

103591

**MODÉLISATION DES INSTALLATIONS  
DE CHAUFFAGE À EAU CHAUDE  
LES ÉCONOMIES D'ÉNERGIE APPORTÉES PAR LA  
MISE EN PLACE DES POMPES À VITESSE VARIABLE**

PAR

**MIRELA SLAVU, LAURENT SERRES,  
JACQUES MIRIEL et \*IOLANDA COLDA**

L'objectif visé dans cette étude est la définition et la validation des modèles de simulation hydraulique et thermique des installations de chauffage à eau, bitube, à circulation forcée, avec des radiateurs équipés de robinets thermostatiques. Dans l'environnement du logiciel de simulation TRNSYS, le modèle de simulation de l'installation de chauffage, couplé à un modèle représentatif d'un bâtiment multizone, est ensuite utilisé pour évaluer les économies d'énergie apportées par la mise en place des pompes à vitesse variable. L'étude simulée du fonctionnement et des performances est réalisée pour une installation de chauffage d'un petit bâtiment tertiaire qui aboite des bureaux. Les simulations sont effectuées dans l'ensemble de la saison de chauffage à l'aide de fichiers météorologiques au pas horaire. L'analyse porte principalement sur les économies d'énergie apportées par la mise en place d'une pompe à vitesse variable avec les deux types de réglage ( $H = \text{const.}$  et  $H - \text{proportionnelle}$ ).

## 1. Introduction

Ce travail vise à étudier l'impact en matière de réduction des consommations électriques de la mise en place des pompes à vitesse variable dans les installations de chauffage à eau chaude.

Les objectifs de cette étude sont:

- a) la définition d'un modèle de simulation thermique et hydraulique d'installations de chauffage à eau, bitube, à circulation forcée, avec des radiateurs équipés de robinets thermostatiques;
- b) le couplage de ce modèle d'installation à l'ensemble du bâtiment découpé en différentes zones;
- c) la mise en évidence de la réduction des consommations d'énergie liées à la mise en place, dans les installations de chauffage, des pompes à vitesse variable par

En ce qui concerne l'outil de simulation, nous avons opté pour le logiciel TRNSYS [1]. Ce logiciel a une structure modulaire et dispose d'une vaste bibliothèque de modèles thermiques de simulation du comportement dynamique des bâtiments et de leurs équipements. Ce logiciel permet une grande flexibilité de conception des schémas fonctionnels par l'interconnexion des éléments et en plus autorise l'intégration des modèles supplémentaires écrits en Fortran. Nous avons développé des modèles hydrauliques et thermiques représentatifs des différents composants d'une installation de chauffage à eau, bitube: tuyauterie, pompe, robinets thermostatiques, vannes 2 et 3 voies, radiateur... Ce modèle global d'installation de chauffage ainsi obtenu a été couplé au modèle existant dans le logiciel et qui correspond à un bâtiment multizone. On obtient l'évolution temporelle pour: le point de fonctionnement de l'installation, les débits, les pertes de charge, les pertes de chaleur, les besoins de chauffage et les températures intérieures du bâtiment, les consommations d'énergie.

## 2. Modèle de simulation de l'installation de chauffage à eau bitube, à circulation forcée

Un réseau de chauffage bitube peut être défini comme un réseau maillé constitué par différents sous-réseaux connectés en parallèle et parfois en série.

### 2.1. Point de fonctionnement, calcul des débits, puissance absorbée

Un seul sous-programme rassemble toutes les caractéristiques du réseau de façon à calculer les différents débits dans l'installation.

Pour déterminer le point de fonctionnement de l'installation et les débits dans chaque tronçon de la conduite, on procède à une simplification progressive du réseau jusqu'à obtenir une simple boucle finale représentant l'ensemble de l'installation [2] (Fig. 1).

Le débit dans le système global simplifié,  $Q_{\text{total}}$ , est celui du circulateur,  $Q_p$ ,

$$(1) \quad Q_{\text{total}} = Q_p.$$

La perte de charge de l'installation peut être exprimée en fonction du module de résistance hydraulique équivalente,  $M$ , [ $\text{s}^2 \cdot \text{m}^{-5}$ ] et le débit total,  $Q_{\text{tot}}$ , [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ], par la relation

$$(2) \quad \Delta H_{\text{syst}} = M Q_{\text{tot}}^2.$$

Le module de résistance équivalente de l'installation,  $M$ , est calculé à partir des modules de résistance hydraulique des composants (les conduites, les téés de départ et d'amenée, les vannes, les radiateurs), montés en série ou en parallèle dans le système.

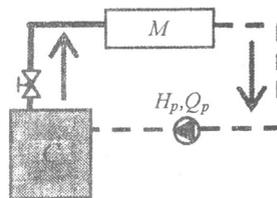


Fig. 1.- Boucle finale représentant l'ensemble de l'installation.

Pour les robinets de réglage (vannes deux voies, robinets thermostatiques), nous avons choisi de définir le module de résistance,  $M_{\text{rob}}$ , [ $\text{s}^2 \cdot \text{m}^{-5}$ ], à partir du coefficient de débit,  $K_v$ , généralement utilisé pour caractériser ce type d'élément. Le coefficient  $K_v$  représente le débit, exprimé en  $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , d'un fluide de masse volumique égale à  $1 \text{ kg} \cdot \text{dm}^3$  qui en passant par un robinet (vanne) produit une perte de pression de 1 bar. En conséquence, le module de résistance pour les robinets de réglage est donné par la relation

$$(3) \quad M_{\text{rob}} = 1\,296 \cdot 10^6 / (gK_v^2).$$

Ainsi si les caractéristiques de fonctionnement de la pompe sont connues, on détermine le point de fonctionnement de l'installation à partir de l'égalité entre la perte de charge du système,  $\Delta H_{\text{sys}}$ , et la hauteur manométrique de la pompe,  $H_{\text{pompe}}$ . On en déduit le débit total,  $Q_{\text{tot}}$ , dans l'installation de chauffage.

Les débits dans chaque tronçon sont déterminés par un calcul itératif.

## 2.2. Comportement thermique

Du point de vue thermique, le modèle détermine les pertes de chaleur dans les tronçons des canalisations et par conséquent la température à chaque sortie de tronçon. On peut donc communiquer la température d'entrée de chaque radiateur au module radiateur, mais aussi n'importe quelle température du réseau (par exemple pour simuler la régulation). Les caractéristiques physiques de l'eau (masse volumique et viscosité) sont recalculées en fonction de la température. Par contre, les effets de thermosiphon et l'éventuel changement de comportement des vannes en fonction de la température du fluide, ne sont pas pris en compte.

## 3. Description et validation des modèles numériques des différents composants

Différents bancs d'essai ont permis de définir le modèle de robinet thermostatique d'un radiateur et de valider le couplage robinets thermostatiques – pompe.

### 3.1. L'étude du robinet thermostatique d'un radiateur

Le robinet thermostatique d'un radiateur est en fait un régulateur direct de débit. Il a deux composants principaux: la tête thermostatique et le corps du robinet. La valeur réglée est la température ambiante. La valeur réglante est la course: le degré d'ouverture du robinet.

Pour réaliser le modèle numérique du robinet thermostatique il faut connaître les relations mathématiques qui décrivent le comportement thermique et hydraulique d'un robinet thermostatique dans une installation de chauffage à eau chaude (Fig. 2):

a) Concernant la tête thermostatique, la position de la tige du robinet (la course de l'obturateur) est fonction de la température ambiante

$$(4) \quad \frac{h}{h_{\max}} = f(T_{\text{air}}).$$

b) À la sortie du robinet, la valeur du coefficient de débit,  $K_v$ , est fonction de la course de l'obturateur

$$(5) \quad K_v = f\left(\frac{h}{h_{\max}}\right).$$

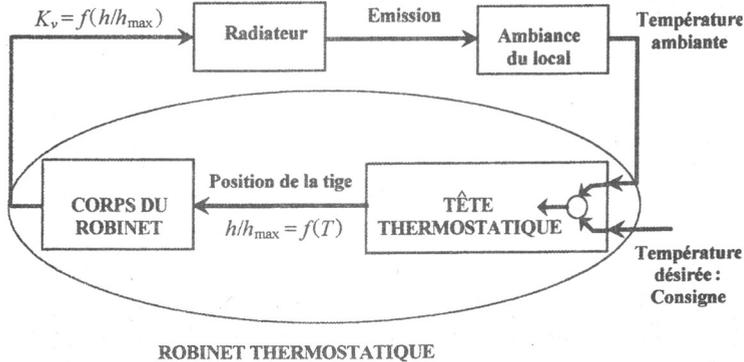


Fig. 2.- Comportement thermique et hydraulique d'un robinet thermostatique du radiateur.

Pour établir les lois de variation, nous avons réalisé deux bancs d'essai:

a) Le premier a consisté à plonger une tête thermostatique dans un bain thermostaté. Avec un comparateur de déplacement nous avons déterminé les courses d'ouverture et de fermeture du robinet obtenues par la variation de la température de l'eau du bain. Nous avons effectué des mesures pour les cinq positions de consigne.

b) Le deuxième a été réalisé pour déterminer les pertes de charge du robinet du débit en fonction pour différents degrés d'ouverture et de fermeture de l'organe d'obturation. Nous avons déduit le coefficient  $K_v$  en fonction de la course du robinet.

Les résultats expérimentaux ont permis de définir le modèle numérique d'un robinet thermostatique.

D'un point de vue thermique, le modèle de robinet thermostatique inclut le phénomène d'hystérésis observé en pratique. Ce modèle comprend une sonde de température représentée par un modèle à une constante de temps,  $\tau$ , avec „offset” [3]. D'un point de vue hydraulique, le modèle fournit la valeur du coefficient  $K_v$  à chaque degré d'ouverture et de fermeture [2].

Le résultat de la simulation est la variation du coefficient  $K_v$  en fonction de la température ambiante et de la température de consigne (Fig. 3).

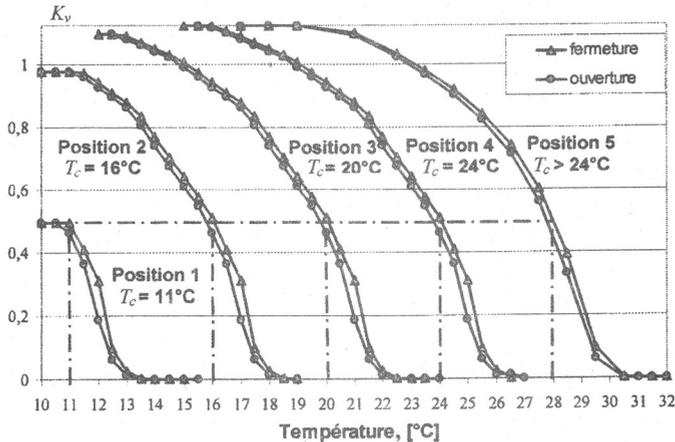


Fig. 3.- Valeurs du coefficient  $K_v$  simulées pour les cinq positions de la tête thermostatique.

### 3.2. L'étude de la pompe

Nous avons réalisé un dispositif expérimental représentatif d'une installation à eau, fermée, bitube, à circulation forcée. Le circulateur peut fonctionner suivant trois régimes: à vitesse constante, à vitesse variable à  $H$  constant ou à  $H$  variable (pompe Salmson SXE 32-40) (Fig. 4). Grâce à un manomètre différentiel, à un

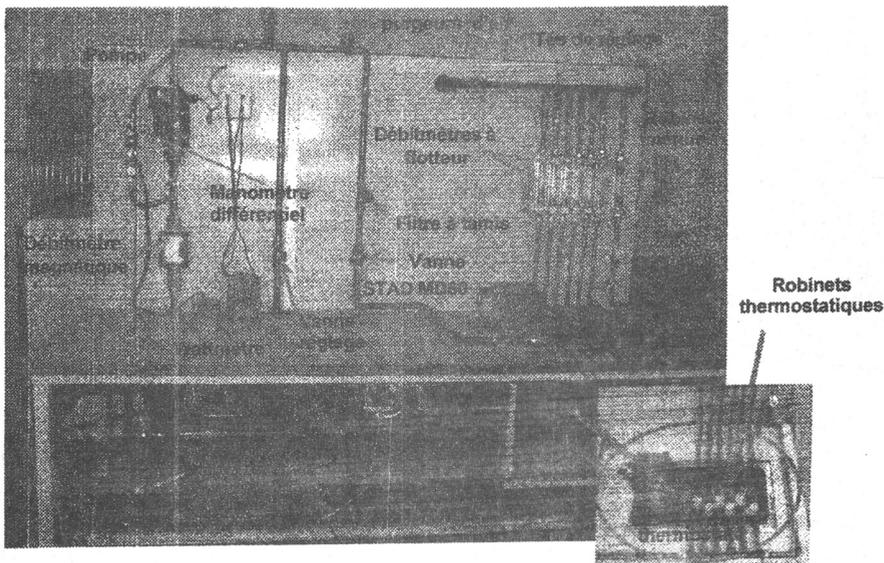


Fig. 4.- Le banc d'essai pour le couplage pompe - réseau - robinets thermostatiques.

débitmètre magnétique et à un wattmètre nous avons mesuré  $H$ ,  $Q$  et  $P$  sur le circulateur. Le by-pass du circulateur est équipé d'une vanne de réglage permettant de régler le débit circulant dans l'installation. Le réseau comprend sept circuits dont six sont équipés avec des robinets thermostatiques et un avec un robinet manuel. Les six robinets thermostatiques sont plongés dans un bain thermostaté. Chaque circuit est muni d'un débitmètre à flotteur et d'un té de réglage. Pour l'étude de la pompe, nous avons tracé les courbes de fonctionnement réelles pour les trois régimes de fonctionnement, pour différentes vitesses de rotation et une valeur de  $H_{sc}$ , choisie. La variation du débit a été obtenue en manoeuvrant la vanne située avant le circulateur.

A partir des courbes réelles de la pompe nous avons déduit les lois mathématiques de variation de la hauteur manométrique,  $H$ , [mCE], et de la puissance absorbée,  $P_{el}$ , [W], en fonction du débit,  $Q$ , [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ], et de la vitesse de rotation,  $n$ , [tours  $\cdot \text{min}^{-1}$ ] [4]

a) Hauteur manométrique  $H = f(Q, n)$  (Fig. 5)

$$(4) \quad H = a_1 n^2 + b_1 n Q + c_1 Q^2, \quad n = \text{const.},$$

$$(5) \quad H = H_{sc}, \quad H-,$$

$$(6) \quad H = kQ + H_c, \quad H/.$$

b) Puissance électrique absorbée,  $P_{el} = f(Q, n)$

$$(7) \quad P_{el} = a_2 n Q^2 + b_2 n^2 Q + c_2 n^3.$$

Nous avons déterminé les coefficients

$$a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2 \text{ et } k.$$

### 3.3. L'étude du couplage pompe – réseau – robinets thermostatiques

A l'aide du banc d'essai présenté dans la Fig. 4 nous avons étudié le couplage pompe – réseau – robinet thermostatique [5]. Nous avons laissé un seul circuit de robinet thermostatique ouvert et les autres ont été fermés. La pompe a fonctionné suivant les trois régimes déjà présentés (vitesse constante,  $H = \text{const.}$  et  $H$  proportionnelle). Pour chaque cas nous avons relevé le débit qui passe par le robinet thermostatique en fonction de la variation de la température de l'eau du bain thermostaté et de la température de consigne. Dans les Fig. 6, ..., 8 nous avons superposé les courbes expérimentales et celles simulées de la variation du débit dans le circuit du robinet thermostatique. Les courbes mettent en évidence la validation des modèles de simulation hydraulique et thermique de l'installation.

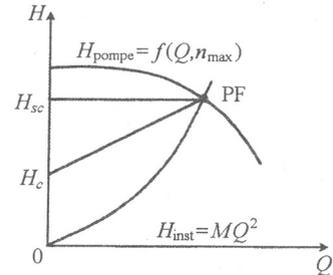


Fig. 5.- Le point de fonctionnement, PF, de l'installation.

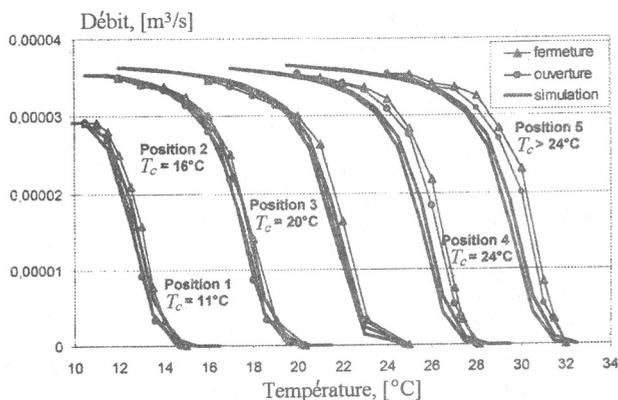


Fig. 6.- Variation du débit dans le circuit du robinet thermostatique ( $n=2000$  tours/min).

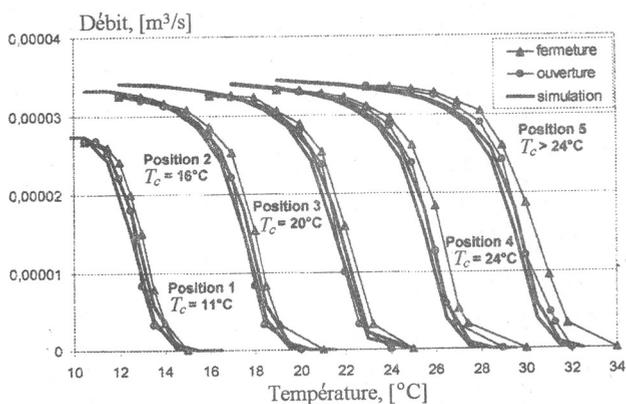


Fig. 7.- Variation du débit dans le circuit du robinet thermostatique ( $H_{sc}=2,72$  mCE).

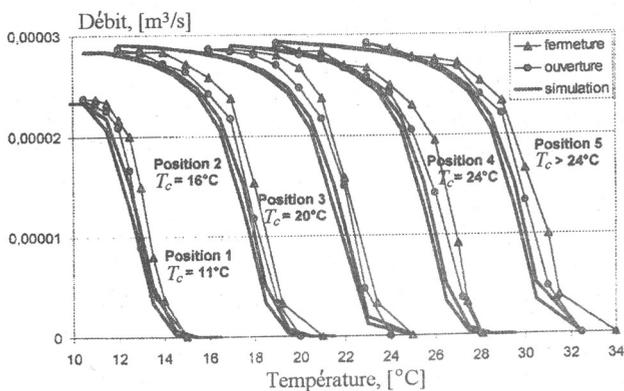


Fig. 8.- Variation du débit dans le circuit du robinet thermostatique ( $H$  proportionnelle,  $H_{sc}=3$  mCE,  $H_c=0,56H_{sc}$ ).

#### 4. Couplage des modèles numériques d'une installation de chauffage avec un bâtiment multizone

A partir de la structure du logiciel TRNSYS avec les sous-systèmes en liaison entre eux, le schéma d'une installation de chauffage avec le couplage avec un bâtiment est présenté dans la Fig. 9.

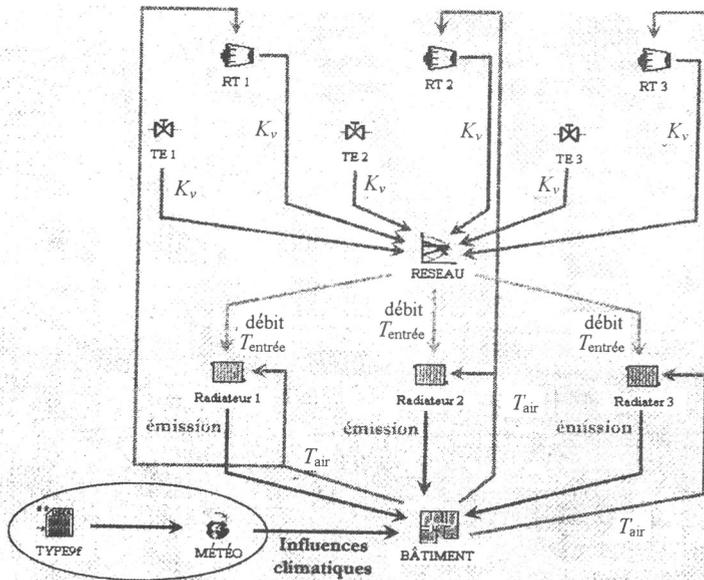


Fig. 9.- Couplage des modèles numériques d'une installation de chauffage avec un bâtiment multizone dans le logiciel TRNSYS.

Les robinets thermostatiques (avec des positions des têtes thermostatiques choisies) et les tés de réglage (avec des ouvertures connues) ont comme sorties les valeurs du coefficient  $K_v$  qui sont des entrées pour le module de réseau.

Avec toutes les dimensions du réseau (des tronçons de conduites, des vannes, des anneaux) on effectue le calcul des débits. Au même temps sont calculées les pertes de chaleur dans les tronçons de canalisation et par conséquent la température de sortie du chaque tronçon. Avec les débits et les températures d'entrée on peut calculer les émissions des radiateurs qui servent pour le module de bâtiment.

Le comportement dynamique du bâtiment est simulé avec les modules pour les influences climatiques (lieu, orientation, radiation solaire...). Pour le bâtiment, les résultats recherchés sont les températures de l'air du chaque pièce qui devient des entrées pour les radiateurs et les robinets thermostatiques. De cette façon recommence le cycle d'itération.

## 5. Application d'une simulation sur un bâtiment tertiaire

Nous avons réalisé une application de notre modèle numérique sur une installation de chauffage centrale d'un bâtiment tertiaire à trois niveaux (RCh+deux étages), situé à Rennes, en France (Fig. 10).

Le chauffage de l'immeuble de 42 bureaux est assuré par des radiateurs (un radiateur par pièce). C'est un chauffage zonal, avec deux zones: 21 bureaux avec les surfaces vitrées orientées plein Sud et 21 bureaux avec les surfaces vitrées orientées plein Nord, pas réduit pendant la nuit. D'un point de vue fonctionnel, à partir de la bouteille casse-pression, chaque zone est un système de chauffage indépendant.

La surface d'un bureau est de  $7,0 \times 3,4$  m et la hauteur de 3 m.

La température de consigne dans les bureaux est de  $20^\circ\text{C}$ .

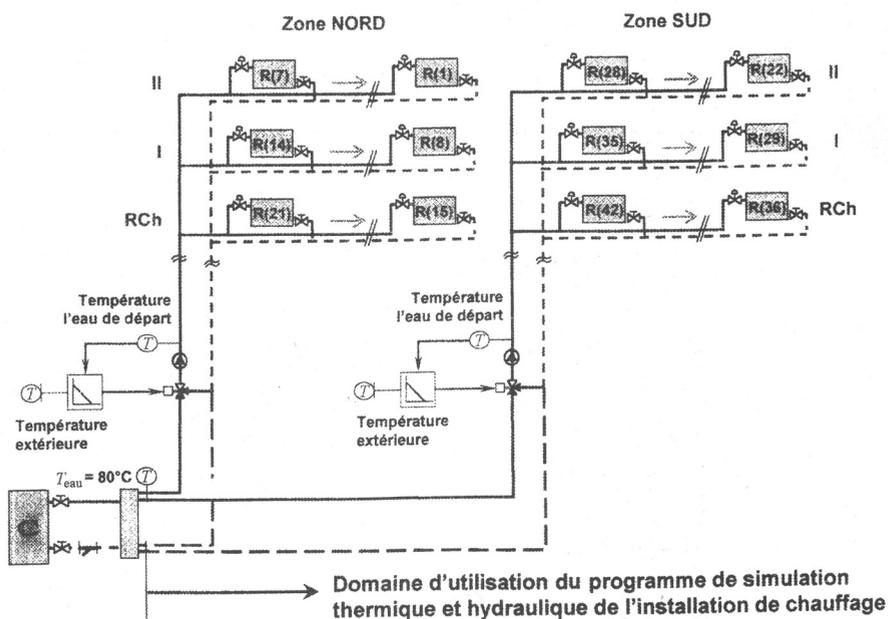


Fig. 10.- Le schéma de l'installation de chauffage.

Le bâtiment est isolé (parois verticales en béton banché de 150 mm d'épaisseur, avec isolant intérieur de type polystyrène placomur 80+10 mm,  $U = 0,503 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ; toiture terrasse avec isolant polyuréthane de 100 mm d'épaisseur sous deux couches d'étanchéité de 3 mm,  $U = 0,207 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ; plancher bas avec dallage BA+revêtement PVC de 5 mm d'épaisseur sur vide sanitaire avec isolant de type polystyrène placé en sous-face, épaisseur d'isolant de 80 mm,  $U = 0,133 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ), avec des baies vitrées équipées par un double vitrage en Al. Dans chaque bureau nous avons considéré une ventilation mécanique simple flux de  $30 \text{ m}^3/\text{h}$  et des apports internes (personnes, ordinateurs, éclairage).

La régulation du système de chauffage est de type mixte et comprend:

a) le réglage terminal, réalisé par des robinets thermostatiques montés sur les radiateurs;

b) le réglage de zone obtenu grâce aux vannes à trois voies avec la régulation de la température d'entrée en fonction de la température extérieure.

Les simulations sont effectuées sur l'ensemble de la saison de chauffage à l'aide de fichiers météorologiques au pas horaire. La saison de chauffage correspond à la période entre le 1er octobre et le 30 avril.

### 5.1. Vérification du modèle de simulation; équilibrage de l'installation

La vérification du modèle de simulation et la réalisation de l'équilibrage de l'installation comprennent les étapes suivantes de simulation:

a) la détermination des nécessités de chauffage pour la température extérieure minimale pour la ville Rennes, en France ( $-5^{\circ}\text{C}$ );

b) le dimensionnement de l'installation de chauffage;

c) le pré-réglage de l'installation en utilisant des robinets de réglage manuels sur les radiateurs;

d) l'établissement du point de fonctionnement de l'installation pour la température extérieure ( $-5^{\circ}\text{C}$ ) en considérant une pompe à vitesse variable et une pompe multivitesse.

Pour la zone Sud, en considérant les robinets thermostatiques des radiateurs en position de consigne, 3, le point de fonctionnement de l'installation est présenté dans la Fig. 11.

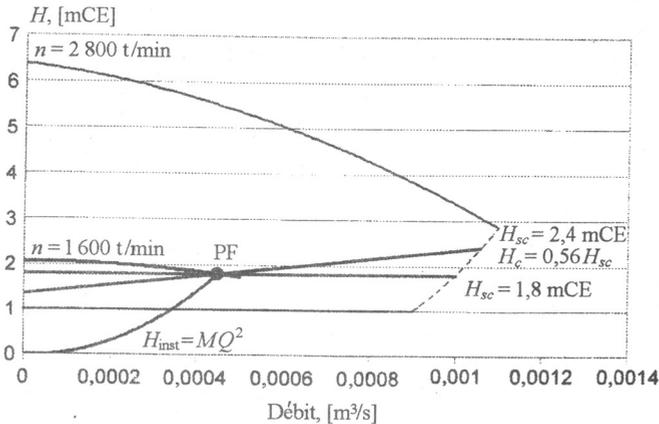


Fig. 11.- Le point de fonctionnement de l'installation de chauffage pour les trois types de réglage de la pompe Salmson SXE 32-40.

Les courbes et les droites de réglage qui passent par le point de fonctionnement nominale, PF, ont:

- $n = 1\,600 \text{ tours} \cdot \text{min}^{-1}$ ,  $n = \text{const.}$ ,
- $H_{sc} = 1,8 \text{ mCE}$ ,  $H -$ ,
- $H_{sc} = 2,4 \text{ mCE}$ ;  $H_c = 0,56 H_{sc}$ ,  $H /$ .

## 5.2. Résultats des simulations

On considère deux bureaux similaires, avec les surfaces vitrées orientées plein Nord (bureau 2) et plein Sud (bureau 23). Nous présenterons ci-dessous les résultats des simulations (Fig. 12) pour trois jours de la période de passage entre l'automne et l'hiver (11-13 octobre), quand les fluctuations de la température extérieure sont bien visibles.

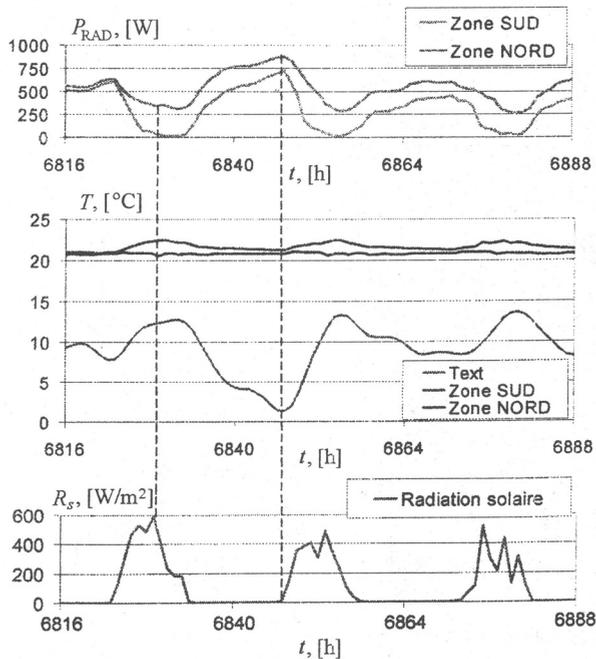


Fig. 12.- Résultats de la simulation: émissions de radiateurs vs. températures de l'air.

## 5.3. Conditions de simulation

a) Des apports gratuits: une personne, un ordinateur (50 W), éclairage (5 W/m<sup>2</sup>) pour la période d'occupation entre 7h00...12h00 et 13h00...18h00.

b) La pompe fonctionne à vitesse constante,  $n = 1600 \text{ tours} \cdot \text{min}^{-1}$ , pas de réduit pendant la nuit.

Comme on pouvait s'y attendre, l'émission  $P_{RAD}$ , du radiateur 2, est plus grande que l'émission du radiateur 23. Les températures de l'air sont d'environ 20 $^{\circ}C$ ; on peut observer une faible augmentation de la température ambiante du bureau 23 à cause du rayonnement solaire.

Dans le Tableau 1 sont présentés les résultats de simulation en ce qui concerne les consommations d'énergie électrique pour la période de chauffage, pour différents régimes de fonctionnement de la pompe Salmson SXE 32-40. Par comparaison avec une pompe multi-vitesse avec des vitesses de rotation fixes, qu'on ne peut pas choisir

pour un réglage intermédiaire en ce qui concerne la valeur de la vitesse de rotation nominale, on peut obtenir des réductions de consommations d'énergie plus grandes.

Tableau 1

Type de réglage de la pompe	Zone Nord	Zone Sud
Pompe à vitesse variable		
$n = \text{const.}$ $n = 1\,600 \text{ tours}\cdot\text{min}^{-1}$	438 kWh	419 kWh
$H -$ $H_{sc} = 1,8 \text{ mCE}$	386 kWh ( $\searrow 12\%$ )	382 kWh ( $\searrow 9\%$ )
$H /$ $H_{sc} = 2,4 \text{ mCE};$ $H_c = 0,56H_{sc}$	341 kWh ( $\searrow 22\%$ )	340 kWh ( $\searrow 19\%$ )
Pompe multi-vitesse		
$n = \text{const.}$ $n = 2\,000 \text{ tours}\cdot\text{min}^{-1}$	559 kWh	532 kWh
$H -$ $H_{sc} = 1,8 \text{ mCE}$	( $\searrow 31\%$ )	( $\searrow 28\%$ )
$H /$ $H_{sc} = 2,4 \text{ mCE};$ $H_c = 0,56H_{sc}$	( $\searrow 39\%$ )	( $\searrow 36\%$ )

## 6. Conclusions

Les modèles numériques, hydraulique et thermique des installations de chauffage à eau, bitube, à circulation forcée, avec des radiateurs équipés de robinets thermostatiques définis et validés dans cette étude, permettent la simulation du comportement dynamique des systèmes de chauffage couplés avec les bâtiments. L'analyse des économies d'énergie apportées par la mise en place des pompes à vitesse variable montre, sur cette installation simple, l'intérêt de la mise en place de ce type d'organe avec un réglage,  $H$ , proportionnel.

Ce travail va être élargi à des circuits de chauffage plus importants et à des installations de chauffage plus complexes.

Reçue le 17 février, 2007

Équipe Matériaux et Technique  
de l'Habitat, Laboratoire  
LGCGM INSA, Rennes, France  
et

\* Université Technique de  
Constructions, Bucarest

## BIBLIOGRAPHIE

1. Klein S.A., et al., *TRNSYS 15 Reference Manual*. Madison, USA, 1999.
2. Slavu M., Serres L., Moissette S., Pretot S., *Étude d'une installation de chauffage à eau chaude incluant une pompe à débit variable*. VII<sup>ème</sup> Coll. Interuniv. Franco-Québécois sur Thermique des Systèmes, 23-25 mai, 2005, Saint-Malo, France, 437-442.
3. Fermanel F., *Régulation auto-adaptative d'une chaudière murale gaz pour la fonction chauffage*. Thèse de doctorat, Univ. de Rennes, France, 1998.
4. Neacșu R., Ciocanea A., *Calculul proiectarea și încercarea pompelor ventilatoarelor suflantelor și compresoarelor*. Vol. 1, Edi. Dacia, Cluj-Napoca, 2000.

5. Slavu M., Serres L., Pretot S., Moissette S., Miriel J.,  
*Étude de la réduction des consommations d'énergie liées à la mise en place des pompes à vitesse variable dans les installations de chauffage.* 3<sup>rd</sup> Mediterr. Congr. of HVAC Engng., Sust. Condit. of Indoor Spaces, Climamed 2006, November 20-21, 2006, Lyon, France, Energy Efficiency in Buildings, 195-205.

#### MODELAREA INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE CU APĂ CALDĂ

Economiile de energie realizate prin punerea în funcțiune a pompelor cu viteză variabilă

(Rezumat)

Obiectivul urmărit în studiul efectuat îl constituie definirea și validarea modelelor de simulare hidraulică și termică a instalațiilor de încălzire cu apă, bitubulare, cu circulație forțată, având radiatoare echipate cu robinete termostat. Utilizând programul de simulare TRNSYS, modelul de simulare al instalației de încălzire, cuplat cu un model care reprezintă o clădire multizonă, este apoi utilizat pentru evaluarea economiilor de energie realizate de punerea în funcție a unor pompe cu viteză variabilă. Studiul simulării funcționării și a performanțelor este realizat pentru o instalație de încălzire a unei clădiri terțiare de dimensiuni reduse, cuprinzând birouri. Simulările sunt efectuate pe întreaga durată a perioadei de utilizare a instalației de încălzire cu ajutorul unor fișiere meteorologice cu pas orar. Analiza efectuată se referă în special la economiile de energie realizate prin punerea în funcțiune a unei pompe cu viteză variabilă cu ajutorul celor două tipuri de reglaj ( $H = \text{const.}$  și  $H$  proporțional).