples, c'est-à-dire en négligeant toutes les influences accessoires dont il va être question ci-dessous ;

b) Influence de la vitesse de l'air en contact avec les parois ;

c) Influence de l'inégalité de la température le long d'une même paroi ;

d) Influence des échanges d'air entre l'intérieur et l'extérieur ;

e) Influence de l'état hygrométrique de l'air et de l'humidité des parois ;

f) Influence de l'inertie calorifique des matériaux.

Ce sont là six questions bien distinctes auxquelles nous aurons à appliquer successivement la méthode d'examen fractionné exposée ci-dessus.

Mais nous devons vous dire tout de suite que, présentée ainsi, la question eût été trop vaste pour une seule fois. Aussi, quel que lien étroit qu'il y ait entre toutes ces questions qui se tiennent en quelque sorte d'une manière indissoluble, nous avons dû borner aujourd'hui nos ambitions à ne traiter que l'un des problèmes posés. Conservant donc pour une étude ultérieure l'examen de toutes les influences accessoires que nous venons de vous exposer, nous nous bornerons à envisager aujourd'hui exclusivement tout ce qui est relatif à la transmission de chaleur au travers d'une paroi mise à l'abri de toutes ces influences.

TRANSMISSION DE LA CHALEUR AU TRAVERS D'UNE PAROI EN NÉGLIGEANT LES INFLUENCES ACCESSOIRES

1° *Lois physiques et théorie pure.* — Vous savez que la transmission de la chaleur entre différents corps peut se faire suivant trois modalités différentes que l'on a appelées respectivement : rayonnement, conduction, convection.

En réalité, dans la pratique, ces trois modes de transmission coexistent toujours ; l'un d'eux peut être prédominant dans tel cas, tel autre dans tel autre ; l'un d'eux peut jouer un rôle très peu important dans certaines circonstances, tel autre dans d'autres ; mais en fait, il est pratiquement presque impossible de supprimer complètement l'influence de l'un quelconque d'entre eux, et c'est ce qui rend si difficile l'étude théorique de ces phénomènes ; car, pour la réaliser complètement, il faudrait étudier séparément chacune de ces trois modalités.

Dulong et Petit avaient cru y réussir, au moins en partie, en faisant des expériences de transmission de chaleur séparément dans une même enceinte d'une part remplie d'air ou de gaz et de l'autre soumise à ce qu'ils appelaient le vide, mais en fait contenant de l'air très raréfié. Ils pensaient donc ainsi découvrir d'un côté les lois du rayonnement seul dans le cas du vide, et de l'autre les lois du refroidissement complet dans le cas de la présence de l'air ou d'un gaz quelconque.

C'est ainsi qu'ils avaient trouvé la formule bien connue :

$$M = R + F = Aa^b (a^t - 1) z + Bh^c (L-0)^{1,233} z \quad (1)$$

dans laquelle :

M est la chaleur totale transmise par mètre carré de surface ;

R la chaleur transmise par radiation ;

F la chaleur transmise par convection ;

A un coefficient dépendant de la nature de la surface ;

B un coefficient dépendant de la forme et des dimensions de la surface ;

h la pression du gaz ambiant ;

a une constante = 1,0077 ;



ÉTUDES DIVERSES ET DESCRIPTIONS D'INSTALLATIONS

t la température du corps chaud } ou réciproquement.
 θ la température de l'enceinte }
 z le temps.

Dulong et Petit n'avaient pas donné pour A et B des valeurs absolues, mais seulement des rapports d'une surface à l'autre.

Considérant les résultats de leurs expériences comme bons, Pécelet en avait exécuté d'autres pour déterminer les valeurs absolues de A et de B. Il avait été conduit au cours de ces expériences à établir deux formules empiriques, valables d'ailleurs uniquement pour les limites de température où il s'était tenu à savoir θ compris entre 10° et 15° et $t - \theta$, compris entre 25° et 65°.

Ces formules peuvent s'écrire comme suit :

$$R = r(t - \theta) [1 + 0,0036(t - \theta)]z \quad (2)$$

$$F = f(t - \theta) [1 + 0,0075(t - \theta)]z \quad (3)$$

Toutes les recherches et déterminations de coefficients de Ser ont été basées d'autre part sur la formule de Dulong et Petit et sur les résultats de Pécelet. Et comme, en fait, c'est sur les résultats obtenus par ces expérimentateurs qu'a été établie la détermination de tous les coefficients pratiques que nous utilisons aujourd'hui, le plus ou moins de confiance que nous pouvons avoir dans ces coefficients dépendra du plus ou moins de confiance que nous pouvons avoir aussi dans la formule énoncée ci-dessus et dans les expériences qui ont permis de l'établir.

Or, si comme nous le disons plus haut, Dulong et Petit ont cru pouvoir séparer le rayonnement seul des autres modes de transmission, en fait ils n'y sont point arrivés, ainsi que l'ont démontré un grand nombre d'expérimentateurs ultérieurs, et en particulier Stefan. Ce dernier a attiré l'attention sur l'effet de la conduction des gaz même très raréfiés qui demeuraient à l'intérieur du vase de Dulong et Petit ; il a montré que la correction à faire subir de ce fait à la vitesse de refroidissement par rayonnement seul trouvé par Dulong et Petit pouvait varier de 26 p. 100 à 84 p. 100 et ses recherches ont conduit à une autre formule de la chaleur de rayonnement, dite de Stefan-Boltzmann, qui s'écrit comme suit :

$$R = \sigma(T^4 - \theta^4) \quad (4)$$

et dans laquelle :

T est la température absolue du corps chaud ;

θ la température absolue de l'enceinte.

De nombreux travaux ultérieurs permettent de considérer cette formule comme exacte pour la loi de rayonnement dans le vide d'un corps absolument noir.

Il faut donc conclure de là que, même si la formule totale de Dulong et Petit représente bien la loi du refroidissement, dans les conditions où ils ont opéré, elle n'a aucune valeur pour analyser le phénomène. C'est-à-dire que le terme de cette formule R ne représente pas la chaleur de rayonnement, que le terme F ne représente pas la chaleur de convection, enfin que la conduction au travers de la masse gazeuse à laquelle on n'avait pas pris attention joue au contraire un rôle dans la question.

Quant aux expériences de Pécelet, outre qu'elles ont été exécutées comme dit plus haut dans des limites de température qui ne correspondent pas à celles de la transmission

ordinaire dans des locaux chauffés, elles donnent lieu à la même objection concernant la conduction.

Et ce qui est vrai pour la radiation, l'est également pour la conduction au travers de la paroi même. Un certain nombre de coefficients de conductibilité établis jadis par Pécelet, ont été depuis reconnus inexacts ; d'autres n'ont pas été contrôlés à nouveau. Des expériences ont permis de reconnaître que pour certaines matières ces coefficients de conductibilité variaient avec la température, pour quelques-uns dans le même sens, pour d'autres en sens opposé. Enfin il y a encore même après les expériences les plus récentes, d'assez grandes divergences entre certains des résultats obtenus.

Il y a donc lieu de nous avouer, et c'est une constatation qui n'est pas particulièrement consolante, que tout l'échafaudage théorique sur lequel ont été bâtis nos coefficients pratiques à l'origine, s'est écroulé, et que les nouvelles connaissances acquises, loin de simplifier le problème, n'ont réussi qu'à en faire ressortir la plus grande complication.

Alors que, à l'exemple de Pécelet et de Ser, on avait pris un peu partout l'habitude courante en matière de transmission de chaleur d'un corps à une enceinte ou réciproquement de ne parler que de radiation et de convection, les dernières conceptions auxquelles ont conduit les diverses expériences faites et théories émises nous amènent à introduire la conduction et à présenter les choses autrement.

Ces conceptions ont été exposées déjà en diverses occasions non pas même à propos de la transmission de la chaleur à travers les parois des locaux habités, sujet auquel on s'intéresse moins généralement, mais à propos de la transmission de la chaleur, des gaz d'une chaudière à l'eau qu'elle doit vaporiser, au travers des parois de la chaudière même et des tubes. Déjà, en 1907, M. Walter Rey et H. Kreisinger l'ont fait devant une Société d'ingénieurs américains ; plus récemment, en 1909, M. le professeur W.-E. Dalby a fait à ce même sujet une communication lumineuse à l'Association anglaise des ingénieurs mécaniciens.

M. W.-E. Dalby expose que, en mettant à part la chaleur de rayonnement, la transmission des deux chaleurs restantes, convection et conduction, peut être considérée comme se produisant dans les conditions suivantes, dont il est aisé d'autre part de suivre le développement sur la figure 1. Celle-ci représente une section faite sur les deux enceintes chaudes et froides et la paroi qui les sépare, les ordonnées figurant les températures aux points correspondants.

Sur les deux faces de la paroi, une couche plus ou moins mince d'air reste adhérente à cette paroi sans participer aucunement aux mouvements possibles des couches d'air suivantes. Dans l'enceinte chaude, la température peut être considérée comme constante jusqu'à un point A situé à une distance convenable de la paroi ; en B commence la couche mince adhérente à cette paroi ; de A en B, la température diminue de Aa à Bb et la chaleur se transmet par convection. De B en C l'air étant immobile, il n'y a plus de convection, et la transmission se fait uniquement par conduction ; l'air ayant un coefficient de conductibilité excessivement faible ($\frac{1}{20.000}$ de celui de l'argent, $\frac{1}{26}$ de celui de l'eau, $\frac{1}{88}$ environ de celui d'un mur en pierres calcaires) et le même flux calorifique devant traverser la couche mince d'air et la paroi.

il faut naturellement que cette couche d'air soit à la fois assez mince et la différence entre les températures de ses

L'ensemble est séduisant et a l'avantage de donner une idée très nette d'un phénomène qui, ainsi compris, semble

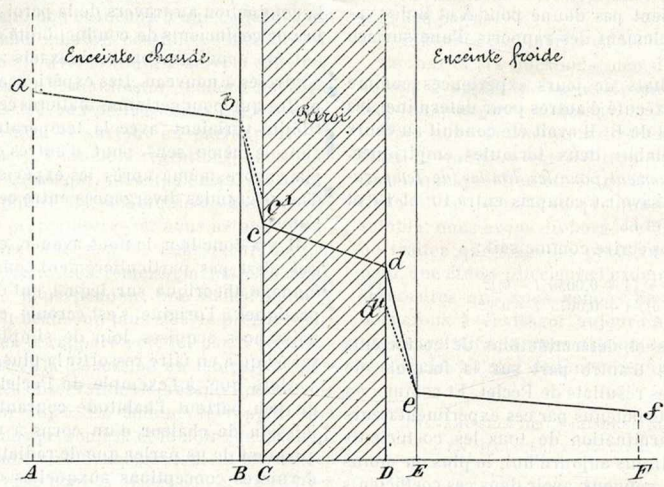


FIG. 1.

deux faces assez forte. Au joint entre la couche et la paroi il peut y avoir ou ne pas avoir une petite chute de température cc' ; dans l'état actuel de nos connaissances, toutes les hypothèses sont permises à ce sujet. De C en D la chaleur se transmet encore par conduction au travers de la paroi suivant la ligne de température $c'd'$. En dd' , chute de température possible analogue à cc' ; nouvelle transmission par

assez rationnel. Mais, en fait, il paraît bien évident que les choses sont un peu plus compliquées tout en gardant la même allure. Je vais tâcher de faire comprendre comment je conçois le phénomène.

Si l'on pouvait imaginer une enceinte chaude dans laquelle il n'y aurait aucun mouvement d'air d'aucune espèce, les températures en seraient évidemment différentes dans

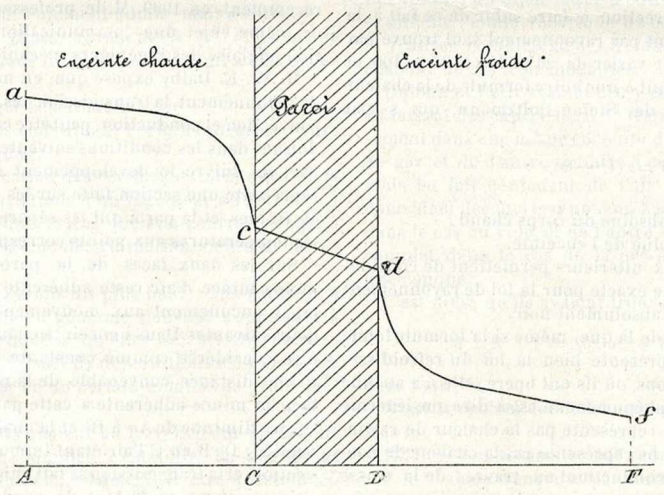


FIG. 2.

conduction au travers de la couche mince d'air DE. Enfin de E en T, transmission par convection.

des plans parallèles inégalement distants de la paroi, il n'y aurait que de la conduction, et la transmission par convec-

tion serait nulle. Si l'on pouvait, au contraire, imaginer une vitesse de l'air infinie et telle qu'aucun frottement ne vint la réduire le long de la surface de contact avec la paroi, c'est la conduction qui ne jouerait plus aucun rôle et il n'y aurait que de la convection.

En pratique, on ne peut rencontrer ni l'un ni l'autre de ces cas extrêmes et l'on trouvera toujours les deux modes de transmission mêlés; là où la vitesse de l'air sera grande, la convection jouera un grand rôle et la conduction presque aucun, et là où la vitesse sera très faible, ce sera le contraire; mais on les trouvera toujours présentes l'une et l'autre et la transmission se fera plus vraisemblablement, conformément au tracé de la figure 2 qu'à celui de la figure 1. On voit que c'est une simple transformation plus rationnelle de cette figure 1, mais que l'allure générale du phénomène n'est pas changée.

On comprend aussi que plus la vitesse de l'air sera grande, moins il restera d'adhérence entre cet air et la surface de la paroi, moins il faudra, par suite, s'éloigner de celle-ci pour trouver des vitesses rapidement croissantes, et plus la branche *bc* de la courbe ci-dessus se rapprochera de la verticale. Au contraire, plus la vitesse sera faible et plus cette branche *bc* s'inclinera sur l'horizon.

Telles sont les données théoriques que nous avons aujourd'hui à notre disposition, et il semble qu'on puisse les résumer comme suit :

1° L'on a bien trouvé une formule représentant exactement, semble-t-il, la loi du rayonnement d'un corps absolument noir dans le vide, et c'est celle de Stefan-Boltzmann; mais cette loi peut parfaitement n'être plus rigoureusement exacte dans l'air et avec d'autres natures de surfaces, et il paraît difficile de faire des expériences isolées sur le rayonnement dans des enceintes remplies d'air ou d'un gaz, la convection et la conduction devant alors toujours intervenir.

2° On a pu dans des expériences de laboratoire, par exemple Kundt et Warbourg, dégager dans certains cas l'action de la conduction de celles des deux autres modes de transmission et déterminer, par suite, le coefficient de conductibilité. Mais toutes ces précautions n'avaient pas été prises par Péclet, à qui est due cependant la détermination de presque tous les coefficients de conductibilité utilisés pour le calcul des coefficients pratiques; et là où des coefficients de Péclet ont été soumis à des analyses ultérieures, ils ont, en proportion assez notable comme dit plus haut, été reconnus inexacts.

Et au surplus, quoi qu'il en soit de la conduction, il paraît bien malaisé jusqu'ici d'arriver à faire des expériences de laboratoire dans lesquelles la convection seule demeurerait la seule cause agissante.

3° Par conséquent, au point de vue science pure et théorie absolue, il semble que nous soyons quelque peu désarmés actuellement, et qu'il nous faille pour le moment au moins renoncer à la méthode employée par les expérimentateurs de jadis et qui consiste à déterminer par des expériences de laboratoire l'influence de chacun des modes de transmission, pour procéder ensuite par synthèse et arriver ainsi à la connaissance des coefficients pratiques. Nous croyons au contraire que, dans l'état actuel de nos connaissances, le rôle des ingénieurs de chauffage devra être de faire des expériences se rapportant plus directement aux

conditions de la pratique et de chercher à établir des relations uniquement empiriques qui tiennent compte en bloc de tous les phénomènes.

C'est précisément le sujet que nous traitons dans notre troisième partie.

2° *Examen des coefficients pratiques actuels.* — Quand on veut pénétrer un peu avant dans cet examen et qu'on en arrive à comparer ceux qui sont proposés par les divers auteurs et ceux aussi qui sont de pratique courante pour un certain nombre d'ingénieurs, on reste absolument confondu de leur diversité. C'eût été un travail de bénédictin que de les reprendre tous et de rechercher la manière dont chacun a été établi; c'est une raison pour laquelle nous ne l'avons point entrepris, mais c'est aussi parce que nous avons estimé qu'il était parfaitement inutile et en même temps parce que nous savions que beaucoup de ces coefficients n'ont aucune base particulièrement solide.

Aussi nous sommes-nous contentés de vous donner ici un tableau représentant un certain nombre de coefficients variés, en désignant les uns par le nom de l'auteur qui les recommande, et les autres par une simple lettre.

Nous n'avons d'ailleurs fait figurer dans ce tableau en dehors de ceux de Ser que des coefficients relativement récents, laissant intentionnellement de côté ceux qui s'éloignent par trop des coefficients les plus généralement employés, tels que par exemple les coefficients de transmission pour les vitrages de 6,2 (Walter Jones); 7,4 et 10,9 (Baldwin); 7,3 (Dye); 7,6 (Cox).

Pour certains de ces coefficients, il nous est très aisé de vous signaler leur origine et la manière dont ils ont été établis, c'est le cas de ceux de Ser ou de Rietschel par exemple.

Nous n'avons pas besoin de vous rappeler comment s'établit la formule bien connue :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{x} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{x'} \quad (5)$$

dans laquelle :

- K est le coefficient pratique de transmission;
- x* le coefficient de la transmission totale de chaleur de l'air de l'enceinte à la surface interne de la paroi;
- e* l'épaisseur de la paroi;
- λ le coefficient de conductibilité de cette paroi;
- x'* le coefficient de transmission totale de chaleur de la surface externe de la paroi à l'air extérieur.

Tous les coefficients K établis par Ser l'ont été en prenant d'une part pour λ les valeurs déterminées par Péclet, de l'exactitude desquels, ainsi que dit plus haut, nous ne pouvons être qu'imparfaitement certains et en donnant d'autre part à *x* et *x'* les valeurs :

$$x = r + f \quad (6)$$

$$x' = r' + f' \quad (7)$$

r et *f'* ont les mêmes significations que dans les équations (2) et (3) ci-dessus, *f'* est déduit de *f* par l'introduction d'une correction tenant compte d'une vitesse de l'air à l'extérieur correspondant aux conditions atmosphériques considérées comme ordinaires. Ser ne dit point de quelle manière il a fait cette correction, et il semble bien que certains de ses calculs soient entachés d'erreur.



Tableau des coefficients de transmission adoptés par divers auteurs.

	SER	RIETSCHEL	HUBBARD	HOFMANN	HAUSS	WOLFF	INGÉNIEURS AUTRICHIENS	UNION DES CONST. ALÉMA	A	B	VALEURS PROPOSÉES
Vitrages latéraux verre 2 m/m	4	5,3	6 *	4,88	"	"	5,35	5	4	5	4,9
Vitrages doubles	1,73	2,35	3,4	3,42	"	"	2,35	2,3	"	2,5	"
Murs calcaires	0,30	2,66	2,50	"	2,40	"	3,15	2,45	2,30	1,90	2,40
—	0,40	2,28	2,20	"	2,10	"	2,73	2,10	2,00	1,70	2,09
—	0,50	2,00	2,00	"	1,88	"	2,43	1,90	1,79	1,50	1,85
—	0,60	1,77	1,80	"	1,71	"	2,19	1,70	1,61	1,30	1,65
—	0,70	1,60	1,70	"	1,56	"	1,99	1,55	1,40	1,20	1,50
—	0,8	1,45	1,55	"	1,39	"	1,83	1,45	1,29	1,10	1,37
—	0,9	1,30	1,40	"	1,28	"	1,69	1,30	1,24	1,0	1,26
—	1,00	1,21	1,30	"	1,18	"	1,56	1,20	1,19	0,9	1,17
Murs siliceux	0,30	2,1	2,1	"	2,2	"	2,86	2,2	"	"	"
—	0,40	1,8	1,8	"	1,9	"	2,50	1,9	"	"	"
—	0,50	1,6	1,6	"	1,71	"	2,21	1,7	"	"	"
—	0,60	1,4	1,4	"	1,56	"	1,99	1,55	"	"	"
—	0,70	1,3	1,3	"	1,42	"	1,81	1,40	"	"	"
—	0,8	1,2	1,2	"	1,27	"	1,66	1,30	"	"	"
—	0,9	1,1	1,1	"	1,17	"	1,53	1,20	"	"	"
—	1,00	1	1	"	1,08	"	1,42	1,1	"	"	"
Murs briques	0,11	2,70	"	"	"	3,22	"	"	2,32	2	"
—	0,12	"	2,4	"	2,34	"	"	2,4	"	"	"
—	0,15	"	"	"	"	"	2,59	"	1,90	1,8	"
—	0,20	"	2,2	1,95	"	2,2	"	"	"	"	"
—	0,22	1,80	"	"	"	"	"	"	1,63	1,15	"
—	0,25	"	1,7	"	1,66	"	"	1,7	"	"	"
—	0,30	"	1,61	1,50	"	1,61	1,70	"	"	"	"
—	0,33	1,30	"	"	"	"	"	"	1,34	1,1	"
—	0,35	"	"	"	"	"	"	"	1,25	1,0	"
—	0,38	"	1,3	"	1,27	"	"	1,3	"	"	"
—	0,40	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
—	0,44	1,10	1,32	1,27	"	1,32	"	"	1,00	0,9	"
—	0,45	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
—	0,51	"	1,1	"	"	"	1,28	"	1,1	"	"
—	0,55	"	1,12	1,12	1,07	1,12	"	1,1	"	0,86	0,7
—	0,60	"	"	"	"	"	1,01	"	"	"	"
—	0,61	"	0,97	1,03	"	0,98	"	"	"	"	"

Quant à r et f , ils sont d'ailleurs conformes aux valeurs données par Péclet (en particulier $f = 2$).

Les coefficients de Rietschel ont été établis par une méthode analogue ; mais au lieu de supposer à x et x' les valeurs ci-dessus, il les a déduits des formules de Péclet (2) et (3) il écrit donc :

$$x = r + f + (0,0056 r + 0,0075 f) (t - \theta) \quad (8)$$

$$x' = r' + f' + (0,0056 r' + 0,0075 f') (t' - \theta') \quad (9)$$

pour les parois extérieures, et :

$$x = r + f + 0,0075 f (t - \theta) \quad (8 \text{ bis})$$

$$x' = r' + f' + 0,0075 f' (t' - \theta') \quad (9 \text{ bis})$$

pour les parois intérieures.

Il choisit d'autre part pour $t - \theta$, qu'il ne cherche à évaluer que par estimation, des valeurs maxima basées sur une différence de température de 40° entre l'intérieur et l'extérieur.

Les valeurs de r sont également prises dans les tables de Péclet ; f est supposé égal à 4 et f' à 6, suivant les données de Valerius et Grashof, qui ont proposé :

Pour l'air calme emprisonné $f = 4$.

Pour l'air calme libre $f = 5$.

Et pour l'air agité libre $f = 6$.

On voit donc que les valeurs de x et x' de Rietschel comprennent un terme supplémentaire par rapport à celles de Ser, de sorte qu'elles sont plus élevées ; de même la valeur de f du premier est supérieure à celle du second ; quant à f' , la méthode de détermination de Ser est imprécise et les

résultats erronés, tandis que Rietschel s'en est tenu à la valeur de 6 indiquée plus haut.

En résumé donc, en thèse générale, Ser doit donner des valeurs inférieures à celles de Rietschel, et il semble que ce ne soit que par un artifice dont on ne saisit pas le mécanisme, que certaines de ces valeurs ont été amenées à une valeur qui s'en approche.

Mais de toute manière, chez l'un comme chez l'autre, ces valeurs sont établies d'après des données initiales que nous savons aujourd'hui ne plus être exactes théoriquement. Cependant, à défaut d'autres, il faut bien nous en tenir à elles comme approximation, et nous devons rechercher si c'est aux unes ou aux autres que nous devons nous arrêter de préférence.

Or, comme dit antérieurement, les formules (2) et (3) de Péclet dont Rietschel a tiré ses formules (8) et (9) ne s'appliquent dans les expériences de Péclet qu'à des excès de température $t - \theta$ supérieurs à 25° ; tandis qu'il est probable que pour des excès notablement inférieurs, ce qui est précisément le cas, la loi de Newton est plutôt plus rapprochée des conditions de la pratique. D'autre part, les valeurs de $t - \theta$ introduites par Rietschel dans les formules (8) et (9) et qu'il a voulu faire maxima ont été choisies pour correspondre approximativement à une différence de température de 40° entre l'intérieur et l'extérieur, ce qui est pour nos régions françaises en général un maximum véritablement par trop élevé. Par contre, dans le calcul de f il y a vraisemblablement, nous l'avons dit plus haut, des erreurs de Ser, et il ne paraît pas imprudent d'adopter les valeurs de Vale-

rius et Grashof. Il semble donc que ce sont à des valeurs intermédiaires entre celles de Ser et Rietschel qu'il pourrait être rationnel de s'arrêter, en attendant d'avoir mieux.

Mais ici se place une considération d'un intérêt capital. Avant de choisir une valeur pour un coefficient pratique, il faut évidemment le définir bien exactement. En somme, les coefficients adoptés par un grand nombre d'ingénieurs n'ont pour base, quand ils s'éloignent de ceux donnés dans les ouvrages techniques, que de vagues vérifications *a posteriori*, et ces vérifications ne peuvent être prises en considération pour une comparaison sérieuse que si les calculs sont faits dans des conditions analogues. Or, certains comptent les suppléments les plus variables pour l'exposition, le vent, la ventilation naturelle, l'inertie calorifique, la grande hauteur des pièces, d'autres n'en comptent point en tout ou partie et cela même rend toute comparaison illusoire. Vous en avez un exemple par ce qui a été exposé plus haut relativement aux résultats de Ser et de Rietschel qui diffèrent en partie du fait que les deux auteurs ont pu supposer des vitesses différentes de l'air extérieur pour leur coefficient normal.

Nous vous proposons donc, avant toutes choses, de définir

mètre carré de cette paroi dans les conditions suivantes : température intérieure de $+ 15^{\circ}$, extérieure de $+ 5^{\circ}$; degré hygrométrique extérieur et intérieur de 50 p. 100, vitesse de l'air de 0 m. 50 par seconde au dehors et de 0 m. 10 au-dessus parallèlement aux parois; parois dépourvues de toute humidité et de toutes fentes ou fissures; aucune accumulation ni restitution de chaleur de la part des matériaux constituant ces parois; composante normale du vent nulle.

La définition ainsi donnée permettrait d'étalonner ultérieurement tous les coefficients, quand des expériences auraient été faites dans des conditions précises. Pour le moment, tout en ayant adopté une semblable définition, et dans le but de nous en rapprocher autant que possible dans la réalité, nous nous contenterions de rester dans les approximations qui doivent être obligatoirement notre seule ressource, et nous vous proposerions d'adopter comme coefficients pratiques, des coefficients établis en donnant à f et f' des valeurs comprises entre 4 et 6 et en calculant x et x' par les formules (8), (9), (8') et (9') modifiées dans lesquelles les coefficients de $t - \theta$ seraient diminués de moitié et les excès de température $t - \theta$ eux-mêmes ramenés à des valeurs plus en rapport avec les conditions

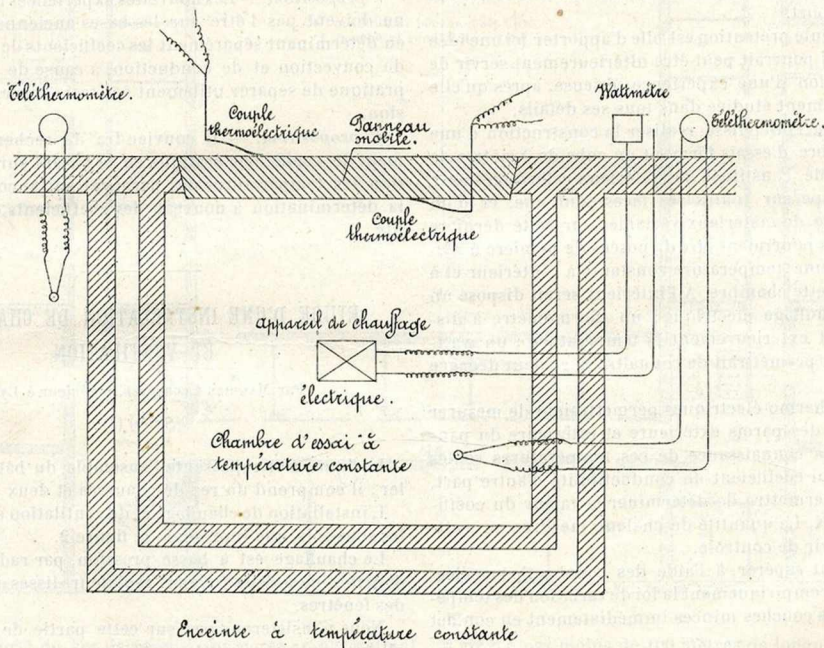


FIG 3. — Schéma d'un dispositif expérimental pour la détermination des coefficients pratiques de transmission.

d'une manière bien précise le coefficient pratique de transmission; cela pourrait se faire par exemple de la manière suivante:

Le coefficient pratique de transmission relatif à une paroi de nature déterminée est le dixième de la quantité de chaleur, exprimée en calories, qui traverse en une heure un

ordinaire de nos climats, soit 12° par exemple, pour du vitrage simple, etc.

À titre d'indication et d'exemple, nous avons calculé de cette manière et reporté dans la dernière colonne, sur le tableau dont nous parlons plus haut, les coefficients ainsi calculés pour les vitrages latéraux et les murs calcaires. Si

vous adoptez cette manière de faire, vous pourrez sans doute charger votre Commission, ou tous membres de bonne volonté de calculer ensuite tous les autres coefficients.

Nous considérons cette manière de procéder comme de beaucoup préférable à celle qui a été employée par certains et qui consiste à reporter en ordonnées sur une feuille munie de coordonnées rectangulaires avec pour abscisses les épaisseurs de parois, toutes les valeurs quelconques en usage pour ces coefficients et de tracer une courbe moyenne. L'inexactitude absolue dans laquelle nous nous trouvons sur la valeur réelle que possèdent les coefficients, qui, en somme, ont tous une origine unique et ne peuvent différer que par des divergences de conception individuelles ou de mode d'application, rend une semblable opération quelque peu arbitraire et illusoire.

3^e Expériences à exécuter pour la détermination des nouveaux coefficients. — Il ne saurait être question ici de vous apporter un programme sérieusement étudié pour une expérience devant donner certainement de bons résultats. Ce serait une prétention un peu ambitieuse et qui ne pourrait que faire sourire nos auditeurs avertis, étant donné le peu de temps dont nous avons disposé pour faire les études qui ont abouti à ce rapport.

Aussi notre seule prétention est-elle d'apporter ici une idée de principe qui pourrait peut-être ultérieurement servir de base à l'exécution d'une expérience sérieuse, après qu'elle aurait été mûrement étudiée dans tous ses détails.

Il semble que l'on puisse réaliser la construction d'une sorte de chambre d'essais formant un cube de 2 mètres de côté par exemple, constituée de matériaux calorifuges avec double enveloppe sur toutes ses faces sauf une, et d'un panneau mobile de matériaux variables sur cette dernière face. Les choses pourraient être disposées de manière à réaliser toujours une température constante à l'intérieur et à l'extérieur de cette chambre. A l'intérieur serait disposé un appareil de chauffage électrique; un thermomètre à distance donnerait extérieurement la température; un wattmètre totaliseur permettrait de connaître la chaleur dégagée par l'appareil.

Des couples thermo électriques permettraient de mesurer la température des parois extérieure et intérieure du panneau mobile. La connaissance de ces températures seules d'une part et du coefficient de conductibilité d'autre part, suffirait pour permettre de déterminer la valeur du coefficient pratique K. La quantité de chaleur mesurée au wattmètre peut servir de contrôle.

Enfin on peut espérer, à l'aide des couples thermoélectriques, trouver empiriquement la loi de variation des températures dans les couches minces immédiatement en contact avec les parois.

Conclusion. — Il me reste pour terminer à vous présenter un certain nombre de propositions que je sou mets à votre approbation, et qui feront l'objet d'un vote qui sera dépouillé au cours de la séance même où aura lieu la discussion.

1^{re} proposition. — Le coefficient pratique de transmission doit être défini indépendamment de toutes les influences accessoires qui agissent sur le phénomène. C'est à l'aide

d'une correction ultérieure que ces influences doivent être introduites dans les calculs.

2^e proposition. — Le coefficient pratique doit être l'objet d'une définition parfaitement précise qui ne laisse place à aucun malentendu et qui permette de se placer pour une expérience dans les conditions mêmes de cette définition.

3^e proposition. — Définition même du coefficient pratique comme dit plus haut.

4^e proposition. — Les coefficients divers qui sont appliqués de tous côtés actuellement et qui ont tous une origine commune doivent être unifiés pour le plus grand avantage de tout le monde, d'une manière provisoire et en attendant des expériences ultérieures précises.

5^e proposition. — La méthode des moyennes ne saurait donner aucun résultat utile ou intéressant, étant donnée l'incertitude même qui règne sur les divers coefficients.

6^e proposition. — Choix du procédé de détermination de coefficients provisoires, à notre avis en combinant rationnellement, comme dit plus haut, le mode de calcul de Ser et celui de Rietschel et en utilisant partout où faire se peut des coefficients de conductibilité déterminés par les expériences les plus récentes.

7^e proposition. — Les nouvelles expériences à entreprendre ne doivent pas l'être sur les bases anciennes, c'est-à-dire en déterminant séparément les coefficients de rayonnement, de convection et de conduction, à cause de l'impossibilité pratique de séparer utilement ces trois causes de transmission.

8^e proposition. — Il conviendra de rechercher directement le coefficient pratique en se basant sur la détermination des températures des parois et sur la connaissance ou la détermination à nouveau des coefficients de conductibilité.

A. NILLUS.

ÉTUDE D'UNE INSTALLATION DE CHAUFFAGE ET VENTILATION

PAR MAURICE LECRENIER, ingénieur à Lyon.

(Suite) (1).

La figure n° 1 représente l'ensemble du bâtiment à ventiler; il comprend un rez-de-chaussée et deux étages.

L'installation de chauffage et de ventilation est placée dans les sous-sols, que représente la figure 2.

Le chauffage est à basse pression, par radiation directe, distribution à deux tuyaux, radiateurs lisses dans les allèges des fenêtres.

Nous n'insisterons pas sur cette partie de l'installation, elle ne comporte rien de particulier.

La ventilation s'opère de la façon suivante :

L'air aspiré à l'extérieur, dans un parc, est amené au moyen d'un canal A dans la chambre à poussières. il passe au travers des filtres C, aboutit au ventilateur D qui le refoule sur une batterie de chauffage E; passe ensuite au-dessus d'un humidificateur F, et est distribué dans les divers locaux au moyen des conduits horizontaux H et des gaines

(1) Voir *Chauff. et Ind. San.*, n° 44 de mars 1912, p. 51.

(nous verrons plus loin pourquoi) on a tablé sur une petite vitesse d'aspiration (2 mètres) pour déterminer la section du conduit d'air frais.

Cette section est de 3 mq. 30.

A son arrivée près du bâtiment, le conduit A se divise en deux branches demi-circulaires K passant sous la salle des filtres. Des ouvertures L pratiquées dans le plancher de la

façon telle que les panneaux reçoivent autant que possible la même quantité d'air, c'est pourquoi nous avons choisi la disposition en étoile complétée par des déflecteurs M dirigeant les veines d'air.

Bien que par sa forme le filtre puisse paraître au premier abord un peu compliqué, il est très simplement constitué par une série de montants en chêne N solidement scel-

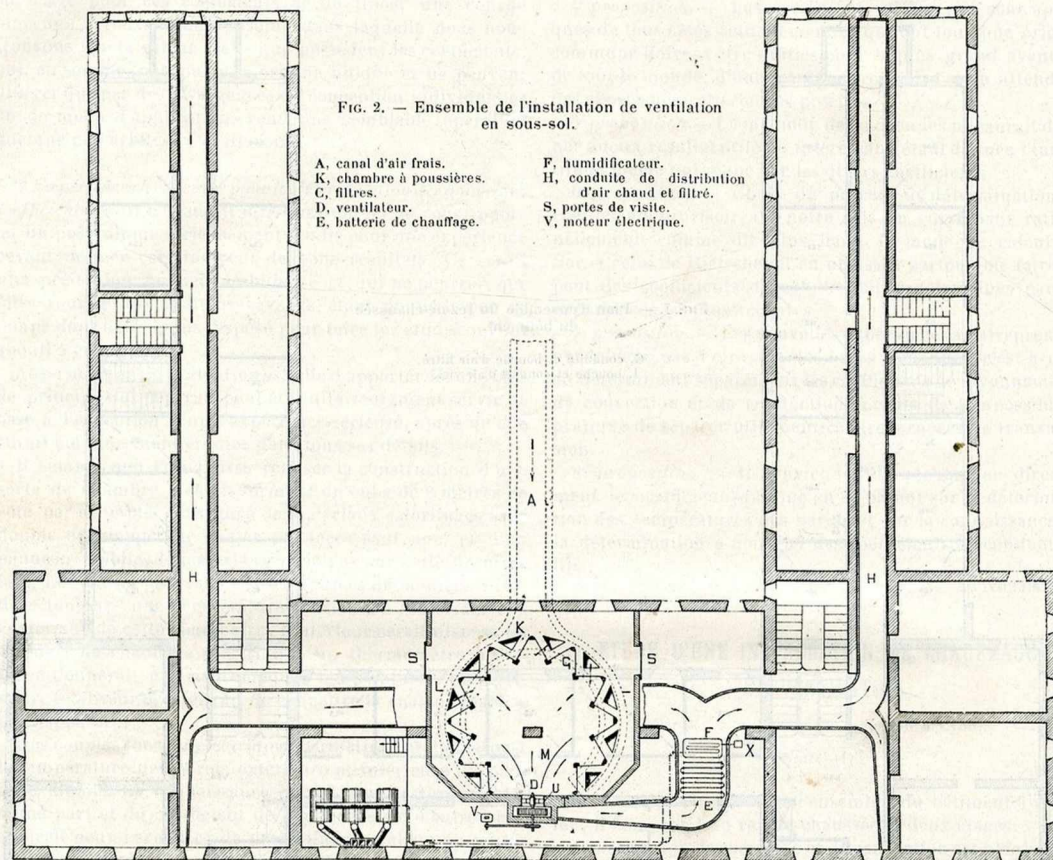


FIG. 2. — Ensemble de l'installation de ventilation en sous-sol.

- A. canal d'air frais.
- K. chambre à poussières.
- C. filtres.
- D. ventilateur.
- E. batterie de chauffage.
- F. humidificateur.
- H. conduite de distribution d'air chaud et filtré.
- S. portes de visite.
- V. moteur électrique.

salle des filtres font communiquer celle-ci avec les canaux demi-circulaires. Ces ouvertures sont régulièrement placées devant le filtre afin de bien répartir l'air.

Filtres d'air. — Le filtrage s'effectue en faisant passer l'air à travers de la flanelle, qui arrête les plus petites impuretés. L'opération ainsi comprise, si elle ne change en rien la composition chimique de l'air, a du moins pour résultat d'arrêter la presque totalité des poussières si nuisibles à notre santé.

Dans un autre ordre d'idées, elle permet d'éviter les traces noires qui se produisent au-dessus des bouches de chaleur et qu'on reproche si souvent au chauffage indirect.

Nous nous sommes attachés à disposer notre filtre d'une

façon telle que les panneaux reçoivent autant que possible la même quantité d'air, c'est pourquoi nous avons choisi la disposition en étoile complétée par des déflecteurs M dirigeant les veines d'air.

Bien que par sa forme le filtre puisse paraître au premier abord un peu compliqué, il est très simplement constitué par une série de montants en chêne N solidement scel-

lés, sur lesquels viennent s'appliquer des panneaux démontables O (fig. 3). Ces panneaux sont tendus de flanelle ordinaire du type qu'on rencontre couramment dans le commerce. Ils sont maintenus en place contre les montants N par des crochets fixes P dans lesquels ils s'engagent du côté de l'angle rentrant de l'étoile et par des loquets mobiles Q du côté saillant.

Ces loquets sont très accessibles, d'une manœuvre fort simple, et l'enlèvement comme la mise en place des panneaux se font facilement. Une bande de feutre R est interposée entre les montants et les cadres pour parfaire le joint qui se fait par serrage des loquets.



Enfin, derrière la flanelle est disposé un grillage métallique à larges mailles maintenant le tissu et l'empêchant de se creuser sous la dépression d'aspiration.

Le filtre est situé dans la chambre B dont l'accès se fait au moyen des portes étanches S.

La détermination de la surface du filtre est un peu empirique, elle dépend de la dépression d'aspiration dont on dispose : on peut se fixer une valeur de cette dépression et en déduire la surface. Il est évident que plus celle-ci sera

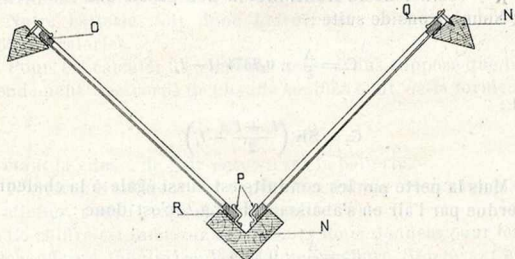


FIG. 3. — Détail des filtres.

grande, moins le filtre offrira de résistance au passage de l'air.

On est également guidé dans le choix de la surface à donner aux panneaux par la pureté du milieu où l'on puise l'air, par la plus ou moins grande abondance de fumée dans l'atmosphère.

Un filtre trop restreint s'encrassera rapidement, et si on néglige de le nettoyer, sa résistance augmentera rapidement dans de fortes proportions. Nous attirons l'attention sur ce point qui a son importance quant à la force absorbée par le ventilateur.

Notre filtre, pour un débit de 24.000 mètres cubes environ comprend 40 panneaux de 1 m. 75 de haut et 1 m. 20 de large.

Sa surface totale est donc de :

$$1,20 \times 1,75 \times 40 = 84 \text{ mq.}$$

Le changement des cadres pour leur nettoyage se fait par roulement. Le chauffeur a en réserve 4 cadres de rechange qu'il nettoie dans la journée et, chaque matin, il enlève 4 cadres usagés pour les remplacer par ceux qu'il a nettoyés la veille.

On voit donc que chaque panneau reste en service 10 jours, C'est un maximum pour notre installation et nous avons pu voir qu'au bout de ce temps les panneaux sont absolument hors d'usage.

Grâce à la simplicité du montage, le changement des cadres se fait très facilement et le chauffeur effectue cette opération chaque matin après le dégrasage de ses chaudières.

Ventilateur. — Le cahier des charges de l'installation spécifiait que celle-ci serait absolument silencieuse et que si des bruits se produisaient ils constitueraient un motif de refus.

Or, ces bruits proviennent la plupart du temps soit des

vibrations des parties métalliques fixes du ventilateur (enveloppe notamment), soit de la trop grande vitesse des parties mobiles (turbine).

On atténue couramment l'effet des vibrations en interposant entre le massif du ventilateur et son bâti une feuille de caoutchouc ou de feutre.

Ce n'est là qu'un remède : il vaut mieux supprimer la cause que corriger l'effet. C'est ce que nous avons fait et notre ventilateur ne comporte pas d'enveloppe métallique.

C'est une turbine simple à réaction du type Farcot représentée par la figure 4.

Elle a 1 m. 600 de diamètre et 350 millimètres de large. L'aspiration se fait par la couronne en fonte U solidement scellée dans le mur E et portant l'un des paliers.

L'autre palier est également fixé dans la maçonnerie et la turbine parfaitement équilibrée.

La commande du ventilateur se fait par le moteur électrique V.

A noter que la partie du sous-sol où sont placés le ventilateur et la batterie de chauffage est surélevée par rapport au sol de la chambre à poussières. De cette façon l'aspiration du ventilateur se trouve presque au sommet des filtres ; comme, d'autre part, l'arrivée d'air se fait dans le plancher de cette chambre, on voit que toute la surface filtrante se trouve utilisée.

Le ventilateur tourne à 300 tours ; grâce à cette faible vitesse et aux précautions précitées le but a été parfaitement atteint et nous pouvons affirmer qu'il est impossible de percevoir dans les bureaux le moindre bruit, provenant de la marche de la ventilation.

Le nombre des occupants a servi de base pour déterminer le débit du ventilateur. Il y a en chiffre rond 400 employés

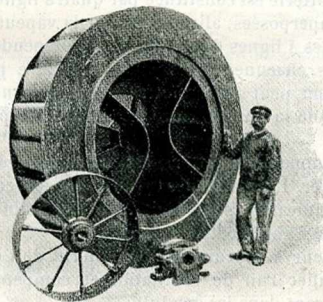


FIG. 4. — Turbine, poulie et palier du ventilateur.

occupés dans le bâtiment. A raison de 60 mètres cubes par personne, cela fait un volume d'air de 24.000 mètres cubes à renouveler par heure.

Quant à la pression à fournir par le ventilateur, elle doit être suffisante pour vaincre la résistance de la prise d'air, du conduit d'air frais, des filtres, de la batterie de chauffage et du plus long conduit d'air chaud.

A l'extrémité de ce conduit elle devra être encore suffisante pour assurer à l'air la vitesse d'écoulement nécessaire.



Pour la calculer nous nous sommes servis de la formule déjà exposée (1).

$$h = \frac{v^2}{2g} \gamma \left(\rho \frac{lu}{q} + \varepsilon R \right)$$

Nous n'y reviendrons que pour indiquer que ρ a été pris un peu supérieur à 0,0065 pour les petits conduits.

Pour calculer la résistance du filtre, nous nous sommes servis de la relation de Rietschel qui nous a donné comme résultat (en supposant l'air extérieur pris à 0°).

$$h = \frac{24.000}{(1 + 20x)} \times \frac{0,024}{84} = 7 \text{ mm.}$$

Il est facile, d'après les indications des plans, de calculer ces diverses résistances de l'installation et de s'assurer que leur total représente environ 20 millimètres.

Dans ce chiffre le filtre et la batterie de chauffage entrent pour la plus grande part, la perte de charge dans les conduits étant minimum en raison de la faible vitesse de l'air y circulant.

La vitesse de 300 tours indiquée suffit pour assurer le débit de 24.000 mètres cubes sous 20 millimètres de pression.

Toutefois, nous avons prévu une augmentation de vitesse possible. En faisant varier l'excitation du moteur électrique on peut augmenter la vitesse de 20 p. 100, ce qui permet une pression de 30 millimètres; nous n'avons pas eu besoin de le faire et la ventilation marche constamment à petite vitesse.

Batterie de chauffage de l'air. — A sa sortie du ventilateur l'air est conduit sur une batterie de chauffage E destinée à lui donner une température convenable.

Cette batterie est constituée par quatre lignes de tuyaux à ailettes superposées, alimentées par la vapeur du chauffage central. Les 4 lignes de tuyaux sont indépendantes les unes des autres, chacune d'elles est commandée par un robinet spécial : on peut ainsi mettre 1, 2, 3, 4 lignes en service, suivant que la température extérieure est plus ou moins élevée.

L'enveloppe de la batterie est en briques creuses sur charpente en fer. Les joints des tuyaux avec les coudes doubles de communication sont facilement accessibles par des regards placés sur le côté.

La chaleur à fournir par la batterie doit être suffisante pour chauffer l'air de ventilation et compenser les pertes se produisant dans les conduits.

Il faut qu'à sa sortie de la batterie l'air ait une température t' supérieure à celle admise pour l'air de ventilation t et suffisante pour qu'à l'extrémité du plus long conduit, malgré les pertes en route, l'air ait encore cette température t .

Calculons t' .

Soit C la chaleur totale à fournir, C_1 le nombre des calories nécessaires pour l'échauffement de l'air de ventilation, C_2 les calories perdues par les conduits; on aura :

$$C = C_1 + C_2$$

Posons d'autre part :

t = température de l'air ventilation;

t' = température de l'air au départ de la batterie;

t_e = température extérieure;

t_i = température des locaux où passent les conduits;

Δ = volume d'air de ventilation à t degrés;

δ = densité de l'air à t degrés;

S = Surface totale des conduits exposée à la température t_i ;

K = coefficient de transmission des parois des conduits.

Nous aurons de suite :

$$C_1 = \frac{\Delta}{\delta} \times 0,2374 (t - t_e)$$

et :

$$C_2 = SK \left(\frac{t + t'}{2} - t_i \right).$$

Mais la perte par les conduits est aussi égale à la chaleur perdue par l'air en s'abaissant de t' à t , c'est donc :

$$C_2 = \frac{\Delta}{\delta} \times 0,2374 (t' - t).$$

En égalant les 2 valeurs de C_2 on tire :

$$\frac{\Delta}{\delta} \times 0,2374 (t' - t) = SK \left(\frac{t + t'}{2} - t_i \right)$$

d'où :

$$\left(\frac{2 \Delta}{\delta} \times 0,2374 - SK \right) t' = \left(\frac{2 \Delta}{\delta} \times 0,2374 + SK \right) t - 2 SK t_i$$

$$t' = \frac{\left(\frac{2 \Delta}{\delta} \times 0,2374 + SK \right) t - 2 SK t_i}{\frac{2 \Delta}{\delta} \times 0,2374 - SK}.$$

Telle est la valeur de t' température de l'air au départ de la batterie.

t' déterminé, il est aisé de calculer C.

Dans notre installation, l'air de ventilation pénètre dans les locaux à 20°.

Nous avons :

$$t = 20^\circ$$

$$t_e = -10^\circ$$

$$t_i = +5^\circ$$

$$\Delta = 24.000 \text{ m. c.}$$

$$\delta = 1,20$$

S = 300 m² (cette surface ne comprend que les deux côtés et le fond des conduits horizontaux, le dessus de ces conduits et les conduits verticaux étant situés dans des locaux chauffés).

K = 2,5 (ce coefficient tient compte de la vitesse de l'air dans les conduits).

D'où l'on tire :

$$t' = \frac{\left[\frac{2 \times 24.000}{1,20} \times 0,2374 + 300 \times 2,5 \right] 20 - 2 \times 300 \times 2,5 \times 5}{\frac{2 \times 24.000}{1,20} \times 0,2374 - 300 \times 2,5} = 22^\circ,6$$

$$C_1 = \frac{24.000}{1,20} \times 0,2374 \times 30 = 142.440$$

(1) Voir *Chauffage et Industries sanitaires*, 1911, p. 191.

$$C_2 = 300 \times 2,5 \left[\frac{(20 + 22,6)}{2} - 5 \right] = \frac{42.225}{154.665}$$

$$C =$$

Il est facile de vérifier que pour amener nos 24.000 mètres cubes d'air de -10° à $22,6$, il faudrait également :

$$\frac{24.000}{1,20} \times 0,2374 \times 32,6 = 154.784 \text{ calories.}$$

La petite différence entre les deux chiffres provient des parties décimales que nous avons négligées

Notre batterie doit donc fournir un chiffre rond de 135.000 calories.

Pour en calculer la surface, nous avons supposé que le rendement des corps de chauffe soufflés était de la forme :

$$K = av^m.$$

v étant la vitesse de l'air parcourant la batterie.

N'ayant pas la valeur de l'exposant m dans le cas des tuyaux à ailettes, nous l'avons supposé égal à 0,50.

Ce chiffre est inférieur aux valeurs de m données pour les réchauffeurs tubulaires, les radiateurs genre Sturtevant et les radiateurs lisses, nous avions peu de chance de nous tromper, ou tout au moins d'obtenir un résultat insuffisant.

Nous avons donc posé :

$$K = av^{0,50} = a\sqrt{v}.$$

L'air soufflant à 6 mètres de vitesse, le rendement de 1 mètre carré de tuyau à ailettes, alimenté par de la vapeur à basse pression devient égal à :

$$5,5 \times \left(104 - \frac{22,6 - 10}{2} \right) \times \sqrt{6} = 1.316 \text{ calories.}$$

Le coefficient 5,5 pris pour les tuyaux à ailettes correspond au coefficient de rendement de ces appareils dans l'air libre.

On pourrait sans doute tabler sur un chiffre plus élevé, mais comme nous n'avons pas de résultats d'expériences pour ce genre d'appareils, nous n'avons pas voulu pécher par défaut, et nous nous sommes placés dans une hypothèse qui est un minimum quant au coefficient de transmission.

La surface de la batterie sera donc de :

$$\frac{155.000}{1.300} = 119 \text{ mq.}$$

Nous avons prévu 32 tuyaux à ailettes représentant une surface totale de 134 mètres carrés.

Comme notre installation sert uniquement à la ventilation, le chauffage des locaux étant assuré par des appareils à radiation directe, nous n'avons pas prévu de chambre de mélange.

Nous avons considéré que la puissance de la batterie pouvait suffisamment varier (du simple au quadruple puisque nous avons 4 rangs de tuyaux indépendants) pour permettre à elle seule le réglage de la température de l'air suivant la température extérieure.

Toutefois comme la batterie oppose une résistance assez forte au passage de l'air, on peut, en été, établir une communication directe entre le ventilateur et les conduits sans passer sur les tuyaux à ailettes.

La gaine qui est prévue dans ce but passe au-dessus de la batterie et débouche dans la partie supérieure des conduits d'air chaud. Le cas échéant, on pourrait se servir de cette gaine pour régler la température de l'air de ventilation ; l'air frais débouchant au-dessus de l'air chaud, le brassage se ferait par différence de densité.

Nous n'avons pas eu recours à ce dispositif en hiver, le réglage de la température de l'air se fait uniquement par la mise en service des différents rangs de tuyaux à ailettes.

Humidificateur. — Il y a deux humidificateurs prévus, l'un pour le service d'hiver, l'autre pour celui d'été.

Service d'hiver. — L'humidificateur F est très simplement constitué par un bac en tôle renfermant un serpentin alimenté par la vapeur des chaudières de chauffage.

L'alimentation en eau de l'humidificateur se fait au moyen d'un petit bac à flotteur X maintenant le niveau constant.

En cas d'arrêt du flotteur un trop plein empêche l'humidificateur de déborder.

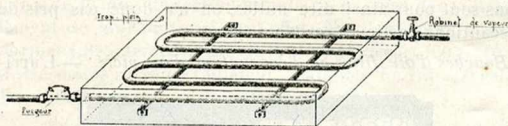


FIG. 5. — Humidificateur d'hiver.

La figure 5 représente cet appareil.

Le degré d'humidification admis pour l'air de ventilation est de 50 p. 100, c'est dire que les 24.000 mètres cubes d'air à 20° nécessaires devront contenir :

$$24.000 \times 0,00861 = 206 \text{ kgr. 640 de vapeur d'eau.}$$

L'air étant supposé pris à -10° et à 70 p. 100 de saturation, nous voyons que les 24.000 mètres cubes d'air contenaient à l'origine :

$$\frac{24.000 \times (1 - 10 \alpha)}{(1 + 20 \alpha)} \times 0,0016 = 34 \text{ kgr. de vapeur.}$$

Il faut donc y ajouter :

$$206 - 34 = 172 \text{ kgr. de vapeur d'eau.}$$

L'eau étant supposé prise à 15° , la chaleur nécessaire à la vaporisation sera de :

$$(606,5 + 0,305 \times 20 - 15) \times 172 = 102.787 \text{ calories.}$$

La surface de serpentin est de :

$$\frac{102.787}{700 \times (104 - 15)} = 1 \text{ mq. 65.}$$

Elle est composée de 5 spires de tube fer 50/60 ayant toute la longueur du bac.

Service d'été. — Pour l'été, comme les chaudières de chauffage ne marchent pas à ce moment, l'humidification se fait au moyen d'une rampe portant des ajustages très fins.

La rampe est alimentée par de l'eau sous pression et les jets de cette eau viennent se pulvériser sur un écran placé en face de la rampe.

Les gouttelettes non entraînées tombent dans le bac de l'humidificateur d'hiver et s'écoulent par le trop-plein.

Nous préférons de beaucoup l'humidificateur d'hiver qui

a l'avantage de donner l'eau sous forme de vapeur. On ne risque pas ainsi, comme avec l'humidificateur d'été, de voir les conduits abimés par de l'eau non pulvérisée.

Conduits de ventilation. — Les conduits horizontaux sont en maçonnerie de briques creuses, sur armatures en fer cornière, ils sont parfaitement lissés à l'intérieur et crépis à l'extérieur.

On peut voir sur les plans que dans les sous-sols des deux ailes du bâtiment, on s'est servi de murs pour constituer les parois verticales des conduits.

Comme le débit va en diminuant au fur et à mesure qu'on avance vers l'extrémité des conduits et que, d'autre part, la largeur reste la même sur toute la longueur, on a obtenu la diminution de section nécessaire en inclinant le fond du conduit qui va en montant depuis la batterie.

Les conduits verticaux sont logés dans les murs de refend et sont en boisseaux de terre cuite.

Comme ils traversent des pièces chauffées, les déperditions sont pour ainsi dire nulles, on n'a donc pas pris de précautions particulières à cet égard.

Bouches d'air filtré et d'évacuation d'air vicié. — L'arri-

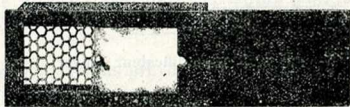


Fig. 6. — Bouche de distribution d'air chaud et filtré.

vé de l'air se fait en plinthe, au moyen d'une bouche à coulisse représentée par la figure 6.

Comme on a utilisé pour les conduits verticaux des boisseaux de série, ayant des dimensions commerciales bien déterminées, le réglage de la quantité d'air dans chaque local se fait au moyen de la bouche d'arrivée.

Ce réglage ayant été fait une fois pour toutes, les bouches ont été munies d'un arrêt définitif qui assure le débit convenable, la bouche étant ouverte en grand.

L'évacuation de l'air vicié s'effectue par une bouche également réglable placée en plinthe et débouchant à l'extérieur. (fig. 1).

On peut, suivant les besoins, régler soit l'arrivée d'air pur soit l'évacuation d'air vicié.

L'été on obtient un rafraîchissement relatif de l'air grâce à son passage sur les maçonneries du conduit de prise.

En dehors de ce rafraîchissement, le renouvellement continu de l'air dans les locaux donne une impression de bien être fort appréciée des occupants. Nous avons constaté ce fait à maintes reprises et nous nous plaisons à le signaler puisqu'il confirme notre théorie.

On remarquera que l'installation de ventilation occupe une grande partie des sous-sols, presque le quart de leur superficie totale.

En faut-il conclure qu'elle a été bien coûteuse comme dépense première et qu'elle reste onéreuse par son entretien ?

Non. Les conduits verticaux ont été montés en même temps que les murs, les conduits horizontaux utilisent les murs de refend et le plafond du sous-sol. Cette partie de l'installation est donc d'un prix peu élevé.

Quant à la batterie, si elle n'existait pas, il faudrait renforcer les radiateurs du chauffage direct pour compenser les pertes par ventilation naturelle.

On peut donc, jusqu'à un certain point, considérer son prix comme entrant dans l'installation de chauffage.

Restent le filtre, le ventilateur et son moteur.

Tout cela ne coûte pas bien cher et sera vite amorti par le meilleur rendement du personnel.

Enfin, l'entretien se fait facilement, comme nous l'avons montré plus haut, grâce aux loisirs que laisse à tout chauffeur de chauffage, la conduite de chaudière à marche continue.

La seule dépense sera celle de surveillance en été, ainsi que l'énergie consommée par le ventilateur.

On conviendra que le souci de la santé de tout un personnel vaut bien cette dépense, et nous concluons en souhaitant que les installations de ventilation se répandent de plus en plus en France comme elles le font à l'étranger.

MAURICE LECRENIER.

ÉLÉMENTS PRATIQUES DE CHAUFFAGE CENTRAL

Études spécialement dédiées aux entrepreneurs non théoriciens.

PAR M. DARRAS, ingénieur à Paris.

(Suite) (1).

Maintenant que nous avons donné toutes ces explications, nous allons vous montrer le parti que vous pourrez en tirer et pour cela, nous prendrons le bâtiment donné en exemple dans l'étude du mois d'octobre et dont les plans sont à la page 195.

Nous adopterons les deux systèmes de chauffage, savoir le chauffage direct pour les pièces D, E, F, G, K, et L, et le chauffage indirect pour les pièces A, B, C, H, et I.

Nous admettons qu'il s'agit de vapeur pour toute l'installation et nous calculons d'abord les pièces à chauffage direct.

Pièce D. — Atelier de réparations chauffé par un tuyau à ailettes n° 2. Nombre de calories à fournir = 2.788, soit en nombre rond 2.800. Température de l'eau chaude dans le tuyau = 100° ; température de la pièce = 16°, soit un écart de 100-16 = 84°. Le diagramme de la figure 5 nous indique que pour un écart de 84°, les tuyaux à ailettes n° 2 développent 515 calories, il nous faut donc :

$$\frac{2.800}{515} = 5 \text{ mq. } 43$$

comme chaque mètre de tuyau représente une surface de chauffe de 1 mq. 80, il faudra :

$$\frac{5,43}{1,80} = 3 \text{ mètres}$$

qui pourront être divisés en un bout de 2 mètres et un de 1 mètre disposés bout à bout le long de la paroi extérieure.

(1) Voir *Chauf. et Ind. San.*, n°s 36, 37, 39, 41, 43 et 44, pp. 133, 157, 194, 233, 28 et 51.

Le diamètre intérieur de ce tuyau est de 70 millimètres, celui des ailettes de 175 millimètres et celui des brides de 160 millimètres.

Pièce E. — Vestibule avec escalier, chauffés par des radiateurs. Nombre de calories 1.874, soit 1.900 calories en chiffres ronds. Température de la pièce 12°. L'écart est ici de 100 — 12 = 88°. Comme pour cet écart un radiateur double de 6 éléments ou plus peut fournir 775 calories par mètre carré, il nous faudra une surface de :

$$\frac{1.900}{775} = 2 \text{ mq. 45}$$

Un radiateur de 10 éléments de 0 m. 60 de hauteur à 0 mq. 24 par élément pourra donc faire l'affaire.

Pièce F. — Bureau particulier, chauffé par radiateur double. Nombre de calories = 1.385, soit en arrondissant 1.400. Écart 100 — 18 = 82. D'après le graphique de la figure 5, un radiateur double, de plus de 6 éléments, fournit 710 calories au mètre carré. Il nous faut donc une surface de :

$$\frac{1.440}{710} = 1 \text{ mq. 97}$$

Un radiateur de 7 éléments de 1 mètre de haut, à 0 mq. 28 l'élément donnera 1 mq. 96 ce qui conviendra parfaitement.

Pièce G. — Salle des archives, chauffée avec un tuyau lisse de 50/60 de diamètre. Nombre de calories = 1.319 soit en arrondissant 1.320. Température de la pièce = 12°, soit un écart de 100 — 12 = 88°. Les tuyaux lisses en serpentins développent, pour 88° d'écart, 960 calories par mètre carré, c'est-à-dire qu'il nous faut :

$$\frac{1.320}{960} = 1 \text{ mq. 37}$$

et comme un mètre de tuyau de 60 mm. représente une surface de 0 mq. 188, il faudra :

$$\frac{1,37}{0,188} = 7 \text{ m. 30}$$

de longueur de tuyaux soit, d'après le plan, un serpentin à 4 rangs de 1 m. 85 de longueur chaque (en tout 7 m. 40 de longueur) disposé sous la fenêtre.

Pièces K et K'. — Ne sont pas à chauffer, étant munies d'appareils pour la cuisine, de même que la *galerie L* qui se trouve dans la pièce *A* qui est elle-même chauffée.

Voici donc trouvés les différents appareils destinés à fournir le chauffage direct, c'est-à-dire, ainsi qu'il a été expliqué, celui où la récupération de la chaleur perdue se fait en utilisant directement celle qui émane des appareils.

Maintenant, vous avez bien compris qu'il est fort vraisemblable que dans la réalité on n'emploierait pas des types de surfaces de chauffe aussi variés que nous l'avons fait, car nous ne sommes pas chargés ici de faire une installation, mais seulement de vous montrer le moyen de calculer les modèles différents que vous pouvez être amenés à utiliser.

Ceci dit, passons au chauffage indirect qui, nous l'avons vu, comporte deux systèmes ; celui où les appareils sont placés dans les pièces et celui où les surfaces de chauffe sont installées hors des pièces.

D'après le premier système, nous chaufferons les deux pièces *B* et *C* du rez-de-chaussée, de la façon suivante.

Pièces B. — Bureau des études, chauffé par un poêle à ailettes ovales, enfermé dans une enveloppe en tôle perforée.

Nous le calculons comme s'il n'était pas enveloppé, et nous trouvons : Nombre de calories à fournir = 1.724 en nombre rond 1.750, température de la pièce 18°; température de la vapeur dans le radiateur 100°, soit un écart de 100 — 18 = 82°. Pour cet écart, un poêle à ailettes de 3 à 6 rangs peut fournir 480 calories ; il faudra donc :

$$\frac{1.750}{480} = 3 \text{ mq. 65}$$

mais comme le radiateur doit être dissimulé dans une enveloppe qui l'entoure de tous côtés, nous majorons cette surface de 30 p. 100, comme nous l'avons expliqué au début, pour appareil ayant moins de 0 m. 90 de hauteur ; nous avons donc

$$3,65 + 0,3 \times 3,65 = 4 \text{ mq 75}$$

Un poêle à ailettes ordinaire de 4 petits éléments donnera 4 mq 60 qui pourront convenir.

Pièce C. — Magasin chauffé par un poêle à ailettes ordinaires de 40 mm. de section circulaire, et placé dans un évidement du mur pratiqué à cet effet. Nombre de calories à fournir, 1.825; température de la pièce 16°; écart 100 — 16 = 84. Un mètre carré de radiateur à ailettes fournit 500 calories, il faut donc :

$$\frac{1.825}{500} = 3 \text{ mq 65}$$

mais en raison de son installation dans une niche spéciale, nous majorons de 5 p. 100 de chauffe, ce qui donne 3,65 5 p. 100 = 3,83 mètres carrés. Chaque élément de ces radiateurs représente, en prenant le petit modèle, 0 mq 99 de surface de chauffe, nous prendrons donc :

$$\frac{3,85}{0,99} = 3,88$$

soit 4 éléments.

Comme la hauteur de l'appareil monté est de 0 m. 630 nous devons donner à la niche une hauteur de 0,730 soit 10 centimètres de plus ; la longueur de l'appareil est de 0 m. 650 ; nous y ajouterons 0 m. 60 de chaque côté de sorte que la largeur totale de la niche sera de 0 m. 770.

Voilà donc deux types qui montrent la manière de procéder lorsqu'il s'agit de chauffage indirect par des appareils placés dans les pièces elle-mêmes.

Nous répéterons ici encore que les modèles choisis peuvent ne pas être ceux qui conviendraient dans une installation réelle ; ils ne sont donnés que comme exemple pour servir d'application aux calculs que nous avons expliqués.

Comme le devoir de l'installateur, autant que son avantage est de ménager les intérêts de son client, il devra choisir parmi les différents types du commerce celui qui, à rendement égal, sera le plus économique, à moins naturellement qu'il ne lui soit imposé un type spécial avec l'obligation de s'y conformer, ce qui arrive d'ailleurs dans un grand nombre de cas.

Examinons maintenant la deuxième catégorie de chauffage indirect par des appareils placés hors des pièces à chauffer. Ce sera le cas, dans notre bâtiment, des pièces *A*, *H*, *I* que nous allons étudier.

Pièce A. — Salle des machines chauffée par une batterie de tuyaux à ailettes placée en cave avec bouches d'air chaud s'ouvrant à 0 m. 50 au-dessus du plancher. Le nombre de

calories à fournir est de $9.027 + 5 \text{ p. } 100$ pour les pertes dans les conduits, soit 9.488, nous prendrons 9.500 calories, la température extérieure est de -5° et la température du local de $+16^\circ$.

Nous adopterons, pour la température de l'air à sa sortie de l'appareil 50° , et comme vitesse de l'air à son passage à travers l'appareil, étant donné que la hauteur entre les bouches et la ligne médiane de l'appareil est de 1 m. 50 environ, 0 m. 50 par seconde.

La perte de température intérieure pour une hauteur de 1 mètre à 2 mètres est de 1° ; de sorte que la température de la bouche sera de 49° . D'après le tableau III, pour 49° de l'air chaud et 16° de température du local, le module des températures intérieures est de 2,01. Joignons donc le point marqué 9,5 sur la ligne des milliers de calories avec le point marqué 2 sur la ligne des modules, nous trouvons sur la ligne A B un volume d'air de 0 mc. 305; réunissons maintenant ce point avec celui marqué 0,5 sur la ligne des vitesses, et nous trouvons que la section de passage est, sur la ligne B, de 0 mq. 261.

Nous déterminons le module des écarts de température en considérant l'écart de température $100 + 5 = 105$ à l'entrée de l'air dans l'appareil et l'écart $100 - 50 = 50$ à sa sortie.

D'où le module :

$$\frac{405}{50} = 2,4$$

Joignons sur le graphique 12 ce point 2,40 avec celui de la ligne des vitesses marqué 0,5, nous obtenons pour la fonction intermédiaire sur la ligne A B une valeur de 28,5; réunissons maintenant cette valeur avec le point de la ligne B se rapportant aux batteries de tuyaux à ailettes, nous trouvons sur l'autre ligne B que le rapport de la surface de chauffe à la section de passage est de 81, ce qui nous donne une surface de chauffe de :

$$81 \times 0,61 = 49 \text{ mq. } 4$$

Pouvons-nous réaliser pratiquement une batterie de tuyaux à ailettes ayant 0 mq. 61 de section de passage et 49 mq. 4 de surface de chauffe?

Si nous prenons par exemple 5 rangées superposées de 4 tuyaux à ailettes n° 2 écartées d'environ 2 centimètres, nous pouvons compter sur 0 mq. 63 de section de passage et 54 mètres carrés de surface de chauffe, ce qui est suffisamment approché par excès des valeurs ci-dessus (il faut toujours se tenir plutôt large).

Vérifions avec le diagramme de la figure 13 si une telle disposition nous permet d'atteindre la vitesse de 0 m. 50 choisie au début.

Avec 5 rangées superposées de tuyaux à ailettes de 175 millimètres de diamètre, on peut estimer à 0 m. 85 la largeur du chemin parcouru par l'air en contact avec les tuyaux, et l'écartement des ailettes est de 21 millimètres, mettons 20. D'après le tableau V le module de résistance de l'appareil est égal à 5,84.

Cherchons le module de la force aéromotrice. La température moyenne dans la gaine est de $\frac{50 + 49}{2} = 49^\circ$, 5 que nous arrondissons à 49° . En prenant sur le tableau IV le point de

rencontre de la ligne — 5 avec la colonne 49, nous trouvons 3,29 qui multiplié par 1 m. 50, hauteur de la bouche au-dessus de la ligne médiane de l'appareil, donne 4,94. Nous en déduisons le coefficient de résistance de 1,30, donné dans le tableau III, et il reste $4,94 - 1,30 = 3,64$. Tel est le module de la force aéromotrice.

En joignant sur le graphique 13 les divisions 3,64 module de la force aéromotrice et 5,84 module de résistance, nous trouvons une vitesse possible de 0 m. 80. La vitesse de 0 m. 50 choisie est donc trop petite.

Nous pouvons essayer maintenant de prendre 0 m. 70 comme vitesse.

Reprenons toutes les opérations antérieures avec le graphique de la figure 11; le volume d'air reste égal à 0 mc. 305. La section de passage devient 0 mq. 45.

Sur le graphique de la figure 12 la valeur de la fonction intermédiaire devient 32,5 et le rapport de la surface de chauffe à la section de passage 90. Donc la surface de chauffe $= 90 \times 0,45 = 40 \text{ mq. } 5$.

En prenant cette fois 4 rangées superposées seulement de 4 tuyaux à ailettes n° 2 de 1 m. 50 écartés de 15 millimètres environ, nous obtenons 0 mq. 46 de section de passage et 43 mq. 20 de surface de chauffe.

Nous pouvons considérer ces valeurs comme convenables, et voir à quoi elles nous conduisent par la vérification du diagramme 13. La longueur de chemin parcourue par l'air n'est plus ici que de 0 m. 68 soit 0 m. 70. Le tableau V nous donne comme valeur du module de résistance 4,99; le module de la force aéromotrice restant égal à 3,64. Cela conduit à une vitesse possible de 0 m. 85.

Par conséquent, comme nous nous sommes tenus larges partout, nous pourrions encore essayer de serrer le problème de plus près et diminuer la surface de chauffe. La chose peut parfaitement se faire dans les limites où nous sommes. Mais d'un autre côté, la prudence est une belle qualité, et comme, en fait, toutes les données ci-dessus ne correspondent pas à une exactitude absolue; il sera presque toujours préférable de s'en tenir à des valeurs comptées ainsi plutôt trop fortes. Le réglage de la quantité de chaleur se fera par des registres, et la consommation du combustible n'en sera pas affectée.

La surface de la batterie étant déterminée, il faut déterminer maintenant la section des gaines et des bouches de chaleur. Or, nous avons trouvé pour le volume d'air une valeur d'air de 0 mc. 305 par seconde et nous voyons sur le tableau III que la vitesse dans la gaine et la bouche doit être de 0 m. 50 par seconde. La section totale doit donc être de :

$$\frac{0 \text{ m. } 305}{0,4} = 0 \text{ m. } 76.$$

De la batterie nous pouvons faire partir 4 gaines ayant chacune 0 m. 45 \times 0 m. 45 ce qui donne 0 mq. 81 de section et la section libre de chaque bouche devra être équivalente.

Quant au conduit d'amenée générale d'air frais à la batterie, il pourra avoir une section de 1 m. 00 \times 0 m. 75.

Ces dimensions peuvent au premier abord paraître considérables, et il est certain qu'elles sont plutôt un peu larges; mais il ne faut pas oublier qu'il s'agit ici d'un appareil qui dessert uniquement une bouche au rez-de-chaussée, et qu'un grand nombre d'installations qui sont exécutées dans ces



conditions pèchent presque toujours par l'insuffisance des chauffés de prise d'air. Il vaut mieux en ces matières, et surtout pour des commençants être trop prudents que pas assez.

Pièces H et I. — Chambre à coucher et salle à manger, chauffées par un seul appareil placé en cave et envoyant la chaleur par deux gaines aboutissant à des bouches placées au niveau du plancher. Le nombre de calories à fournir à la pièce H est de $1.608 + 5 p. 100 = 1.688$ soit 1.700 et la pièce I de $1.306 + 5 p. 100 = 1.371$ soit 1.400. En tout : 3.100 en chiffres ronds ; la température extérieure est -5° ; celles de l'intérieur est de 15° pour la pièce H et 18° pour la pièce I.

La hauteur entre les bouches et la ligne moyenne de l'appareil est de 4 mètres, ce qui donne une vitesse de passage que nous prendrons à 1 m. 20 avec une température de sortie de 50° .

La perte de température pour une hauteur de 4 mètres, est de 2° . La température à la bouche est donc de 48° . D'après le tableau IV pour une température du local de 15° le module des températures intérieures est de 2,01 et d'après le diagramme 11 pour 1.700 calories le volume d'air est de 0 mc. 55. De même pour une température du local de 18° le module est de 1,83 et pour 1.400 calories, le volume d'air est de 0 mc. 50. Le volume total est par suite de 0 mc. 105. Or, une vitesse de 1 m. 25 par seconde, le graphique 11 donne pour la section de passage 0 mq. 087.

Comme précédemment, le module des écarts de température sera de :

$$\frac{105}{50} = 2,10$$

Le graphique 12 donne pour la valeur de la fonction intermédiaire 40,2 et pour un radiateur Excelsior un rapport de la surface de chauffe à la section de passage égal à 89 :

$$89 \times 0,087 = 7 \text{ mq. } 74$$

telle doit être la surface de chauffe.

Pour nous rapprocher de ces chiffres nous pouvons prendre deux radiateurs Excelsior de quatre éléments placés l'un au-dessus de l'autre ; cela donne 0 mq. 096 de section de passage et 8 mq. 96 de surface de chauffe.

Procédons à la vérification.

La longueur du chemin parcouru est d'environ 0 m. 30 et l'écartement peut être compté pour 15 millièmes. Dans ces

conditions, le tableau V donne un module de résistance de 3,28.

$$\text{La température moyenne dans la gaine est de } \frac{50 + 48}{2} = 49^{\circ}.$$

Le tableau IV pour des températures de 49° et de -5° donne un module de température de 3,29 qui multiplié par 4 produit 13,16. On en déduit 7,50 valeur du coefficient de résistance des conduits et bouches et il reste :

$$13,16 - 7,50 = 5,66$$

qui est le module de la force aéromotrice. Avec 5,66 comme module de la force aéromotrice et 3,28 comme module de la résistance, on trouve une vitesse de 1 m. 31. Elle est légèrement supérieure à celle de 1 m. 20 choisie. Celle-ci peut donc être considérée comme convenable.

Calculons maintenant la section de la gaine. Le volume trouvé a été de 0 mc. 105. La vitesse dans la gaine, d'après le tableau III, doit être de 1 mètre. La section sera par suite de 0 mq. 105. On peut prendre une gaine de 0 m. 35 \times 0 m. 30.

Si le conduit amenant l'air frais à cette batterie Excelsior est indépendant, il faudra également lui donner 0 m. 35 \times 0 m. 30.

Mais, souvent, on ne fait pas une prise d'air distincte pour chaque batterie ; on ménage une seule prise d'air générale qui donne des branchements aboutissant aux différentes bouches. Dans ce cas, notre procédé de détermination de la section du conduit d'air frais, basé sur le choix de vitesses déterminées, n'est plus exact. En effet il régnera dans ce conduit une vitesse intermédiaire entre celle minimum de 0 m. 40 et celle maximum correspondant à la bouche la plus élevée ; et se rapprochera d'autant plus de celle maximum que l'importance des calories débitées par les bouches supérieures sera grande par rapport à celles des bouches inférieures. Il ne serait pas difficile, pour ce cas, de donner une méthode de calcul spéciale qui permette de tenir compte d'une vitesse dans ce conduit collecteur d'air frais différent de celles existant dans les gaines d'air chaud. On aurait alors à choisir cette vitesse convenablement dans chaque cas particulier. Mais cela viendrait nous apporter une nouvelle complication, et il vaut mieux, quitte à avoir une section de conduit souvent trop forte, vous en tenir, quand vous rencontrerez ce cas, à une section de conduit égale à la somme des sections partielles que vous trouveriez pour chaque conduit isolé.

M. DARRAS.

RENSEIGNEMENTS — REVUE DES PÉRIODIQUES — BIBLIOGRAPHIE

Le kieselguhr algérien.

Tout ceux qui s'occupent de chauffage connaissent le kieselguhr, et, à voir ce nom à désinence peu française, comprennent bien à première vue que nous ne devons pas en être de gros producteurs. Aussi bien est-il vrai de dire que, si la France en présente quelques gisements, dont l'un des plus importants se trouve à Celles près Murat (Cantal), nous sommes encore tributaires pour une bonne part de l'Alle-

magne, notre extraction ne suffisant pas à notre consommation.

C'est que cette substance a de nombreux usages ; elle est utilisée comme matière filtrante, comme pâte plastique mélangée au kaolin ou à l'argile ; entre dans la composition de certains savons ; sert de véhicule à la nitroglycérine dans la fabrication de la dynamite ; enfin peut être transformée en matériaux de constructions. Mais son usage le plus répandu et qui vraisemblablement correspond à sa plus grande

consommation consiste dans son emploi comme calorifuge.

Le kieselguhr est, on le sait, un des calorifuges les plus efficaces, et il doit cette propriété à sa constitution même, étant composé de carapaces ou coquilles d'algues infiniment petites (de 1 à 5 millièmes de millimètre) appelées diatomées; dans ces carapaces le protoplasma ou matière organique a disparu aujourd'hui et se trouve remplacé par de l'air qui, ainsi enfermé dans une série de cavités infiniment petites, constitue un obstacle remarquable à la transmission de la chaleur. On comprend, dans ces conditions, d'une part que les impuretés quelconques qui peuvent s'y rencontrer diminuent considérablement son pouvoir calorifuge, d'autre part aussi que nous ayons intérêt à trouver en quantité suffisante chez nous cette substance si utile.

Or, on savait assez vaguement depuis longtemps déjà que les régions de l'Ouest algérien, surtout au nord de l'Atlas, renfermaient du kieselguhr; mais ce n'est que récemment qu'on a procédé à des recherches sérieuses et découvert des gisements importants, en particulier dans les environs d'Oran, dans la banlieue de Cherchell, à Saint-Denis du Sig, à Ouilis; la teneur en silice varie de 60 à 90 p. 100.

C'est au fond des masses d'eau tranquilles que les diatomées se déposent; leur reproduction est assez active en certains endroits pour exhausser la vase qui forme le fond de la cuvette des lacs et amener ceux-ci au bout de quelque temps à disparaître. Il n'est donc pas étonnant que l'Algérie, qui a toujours été la région des grands chotts ou lacs, présente dans les endroits où il a existé de ces lacs tranquilles des dépôts de silice fossile très importants.

C'est une richesse de plus de notre sol algérien sur laquelle il n'était pas indifférent d'appeler l'attention des intéressés, et il faut espérer qu'elle nous permettra, pour ce produit encore, de satisfaire dans l'avenir par nous-mêmes à tous les besoins de notre industrie, sans recourir aux produits étrangers.

(Cosmos, 23 décembre 1911.)

Mechanics of Heating and Ventilating, with charts for calculation and examples, par Konrad Meier, Ingénieur conseil en chauffage et ventilation. Un volume in-8 de 165 pages et 33 figures, avec 10 planches de diagrammes hors texte. Prix : 5 dollars. New-York, 1912, Mac Graw-Hill Book Company.

C'est un ouvrage véritablement neuf et intéressant que nous présentons à nos lecteurs et qui dénote de la part de son auteur beaucoup de savoir, un esprit très net, en même temps qu'il représente une somme de travail réellement considérable.

L'auteur a voulu embrasser dans cet ouvrage en effet l'exposé de ses méthodes de calcul pour la circulation dans leurs conduits respectifs de tous les fluides servant aujourd'hui au chauffage ou à la ventilation : eau chaude, vapeur et air, et ce, dans tous les cas différents ou à peu près où l'on est susceptible de les employer dans les installations. Mais il n'a pas voulu se borner seulement à un exposé de ses méthodes

et de ses formules; il a surtout, et c'est là le principal intérêt de son ouvrage, dressé pour tous ces cas variés des abaques, qui, avec un peu de pratique, permettent de procéder très rapidement à tous les calculs nécessaires à la confection du projet complet.

La principale innovation de M. Konrad Meier dans ces matières a été de rompre avec les formules employées jusqu'ici dans les calculs et d'adopter celle de Schoder, qui est une formule monôme donnant la perte de charge due au frottement en fonction de la longueur, de la vitesse et du diamètre, soit :

$$h = Al \frac{v^{10}}{d^5}$$

et en même temps de considérer la perte de charge due aux résistances locales comme proportionnelle non pas au carré de la vitesse mais bien à la même puissance v^{10} que la perte due aux frottements.

Cela lui a permis, sur un même abaque à coordonnées logarithmiques de grouper les tracés relatifs aux pertes de charge dues respectivement aux frottements dans les conduites de divers diamètres et aux diverses résistances locales; et de cette manière les calculs se trouvent assez notablement simplifiés.

Comme dit plus haut, les abaques sont au nombre de dix. Le premier s'applique au chauffage à eau chaude avec circulation forcée au moyen d'une pompe, c'est-à-dire avec des vitesses de circulation relativement élevées. Les trois suivants sont encore relatifs au chauffage à eau chaude, mais fonctionnant cette fois sous l'action de la simple gravité, et ce dans trois cas différents, à savoir : différences de température respectivement de 22°, 19°,5 et 16°. Des indications sont données dans le texte pour permettre de passer de ces différences de températures à d'autres selon les cas; de tenir compte des pertes de calories et de température dans les tuyaux de conduite; enfin d'établir des schémas pratiques permettant de porter sur un seul dessin toutes les indications relatives aux calculs.

Les planches V, VI et VII s'appliquent à la vapeur, la première à une pression de 5 kilogrammes environ, la seconde à une pression de 340 grammes, la troisième enfin à une pression de 70 grammes environ. Des exemples d'application, dans le cas de la basse pression, sont donnés dans plusieurs cas distincts : circuit fermé à deux conduits soit avec retours noyés, soit avec retours non noyés; circuit fermé à une seule conduite; enfin circuit ouvert à double conduite.

Les trois dernières planches, de VIII à X, sont destinées à l'air chaud et à la ventilation. La première a trait aux installations à grande vitesse et à forte pression ou dépression avec température moyenne de 21° (ventilation des usines, tunnels, installation d'aspirations industrielles diverses) et avec conduites de section circulaire. La seconde est établie pour la ventilation des édifices, avec vitesse et pression moindres, température moyenne de 21° également, et conduites de section rectangulaire. La dernière enfin s'applique au chauffage indirect et à la ventilation par simple gravité. Dans le chapitre préliminaire relatif à la théorie du mouvement de l'air dans les conduits, d'intéressantes indications sont données sur les résistances diverses que l'on



rencontre dans la pratique et sur les moyens de constituer les branchements pour rendre ces résistances minima.

Évidemment, pour un lecteur français, les ouvrages anglais ou américains, surtout lorsqu'il s'agit de calculs et d'abaques, présentent l'inconvénient de la différence des mesures. Mais si l'on réfléchit d'autre part à la grande économie de temps que l'on peut trouver à faire des calculs très rapides, on pensera peut-être que, en attendant que de semblables

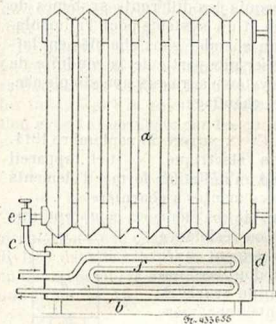
abaques aient été mis en mesures françaises, une simple multiplication faite de temps à autre par un coefficient déterminé à la règle à calcul n'ajoutera pas beaucoup de peine ni de temps à celui qui résultera de l'emploi même des graphiques.

Il y a donc là en somme un ouvrage qui nous semble être de premier intérêt pour les ingénieurs en chauffage et ventilation.

BREVETS FRANÇAIS ET ÉTRANGERS

BREVETS FRANÇAIS

433655. GRASSET, 2 novembre 1910. **Perfectionnements aux systèmes de chauffage par radiateurs à eau chaude.** — Ce dispositif consiste à chauffer l'eau du radiateur en la faisant circuler entre



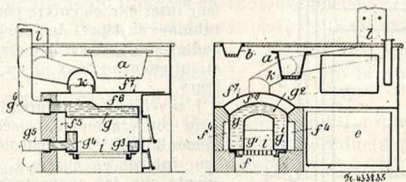
le radiateur et un récipient dans lequel elle est chauffée par la tuyauterie dans laquelle circule le fluide de chauffage provenant du foyer, mais sans qu'il y ait mélange entre le fluide de chauffage et l'eau contenue dans le récipient et le radiateur.

Le radiateur *a* est monté sur un petit récipient *b* avec lequel il communique par les deux conduits *c, d*, un robinet *e* assurant la circulation de l'eau entre le radiateur et le récipient. Les tuyaux Perkins *f* traversent le récipient *b* et chauffent l'eau qui

est contenue par contact, et si le robinet est ouvert, il s'établit une circulation d'eau entre le récipient *b* et le radiateur *a* qui, en raison de sa grande surface, chauffé par rayonnement et par convection le milieu ambiant. Pour régler le chauffage du radiateur, il suffit de fermer plus ou moins de robinet *e* pour faire obstacle à la circulation de l'eau entre le radiateur *a* et le récipient *b*.

433835. Vve COSSOUL, 1^{er} septembre 1911. **Dispositif de chaudière applicable aux fourneaux de cuisine pour le chauffage des appartements ou autres buts analogues.** — Le dispositif de cette chaudière est tel qu'elle puisse être aménagée dans un fourneau sans accroître son volume, elle se place à côté du coffre à charbon qui est, dans ce but, simplement réduit de largeur.

Le fourneau représenté est un fourneau de cuisine du modèle courant comportant un foyer central *a*, un petit foyer *b*, un four *c* et un coffre à charbon *e*. Ce coffre a été réduit de largeur et une

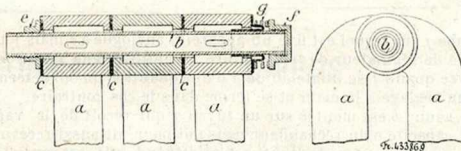


chambre *f* en terre réfractaire établie près du coffre en dessous de la sole des foyers *a* et *b*, cette chambre est destinée à loger la chaudière *g* formée de deux côtés rectangulaires *g'* reliés à leur

sommet par une partie arquée et à leur base par deux conduits rectangulaires *g², g¹*; le conduit *g¹* reçoit la tubulure *g⁵* d'arrivée d'eau froide et la partie *g²* est en communication avec la conduite de distribution d'eau chaude par une tubulure *g⁶*. Les flammes du foyer *i* chauffent la chaudière par son centre et entourent également ses faces extérieures en passant par les carneaux *f¹, f⁵* formés par les pièces réfractaires de la chambre *f*; elles passent également par celui *f³* formant carneau de départ et qui est constitué par une plaque métallique cintrée *f²* placée au-dessus de la partie arquée *g²* de la chaudière.

Une buse *R* conduit les produits de combustion à travers le fourneau et contribue à augmenter l'effet calorifique de celui-ci; cette buse aboutit à celle *l* du fourneau lui-même dans lequel elle est logée, mais elle peut néanmoins être commandée par une clé indépendante.

433869. ANDERSEN, 4 septembre 1911. **Dispositif pour l'assemblage de corps de chauffage céramique.** — Les différents éléments *a* du corps de chauffage céramique sont reliés entre eux à leurs deux extrémités au moyen d'un tube d'assemblage supérieur et d'un tube inférieur *b*, de sorte que les éléments s'appuyant par leurs faces l'un contre l'autre peuvent être rendus étanches au moyen de rondelles de garniture *c*. Sur une des extrémités des



tubes *b* sont vissés des écrous *e* et sur l'autre extrémité des chapeaux *f* qui ferment, en même temps, les tubes *b*. Sur le côté de face sont disposées sur les tubes *b* des douilles *d* en matière extensible qui s'adaptent par leur partie cylindrique sur les dits tubes de façon que ceux-ci sont étanches à l'eau et à la vapeur. Les extrémités libres de ces douilles sont recourbées de façon qu'elles forment des brides de garniture qui s'appuient d'une manière étanche contre la face des éléments extérieurs du corps de chauffage et qui sont pressées contre cette face au moyen de ressorts de pression *g* qui s'appuient contre le chapeau *f* vissé sur le tube *b*.

433993. SOCIÉTÉ NESSY FRÈRES, 11 novembre 1910. **Dispositif pour le chauffage à l'eau chaude ou à l'air chaud, utilisant la vapeur comme intermédiaire.** — Un générateur de vapeur réglé à la pression constante alimente de vapeur sous pression le tuyau *a, b* désigne une turbine à vapeur qui actionne une pompe *c* destinée à assurer la circulation du fluide de chauffage (l'eau dans le cas présent). La vapeur est amenée à la turbine *b* par deux admissions dont l'une *m* est constante, son débit de vapeur correspondant au chauffage minimum, tandis que l'autre *n* est réglée par la vanne *g*.

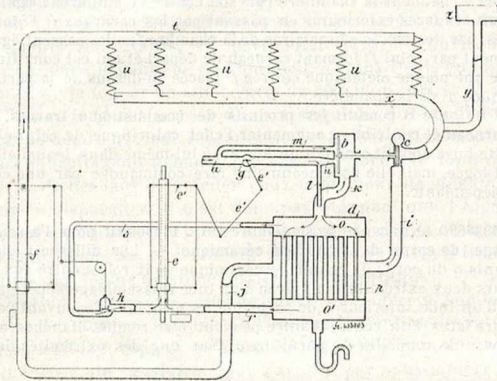
De la turbine *b*, la vapeur passe par le tuyau *R* à la capacité *o*



d'un réchauffeur *d*. Dans ce tuyau *r* débouche un tube *l* relié au tube *n* de sorte que l'admission de vapeur en *l* se trouve réglée par la vanne *g*. Pendant les fortes admissions, la vapeur fournie par *l* forme aspiration sur l'échappement de la turbine, et peut diminuer la contre-pression et même produire un certain vide. La totalité de la vapeur fournie par *k* et *l* se rend ainsi à la capacité *o* du réchauffeur *d* et pénètre dans les tubes reliant les capacités *o* où elle se condense. L'eau condensée retourne à la chaudière soit par gravité, soit par alimentateur automatique.

L'air contenu dans la vapeur et l'excès de vapeur non condensée, sort par un tuyau *r* sur lequel est monté un moteur à dilatation composé d'un tube *e* en cuivre établi de manière à ne pouvoir se dilater que vers le haut; il débouche en haut dans l'atmosphère ou peut être en communication avec un appareil producteur de vide. Son extrémité supérieure est reliée par des tirants et des leviers *e'* qui amplifient sa dilatation à la vanne ou soupape *g*, de sorte que cette soupape est actionnée suivant la quantité de vapeur reçue par *e*.

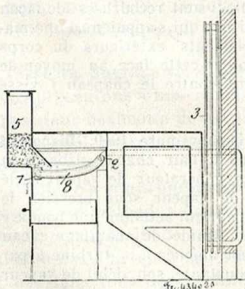
L'eau de circulation destinée au chauffage une fois échauffée dans le réchauffeur *o* se rend à la canalisation de chauffage par



un tube *f* sur lequel est fixé un appareil *f* analogue à *e* mais jouant le rôle de régulateur de température; il agit sur une vanne *h* qui s'ouvre quand *f* se dilate au delà d'une quantité qu'on détermine par un réglage à la main et se ferme dans le cas contraire.

La vanne *h* est montée sur un tuyau *s* qui reçoit de la vapeur de la capacité *o* du réchauffeur mais qui pourrait aussi recevoir la vapeur à la pression de la chaudière. Quand elle est ouverte, la vanne *h* admet la vapeur à l'appareil *e*. La quantité de vapeur nécessaire à la dilatation de *e* est infime en comparaison de celle employée au chauffage, la vanne *h* sera donc minuscule et l'on obtiendra une grande sensibilité de réglage.

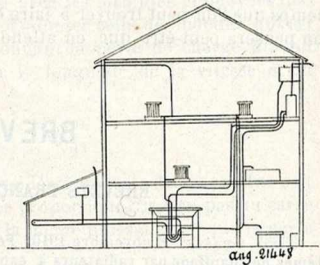
Le circuit de chauffage rempli par l'eau servant de véhicule de



434029. GLASSER, 7 septembre 1911. Fourneau de cuisine connecté à un système de chauffage

central et de distribution d'eau chaude. — La grille est formée par un certain nombre de barreaux creux dont l'extrémité anté-

rieure est recourbée vers le haut; ces divers barreaux *s* communiquent entre eux par leurs extrémités et les deux barreaux limitant les grilles sont respectivement reliés au retour d'eau froide *1* et au départ de l'eau chaude en *2*. Le conduit de départ communique avec un récipient radiateur à eau chaude *3* qui peut être relié à d'autres radiateurs placés dans les différentes pièces d'un appartement. Pour assurer une alimentation continue de combustible, on a prévu une trémie de chargement *5*.

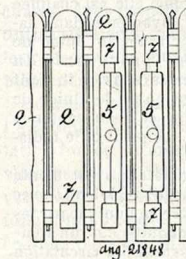


BREVETS ANGLAIS

21448. BRIERLY, 15 septembre 1910. Système de chauffage à l'eau chaude.

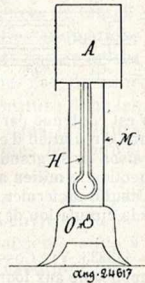
— La chaleur est fournie à deux ou plusieurs services d'eau chaude séparés pour le chauffage domestique, au moyen d'une seule source de chaleur.

Au croquis les différents systèmes de chauffage et un système pour l'alimentation d'eau chaude, sont chauffés en faisant passer une partie de la conduite de chaque système à travers une simple cheminée de chauffage.



21848. CUNNINGTON, 20 septembre 1911. Chauffage électrique. — Cet appareil comprend un radiateur formé d'éléments semblables montés à charnière.

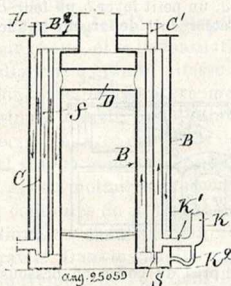
Chacun de ces éléments comprend une lampe *5* ou résistance convenablement fixée dans des douilles *7* qui font corps avec un réflecteur plat ou courbe *2*. Chacun de ces réflecteurs est monté à charnière avec le réflecteur adjacent et l'ensemble de l'appareil de chauffage ainsi constitué peut être monté dans un cadre et supporté contre un mur à la façon d'un tableau.



24617. STEVENS, 24 octobre 1910. Appareil de réchauffage de l'eau. — L'ensemble de l'appareil consiste dans la combinaison d'un radiateur et d'une chaudière à eau chaude.

A représente la chaudière supportée par une série de tubes *M* de gros diamètre à la base desquels sont placés des brûleurs à gaz *O*. Les tubes à eau *H* sont fixés au réservoir *A*.

25059. BINNS, 28 octobre 1910. Chaudières pour le chauffage à l'eau chaude. — Cette chaudière pour le chauffage domestique à l'eau chaude comprend un bouilleur en tôle de fer muni d'un bouilleur intérieur en cuivre portant la tubulure de départ de l'eau chaude, l'admission d'eau froide étant faite simultanément aux deux bouilleurs.



L'enveloppe extérieure *B* munie d'un couvercle plat et facilement démontable *B'*, comporte le bouilleur interne en cuivre *C* qui est monté sur des supports *S*; cette chemise *B* forme également une chambre pour le foyer intérieur.

Des tubes à eau *f* sont disposés dans le bouilleur en cuivre, de façon à obtenir la circulation de

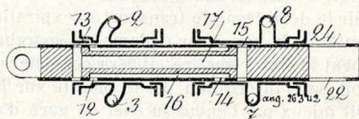


l'eau indiquée par les flèches; un ou plusieurs tubes transversaux D peuvent également être prévus.

L'eau froide amenée par le conduit K est distribuée par des branchements K¹ K² aux bouilleurs respectifs. Le bouilleur C est pourvu de conduits habituels de départ de l'eau chaude C' et de retour J, et le bouilleur B communique avec le réservoir d'expansion par le conduit H.

26342. DOBMUS, FRITZ, VON RITTER ET FLEISCHMANN, 12 novembre 1910. **Système de chauffage.** — L'invention concerne un dispositif de valve contrôlant l'entrée de vapeur ou autre fluide de chauffage aux radiateurs sur un système à une seule tubulure, cette valve pouvant être placée en trois positions.

Dans la première le fluide passe au radiateur par le conduit 3,



l'espace 16, l'ouverture 14 et le conduit 7, retourne par le conduit 8, l'ouverture 15, le tube central 17, l'ouverture 13 et le conduit 2.

Le piston central peut être déplacé dans la position montrée qui ferme les connexions principales 2 et 3 et les connexions avec le radiateur 7 et 8; dans la troisième position davantage à gauche les tubes 7 et 8 et ensuite le radiateur seront mis en communication avec l'atmosphère par les conduits 24 et 22.

BREVETS AMÉRICAINS

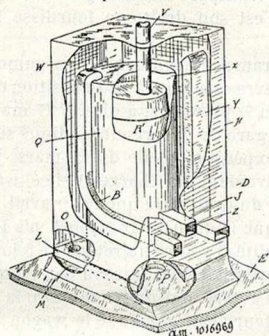
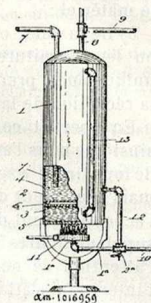
1016939. SADTLER, 13 février 1912. **Système de chauffage par circulation d'eau chaude.** — Ce système comprend une chaudière 1 divisée dans le sens de la hauteur par une cloison horizontale 2 en deux chambres superposées 3-4 communiquant entre elles par une tubulure 13; les fonds inférieurs des deux chambres sont

en outre reliés par le conduit 12 branché au conduit de retour 10.

7 indique le conduit d'alimentation de la chaudière et 8, 9 les tubulures de départ de l'eau chaude.

11 est un brûleur à gaz.

1016969. PETER SMITH HEATER COMPANY, 13 mars 1909. **Appareil de chauffage pour voitures de chemins de fer.** — Cette installation pour le chauffage des voitures de chemin de fer comprend un appareil de chauffage R' enveloppé dans une chemise Q disposée de façon à constituer une chambre de chauffage fermée; une seconde enveloppe W entoure la chemise Q et forme une autre chambre de chauffe préliminaire pourvue d'une ouverture d'admission d'air à la partie inférieure. L'air, préalablement échauffé dans l'enveloppe extérieure, se rend dans la chambre de chauffage intérieur et de là est dirigé par des tubulures appropriées aux différentes parties de la voiture.



CHRONIQUE JUDICIAIRE — INFORMATIONS — DIVERS

INFORMATIONS

Deuxième Congrès national du froid.

Le conseil de l'Association française du froid a décidé dernièrement d'organiser le deuxième Congrès national du froid, qui aura lieu à Toulouse les 23, 24, 25 septembre prochain et sera suivi d'excursions dans la région des Pyrénées et des Causses.

Le programme du Congrès de Toulouse portera principalement sur le rôle du froid dans la crise de la vie chère; et ce congrès constituera surtout une propagande nationale destinée à répandre rapidement la notion du bienfait social que constitue l'emploi du froid.

L'Association française du froid entend montrer que, dans la lutte contre la vie chère, les intérêts du producteur et du consommateur peuvent être également bien servis par le froid, pour le plus grand bien matériel du pays.

TRANSPORTS

Indication sur le récépissé remis à l'expéditeur, de la date de l'expédition.

Aux termes de l'article 50 des conditions d'application des tarifs-généraux de petite vitesse, la Compagnie de chemin de fer est tenue de remettre, tant à l'expéditeur qu'au destinataire d'une marchandise, un récépissé indiquant, entre autres, le délai dans lequel le transport doit être effectué.

Cette disposition est généralement observée, mais la date de l'expédition portée sur le récépissé étant celle de la remise effective de la marchandise, les agents des Compagnies font courir de cette date, le délai dont il s'agit.

Or, dans le cas d'expédition par wagon complet, cette façon d'opérer constitue une erreur très préjudiciable au destinataire.

En effet, aux termes de l'article 6 § b des conditions d'application des tarifs spéciaux P. V. les délais de transport courent, si la demande de wagons est parvenue avant la fermeture de la gare :

a) Du lendemain de la réception de cette demande, quand

l'expéditeur n'a pas indiqué la date à laquelle il désire avoir le matériel :

b) De la date, ou de chacune des dates indiquées pour la ou les fournitures correspondantes, pourvu que la date unique ou la première des dates soit postérieure à celle de la réception de la demande.

En opérant comme elles le font, les Compagnies qui, ainsi que nous l'avons déjà fait connaître, ne sont pas tenues de fournir les wagons aux jours indiqués dans les demandes, mais seulement dans les délais impartis par les tarifs pour l'acheminement des marchandises, se constituent des délais supplémentaires sur lesquels nous croyons utile d'appeler l'attention de nos lecteurs. Un exemple leur démontrera l'intérêt qui s'attache à cette question.

Supposons un expéditeur remettant le 15 mars à la gare, une demande d'un wagon pour le 20. Supposons, en outre, que le délai de transport soit de 7 jours, et que la Compagnie, comme c'est son droit, ne fournisse le wagon que le 25.

Le délai de transport commencera néanmoins le 20 et la marchandise devra être mise à la disposition du destinataire à l'expiration du 7^e jour, c'est-à-dire le 27 mars.

Cependant la gare de départ aura indiqué sur le récépissé, comme date d'expédition, celle du 25 mars, jour où le wagon aura effectivement été chargé et si ce wagon n'est mis à la disposition du destinataire que le 1^{er} avril, la gare d'arrivée prétendra que le délai de transport n'a pas été dépassé alors, qu'en réalité il y aura un retard de 5 jours.

Quant au destinataire, il ne sera pas en mesure de protester contre ce retard puisqu'il ignorera la date pour laquelle l'expéditeur avait demandé le wagon et qu'il n'aura d'autres indications que celles portées sur le récépissé si tant est encore que l'expéditeur le lui ait transmis.

Logiquement et équitablement, le récépissé délivré par la Compagnie devrait donc mentionner, concurremment avec la date réelle de l'expédition, celle pour laquelle le wagon a été demandé. Toutefois, nous devons reconnaître qu'aucune disposition réglementaire n'oblige les Compagnies à porter cette dernière indication ; leur refus de le faire ne constitue donc pas une infraction.

Il ne s'ensuit pas, cependant, que le destinataire se trouve

complètement désarmé, bien au contraire, mais il faut, pour la sauvegarde de ses droits, qu'il observe les dispositions ci-après :

Inviter l'expéditeur : 1^o A envoyer sa demande de wagons par exprès avec mission à ce dernier d'en retirer émarginement, que la gare est tenue de remettre (articles 6 § b des conditions d'application des tarifs spéciaux P. V. et 53 des tarifs généraux P. V.) ; 2^o à lui transmettre immédiatement cet émarginement, en même temps que le récépissé ; 3^o dans le cas où la demande de wagons aurait été envoyée autrement que par exprès, lui en adresser copie.

De la sorte, il aura en mains tous les éléments nécessaires pour établir le délai légal de transport à l'expiration duquel il se présentera à la gare pour réclamer sa marchandise et, si on ne peut la lui remettre, il fera constater sa réclamation, soit par l'inscription d'une plainte sur le registre *ad hoc*, soit mieux par l'envoi au chef de gare d'une lettre recommandée. Ayant ainsi établi son droit, il pourra incontestablement réclamer à la Compagnie des dommages-intérêts pour le retard dont il aura été victime.

En ce qui concerne l'émarginement des demandes de wagons dont nous venons de parler, nous croyons devoir mettre nos lecteurs en garde contre une erreur commise par certains expéditeurs.

Ces derniers, s'appuyant sur un arrêt de la Cour d'appel de Paris du 9 juillet 1908, s'imaginent qu'ils peuvent exiger des chefs de gare la remise, après émarginement, des demandes portées par exprès. Généralement, ils essuient un refus contre lequel aucun pouvoir ne peut réagir.

En effet, la réglementation est absolument muette sur la forme dans laquelle cet émarginement doit être donné. Le chef de gare est donc libre de le donner sur la demande même ou sur un récépissé préparé et présenté par l'expéditeur, ou encore de rédiger lui-même cet émarginement.

Il va de soi que le document ainsi remis doit porter toutes les indications nécessaires, notamment le nombre de wagons et la ou les dates pour lesquelles ils ont été demandés.

L'agent de la Compagnie ne commet donc d'infraction que quand il se refuse à donner émarginement sous une forme quelconque.

LUDOVICUS.

APPAREILS NOUVEAUX — CATALOGUES — CORRESPONDANCE

CATALOGUES

H. Münzing et Cie. — Coïncidant avec le transfert des magasins de robinets, raccords, appareils de sûreté, outillage et des bureaux dans le vaste immeuble de la rue Fontaine-au-Roi, n^o 47 (les magasins de tubes restant à la plaine Saint-Denis) la nouvelle édition du catalogue de la maison H. MUNZING et CIE vient de paraître.

Ce catalogue est divisé en quatre parties :

- 1^o Tubes fer et acier et leurs pièces de raccord fonte malléable ;
- 2^o Robinetterie générale ;
- 3^o Appareils de sûreté et accessoires pour l'industrie et le chauffage central ;
- 4^o Outillage perfectionné pour le travail et la pose des tubes.

Cet album contient plusieurs nouveautés d'un haut intérêt pour l'industrie du chauffage, entre autres : les bouches de chaleur en acier estampé « Never break », les séparateurs d'huile et de graisse des vapeurs d'échappement, les appareils pour la soudure autogène et le découpage des métaux, etc.

MUNZING et CIE viennent de créer un département pour tout le matériel nécessaire aux installations de dépoussiérage par le vide.

Fidèles à leur principe, ils ne feront pas d'installations eux-mêmes, mais vendent ces appareils exclusivement aux constructeurs, auxquels les devis sont envoyés gratuitement sur plans ou croquis cotés.

Le nettoyage par le vide est entré dans les pratiques de l'hygiène moderne, dont il est le plus puissant auxiliaire ; il est tout à fait à l'ordre du jour en Amérique, en Allemagne, en Suisse, etc.



MUNZING et CIE, déjà si bien qualifiés dans les produits connexes (robinetterie et accessoires de toutes sortes), tiennent à étudier les premiers cette question et à présenter à leur clientèle les appareils les plus perfectionnés, notamment une pompe à vide avec paliers à billes d'une marche silencieuse, consommant un minimum de force électrique et dont les organes sont pour ainsi dire inusables.

Leur catalogue, portant le n° 51, forme une élégante brochure de près de 200 pages et est envoyé franco sur demande.

La disposition sous plancher est particulièrement défectueuse parce qu'elle a pour résultat d'emprisonner sans aucune visite possible des joints qui peuvent fuir à un moment donné et tout détériorer.

Enfin la disposition que vous indiquez correspond à un développement notablement plus considérable de tuyaux, d'où élévation du prix, augmentation des pertes de chaleur et de la consommation du combustible.

Cela posé, il n'est pas au surplus impossible d'exécuter l'installation dans les conditions que vous avez prévues, et la méthode de Rietschel aussi bien que les autres qui en dérivent sont parfaitement applicables à votre cas.

Les diamètres que vous avez prévus sont plutôt faibles, et nous vous engagerions à en renforcer un certain nombre. Même en ne tenant pas compte de la chute de température dans les conduites au fur et à mesure du cheminement de l'eau, ce qui est cependant indispensable dans le cas d'une distribution par le bas, et en supposant une différence de 3° entre l'aller et le retour, à première vue, il nous paraît qu'il faudrait augmenter d'un numéro

CORRESPONDANCE

Réponse à la question n° 47. — Appareil de ventilation. — Le ventilateur Renard est fabriqué par M. Sonntag, 58, rue de Lourmel, à Paris.

X., à Paris.

2° réponse à la question n° 49. — Production du bistre dans les cheminées (1). — Une contribution à l'étude du bistre et en même temps du calcin, à propos de la question des feux de cheminée, se trouve dans une communication faite récemment par M. Maubras, Ingénieur des Arts et Manufactures, à la commission du gros-œuvre des constructions de la Société centrale des Architectes (séance du 27 février 1912).

Cette communication a paru en supplément dans l'Architecture, le 23 mars 1912. Il y est en fait principalement question du calcin et de son effet sur les feux de cheminée; mais comme l'on confond quelquefois ces deux natures de dépôt, il peut être intéressant déjà de savoir les distinguer.

Question n° 51. — Dispositif spécial de chauffage à eau chaude. — Chauffage des serres. — J'ai une installation de chauffage à eau chaude à faire, où l'architecte ne veut pas que les tuyaux se voient dans les pièces, ni qu'ils soient enfermés dans l'épaisseur des murs, et le seul moyen de les disposer est celui qu'indique le croquis ci-joint, dans l'épaisseur des planchers, sauf une colonne montante avec son retour.

1° Je désirerais savoir si un semblable dispositif peut être établi et si l'on peut calculer les diamètres des tuyaux en appliquant les tables de Rietschel. Les diamètres indiqués au croquis sont ceux que je me propose d'employer; je serais heureux que l'on m'indiquât s'ils conviennent.

2° Comment se calcule la surface de chauffe pour une serre?

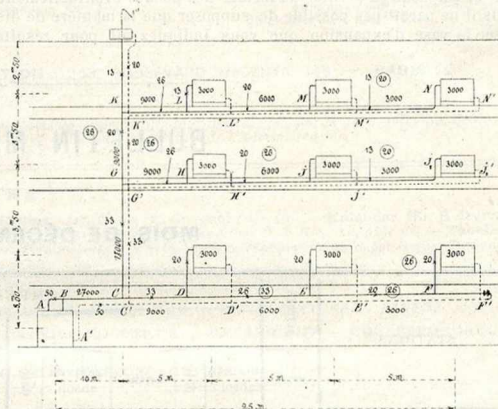
(X. X., Angleterre).

Réponse à la question n° 51. — 1° Les architectes ont souvent des exigences auxquelles il faut tâcher de résister, surtout lorsqu'elles ont pour conséquence de conduire à une installation lais-sant à désirer. Dans votre cas particulier, nous ne saurions vous engager à réaliser l'installation comme vous le projetez, parce qu'elle comporterait ainsi un certain nombre d'inconvénients, à savoir :

Chaque radiateur constituerait un point haut dans lequel il peut venir s'accumuler de l'air, non seulement lors du remplissage et de la mise en route, ce qui serait un inconvénient secondaire, mais encore et surtout ultérieurement, en cours de fonctionnement, par suite du renouvellement progressif de l'eau à cause des petites pertes par évaporation et autres. Il faudrait donc munir chaque radiateur d'un purgeur d'air, et l'on pourrait être conduit, en cours de fonctionnement, à les ouvrir de temps à autre pour faire évacuer l'air susceptible de s'accumuler.

Pour assurer le dégagement de cet air il faudrait plutôt forcer la pente des tuyaux sous plancher, alors qu'il est déjà le plus souvent difficile sinon impossible de donner la pente voulue aux tuyaux qui sont ainsi placés.

(1) Voir cette question Ch. et Ind. San., n° 44 de mars 1912, p. 67.



les diamètres des tronçons désignés au croquis joint par les lettres : DE ; D'E ; EF ; H ; H' ; J ; J' ; J' ; J' ; MN ; M'N ; GK ; G'K ; de telle sorte que leurs diamètres soient ceux enfermés dans un cercle sur le croquis. Ceci vous est donné à titre de simple indication, car pour vous répondre d'une manière positive, il faudrait faire les calculs exacts et complets, ce que nous n'avons pas fait et ce qui sortirait du cadre des renseignements que l'on peut donner par la voie du journal.

2° Il y a beaucoup d'ingénieurs qui considèrent que les serres doivent être traitées autrement que les autres locaux à chauffer, au point de vue des calculs de déperditions, à cause de la très grande proportion de vitrages qu'elles présentent ; et les règles qu'ils donnent ont du moins l'avantage de la simplicité, car elles correspondent à prendre pour la surface de radiation une proportion déterminée de la surface de vitrage de la serre. Mais cette simplicité n'est qu'apparente. En effet un même coefficient de proportion ne s'applique que pour une température déterminée de la serre, une température déterminée au dehors, enfin des températures déterminées de l'eau dans les conduites de prise et de retour; quand ces conditions changent, il faut modifier le coefficient. Vous pourriez trouver des précisions à ce sujet dans l'ouvrage de M. James Hofmann, Handbook for Heating et Ventilating Engineers, à la page 97 (Voir le compte rendu de cet ouvrage dans cette Revue, n° 41, p. 244). Également, vous trouverez des graphiques pour le calcul des chauffages de serres dans le numéro de novembre 1911 de The Heating et Ventilating Magazine.

Mais, quand on y regarde de près, on s'aperçoit que cette manière de procéder revient d'une manière détournée à calculer les déperditions selon les moyens ordinaires mais avec un peu moins



d'exactitude, sans beaucoup plus de simplicité. Aussi est-il bien plus logique à notre avis de ne pas traiter les serres autrement que les autres locaux. En prenant 5,3 comme coefficient de transmission des vitrages, et tenant compte, le cas échéant, des divers suppléments pour ventilation naturelle et autres, on peut arriver très simplement à de bons résultats.

Question n° 52. — Chauffage à eau chaude de plain-pied. — Je viens de faire une installation de trois radiateurs avec chaudière au même plan.

Deux radiateurs donnent bien ; un autre, le plus éloigné, ne donne pas.

Mon monteur a fait une faute, en branchant le vase d'expansion sur le point le plus bas du retour ; l'insuccès provient-il de cet incident ?

Y... à Compiègne.

Réponse à la question n° 52. — Il est évidemment beaucoup plus rationnel de raccorder le vase d'expansion avec le point haut de la conduite d'aller, parce qu'il sert en même temps à l'évacuation de l'air et empêche ce dernier de former des poches éventuellement ; mais il ne paraît pas possible de supposer que la manière de disposer le vase d'expansion que vous indiquez ait pour résultat

d'empêcher un radiateur de fonctionner. On ne peut rien dire de positif, sans avoir un tracé exact du côté de l'installation ; cependant il semble qu'il faudrait une chose bien extraordinaire pour que la disposition du vase d'expansion puisse gêner.

Ce qui au contraire est très vraisemblable a priori, c'est que : ou bien la conduite maîtresse de distribution est trop petite ; ou bien les conduites d'aller et de retour du radiateur le plus éloigné sont elles-mêmes de trop petit diamètre ; ou encore ce sont les conduites de l'un ou l'autre des deux autres radiateurs et peut-être même des deux qui sont de trop gros diamètre. Dans un cas comme dans l'autre, le résultat immanquable doit être d'empêcher la circulation de l'eau en quantité suffisante dans le dernier radiateur.

Vous avez un moyen de vous rendre compte si les conduites des deux premiers radiateurs sont trop grosses, c'est d'étrangler ces conduites par un moyen quelconque, par exemple à l'aide d'un manchon ou d'un t de réglage, et de serrer le dispositif de réglage jusqu'à ce que la circulation s'établisse régulièrement dans le dernier radiateur. Si même ainsi la circulation ne peut devenir régulière, c'est que la conduite maîtresse ou les conduites du dernier radiateur sont vraisemblablement trop faibles.

Sans plan exact, il est difficile de vous donner un renseignement plus précis.

BULLETIN MÉTÉOROLOGIQUE

MOIS DE DÉCEMBRE (1). — 1910-1911

STATIONS	ALTITUDE mètres	TEMPÉRATURE										HUMIDITÉ RELATIVE 0/0		PLUIE TOTAL en millimètres		NOMBRE DE JOURS de gelée		FREQUENCE DES VENTS par direction	
		1910					1911					1910	1911	1910	1911	1910	1911	1910	1911
		MINIMUM absolu	date	MOYENNE	MAXIMUM absolu	date	MINIMUM absolu	date	MOYENNE	MAXIMUM absolu	date	1910	1911	1910	1911	1910	1911	1910	1911
Parc Saint-Maur.	50	- 5,2	29	6,2	14,8	16	- 1,1	8	6,6	12,5	13	87	87	46,0	97,3	5	1	4,3	1,3
Dunkerque	9	- 4,3	23	6,8	12,8	16	- 4,4	9	6,3	11,8	17	86	87	65,8	88,5	2	0	4,6	0,6
Ste-Honorine-du-Fay	118	- 2,7	22	7,2	14,2	16	- 1,3	8	7,5	13,0	17	86	89	30,3	121,8	4	2	5,3	1,3
Jersey	55	2,7	28	8,6	12,7	16	4,1	25	8,8	12,6	19	85	84	70,3	165,7	0	0	5,3	0,6
Brest	65	0,0	28	9,3	13,0	16	2,8	6	9,4	13,2	3	88	85	96,3	144,8	1	0	4,6	1,3
Nantes	41	- 3,3	29	8,2	14,6	10	0,0	8	8,6	13,0	19	89	88	110,2	168,7	3	1	5,3	0,6
Langres	466	- 6,4	29	4,0	10,2	4	- 0,6	3	4,9	10,0	22	92	97	123,2	172,8	9	1	3,6	2,3
Nancy	221	- 7,8	29	4,9	12,8	13	- 0,2	18	5,8	11,8	20	83	83	80,4	97,5	7	3	5,3	2,3
Besançon	311	- 6,6	23	4,4	13,3	4	- 1,6	3	5,6	13,9	20	86	82	163,5	102,0	9	3	9,3	9,3
Lyon (Saint-Genis)	299	- 4,6	23	5,7	13,3	8	- 1,4	17	6,3	14,5	21	83	79	135,9	67,3	8	2	8,3	4,6
Clermont-Ferrand	388	- 6,0	24	5,7	13,4	10	- 2,0	17	6,4	13,2	13	77	79	104,7	73,3	11	8	2,6	3,3
Puy-de-Dôme	1467	- 11,1	23	0,1	7,8	22	- 8,0	8	4,6	14,1	18	89	81	285,5	220,4	23	26	4,6	12,3
Bordeaux	74	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
Toulouse	194	4,2	29	7,8	16,3	10	0,7	17	8,2	14,7	13	84	89	43,3	77,6	1	0	3,3	2,3
Bagnères-de-Bigorre	547	- 7,0	29	6,5	18,2	10	- 0,3	31	7,8	19,6	21	68	62	133,6	112,9	8	1	5,6	8,3
Pic du Midi	2856	- 21,7	28	- 7,6	2,6	23	- 13,3	25	- 4,4	8,4	30	74	55	231,7	105,5	31	30	6,6	5,6
Perpignan	32	0,0	12	9,7	19,8	10	2,5	10	10,1	21,4	30	70	76	9,9	1,5	4	0	3,3	4,3
Marseille	75	- 2,0	24	8,9	16,3	4	1,4	10	9,9	18,0	20	77	76	121,3	37,8	4	0	7,7	11,3
Alger	39	5,1	29	14,5	26,6	8	10,8	17	15,9	24,1	15	60	65	164,3	40,3	0	0	18	9,3

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

Le Gérant : F. MARGRY.

Paris-Tours. — Imprimerie E. ARRAULT et C^o.