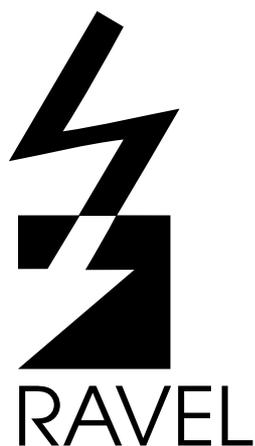


# Dimensionnement et exploitation optimale des circulateurs



# Dimensionnement et exploitation optimale des circulateurs

Des essais ont révélé qu'approximativement 40% de l'électricité consommée en Suisse par l'ensemble des circulateurs pourrait être économisée, ce qui correspond à 1,5 à 2% de la consommation suisse totale. Cette économie d'énergie présuppose une parfaite adaptation des circulateurs au système hydraulique. Ce manuel explique comment parvenir à cet objectif. Les auteurs consacrent chaque fois un chapitre complet à l'étude d'installations de chauffage sans distributeur, installations avec distributeur, grandes installations pour alimentation à distance ainsi qu'installations spéciales à eau froide, à eau réfrigérée et de récupération de la chaleur. Les auteurs se penchent aussi tout particulièrement sur la mise en service, la maintenance et l'entretien. Le lecteur trouvera des réponses à des questions telles que celles-ci : comment harmoniser le réseau et le circulateur ? Quelle consommation d'énergie électrique justifie-t-elle un assainissement ? Quelles exigences requiert un débit constamment modifié par des vannes thermostatiques et des vannes droites ? Les fondements théoriques sont traités en détail. Un aperçu général des différents types de circulateurs facilite leur juste choix. Diverses valeurs caractéristiques et éléments de calcul facilitent la planification et permettent d'analyser des installations existantes ou de déterminer la consommation et la qualité d'installations à l'étude.

ISBN 3-905233-11-8

Edition originale: ISBN 3-905233-01-0

1993, 148 pages

N° de commande 724.330 f

# Dimensionnement et exploitation optimale des circulateurs



Programme d'impulsions RAVEL  
Office fédéral des questions conjoncturelles

#### Associations de soutien

ASCV	Association suisse des entreprises de chauffage et de ventilation
ASMFA	Association suisse des maîtres ferblantiers et appareilleurs
SBHI	Société suisse des ingénieurs-conseils de la technique du bâtiment et de l'énergie
SICC	Société suisse des ingénieurs en chauffage et climatisation
UTS	Union technique suisse

#### Auteurs

Erich Füglistner, Intep SA, Zurich  
René Sigg, Intep SA, Zurich

#### Préparation du projet

MM.  
Abt, EMB SA, Ballwil  
Appelt, Atech, Montricher  
Bachmann, L&G, Steinhausen  
Eblé, Sauter SA, Zurich  
Gabathuler, Gabathuler SA, Diessenhofen  
Koch, Huwyler & Koch, Zurich  
Luchsinger, IEU SA, Liestal  
Meyer, Bieri SA, Münsingen  
Nipkow, ARENA, Zurich  
Spänhauer, Werner Kuster SA, Frenkendorf

#### Traduction et adaptation de la version française

M. Hossmann, Montreux  
G. Spoehrle, Erte, Carouge/GE  
V. Held, Erte, Carouge/GE

#### Mise en page et photocomposition

Consortium Dac/City Comp SA,  
Morges et Lausanne

ISBN 3-905233-11-8

Edition originale: ISBN 3-905233-01-0

Copyright © 1993 Office fédéral des questions conjoncturelles, 3003 Berne, avril 1993.  
Reproduction d'extraits autorisée avec indication de la source.

Diffusion: Coordination romande du programme d'action «Construction et Energie», EPFL-LESO, Case postale 12, 1015 Lausanne (Numéro de commande 724.330 f)

# Avant-propos

D'une durée totale de 6 ans (1990-95), le programme d'action «Construction et Energie» se compose des trois programmes d'impulsions suivants:

- PI-BAT – Entretien et rénovation des constructions
- RAVEL – Utilisation rationnelle de l'électricité
- PACER – Energies renouvelables

Ces trois programmes d'impulsions sont réalisés en étroite collaboration avec l'économie privée, les écoles et la Confédération. Leur but est de favoriser une croissance économique qualitative. Dans ce sens ils doivent conduire à une plus faible utilisation des matières premières et de l'énergie, avec pour corollaire un plus large recours au savoir-faire et à la matière grise.

Le programme RAVEL cherche principalement à améliorer la compétence des professionnels à utiliser l'énergie électrique à bon escient. Outre les aspects de la sécurité et de la production, qui étaient prioritaires jusqu'ici, il est aujourd'hui indispensable de s'intéresser davantage aux rendements. RAVEL a établi une matrice de consommation qui définit dans leurs grandes lignes les thèmes à traiter. Les procédés utilisés dans l'industrie, le commerce et le secteur tertiaire sont à considérer parallèlement aux utilisations de l'électricité dans les bâtiments. Dans ce contexte, les groupes-cibles concernés sont les spécialistes de tous les niveaux de formation et les décideurs qui doivent gérer les investissements en matière d'équipements et de procédés.

Cours, manifestations, publications, vidéos, etc.

Les objectifs de RAVEL sont poursuivis par des projets de recherche et de diffusion des connaissances de base, par des cycles de formation et de perfectionnement, ainsi que par l'information. Le transfert des nouvelles connaissances est orienté vers une mise en pratique dans le travail quotidien. Il repose principalement sur des publications, des cours et des réunions. Une journée d'information annuelle RAVEL permet de présenter et de discuter des nouveaux résultats, développements et tendances de cette discipline fascinante qu'est l'utilisation rationnelle de l'électricité. Les personnes intéressées trou-

veront dans le bulletin «Construction et Energie» de plus amples informations sur le vaste éventail des possibilités en matière de formation continue offertes aux groupes-cibles. Ce bulletin paraît trois fois l'an et peut être obtenu gratuitement en s'adressant à la Coordination romande du programme d'action «Construction et Energie», EPFL-LESO, Case postale 12, 1015 Lausanne. En outre, chaque participant à un cours, ou autre manifestation du programme, reçoit une publication spécialement élaborée à cet effet. Toutes ces publications peuvent également être obtenues en s'adressant directement à la Coordination romande du programme d'action «Construction et Energie», EPFL-LESO, Case postale 12, 1015 Lausanne.

## Compétences

Afin de maîtriser cet ambitieux programme de formation, il a été fait appel à des spécialistes des divers domaines concernés; ceux-ci appartiennent au secteur privé, aux écoles, ou aux associations professionnelles. Ces spécialistes sont épaulés par une commission qui comprend également des représentants des associations, des écoles et des branches professionnelles concernées.

Ce sont les associations professionnelles qui prennent en charge l'organisation des cours et des autres activités proposées. Pour la préparation de ces activités, une direction de projet a été mise en place; elle se compose du Dr Roland Walthert, de M. Werner Böhi, du Dr Eric Bush, de MM. Jean-Marc Chuard, Hans-Ruedi Gabathuler, Jürg Nipkow, Ruedi Spalinger, du Dr Daniel Spreng, de M. Felix Walter, du Dr Charles Weinmann et de M. Eric Mosimann de l'OFQC. Une très large part des activités est confiée à des groupes de travail qui sont responsables du contenu, de même que du maintien des coûts et des délais.

## Documentation

En se fondant sur des exemples pratiques et sur une étude-type, la présente documentation montre où et comment réduire les gaspillages d'électricité par les circulateurs. Elle entend aider tous les utilisateurs de circulateurs (planificateurs et exploitants) à résoudre leurs problèmes quotidiens.

L'étude-type proposée comprend les phases suivantes:

- Choix du couplage hydraulique.
- Calcul du réseau.
- Choix du circulateur.
- Régulation et commande.
- Comparaison basée sur des valeurs caractéristiques.

Parallèlement à la diminution de la consommation d'énergie électrique, une grande importance est également accordée au comportement optimal de l'installation. Ces deux objectifs ne sont heureusement pas contradictoires, mais au contraire complémentaires.

Le présent document a fait l'objet d'une procédure de consultation, il a également été soumis à l'appréciation des participants au premier cours pilote, ce qui a permis aux auteurs d'effectuer les

modifications nécessaires. Ceux-ci ont toutefois gardé leur liberté d'appréciation pour les questions où les avis divergeaient. Ils assument donc la responsabilité de leurs textes. Des améliorations sont encore possible et des suggestions éventuelles peuvent être adressées soit au directeur du cours, soit directement à l'Office fédéral des questions conjoncturelles.

Pour terminer, nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de la présente publication.

Dr Heinz Kneubühler  
Directeur suppléant de  
l'Office fédéral des questions  
conjoncturelles

# Table des matières

---

	Récapitulation	7
--	----------------	---

---

1.	Introduction	9
1.1	RAVEL -- utilisation rationnelle de l'électricité avec des circulateurs?	11
1.2	Enoncé du problème	11
1.3	Objectif de la publication	12
1.4	Limites de la publication	12

---

2.	Etude-type	13
2.1	Nouvelles installations	15
2.2	Assainissement d'anciennes installations	15
2.3	Projet de recherche RAVEL 11.55	20

---

3.	Petites installations – installations sans distributeur	21
3.1	Définition	23
3.2	Exemple	24
3.3	Calcul du réseau	25
3.4	Choix du circulateur	27
3.5	Commande et régulation	29
3.6	Comparaison des caractéristiques	29
3.7	Calcul de rentabilité	30
3.8	Unités de chauffage	31
3.9	Concept de mesure	31
3.10	Conclusions à tirer pour de petites installations	32

---

4.	Installations avec distributeur	33
4.1	Définition	35
4.2	Exemple	35
4.3	Calcul du réseau	38
4.4	Choix des circulateurs	41
4.5	Commande et régulation	43
4.6	Comparaison des caractéristiques	45
4.7	Calcul de rentabilité	46
4.8	Concept de mesure	46
4.9	Conclusions à tirer pour des installations avec distributeur	46

---

5.	Grandes installations	47
5.1	Définition	49
5.2	Exemple	50
5.3	Calcul du réseau	53
5.4	Choix du circulateur pour conduites à distance	55
5.5	Commande et régulation	57
5.6	Comparaison des caractéristiques	63
5.7	Concept de mesure	63
5.8	Conclusions à tirer pour de grandes installations	64

---

---

6.	Installations spéciales	65
6.1	Installations frigorifiques	67
6.2	Installations de récupération de chaleur	70
6.3	Installations à eau chaude	72

---

7.	Mise en service, maintenance et entretien	75
7.1	Circulateur	77
7.2	Commande et organes de régulation	78

---

8.	Notions fondamentales	79
8.1	Notions hydrauliques	81
8.2	Calcul du réseau	84
8.3	Equilibrage hydraulique	96
8.4	Circulateur	97
8.5	Commande et régulation	107

---

9.	Consommation d'énergie électrique et valeurs caractéristiques	119
9.1	Consommation d'énergie des pompes de chauffage en Suisse	121
9.2	Contrôle de la puissance théorique	122
9.3	Calcul de la consommation d'énergie électrique de circulateurs	122
9.4	Réflexions économiques	123

---

10.	Aide-mémoire	125
10.1	A propos du réseau...	127
10.2	A propos du circulateur...	127
10.3	A propos de la commande / régulation	128
10.4	A propos des mesures et calculs...	128

---

11.	Annexes	129
A.1	Résultats des calculs	131
A.2	Bibliographie	138
A.3	Fournisseurs	140
A.4	Grandeurs et symboles	141
A.5	Tableau des facteurs de valeurs actuelles	143
A.6	Tableau de conversion	144
A.7	Formulaire de calcul du réseau	145
	Publications du programme d'impulsions RAVEL	147

---

# Récapitulation

La consommation d'énergie électrique des circulateurs n'est pas aussi insignifiante qu'on le prétend souvent. En Suisse, 3,5 % environ de la consommation totale d'énergie électrique (approximativement 1600 GWh/a) est imputable aux circulateurs. Moyennant un dimensionnement correct et un choix judicieux du circulateur, le potentiel théorique d'économie est de l'ordre de 40 %, ce qui correspond à la consommation annuelle d'énergie électrique de quelque 160 000 ménages.

Un circulateur correctement dimensionné permet non seulement de diminuer la consommation d'énergie électrique, mais aussi d'améliorer le comportement de l'installation. Les systèmes de chauffage modernes (récupération de chaleur, accumulation de chaleur, pompes à chaleur, chaudières à condensation, etc.) ne peuvent fonctionner parfaitement qu'avec un circulateur très exactement dimensionné. Si le circulateur est surdimensionné, il faut s'attendre à des problèmes tels que celui du bruit, d'une température différentielle trop faible, d'un mélange inopportun des masses d'eau dans l'accumulateur, etc.

A travers une étude-type étayée par trois exemples, la présente documentation montre comment procéder au dimensionnement et au choix d'un circulateur. En l'occurrence, l'approche n'est pas axée en priorité sur le circulateur, mais bel et bien sur l'installation envisagée comme un tout.

Au niveau du dimensionnement et du descriptif fonctionnel de l'installation hydraulique, le calcul du réseau revêt une importance capitale. Dans un réseau, les interdépendances hydrauliques ne peuvent se déceler qu'en se basant sur un calcul détaillé des pertes de charge. Dans le contexte du dimensionnement d'un réseau, la modicité des pertes de charge joue donc un rôle déterminant quant à l'aptitude à la régulation d'un système caractérisé par des débits variables. Les deux avantages principaux d'une installation ainsi conçue résident dans la faible influence réciproque des consommateurs ainsi que dans le respect des autorités minimales nécessaires des vannes et des consommateurs.

Si l'on connaît le débit, la pression de refoulement ainsi que le comportement de l'installation en phase d'exploitation, il est possible de procéder au choix du circulateur. Pour de petites installations se distinguant par de faibles pertes de charge et un dimensionnement judicieux du réseau au standard actuel d'isolation thermique des bâtiments, le choix est extrêmement difficile, car le marché ne propose guère de circulateurs dans cette catégorie de puissance. Les petits circulateurs n'ont en outre

que des rendements de quelques pour-cent. Pour de grandes installations, on préférera des circulateurs inline à des circulateurs à rotor noyé en raison de considérations énergétiques.

Avec des installations à débit variable (vannes thermostatiques, vannes droites, etc.), il est indiqué d'adapter la puissance du circulateur en fonction de la charge respective. On relèvera néanmoins que même avec la «meilleure» commande, les divers besoins décentralisés et variables d'une installation ne seront jamais satisfaits à la perfection. En l'occurrence se pose également la délicate question du signal de commande représentatif émis par l'installation. Bien trop souvent, on utilise une coûteuse commande de régime avec convertisseur de fréquence sans avoir déterminé exactement le bon signal de commande, de sorte que les économies prévues restent lettre morte.

Outre les grandeurs de commande bien connues telles que la température, la pression différentielle et le temps, on utilise désormais également le débit comme signal de commande. Pour des installations moyennes, la solution peut consister en des circulateurs équipés de commande de régime intégrée par hachage de phase moyennant une régulation à pression différentielle constante ou la programmation d'une courbe caractéristique négative. Comme précédemment, l'enclenchement/déclenchement du circulateur en fonction des besoins reste toutefois la solution la plus efficace et la plus économique – solution que doit aujourd'hui autoriser l'équipement standard de n'importe quelle installation.

Le bon fonctionnement d'une installation et une exploitation économe en énergie du circulateur présupposent l'établissement d'un descriptif des fonctions, un concept de mesure approprié et une mise en service extrêmement méticuleuse. L'observation permanente de l'installation et la saisie des caractéristiques d'exploitation permettent en outre de détecter rapidement les dysfonctionnements, en vue d'améliorer et d'optimiser les divers paramètres entrant en ligne de compte.

Aujourd'hui, on connaît généralement bien les problèmes liés à l'étude d'une installation. La présente documentation entend fournir des éléments de solution et contribuer ainsi à une utilisation rationnelle de l'énergie consommée par des circulateurs. Pour parvenir au potentiel d'économie prévu de 640 GWh/a dans le courant de ces prochaines années, il est indispensable que toutes les personnes impliquées au niveau de l'étude se mettent sérieusement à la tâche.

# 1. Introduction

---

1.1	RAVEL – utilisation rationnelle de l'électricité avec des circulateurs ?	11
1.2	Enoncé du problème	11
1.3	Objectif de la publication	12
1.4	Limites de la publication	12

---

# 1. Introduction

## 1.1 RAVEL – utilisation rationnelle de l’électricité ... avec des circulateurs ?

Après le choc pétrolier du milieu des années 70, les milieux spécialisés dans la technique de chauffage ont entrepris de gros efforts pour réduire les besoins en énergie thermique. On ne s’est par contre guère préoccupé de la consommation d’énergie électrique des installations de chauffage. Différentes mesures récentes révèlent que la consommation d’énergie électrique des circulateurs n’est pas négligeable et pourrait encore être sensiblement abaissée (voir chap. 9 «Consommation d’énergie électrique et valeurs caractéristiques»). L’utilisation rationnelle de l’électricité est donc un sujet qui concerne également les circulateurs.

Par utilisation rationnelle de l’électricité, on veut évoquer les principes suivants :

- Utilisation intelligente de l’énergie.
- Suppression des excédents de puissance utile.
- Amélioration systématique du rendement.

En matière de dimensionnement des circulateurs et d’optimisation de leur exploitation, la présente documentation propose des éléments de solution pour parvenir à ces objectifs suprêmes de RAVEL.

## 1.2 Enoncé du problème

Les grandeurs suivantes influencent la consommation d’énergie électrique d’un circulateur d’une manière déterminante (figure 1.1) :

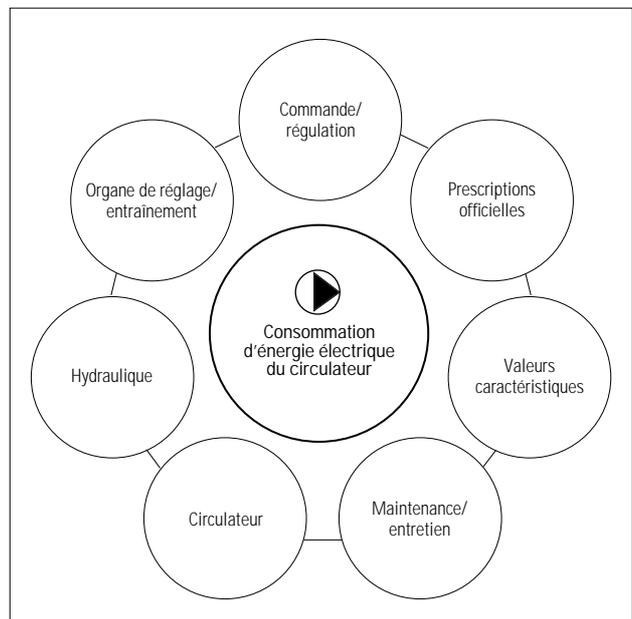


Figure 1.1: Facteurs d'influence.

Comme les compétences et les responsabilités au niveau des différents composants et des exigences requises sont partagées entre plusieurs personnes, il est souvent difficile d’adapter toutes ces influences les unes aux autres au sein d’un système optimal. Le personnage central est naturellement le planificateur à qui incombe la responsabilité d’assurer la coordination entre tous les spécialistes et d’intégrer les composants optimaux dans un projet. Il est en l’occurrence responsable d’étudier et de projeter un système optimisé (exploitation et consommation d’énergie). Dans l’optique d’un contrôle de qualité de grandes installations, il lui incombe également d’élaborer un concept de mesure afin de pouvoir comparer les valeurs pratiques avec les caractéristiques du projet (pression, température, etc.). Plus tard, le planificateur doit également pouvoir contrôler la consommation d’énergie électrique prévue en se basant sur des valeurs caractéristiques.

Aujourd'hui, l'étude d'une installation est principalement confrontée aux problèmes suivants :

- Le débit d'un circulateur est souvent surdimensionné, ce qui est communément imputable aux causes suivantes :
  - Le calcul du réseau est lié à des incertitudes et des suppléments de sécurité, ce qui se traduit généralement par des valeurs trop élevées pour les pertes de charge.
  - Lors de travaux d'assainissement et pas uniquement en cas de panne, on procède au remplacement du circulateur dans le cadre d'un «échange standard tel quel».
  - Les débits calculés ne peuvent parfois pas être respectés, car les équipements de régulation (par exemple raccords de retour, vannes thermostatiques, etc.) n'ont pas une précision requise suffisante.
  - Un circulateur surdimensionné ne crée aucun problème dans la mesure où le débit peut être diminué «simplement» par étranglement en cas d'émission de bruits.
- Au moment de choisir le circulateur, le planificateur est limité aux produits proposés sur le marché. Les différences de rendement entre les divers produits sont relativement faibles. Il est donc très difficile pour le planificateur de se livrer à une optimisation.
- Aujourd'hui, on utilise souvent des systèmes de commande et de régulation modernes ainsi que des pompes à plusieurs vitesses en vue de réaliser des économies d'énergie. Pour de nombreuses applications, on ne dispose cependant pas encore de toute l'expérience nécessaire, et les données mesurées correspondantes font généralement défaut. On cherche aussi fréquemment à résoudre des problèmes hydrauliques en utilisant des appareils de commande et de régulation.

## 1.3 Objectif de la publication

La publication entend être un véritable «instrument d'étude» pour le dimensionnement des circulateurs et l'optimisation de leur exploitation. Elle traite :

- des possibilités et des limites de l'utilisation de circulateurs et de leurs systèmes de commande et de régulation;
- des valeurs caractéristiques en matière de puissance, de consommation d'énergie et de potentiel d'économie.

Elle s'adresse en premier lieu aux planificateurs en chauffage, ventilation et climatisation, aux installateurs ainsi qu'aux ingénieurs des entreprises de production.

De nombreux éléments de base ont déjà été établis dans une multitude de publications et d'articles spécialisés (voir la liste bibliographique dans l'appendice A3), notamment dans le domaine des coupages hydrauliques et de l'équilibrage hydraulique.

## 1.4 Limites de la publication

La documentation est consacrée exclusivement aux circulateurs utilisés dans des installations techniques. L'accent principal se porte en l'occurrence sur les circulateurs utilisés en technique de chauffage. Un chapitre se penche en outre brièvement sur l'utilisation de circulateurs pour transporter de l'eau chaude, de l'eau froide, de l'eau réfrigérée et des mélanges à base de glycol.

Par contre, la documentation ne traite pas des circulateurs destinés à transporter des liquides spéciaux ou remplir une fonction quelconque dans des processus rares (applications industrielles spéciales).

## 2. Etude-type

---

2.1	Nouvelles installations	15
2.2	Assainissement d'anciennes installations	15
2.2.1	Caractéristiques d'exploitation fournies par l'installation	18
2.2.2	Calcul des débits et des pré réglages	19
2.3	Projet de recherche RAVEL 11.55	20

---

## 2. Etude-type

L'objectif déclaré consiste à économiser de l'électricité moyennant une étude appropriée. Les circulateurs sont les principaux consommateurs d'électricité dans des systèmes hydrauliques domestiques. Dans le contexte d'une étude, le planificateur d'une installation doit être en mesure de vérifier la puissance des pompes et leur consommation prévue d'énergie pendant la projection déjà.

Ci-après, nous présentons le déroulement d'une étude-type d'une part pour de nouvelles installations et d'autre part pour un assainissement d'anciennes installations. L'étude-type indique en l'occurrence les étapes à suivre pour procéder au dimensionnement et au choix du circulateur.

L'étude-type pour de nouvelles installations est successivement reprise et appliquée aux chapitres 3 «Petites installations», 4 «Installations avec distributeurs» et 5 «Grandes installations».

### 2.1 Nouvelles installations

Aujourd'hui, on pose notamment les exigences suivantes à une nouvelle installation :

- Bon fonctionnement de l'installation.
- Consommation minimale d'énergie.
- Dépenses minimales d'entretien.

Il existe une étroite relation entre le «bon fonctionnement de l'installation» et la «consommation minimale d'énergie». Pour le planificateur et l'installateur, le «bon fonctionnement de l'installation» doit obligatoirement figurer au premier plan. Si la mise en service de l'installation permet de constater que les valeurs calculées (débit, pression de refoulement, température différentielle, etc.) sont atteintes, les conditions préliminaires pour une consommation minimale d'énergie sont également remplies.

La figure 2.1 présente les différentes phases de l'étude et indique au planificateur à quel endroit il trouvera des informations supplémentaires. Dans un cas pratique, il convient si possible de réitérer l'étude-type à deux ou trois reprises pour parvenir à la solution idéale. L'étude-type suivante n'est en l'occurrence qu'un instrument auxiliaire de référence.

### 2.2 Assainissement d'anciennes installations

A l'avenir, une partie considérable des circulateurs s'utiliseront dans des installations de chauffage ayant subi un assainissement. En principe, la procédure de choix du circulateur pour une installation assainie diffère de celle propre à une nouvelle installation surtout au niveau de la détermination des caractéristiques de l'installation (figure 2.2). Le remplacement d'un circulateur intervient souvent dans le contexte d'un assainissement de l'installation de chauffage (par exemple remplacement de la chaudière) ou de l'assainissement général d'un bâtiment (assainissement de l'enveloppe du bâtiment et des installations techniques). Ces modifications doivent être prises en compte pour le dimensionnement du circulateur. Comme on ne dispose souvent plus des documents techniques originaux, plans d'installation, plans de construction, calculs, etc., il faut chercher à tirer le plus grand nombre possible de données à partir de l'installation existante (données d'exploitation). Parallèlement, il faut vérifier les quantités d'eau des différents consommateurs et, en fonction de la stratégie d'équilibrage retenue, procéder au préréglage des organes d'équilibrage. Selon la qualité des données, on obtient des paramètres plus ou moins précis pour le dimensionnement du circulateur et le type de système de commande et de régulation. Comme il est très rare que les gens relèvent régulièrement des données – à l'exception de la consommation d'énergie de chauffage – ou tiennent des statistiques, les données seront fournies par l'installation elle-même. Dans la plupart des cas, il sera nécessaire de poser des appareils ou des nipples de mesure. Plus ces points de mesure sont proches des différents consommateurs, plus leur exactitude est grande. Tout au long de l'année, les points de mesure mis en place permettent également d'optimiser l'exploitation de l'installation et de remédier rapidement aux dysfonctionnements.

L'étude-type présentée (figure 2.2) correspond à une procédure possible.

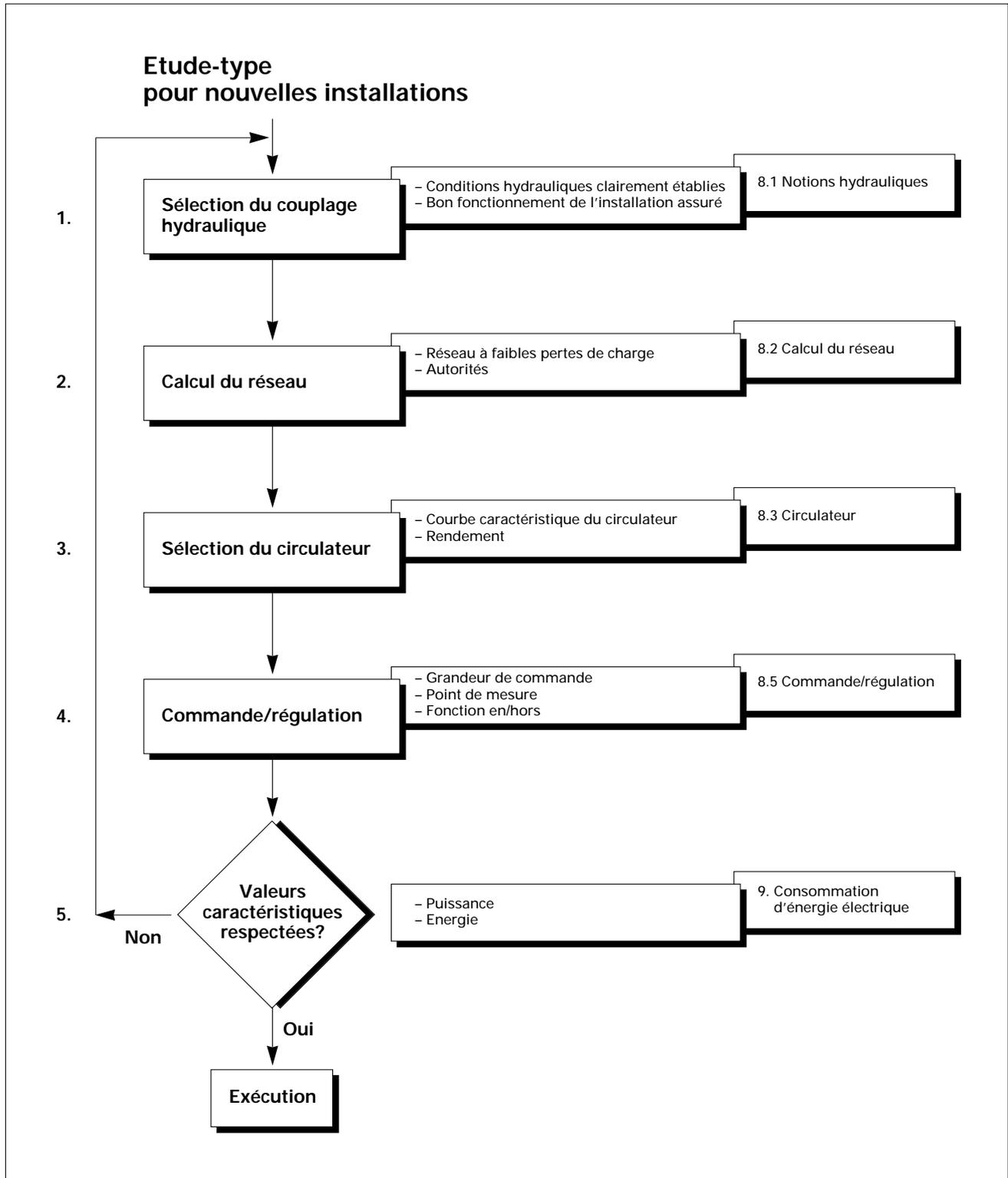


Figure 2.1: Etude-type pour nouvelles installations.

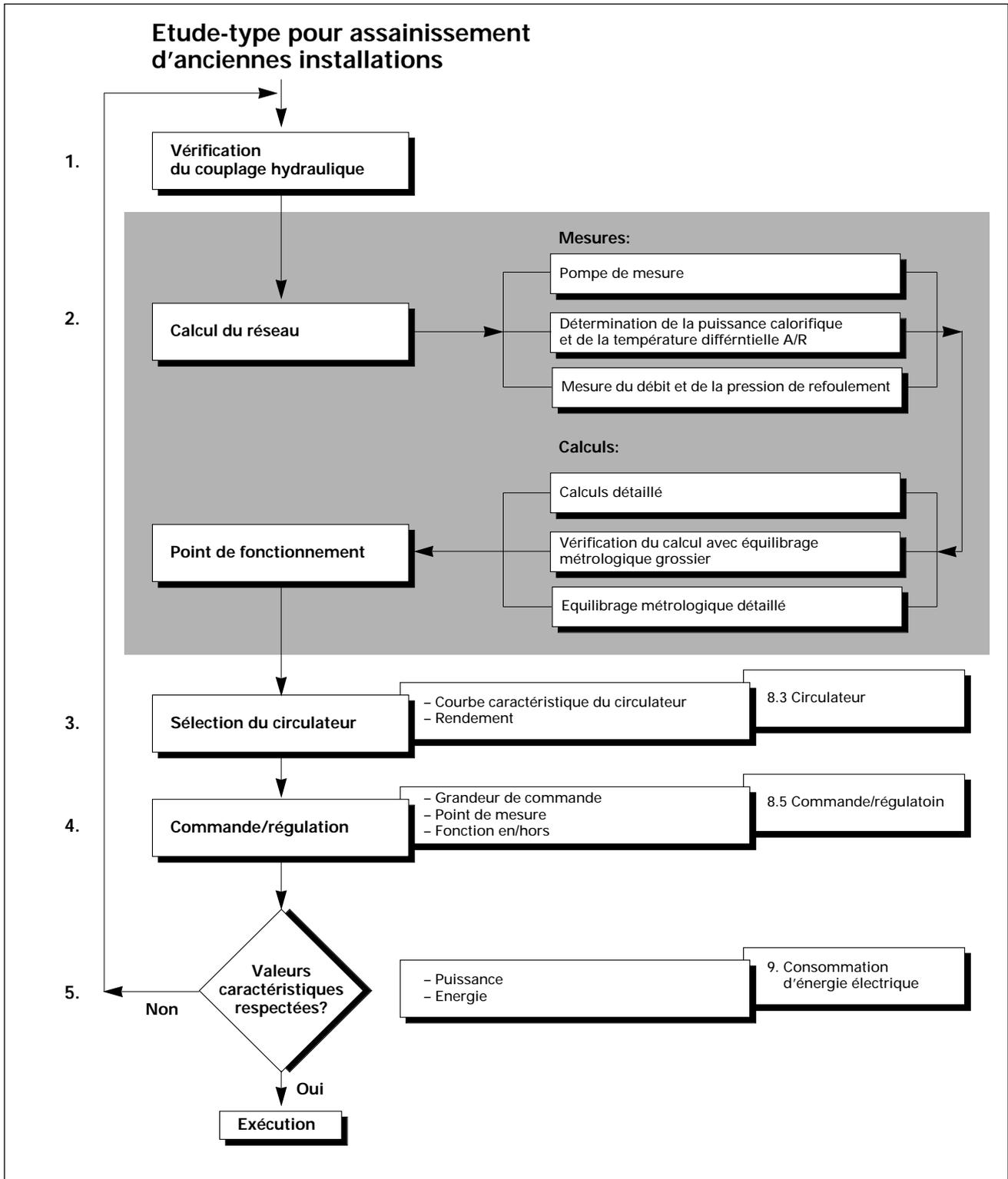


Figure 2.2: Etude-type pour assainissement d'anciennes installations.

### 2.2.1 Caractéristiques d'exploitation fournies par l'installation

#### Utilisation d'une pompe de mesure

En utilisant une pompe de mesure – et sans autre équipement de mesure –, il est possible de déterminer un point sur la courbe caractéristique de la pompe et par conséquent la courbe caractéristique de l'installation. Sur la base du nouveau débit calculé à partir de la puissance thermique à installer, il est possible de déterminer le nouveau point d'exploitation sur la courbe caractéristique de l'installation. Les mesures au moyen de la pompe de mesure peuvent s'effectuer indépendamment de la saison; on simulera toutefois sur l'installation l'état d'exploitation nominal (vannes thermostatiques ouvertes, pré-réglage des organes d'équilibrage, installation purgée, vannes à by-pass fermées, etc.).

La simulation de l'état d'exploitation nominal est liée à de nombreuses opérations. L'utilisation d'une pompe de mesure est également indiquée pour de nouvelles installations.



Figure 2.3: Pompe de mesure [H1].

#### Détermination de la puissance calorifique et de la température différentielle A/R

En connaissant la puissance calorifique et la température différentielle entre l'aller et le retour, il est possible de déterminer un point d'exploitation sur la courbe caractéristique de l'installation au moyen de la courbe caractéristique du circulateur installé (figure 2.4,  $\Delta T \approx 12$  K). Le  $\Delta T$  effectif (mesurer et ne pas se contenter de lire le thermomètre installé)

fournit, par comparaison avec la température différentielle de dimensionnement (figure 2.4,  $\Delta T \approx 20$  K), une indication sur le débit effectif. En se basant sur le nouveau débit calculé, on peut déterminer le nouveau point d'exploitation sur la courbe caractéristique connue de l'installation. On veillera en l'occurrence à ne pas réduire involontairement la puissance calorifique des consommateurs en abaissant la température moyenne. S'il n'est pas possible d'envisager une réduction de puissance, on élèvera la température d'aller à la valeur nécessaire. Dans ce cas, il faut bien entendu enregistrer les données d'exploitation lors d'une froide journée d'hiver afin de parvenir aussi près que possible du point d'exploitation nominal. Avec cette méthode, l'installation doit également être équilibrée afin de pouvoir garantir une alimentation suffisante en eau chaude de chaque consommateur dans ce cas de quantité minimale d'eau. A vrai dire, le nouveau point d'exploitation indiqué dans la figure 2.3 ne s'applique qu'à une installation ne comportant qu'un seul consommateur ou une installation dans laquelle chaque consommateur se prête à une réduction du débit et de la pression de refoulement. Dans des conditions extrêmes, on élèvera de nouveau la pression de refoulement pratiquement jusqu'à sa valeur primitive. Cela sera par exemple le cas lorsqu'un consommateur est raccordé à proximité du circulateur, consommateur qui jouissait d'une juste alimentation avec l'ancien point d'exploitation et qui, consécutivement à la réduction de la pression de refoulement, ne dispose plus d'une alimentation suffisante en eau chaude. En pareil cas, on examinera s'il faut éventuellement envisager une répartition sur deux circulateurs.

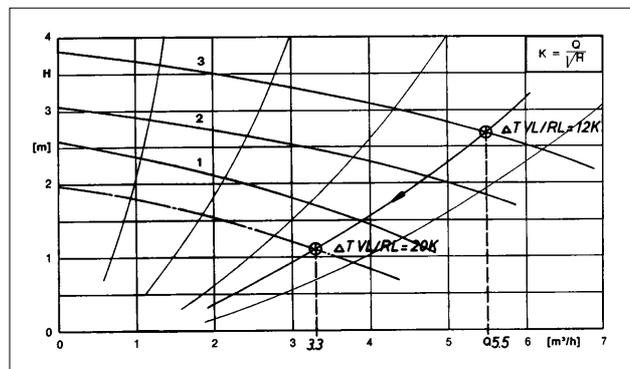


Figure 2.4: Détermination du point de fonctionnement par mesure de la consommation de chaleur et de la température différentielle aller/retour.

Mesure du débit et/ou de la pression de refoulement

Une autre méthode consiste à mesurer directement le débit et/ou les pressions différentielles. Avec les autres données telles que la température différentielle A/R et la courbe de chauffage, il est possible de faire une bonne analyse de l'installation. En l'occurrence, l'utilisation d'une mesure ou l'autre dépend beaucoup de l'installation elle-même et de l'ampleur des transformations effectuées. En ce qui concerne les méthodes de mesure, nous renvoyons à [2]. En ce qui concerne l'équilibrage, les remarques faites précédemment sont également applicables ici.

A part les méthodes de saisie des données d'exploitation présentées ici, il en existe certainement encore d'autres. Dans tous les cas et parallèlement aux possibilités de mesure, l'expérience du planificateur joue également un rôle important.

### 2.2.2 Calcul des débits et des préréglages

Un problème important est constitué par le fait que de nombreuses installations ne sont pas parfaitement équilibrées et ne comportent pas d'organes d'équilibrage. Or, sans organes d'équilibrage, il est impossible de travailler avec un débit minimal et donc un petit circulateur. Sans un équilibrage de la pression différentielle nécessaire pour le cas de charge nominale des différents consommateurs (équilibrage hydraulique), il est en effet impossible de garantir l'alimentation minimale en eau chaude de tous les consommateurs.

Il existe différentes possibilités pour se procurer les données nécessaires à un équilibrage. Nous présenterons brièvement ici une méthode simple et économique. Le choix de la méthode appropriée dépend de l'ampleur des transformations effectuées. Plus les organes d'équilibrage sont placés près des consommateurs, meilleure est la possibilité de procéder à l'équilibrage hydraulique. Dans des conditions idéales, les organes d'étranglement se trouvent directement sur le consommateur. Si pour des raisons techniques cela n'est pas possible, on devra se contenter d'équilibrer différents groupes de consommateurs les uns par rapport aux autres. Dans cette situation, il n'est plus possible de régler le débit général minimum, car même le consommateur le plus défavorisé

d'un groupe doit bénéficier d'une alimentation suffisante. Il nous paraît important de pouvoir réaliser au minimum une mesure de débit par groupe (par exemple par colonne montante).

Méthode d'équilibrage métrologique sur un consommateur

- On estimera la nouvelle pression différentielle nominale à l'aide de l'une des méthodes indiquées précédemment. On tiendra compte des modifications apportées à l'installation (pose de vannes thermostatiques, de raccords de retour ajustables, etc.) en majorant la pression différentielle en conséquence.
- On recalculera la consommation calorifique des différents consommateurs.
- On calculera la quantité d'eau nécessaire pour un consommateur en se basant sur la température différentielle correspondante.
- Pour simplifier le réglage final, on attribuera une autorité de 0,5 au consommateur le plus défavorisé. La moitié de la pression différentielle nominale est donc supposée être attribuée à ce consommateur. Moyennant une autre hypothèse – la même pression est attribuée à l'ensemble des autres consommateurs –, il est possible de calculer les préréglages des vannes thermostatiques et des organes d'équilibrage (voir aussi à ce sujet l'exemple de calcul présenté dans le chapitre 8.2 «Calcul du réseau»).
- Le réglage de l'installation s'effectue ensuite comme s'il s'agissait d'une installation neuve.

Cette méthode permet :

1. de réaliser un équilibrage irréprochable;
2. de garantir la quantité minimale d'eau chaude à tous les consommateurs.

L'observation des points susmentionnés garantit une exploitation irréprochable avec le plus petit circulateur possible.

Dans le cadre d'opérations d'assainissement entreprises sur des installations ne se prêtant pas à une détermination exacte de la pression différentielle nominale, il est indiqué d'opter pour un circulateur offrant la possibilité de faire varier sa vitesse vers le bas et aussi – contrairement à de nouvelles installations – vers le haut.

### 2.3 Projet de recherche RAVEL 11.55

Dans le contexte des problèmes qui nous occupent, il convient encore de se référer au projet de recherche RAVEL UP 11.55 consacré en priorité à la mise au point d'une méthode de mesure destinée à définir les caractéristiques principales des circulateurs. L'objectif de ce projet de recherche consiste à établir une recommandation pour le remplacement des circulateurs dans des installations existantes. Ce projet devrait susciter de précieuses impulsions dans l'optique des travaux d'assainissement à entreprendre au cours des prochaines années; quelque 200 installations y sont mesurées et analysées, une cinquantaine d'entre elles ayant fait l'objet de modifications et de contrôles subséquents afin de vérifier les résultats obtenus.

## 3. Petites installations – installations sans distributeurs

---

3.1	Définition	23
3.2	Exemples	24
3.3	Calcul du réseau	25
3.3.1	Calcul du débit	25
3.3.2	Calcul de la pression de refoulement	25
3.4	Choix du circulateur	27
3.5	Commande et régulation	29
3.6	Comparaison des caractéristiques	29
3.6.1	Consommation d'énergie du circulateur	29
3.7	Calcul de rentabilité	30
3.8	Unités de chauffage	31
3.9	Concept de mesure	31
3.10	Conclusions à tirer pour de petites installations	32

---

## 3. Petites installations – installations sans distributeurs

### 3.1 Définition

Des petites installations sont des systèmes de chauffage sans distributeur qui s'utilisent dans des villas familiales et des petits locatifs (exemples: voir figure 3.1). La puissance calorifique de petites installations est inférieure à 70 kW. Jusqu'à cette limite de puissance, le marché propose des unités de chauffage spécialement destinées à ce créneau.

Une grande partie des circulateurs utilisés le sont dans de petites installations. Etant donné la taille de l'installation, on sous-estime souvent les dépenses occasionnées par l'étude. Avec les nouveaux concepts de production de chaleur (pompes à chaleur, chaudières à condensation, installations solaires, etc.) et de commande/régulation (vannes thermostatiques, régulation par pièce, etc.), les exigences requises par l'étude de petites installations sont devenues plus sévères. Même de petites installations, des débits variables dans le réseau, des problèmes acoustiques avec les vannes thermostatiques et des états d'exploitation intolérables peuvent entraîner des problèmes pratiquement impossibles à résoudre. Il est donc important de procéder correctement et soigneusement à l'établissement du concept hydraulique, au dimensionnement du réseau et au choix du circulateur. Il en résultera non seulement une meilleure exploitation de toute l'installation, mais aussi une plus faible consommation d'énergie électrique du circulateur.

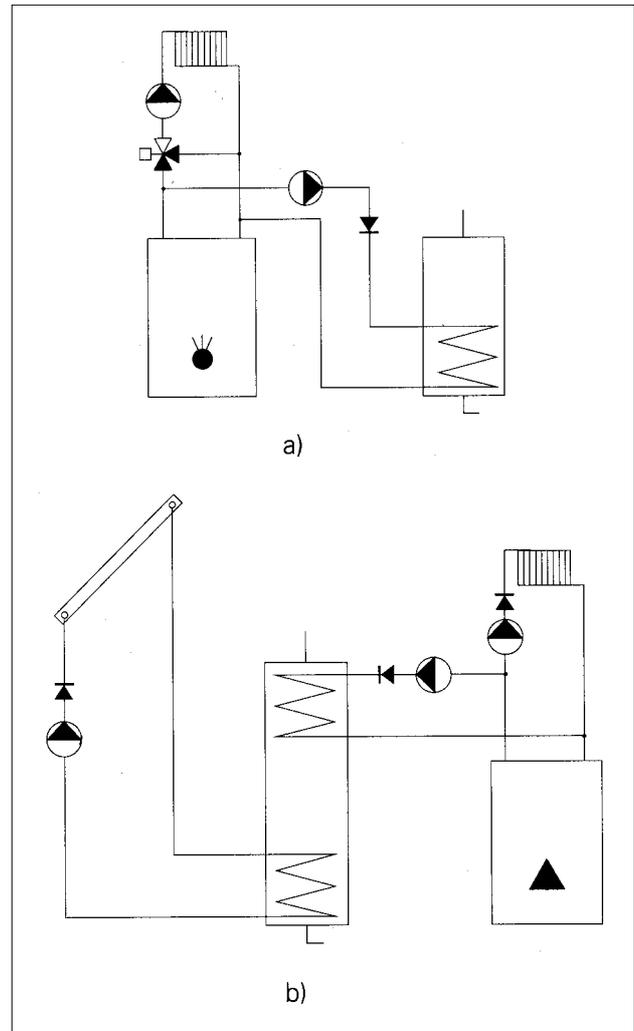


Figure 3.1: Représentation schématique de petites installations, par exemple a) chaudière à mazout avec production d'eau chaude, b) chaudière à gaz avec production bivalente d'eau chaude.

### 3.2 Exemple

La figure 3.2 présente l'élévation d'une installation de chauffage à eau chaude conventionnelle bitube avec chaudière à mazout pour une grande

villa familiale avec isolation thermique conforme au standard actuel. La puissance thermique nécessaire est de l'ordre de 6 kW.

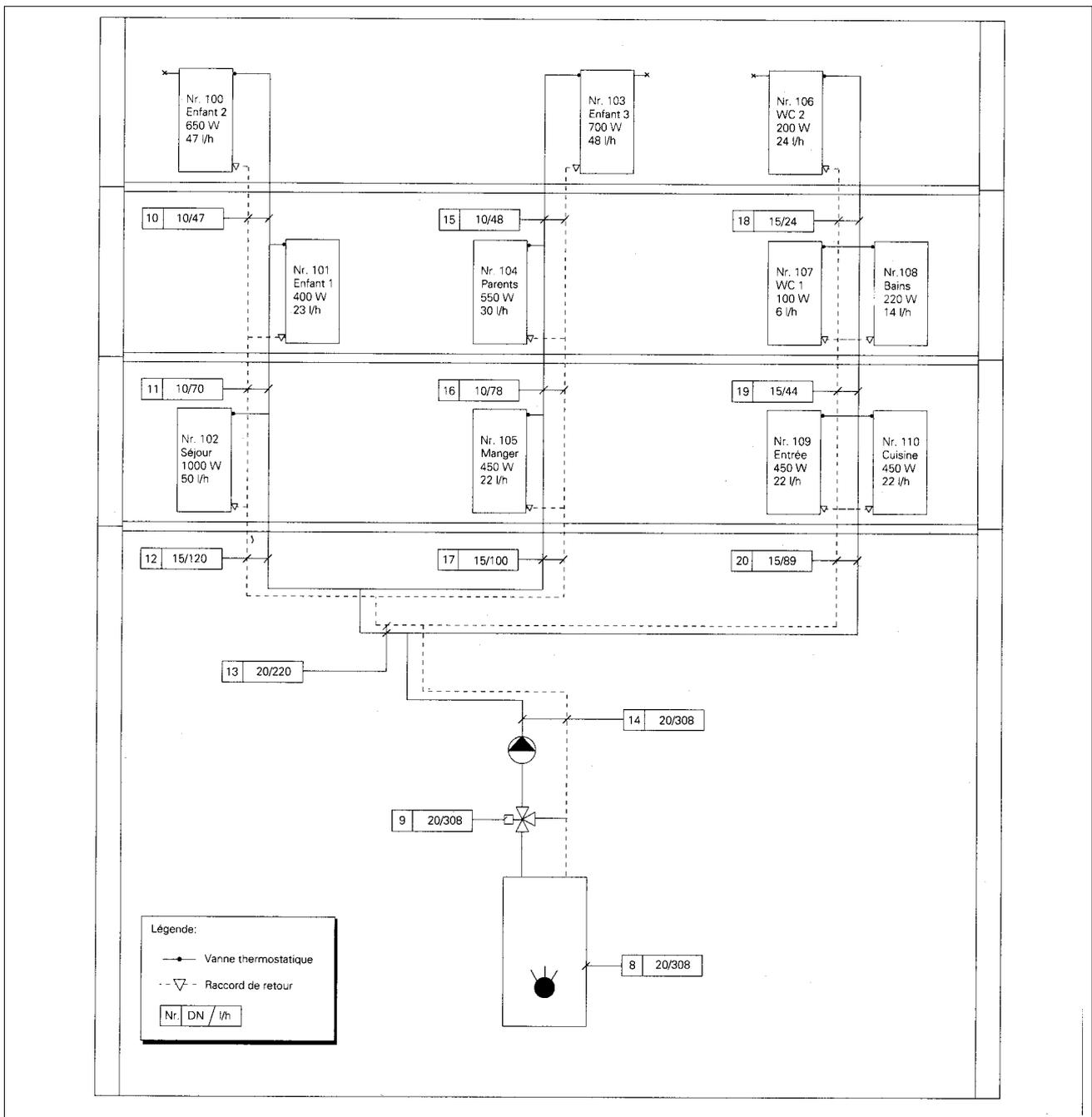


Figure 3.2: Installation de chauffage pour villa familiale (élévation).

Les corps de chauffe des différentes pièces sont équipés de vannes thermostatiques et de raccords de retour réglables. La régulation de la température ambiante s'opère par l'intermédiaire des vannes thermostatiques et de la régulation de la température d'aller qui agit sur la vanne mélangeuse. La température différentielle entre l'aller et le retour au point de dimensionnement nominal est de 20 K (60° C/40° C).

### 3.3 Calcul du réseau

L'étude d'une installation de chauffage débute par le choix du couplage hydraulique (couplage à mélange) et le calcul du réseau. Sur la base des données fournies par le calcul de la puissance thermique nécessaire et du réseau, on choisit le circulateur ainsi que le système de commande et de régulation.

Pour cet exemple, le calcul du réseau a été effectué à l'aide d'un programme informatique [2]. Les indications relatives aux dimensions des tubes, aux débits, aux puissances des consommateurs, etc., peuvent être tirées du schéma des colonnes.

#### 3.3.1 Calcul du débit

En se basant sur la puissance nécessaire déterminée à partir de la puissance thermique à installer (SIA 384/2) ainsi que sur la température différentielle choisie pour le système, on calcule le débit par approximation conformément à la formule suivante:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T} \cdot 3,6 \cdot 10^3 \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$\dot{V}$	débit	[m <sup>3</sup> /h]
$\dot{Q}$	puissance thermique	[kW]
$\rho_w$	masse volumique de l'eau (à 20° C)	[kg/m <sup>3</sup> ]
$c_{pw}$	chaleur massique de l'eau	[kJ/kgK]
$\Delta T$	température différentielle	[K]

Pour obtenir le débit exact, il faut procéder à un calcul détaillé du réseau en tenant compte des pertes par refroidissement des conduites. Une petite puissance thermique à installer et une température différentielle aussi grande que possible entre l'aller et le retour se traduisent par un petit

débit du circulateur. On veillera tout spécialement ici au fait que la puissance du circulateur est théoriquement réduite au cube de la réduction du débit pour des conduites de même diamètre (en réalité, la réduction est légèrement plus faible, car le rendement du circulateur se dégrade lorsque sa puissance diminue).

Avec notre exemple et en se basant sur le calcul du réseau, on obtient un débit de:

$$\dot{V} = 0,31 \text{ m}^3/\text{h}$$

#### 3.3.2 Calcul de la pression de refoulement

Formule empirique

Pour de petites installations, on calcule souvent les pertes de charge par approximation en utilisant une formule empirique ou en reprenant la pression de refoulement d'une installation réalisée antérieurement (valeurs empiriques qui ne se basent malheureusement que très rarement sur des mesures effectives).

Dans différents livres et manuels, on trouve la formule empirique suivante:

$$\Delta p = 1,5 \dots 2 \cdot R \cdot l \quad [\text{Pa}]$$

$\Delta p$	perte de charge du réseau	[Pa]
R	perte de charge spécifique des conduites	[Pa/m]
l	longueur de la colonne la plus longue	[m]

On admet en l'occurrence que les pertes de charge se répartissent approximativement à raison de 50% sur les conduites et 50% sur les différentes résistances du réseau. La comparaison suivante fondée sur des calculs détaillés montre pourquoi ce mode de calcul empirique ne convient pas pour l'étude d'une installation. Dans notre exemple et d'après la formule empirique, la perte de charge dans les conduites est de:

$$\Delta p = 2 \cdot 100 [\text{Pa}/\text{m}] \cdot 41 [\text{m}] \cdot 10^{-3} = 8,2 \text{ kPa}$$

En plus de cette perte de charge dans les conduites, il faut encore additionner les pertes des consommateurs, à savoir:

- Vanne thermostatique 4 kPa
- Vanne mélangeuse 3 kPa
- Chaudière 2 kPa

Il en résulte par conséquent des pertes de charge totales d'environ  $\Delta p \approx 17 \text{ kPa}$ .

Au contraire d'une formule empirique, l'utilisation d'une méthode de calcul détaillée se fonde sur des paramètres importants :

- Calcul de la pression de refoulement nominale du circulateur.
- Calcul de l'autorité des vannes et des consommateurs (disposition à la régulation de l'installation).
- Calcul des données nécessaires pour le réglage des organes d'équilibrage.
- Contrôle de la pression de refoulement maximale admissible (limitation des bruits).

Ces indications sont indispensables pour procéder à l'analyse d'une installation. En calculant bien le réseau, l'étude gagne en sécurité, car les composants peuvent être déterminés et choisis en fonction de paramètres précis. Comme le montrent les calculs détaillés suivants, les résultats mathématiques s'écartent fortement de ceux obtenus avec la formule empirique.

La disposition à la régulation d'une installation de chauffage est améliorée moyennant un réseau si possible exempt de pertes de charge (autorité des consommateurs) et une bonne autorité des vannes (voir le chapitre 8.2 «Calcul du réseau»).

Calcul du réseau  
Variante 1 ( $\Delta p \approx 150 \text{ Pa/m}$ )

Dans la variante 1, le dimensionnement du réseau s'effectue en fonction d'une perte de charge spécifique dans les conduites de  $\Delta p \approx 150 \text{ Pa/m}$  (la valeur moyenne est inférieure) et d'une limitation de la vitesse d'écoulement maximale à 1,2 m/s. Le calcul donne les valeurs suivantes – en ce qui concerne l'autorité des consommateurs et des vannes thermostatiques, il s'agit de valeurs moyennes :

Pression de refoulement	
$\Delta p_p = 13,0 \text{ kPa}$	
Autorité du consommateur	
$\varnothing P_{vb} = \frac{\varnothing \Delta p_{vb100}}{\Delta p_{vb0}} = 0,38 [-]$	(min. 0,30)
Autorité de la vanne thermostatique	
$\varnothing P_{vt} = \frac{\varnothing \Delta p_{vT100}}{\Delta p_{vT0}} = 0,19 [-]$	(min. 0,10)
Autorité de la vanne de réglage	
$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} = 0,44 [-]$	(min. 0,50)

Calcul du réseau  
Variante 2 ( $\Delta p \leq 50 \text{ Pa/m}$ )

En se basant sur les résultats de la variante 1, on calcule la variante 2 en fonction d'une perte de charge spécifique dans les conduites de  $\Delta p \leq 50 \text{ Pa/m}$  (valeur maximale admissible; la valeur moyenne est inférieure) et d'une limitation de la vitesse d'écoulement à 1,2 m/s. Le calcul donne les valeurs suivantes :

Pression de refoulement	
$\Delta p_p = 9,1 \text{ kPa}$	
Autorité du consommateur	
$\varnothing P_{vb} = \frac{\varnothing \Delta p_{vb100}}{\Delta p_{vb0}} = 0,43 [-]$	(min. 0,30)
Autorité de la vanne thermostatique	
$\varnothing P_{vt} = \frac{\varnothing \Delta p_{vT100}}{\Delta p_{vT0}} = 0,22 [-]$	(min. 0,10)
Autorité de la vanne de réglage	
$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} = 0,49 [-]$	(min. 0,50)

Le résultat des calculs fait apparaître que la variante 2 fournit de meilleures valeurs que la variante 1 en ce qui concerne les autorités. Les autorités de la vanne de réglage se trouvent pratiquement à la valeur limite inférieure requise. Les conditions préliminaires à la régulation de l'installation sont donc plus favorables. En réduisant la pression de refoulement, on atténue en outre les risques de bruit au niveau des vannes thermostatiques. Comme nous l'indiquons dans le chapitre 8.2 «Calcul du réseau», ces faibles pertes de charge spécifiques dans les conduites nous situent dans une plage pratiquement laminaire en ce qui concerne les conditions d'écoulement. Cela signifie en l'occurrence que les pressions différentielles effectivement nécessaires seront certainement encore plus faibles. Avec la méthode de calcul classique, nous nous trouvons donc «du bon côté» et n'avons nullement besoin de «supplément de sécurité».

En prenant pour exemple une petite installation calculée dans ses moindres détails, on constate que le grand pas en direction de circulateurs plus petits consiste en un calcul correct du réseau. L'influence des plus petites résistances spécifiques des conduites ne se manifeste ici qu'en sous-sol. Cette

constatation plutôt étonnante provient du fait que le calcul repose sur un  $\Delta T$  de 20 K et que nous n'avons que des consommateurs de faible puissance dans notre exemple. Dans de nombreuses colonnes montantes, on constate que l'on reste ainsi au-dessous des 50 Pa/m recommandés, et cela même dans la variante 1. Un calcul de rentabilité fait ressortir que ce passage prétendument modeste de 150 à 50 Pa/m est en réalité un grand pas vers les économies d'électricité.

#### Comparaison de prix

Les améliorations mentionnées dans le contexte de la variante 2 doivent naturellement «s'acheter», moyennant un diamètre supérieur des conduites. Les dépenses supplémentaires occasionnées peuvent être tirées du tableau récapitulatif suivant (figure 3.3). Dans le cadre d'une étude optimisée, on relèvera qu'il ne faut utiliser des conduites de plus grand diamètre qu'au sous-sol (conduites N° 12, 13 et 14). Par conséquent, les dépenses supplémentaires sont également modestes, comme le fait apparaître le tableau ci-dessous.

Variante 1					
DN	Longueur	Prix tube	Longueur	Prix isolation thermique	Coûts
	m	Fr./m	m	Fr./m	Fr.
10	52	24.-	28	20.-	1807.-
15	55	28.-	43	20.-	2409.-
					4215.-

Variante 2					
DN	Longueur	Prix tube	Longueur	Prix isolation thermique	Coûts
	m	Fr./m	m	Fr./m	Fr.
10	24	24.-	0	20.-	576.-
15	55	28.-	43	20.-	2409.-
20	28	28.-	28	23.-	1418.-
					4403.-

Figure 3.3: Comparaison de l'investissement supplémentaire occasionné par des conduites de plus grand diamètre pour réduire les pertes de charge spécifiques dans ces mêmes conduites. Les calculs se basent sur les indications du tarif ASCV 90/91 pour le matériel, les salaires et les temps de montage. Pour les conduites, on a choisi la liste avec tubes d'acier ST.33 selon DIN 2440/1626. Pour l'isolation thermique, le choix s'est porté sur des coquilles en mousse dure PIR.

Les dépenses supplémentaires occasionnées par la variante 2 sont de l'ordre de Fr. 190.-. Comparativement au prix total d'une petite installation, env. Fr. 15 000.- à Fr. 20 000.-, ce montant est insignifiant. En comparant uniquement avec l'investissement consacré exclusivement au réseau de conduites, le supplément d'investissement est de l'ordre de 4,5%.

### 3.4 Choix du circulateur

On peut choisir le circulateur en se basant sur les données du chapitre 3.3 «Calcul du réseau». Outre la pression de refoulement et le débit, le comportement de l'installation joue également un rôle important. Avec des débits variables, le point d'exploitation varie constamment, ce qui signifie que dans la plage de charge partielle, le point d'exploitation sur la courbe caractéristique du circulateur se déplacera du point d'exploitation nominal vers la gauche, c'est-à-dire en direction d'un débit nul. Dans la zone de débit nul, la pression de refoulement n'excédera pas 20 kPa pour des raisons acoustiques, quand bien même différentes expériences montrent que des problèmes de bruit peuvent surgir même avec de petites pressions de refoulement (combinaison vanne thermostatique et corps de chauffe). La figure 3.4 présente le domaine de la courbe caractéristique du circulateur choisi pour l'exemple donné en variante 1, et la figure 3.5 celui du circulateur choisi pour l'exemple donné en variante 2.

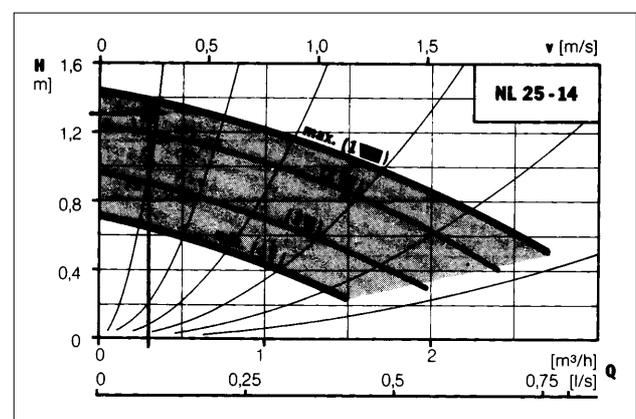


Figure 3.4: Domaine de la courbe caractéristique d'un circulateur pour l'exemple de la variante 1 [H1].

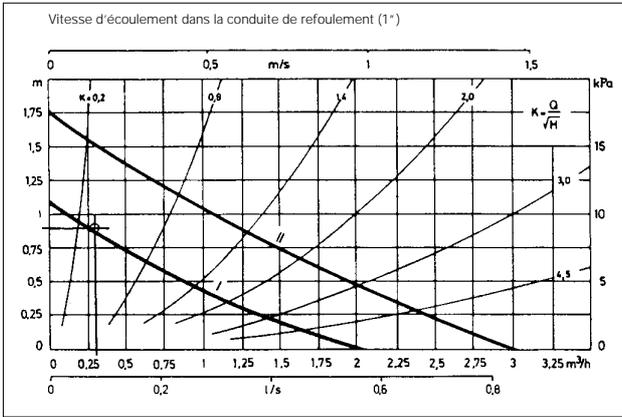


Figure 3.5: Domaine de la courbe caractéristique d'un circulateur pour l'exemple de la variante 2 [H3].

La solution idéale consisterait en un circulateur dont le point d'exploitation nominal se situe dans la plage moyenne de la courbe caractéristique puisque, dans la plage de charge partielle, le point d'exploitation sur la courbe caractéristique se déplace vers la gauche (en direction du débit nul). Il n'a toutefois pas été possible de trouver un circulateur correspondant aux caractéristiques des deux variantes. On constate en l'occurrence que le marché ne propose pas de circulateur pour des petits débits et de faibles pressions de refoulement. Il a donc fallu opter pour un circulateur dont le point d'exploitation se situe par approximation sur la courbe caractéristique. Conformément à la figure 3.4 et à la figure 3.5, le point d'exploitation effectif est légèrement inférieur au point calculé. L'exploitation du circulateur à la vitesse choisie ne devrait cependant présenter aucun problème. Pour le calcul des autorités, on tiendra compte des points de travail pour un débit nul. Pour le circulateur de la variante 1, celui-ci est d'environ 12 kPa, alors qu'il est d'environ 11 kPa pour la variante 2. Avec le choix opéré, une partie de l'amélioration de la disposition à la régulation obtenue avec des conduites de plus grand diamètre est à nouveau sacrifiée. Les raisons en sont que les deux circulateurs comparés se comportent différemment – nous admettons pour la variante 2 un écart plus important du point d'exploitation effectif comparativement au point calculé.

Pour les petites installations, les fournisseurs proposent de plus en plus souvent des circulateurs avec commande en continu de la vitesse de rotation. La figure 3.6 présente deux exemples de domaines de courbes caractéristiques. Il s'agit en l'occurrence

de circulateurs recommandés pour équiper des installations de chauffage dans les villas familiales et les petits locatifs.

Les circulateurs présentés dans la figure 3.6 ne conviennent pas pour notre exemple et pour de petites installations en général, car leur plage d'exploitation couvre des débits et des pressions de refoulement sensiblement plus élevées. Le point d'exploitation nominal se situerait tout à gauche dans le domaine de la courbe caractéristique, et on ne disposerait donc pas d'une plage de réglage. En utilisant l'un de ces circulateurs, la consommation d'énergie électrique serait en outre plus élevée qu'avec le circulateur choisi dans la variante 2 – cela en raison de la puissance électrique dissipée par la commande par hachage de phase.

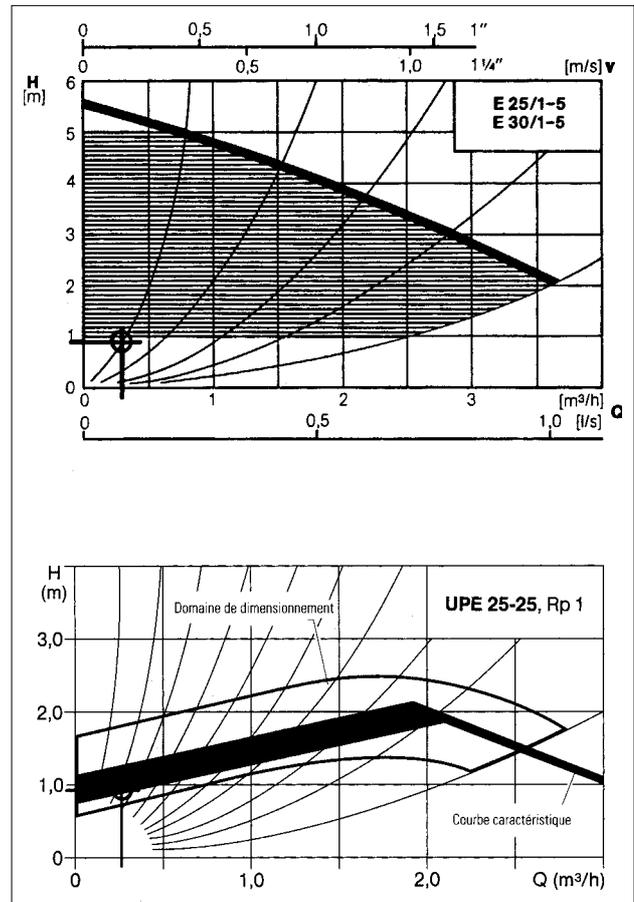


Figure 3.6: Domaine des courbes caractéristiques de deux circulateurs réglables en continu et recommandés pour de petites installations [H1], [H4].

Comme le souligne l'exemple, moyennant un dimensionnement correspondant, les débits des petites installations sont sensiblement plus faibles qu'on ne le suppose généralement – constat dont les fabricants de circulateurs ne devraient pas manquer de tenir compte.

### 3.5 Commande et régulation

Le faible débit nécessaire pour de petites installations ne permet pas d'envisager des solutions judicieuses au niveau de la commande de la vitesse de rotation des circulateurs, de sorte que la consommation d'énergie électrique ne peut être influencée qu'en enclenchant et en déclenchant la pompe en fonction des besoins. Avec des régulateurs de chauffage modernes, la commande de la pompe est directement intégrée (commande ECO). La figure 3.7 présente l'asservissement qualitatif d'une commande de pompe par un régulateur de chauffage.

Sur la base de la température extérieure et d'une température fictive programmée, le dispositif de commande automatique ECO détermine à quel moment le circulateur doit s'enclencher et se déclencher. Moyennant l'enclenchement du circulateur à certains intervalles de temps (par exemple 30 secondes toutes les 18 heures), on évite que celui-ci reste arrêté durant de longues périodes.

Le dimensionnement adopté pour l'exemple donné en variante 2 se traduit par de faibles pertes de charge spécifiques des conduites. La gravité peut donc avoir une forte influence sur la pression de refoulement et par conséquent sur les performances du circulateur. Cela signifie qu'en choisissant un circulateur, il faut tenir compte du fait que des forces de gravité peuvent apporter un soutien à l'action de la pompe.

Au démarrage de l'installation, une puissance plus élevée peut être nécessaire pour vaincre des résistances hydrauliques majorées par une plus grande viscosité. Moyennant un couplage approprié, la pompe tourne tout d'abord à la vitesse la plus élevée au moment du démarrage de l'installation, puis revient à une vitesse plus faible après un certain temps dès que les températures d'exploitation sont atteintes.

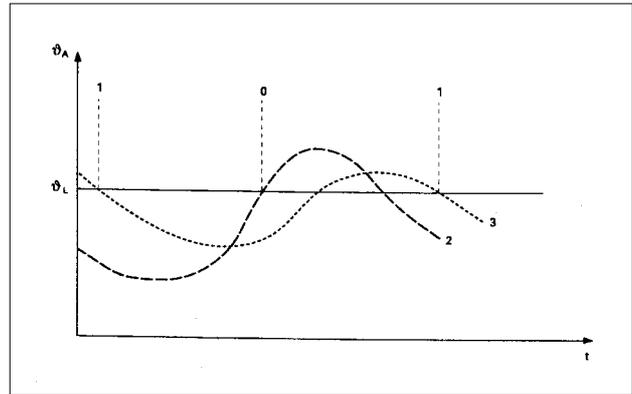


Figure 3.7: Commande du circulateur par un régulateur de chauffage moderne [5].

Légende:

- 0 chauffage déclenché.
- 1 chauffage enclenché.
- 2 température extérieure momentanée.
- 3 température extérieure pondérée.
- $\vartheta_A$  température extérieure.
- $\vartheta_L$  valeur limite ECO, par exemple 17°C.
- t temps.

### 3.6 Comparaison des caractéristiques

Après avoir procédé au choix du circulateur et du système de commande/régulation, il est indiqué, comme nous l'avons déjà signalé dans le chapitre 2.1 «Etude-type», de vérifier la consommation d'énergie du circulateur en se basant sur des chiffres caractéristiques. Moyennant quelques calculs, il est également possible de procéder à un contrôle de qualité. En l'occurrence, on comparera la consommation d'énergie électrique des circulateurs d'une installation (un seul circulateur dans notre exemple) avec une valeur de référence selon la figure 9.4.

#### 3.6.1 Consommation d'énergie du circulateur

Les circulateurs choisis selon figures 3.3 et 3.4 présentent des puissances dont le point d'exploitation se situe approximativement à 25 W et 47 W.

La consommation d'énergie électrique se calcule d'après l'équation suivante :

$$E_p = \frac{P_p \cdot h_a}{SRE} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \quad [\text{MJ/m}^2\text{a}]$$

- $E_p$  consommation d'énergie électrique du circulateur [MJ/m<sup>2</sup>a]
- $P_p$  puissance du circulateur [W]
- $h_a$  heures de service [h/a]
- SRE surface de référence énergétique [m<sup>2</sup>]

Variante 1

$$E_p = \frac{47\text{W} \cdot 5000 \text{ h/a}}{200 \text{ m}^2} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} = 4,2 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Variante 2

$$E_p = \frac{25\text{W} \cdot 5000 \text{ h/a}}{200 \text{ m}^2} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} = 2,3 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Seule la variante 2 respecte la valeur de référence de la figure 9.5 de  $E_p = 3,1 \text{ MJ/m}^2\text{a}$ . Pour calculer la consommation totale d'énergie électrique de l'installation de chauffage, on additionnera encore à la consommation du circulateur la consommation du moteur du brûleur et celle des organes de réglage (énergie auxiliaire). Conformément aux mesures selon [3], cette part est de l'ordre de 0,5% de la consommation d'énergie finale pour le poste chaleur, soit 1,5 MJ/m<sup>2</sup>a pour cet exemple.

Pour la variante 1, la consommation supplémentaire d'énergie électrique se chiffre à 82% !

Cette différence énorme est imputable à deux points :

- Dimensionnement des conduites à faibles pertes de charge dans la variante 2.
- Meilleur rendement du circulateur dans la variante 2 (rendement de la variante 1 = 3,1%, rendement de la variante 2 = 2,4%, ce qui signifie que le circulateur le plus petit a un rendement de 30% plus élevé !).

Sur un plan énergétique, le rendement de 30% plus élevé semble être cependant très douteux ! Comme le montre l'exemple ci-devant, il est tout à

fait justifié, de comparer les rendements des différents produits pour chaque catégorie de puissance (voir chapitre 8.4 «Circulateur»), car il n'existe encore pas de produit offrant des rendements meilleurs sur toute sa plage de puissance.

### 3.7 Calcul de rentabilité

Un simple calcul de rentabilité fait ressortir qu'il est judicieux de minimiser le gaspillage d'électricité par l'intermédiaire des circulateurs.

	Investissement			Electricité	
	Réseau Fr.	Circulateur Fr.	Total Fr.	Consommation kW/h/a	Coût Fr./a
<b>Variante 1</b>	4215.-	342.-	4557.-	235	38.-
<b>Variante 2</b>	4403.-	383.-	4786.-	125	20.-
<b>Coût supplémentaire de la variante 2</b>			229.-		-18.-

Figure 3.8: Comparaison du coût d'investissement et du coût de l'énergie pour les variantes 1 et 2.

#### Hypothèses

- Prix moyen de l'électricité: 0,16 Fr./kWh
- Intérêt nominal: 8%
- Renchérissement: 6%
- Longévité moyenne d'une installation de chauffage: 20 ans [23]
- Facteur de valeur actuelle: 16,3514 (voir tableau dans l'appendice A5)

#### Valeur actuelle nette

$-229.- + 16,3514 \cdot 18.- = 65.- > 0$ , ce qui signifie que l'investissement est rentable !

### 3.8 Unités de chauffage

Pour de petites installations, on utilise surtout aujourd'hui des unités de chauffage préfabriquées (figure 3.9) avec raccordement et circulateur.



Figure 3.9: Unité de chauffage avec raccordement et circulateur [H6].

Pour le planificateur ou l'installateur, il n'est pour ainsi dire plus nécessaire de choisir un circulateur puisque celui-ci est livré avec l'unité de chauffage. Le choix du circulateur ne s'opère plus sur la base des caractéristiques de l'installation, mais uniquement sur l'offre du fournisseur de l'unité de chauffage.

Les circulateurs de pareilles unités de chauffage sont toujours des circulateurs à plusieurs vitesses. Les débits minimaux de ces pompes sont cependant et sans exception trop élevés pour de petites installations, car on utilise les mêmes pompes pour des chaudières d'une puissance de 15–65 kW. La figure 3.10 présente le diagramme typique d'un circulateur. Pour la première vitesse du circulateur, la pression de refoulement pour un débit nul est déjà supérieur à 20 kPa. Les vitesses deux et trois avec une pression de refoulement jusqu'à 50 kPa pour un débit nul sont inutilisables pour de petites installations. Le planificateur doit absolument vérifier les circulateurs installés dans les unités de chauffage; au besoin, il commandera une unité équipée d'un autre circulateur ! Si les appareils de régulation et de commande sont intégrés

à l'unité de chauffage, le planificateur veillera en outre à ce qu'il existe une fonction d'enclenchement et de déclenchement du circulateur subordonnée aux besoins effectifs (ce qui n'est pas toujours le cas !).

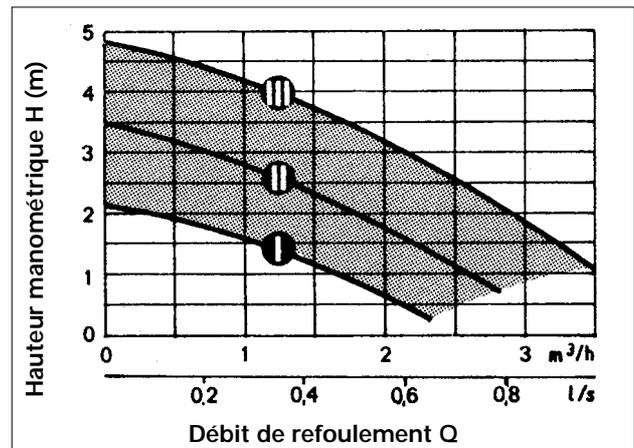


Figure 3.10: Domaine de la courbe caractéristique du circulateur d'une unité de chauffage [H6].

### 3.9 Concept de mesure

Même avec de petites installations, il est judicieux de vérifier leur exploitation (circulateur) en procédant à quelques mesures. En se basant sur les calculs détaillés du réseau, on procédera au pré-réglage de tous les consommateurs. Sous réserve d'une certaine tolérance, on aura ainsi l'assurance que tous les consommateurs sont alimentés avec le débit nécessaire. Pour contrôler le débit du circulateur, on aménagera des points de mesure de la pression au minimum avant et après le circulateur. En connaissant la courbe caractéristique de la pompe et moyennant une mesure de la pression différentielle, il est possible d'estimer le débit du circulateur.

Dans le contexte du descriptif des fonctions de l'installation, il est important que le planificateur décide des points de mesure nécessaires lors de son dimensionnement déjà. Pour la réception de l'installation, on établira une check-list correspondante sur laquelle on indiquera les caractéristiques réglées et mesurées. On indiquera également sur cette check-list toutes les autres modifications effectuées sur l'installation.

### 3.10 Conclusions à tirer pour de petites installations

- Procéder à un calcul complet du réseau.
- Opter pour des pertes de charge spécifiques des conduites de  $< 50$  Pa/m.
- Procéder à l'équilibrage hydraulique du consommateur (si possible en se basant sur une mesure technique).
- Circulateur avec courbe caractéristique plate.
- Enclenchement/déclenchement des circulateurs par couplage ECO des régulateurs de chauffage.
- Vérifier le couplage de démarrage de l'installation.
- Vérifier les circulateurs des unités de chauffage avec un œil critique.
- Consommation électrique du circulateur  $< 3.1$  MJ/m<sup>2</sup>a.
- Puissance du circulateur pour villas familiales  $< 2.5$  W/corps de chauffe.
- Puissance du circulateur pour installations moyennes  $< 1$  W/corps de chauffe.

---

## 4. Installations avec distributeur

---

4.1	Définition	35
4.2	Exemple	35
4.3	Calcul du réseau	38
4.3.1	Calcul du débit	38
4.3.2	Calcul de la pression de refoulement	38
4.4	Choix des circulateurs	41
4.4.1	Circulateur du circuit primaire	41
4.4.2	Circulateur du groupe «bureau»	42
4.4.3	Circulateur du groupe «ventilation»	43
4.5	Commande et régulation	43
4.5.1	Circuit primaire	43
4.5.2	Groupe «bureau»	43
4.5.3	Groupe «ventilation»	45
4.6	Comparaison des caractéristiques	45
4.6.1	Consommation d'énergie des circulateurs	45
4.6.2	Consommation spécifique d'électricité / corps de chauffe	45
4.7	Calcul de rentabilité	46
4.8	Concept de mesure	46
4.9	Conclusions à tirer pour des installations avec distributeur	46

---

## 4. Installations avec distributeur

### 4.1 Définition

Les installations de taille moyenne sont des installations équipées d'un distributeur. Etant donné leur concept hydraulique, elles sont passablement plus complexes que de petites installations. Les installations avec distributeur s'utilisent surtout dans les grands bâtiments du secteur tertiaire, respectivement les grands bâtiments industriels et d'habitation. De nouveaux concepts tels que les systèmes à basse température, accumulateurs et débits variables font que l'étude est soumise à de sévères exigences. Les fonctions et les états d'exploitation seront définis au stade de l'étude déjà afin que tous les composants puissent être adaptés les uns aux autres. La figure 4.1 donne une représentation schématique d'installations typiques de taille moyenne.

### 4.2 Exemple

L'élévation (figure 4.2) présente une installation de chauffage pour bâtiment administratif. Le bâtiment est chauffé statiquement (pas de ventilation mécanique des bureaux). La production de chaleur est assurée par une chaudière à condensation à gaz (puissance calorifique env. 100 kW). Les groupes suivants sont raccordés au distributeur :

- eau chaude,
- bureau,
- ventilation.

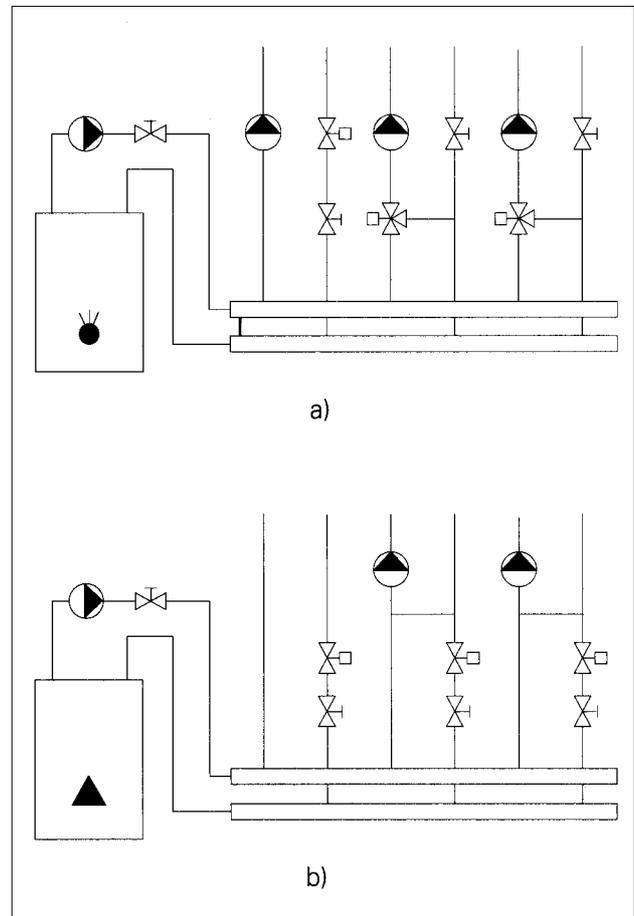


Figure 4.1: Représentation schématique d'installations de taille moyenne avec distributeur sans pression et couplage à mélange (a), respectivement avec distributeur assujéti à une pression avec couplage à injection et vannes droites (b).

#### 4. Installations avec distributeur

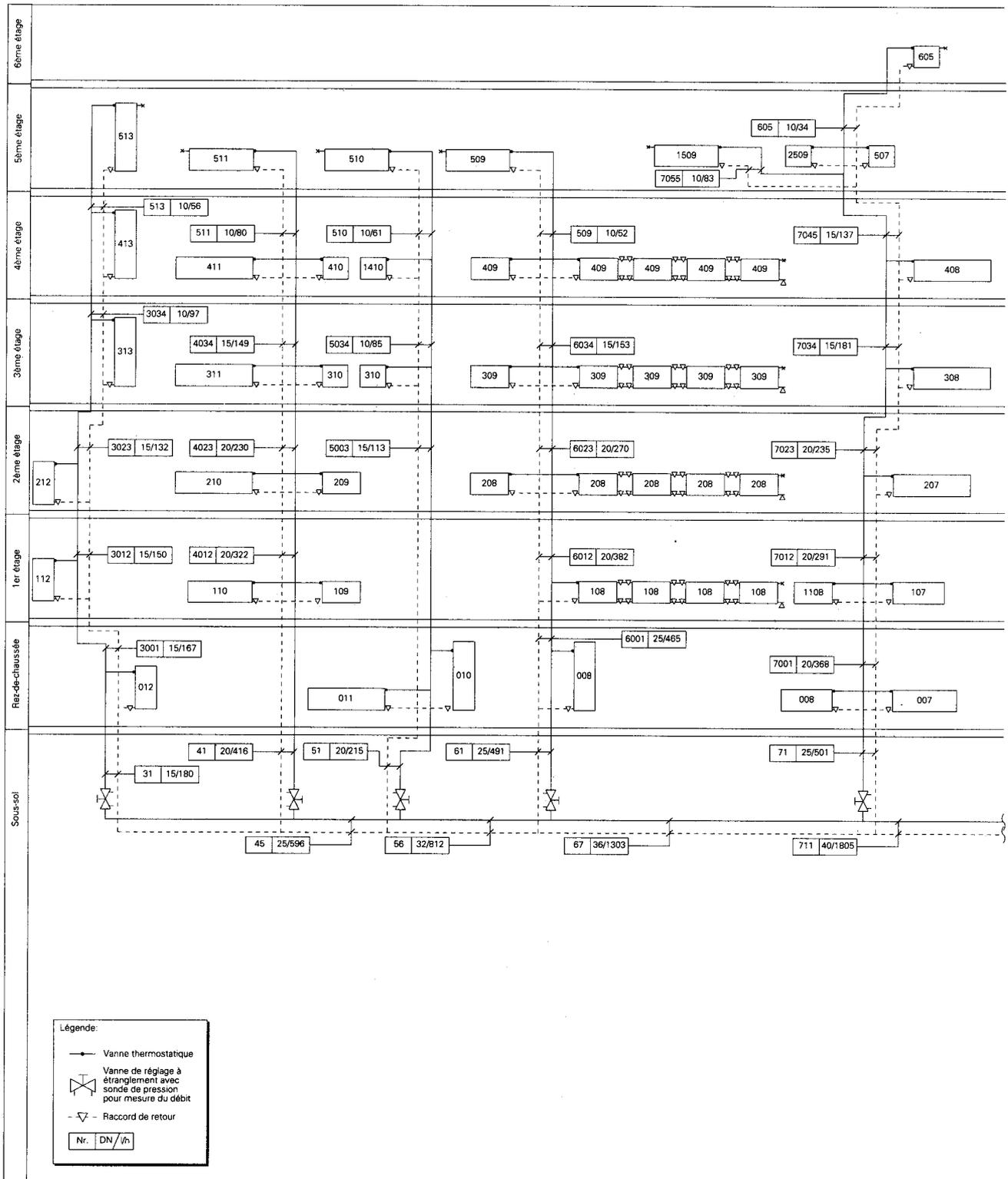
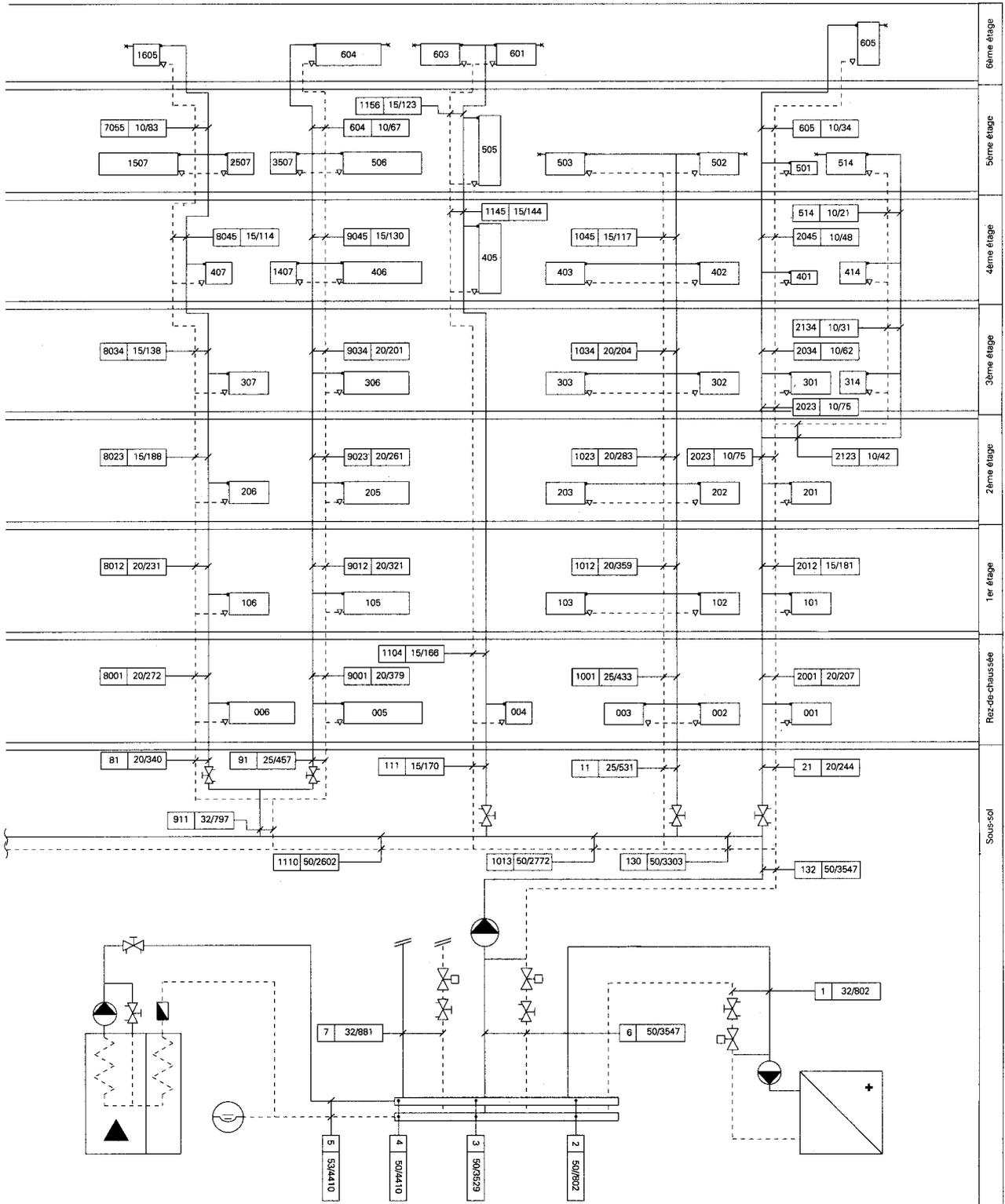


Figure 4.2: Installation de chauffage pour bâtiment administratif.



Pour exploiter la chaleur de condensation de la chaudière, une température de retour basse est indispensable dans la chaudière (partie condenseur). Pour les consommateurs, on opte donc pour un couplage à injection avec vannes droites. Le débit dans le circuit primaire est variable; seule la quantité d'eau véritablement nécessaire est transportée (minimisation des pertes du distributeur). Le débit minimum nécessaire pour la chaudière est assuré par un by-pass interne (se référer aux indications du fournisseur de la chaudière). Les corps de chauffe des bureaux sont équipés de vannes thermostatiques et de raccords de retour. Le groupe alimente les aérothermes de l'installation aéraulique d'un entrepôt par l'intermédiaire d'une conduite adéquate.

Les calculs suivants se rapportent avant tout au dimensionnement du circulateur du circuit primaire ainsi qu'aux circulateurs des groupes «bureau» et «ventilation».

### 4.3 Calcul du réseau

Dans cet exemple, le calcul du réseau comporte trois parties distinctes, à savoir :

- circuit primaire,
- bureau (chauffage statique),
- ventilation.

Le calcul du réseau a été effectué à l'aide d'un programme informatique [2]. Les indications relatives aux dimensions des tubes, aux débits, aux puissances des consommateurs, etc., peuvent être tirées de l'élévation (figure 4.2).

#### 4.3.1 Calcul du débit

Cet exemple a été dimensionné pour une température différentielle entre l'aller et le retour au point d'exploitation nominal de 20 K (60° C/40° C). Comme la température de retour sera toujours 40° C en raison du couplage hydraulique, la chaleur de condensation est exploitée dans les meilleures conditions possibles. Dans le condenseur, la condensation commence à s'opérer avec des températures de retour inférieures à 55° C environ.

En se basant sur la puissance thermique à installer et sur la température différentielle choisie pour le système, on calcule le débit comme suit :

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T} \cdot 3,6 \cdot 10^3 \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

- $\dot{V}$  débit [m<sup>3</sup>/h]
- $\dot{Q}$  puissance thermique [kW]
- $\rho_w$  masse volumique de l'eau (à 20° C) [kg/m<sup>3</sup>]
- $c_{pw}$  chaleur massique de l'eau [kJ/kgK]
- $\Delta T$  température différentielle [K]

Avec les données de la figure 4.3 et le calcul effectué à l'aide du programme informatique, on obtient les débits suivants pour les différents groupes :

Groupe	Besoins en chaleur kW	Température différentielle K	Débit m <sup>3</sup> /h
Circuit primaire	100	20	4,4
Bureau	75	20	3,6
Ventilation	18	20	0,8
Eau chaude	30	20	1,3

Figure 4.3: Débits pour circuit primaire et circuit secondaire.

#### 4.3.2 Calcul de la pression de refoulement

Circuit primaire

Le calcul des pertes de charge se rapporte au cas le plus défavorable (groupe «ventilation»). Pour des raisons techniques, on veillera à ce que l'autorité des vannes de réglage soit ≥ 0,5. On dimensionnera donc les conduites de manière à ce qu'elles présentent des pertes de charge aussi faibles que possible. La pression de refoulement totale dans le circuit de la chaudière se calcule comme suit :

<p>Pression de refoulement</p> <p><math>\Delta p_p = 21,3 \text{ kPa}</math></p> <p>Autorité de la vanne «Ventilation»</p> <p><math>P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = 0,49 [-] \quad (\text{min. } 0,50)</math></p> <p>Autorité de la vanne «Bureau»</p> <p><math>P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = 0,62 [-] \quad (\text{min. } 0,50)</math></p>
---

## Groupe «bureau»

Pour cette partie de l'installation de chauffage, on s'efforcera d'avoir un réseau présentant des pertes de charge aussi faibles que possible afin de pouvoir disposer de valeurs élevées pour les autorités des consommateurs et des vannes. Un calcul détaillé du réseau est indispensable pour procéder à une analyse exacte de l'installation. Pour des installations de cette taille, on ne peut en aucun cas se permettre de calculer le réseau au moyen d'une formule empirique, telle que celle mentionnée dans le chapitre 3.3: «Calcul du réseau».

## Calcul du réseau

 Variante 1 ( $\Delta p \approx 150$  Pa/m)

Un calcul détaillé du réseau permet d'obtenir des informations très intéressantes sur la pression de refoulement maximale et les autorités des vannes et des consommateurs ainsi que de précieuses indications pour l'équilibrage hydraulique. Dans la variante 1, le dimensionnement des conduites s'effectue en fonction d'une perte de charge spécifique dans la conduite de  $\Delta p \approx 150$  Pa/m (la valeur moyenne est inférieure) et d'une limitation de la vitesse d'écoulement à 1,2 m/s. Aujourd'hui, on utilise généralement les valeurs suivantes dans la pratique:

## Pression de refoulement

$$\Delta p_p = 27,7 \text{ kPa}$$

## Autorité du consommateur

$$\varnothing P_{vb} = \frac{\varnothing \Delta p_{vb100}}{\Delta p_{vb0}} = 0,39 [-] \quad (\text{min. } 0,30)$$

## Autorité de la vanne thermostatique

$$\varnothing P_{vt} = \frac{\varnothing \Delta p_{vt100}}{\Delta p_{vt0}} = 0,09 [-] \quad (\text{min. } 0,10)$$

Les autorités minimales à atteindre pour les consommateurs et les vannes sont en moyenne respectées de justesse. Avec une pression de refoulement de 27,7 kPa, des mesures au niveau de la colonne montante sont toutefois indispensables pour limiter la pression différentielle – suppression des bruits provoqués par les vannes thermostatiques. En l'occurrence, des soupapes de

décharge ne conviennent pas, car une augmentation de la température de retour n'est pas admissible (une chaudière à condensation nécessite de basses températures de retour). Les différentes possibilités sont décrites de manière plus détaillée dans le chapitre 4.5.2 Groupe «Bureau». Dans notre exemple pour la variante 1, les régulateurs de pression différentielle sont posés dans chaque colonne montante (voir figure 4.10).

## Calcul du réseau

 Variante 2 ( $\Delta p \approx 50$  Pa/m)

Avec une valeur moyenne R plus petite de  $\Delta p \approx 50$  Pa/m (la valeur moyenne est inférieure) et une limitation de la vitesse d'écoulement à 1,2 m/s (réseau à faibles pertes de charge), le fonctionnement de l'installation est nettement amélioré (meilleure disposition à la régulation, suppression des bruits, etc.). Le calcul pour la variante 2 donne les valeurs suivantes:

## Pression de refoulement

$$\Delta p_p = 14,9 \text{ kPa}$$

## Autorité du consommateur

$$\varnothing P_{vb} = \frac{\varnothing \Delta p_{vb100}}{\Delta p_{vb0}} = 0,52 [-] \quad (\text{min. } 0,30)$$

## Autorité de la vanne thermostatique

$$\varnothing P_{vt} = \frac{\varnothing \Delta p_{vt100}}{\Delta p_{vt0}} = 0,19 [-] \quad (\text{min. } 0,10)$$

Comparativement aux valeurs de la variante 1, celles de la variante 2 présentent des avantages incontestables. La pression de refoulement de l'installation est nettement inférieure à 20 kPa. Avec un circulateur à courbe caractéristique plate, il n'y a pas lieu de s'attendre à ce que les vannes thermostatiques provoquent des bruits (fig. 4.7). Pour cette raison et contrairement à la variante 1, on peut renoncer à poser des régulateurs de pression différentielle supplémentaires dans les colonnes montantes. Les autorités sont par ailleurs améliorées, ce qui se répercute favorablement sur la disposition à la régulation de l'installation. Dans cet exemple comme dans celui du chapitre 3, «Petites installations», les avantages d'un réseau à faibles pertes de charge sont évidents.

## Comparaison de prix

Variante 1					
DN	Longueur	Prix tube	Longueur	Prix isolation thermique	Coûts
	m	Fr./m	m	Fr./m	Fr.
10	453	24.-	22	20.-	11376.-
15	129	28.-	23	20.-	4052.-
20	86	28.-	55	23.-	3628.-
25	21	35.-	21	24.-	1221.-
32	18	31.-	18	26.-	983.-
36	5	33.-	5	26.-	266.-
40	1	32.-	1	26.-	57.-
42	5	38.-	5	32.-	348.-
					21583.-

Variante 2					
DN	Longueur	Prix tube	Longueur	Prix isolation thermique	Coûts
	m	Fr./m	m	Fr./m	Fr.
10	240	24.-	-	20.-	5789.-
15	217	28.-	22	20.-	6489.-
20	153	28.-	33	23.-	4996.-
25	51	35.-	38	24.-	2723.-
32	18	31.-	18	26.-	1011.-
36	10	33.-	10	26.-	561.-
40	18	32.-	18	26.-	1005.-
50	11	38.-	11	34.-	751.-
					22325.-

Figure 4.4: Comparaison de l'investissement supplémentaire occasionné par des conduites de plus grand diamètre pour réduire les pertes de charge spécifiques dans ces mêmes conduites. Les calculs se basent sur les indications du tarif ASCV 90/91 pour le matériel, les salaires et les temps de montage. Pour les conduites, on a choisi la liste avec tubes d'acier ST.33 selon DIN 2440/1626. Pour l'isolation thermique, le choix s'est porté sur des coquilles en mousse dure PIR.

La comparaison de prix entre les variantes 1 et 2 selon la figure 4.4 fait ressortir que l'investissement supplémentaire à consentir pour des conduites de plus grand diamètre est modeste. En raison des plus petites pertes de charge spécifiques dans les conduites avec la variante 2 par comparaison avec la variante 1, des conduites de plus grand diamètre ne sont nécessaires qu'au sous-sol. Les dépenses supplémentaires occasionnées par la variante 2 sont de l'ordre de Fr. 1750.- (voir figure 4.4). Comparativement au prix total d'une installation de taille moyenne, ce montant est insignifiant. En comparant avec l'investissement purement consacré au réseau de conduites (tubes droits), le supplément d'investissement est de l'ordre de 8%.

Dans la variante 1 et en raison d'une pression de refoulement de 34 kPa, il convient de prendre des précautions pour limiter la pression différentielle dans les colonnes (suppression des bruits provoqués par les vannes thermostatiques). Si l'on pose par exemple des régulateurs de pression différentielle dans les différentes colonnes montantes de la variante 1, ceux-ci doivent être comptabilisés comme une dépense supplémentaire dans un calcul de rentabilité (chapitre 4.7 «calcul de rentabilité»). Dans le contexte de la sécurité d'exploitation, du fonctionnement, de l'entretien et de la maintenance de l'installation, la structure «plus simple» de la variante 2 représente un atout supplémentaire.

## Groupe «ventilation»

Le circulateur du groupe ventilation assume la perte de charge de la vanne de réglage jusqu'à l'aérotherme y compris. Le couplage choisi garantit un débit d'eau constant à travers l'aérotherme et satisfait ainsi aux exigences requises en matière de répartition régulière de la température dans l'échangeur de chaleur et dans le conduit aéraulique. On choisira une distance aussi courte que possible entre l'organe de réglage et l'aérotherme afin que le temps mort du milieu réglé reste le plus petit possible (amélioration du réglage). La protection contre le gel sera en outre garantie en agissant sur la technique de régulation.

Mathématiquement, on obtient la pression de refoulement suivante :

$$\Delta p_p = 4,1 \text{ kPa}$$

## 4.4 Choix des circulateurs

### 4.4.1 Circulateur du circuit primaire

Pour choisir le circulateur du circuit primaire, on tiendra surtout compte des deux exigences suivantes :

- faible variation de pression en cas de variation du débit (circulateur avec courbe caractéristique plate ou régulation de la pression différentielle),
- Point d'exploitation situé si possible dans la zone médiane de la courbe caractéristique du circulateur.

La figure 4.5 présente le domaine de la courbe caractéristique d'un circulateur avec régulation de la pression différentielle. La pression de refoulement est réglée sur le circulateur au moment de la mise en service du système. Comme le débit du circuit de la chaudière est variable, le point d'exploitation se déplacera horizontalement par rapport à la pression de refoulement fixée. Une régulation avec pression différentielle constante améliore en outre l'autorité des vannes de réglage des groupes «ventilation» et «bureau», de sorte qu'il est possible de respecter les valeurs minimales exigées (voir chapitre 4.3.2, «Calcul de la pression de refoulement»).

On pourrait également utiliser un circulateur non réglé avec courbe caractéristique plate. Il est toutefois important de respecter le débit exigé dans le circuit de la chaudière. Il n'est pas recommandé de sous-dimensionner le circulateur du circuit primaire. Si l'on ne parvient pas à trouver un circulateur approprié, on examinera dans quelle mesure il est par exemple possible de réduire la consommation et donc le débit dans les différents groupes ou à la rigueur de redimensionner le réseau.

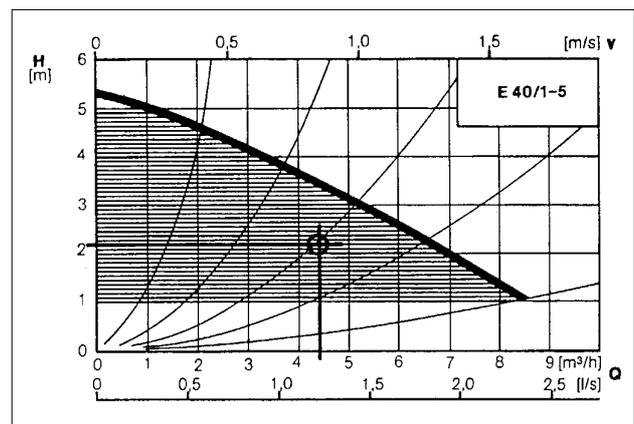


Figure 4.5: Domaine de la courbe caractéristique d'un circulateur pour le circuit de la chaudière [H1].

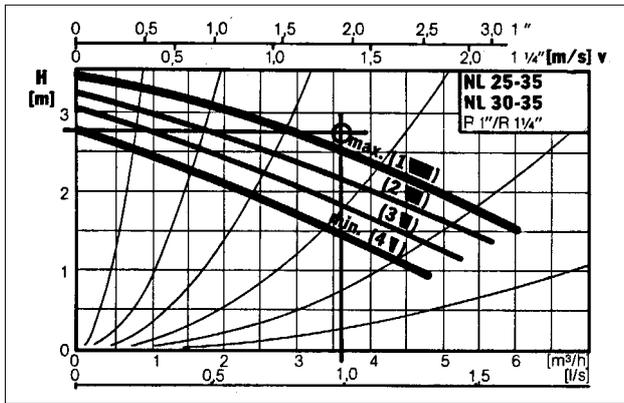


Figure 4.6: Domaine de la courbe caractéristique d'un circulateur pour le groupe «bureau», variante 1 [H1].

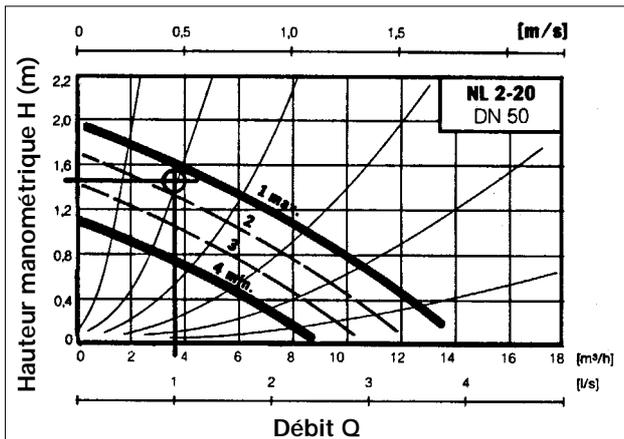


Figure 4.7: Domaine de la courbe caractéristique d'un circulateur pour le groupe «bureau», variante 2 [H1].

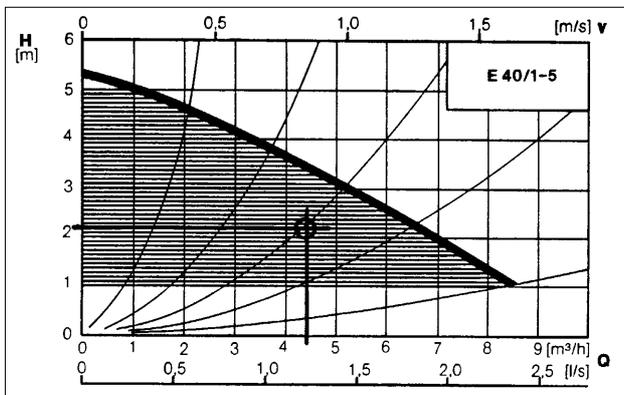


Figure 4.8: Domaine de la courbe caractéristique d'un circulateur avec régulation de la pression différentielle et commande en continu de la vitesse par coupe pour le groupe «bureau», variante 2 [H1].

#### 4.4.2 Circulateur du groupe «bureau»

La figure 4.6 présente le domaine de la courbe caractéristique d'un circulateur pour les paramètres de dimensionnement de la variante 1.

La variante 2 montre comment un dimensionnement correct permet de maintenir les pertes de charge par les vannes thermostatiques au-dessous de la limite critique de 20 kPa. Outre ce critère, on tiendra également compte du débit variable pour choisir le circulateur, ce qui signifie que le point d'exploitation nominal doit se déplacer vers la gauche sur la courbe caractéristique de la pompe pour la plage de charge partielle. On pourra donc opter pour un circulateur avec courbe caractéristique plate afin que le point d'exploitation n'excède pas 20 kPa (figure 4.7, pour une exploitation à la vitesse 2) ou pour un circulateur avec régulation de la pression différentielle. Dans ce dernier cas, il est également possible d'opter pour un circulateur équipé d'une commande par hachage de phase selon la figure 4.8.

#### 4.4.3 Circulateur du groupe «ventilation»

Le choix du circulateur doit s'opérer en fonction d'un point d'exploitation optimisé, car il ne s'établit qu'un seul point d'exploitation (débit constant) lorsque l'installation fonctionne. La figure 4.9 présente le domaine de la courbe caractéristique du circulateur choisi.

### 4.5 Commande et régulation

#### 4.5.1 Circuit primaire

Dès qu'une demande thermique se manifeste, le circulateur primaire doit se mettre en marche pour alimenter les groupes correspondants avec de l'eau chaude en provenance de la chaudière. La commande/régulation du circulateur primaire se limite donc à un enclenchement/déclenchement, le circulateur primaire devant en l'occurrence se déclencher dès que la demande thermique a été satisfaite.

En ce qui concerne le circuit primaire, il est important de pouvoir respecter l'autorité minimale exigée pour la vanne. L'autorité de la vanne est définie par le quotient de la pression différentielle pour le débit nominal par la pression différentielle pour un débit nul. L'autorité de la vanne ne peut être améliorée qu'en maintenant une pression différentielle constante dans le circuit primaire indépendamment du débit. Le circulateur présenté dans la figure 4.5 intègre déjà une régulation de la pression différentielle moyennant un asservissement de la vitesse de rotation par une commande par hachage de phase.

#### 4.5.2 Groupe «bureau»

Ici également, le circulateur ne doit se mettre en marche que pour répondre à une demande thermique. Cette fonction d'enclenchement/déclenchement est parfaitement assumée par des régulateurs de chauffage modernes (voir figure 3.7).

Si l'exécution correspond à la variante 1, on prendra des mesures pour éviter que les vannes thermostatiques engendrent des bruits sous l'effet de

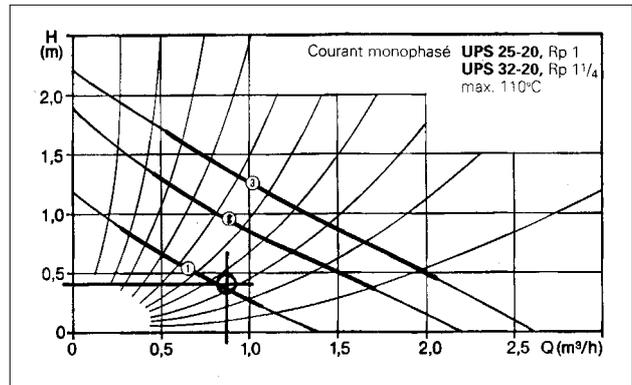


Figure 4.9: Domaine de la courbe caractéristique d'un circulateur pour le groupe «ventilation» [H1].

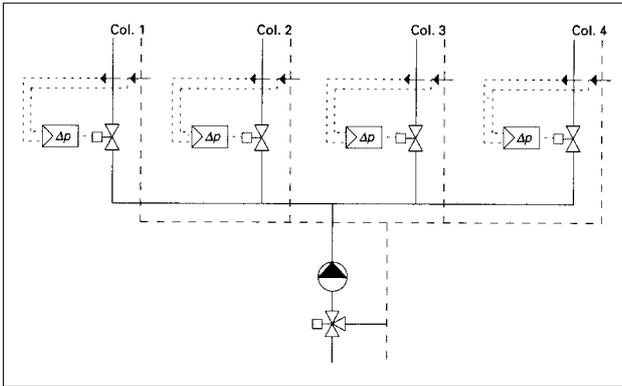


Figure 4.10: Régulateur de pression différentielle pour limiter de la pression dans les colonnes.

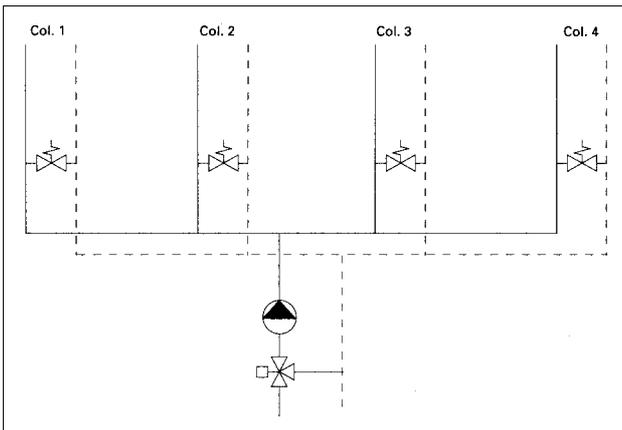


Figure 4.11: Coupape de décharge pour limiter de la pression.

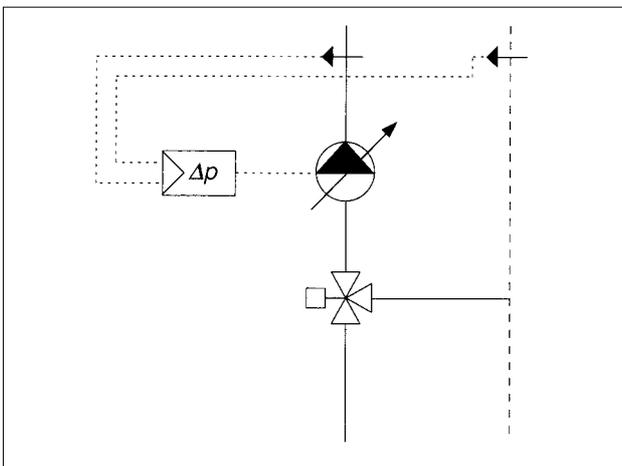


Figure 4.12: Limitation de la pression différentielle par commande de la vitesse de rotation du circulateur.

la pression de refoulement élevée. Pour ce faire, on dispose en principe des possibilités suivantes:

- Utilisation de régulateurs de la pression différentielle pour limiter la pression dans les colonnes (voir figure 4.10). Le choix du circulateur s'effectuera sur la base des données fournies par le calcul du réseau. Il n'y a pas lieu de prendre des mesures techniques particulières au niveau du circulateur.
- Utilisation de soupapes de décharge pour limiter la pression dans les colonnes (figure 4.11). Lorsque la pression augmente, le régulateur s'ouvre et une partie correspondante du courant s'établit dans le retour. Cette solution ne convient pas si l'installation doit présenter une basse température de retour. Un réseau caractérisé par de faibles pertes de charge présente des avantages même en ayant recours à des soupapes de décharge, car le débit n'augmente pas massivement en mode de charge partielle. Il n'y a pas lieu de prendre des mesures techniques particulières au niveau du circulateur.
- Limitation de la pression différentielle par commande de la vitesse de rotation du circulateur (figure 4.12). On trouvera dans le chapitre 8.5 «Commande et régulation» les différentes possibilités existantes pour commander la vitesse de rotation du circulateur. L'utilisation de ce mode de limitation de la pression différentielle exige un réseau autant que possible parallèle après les points de détente ainsi qu'un équilibre irréprochable de l'installation. Comparativement aux mesures susmentionnées, la commande de la vitesse de rotation du circulateur permet de réaliser une économie supplémentaire d'énergie électrique.

Dans la variante 2, le circulateur assume le débit variable dû aux vannes thermostatiques moyennant une commande intégrée de sa vitesse de rotation (voir figure 4.8). Il est en outre possible d'utiliser un circulateur avec courbe caractéristique plate, aucune fonction supplémentaire de commande/régulation n'étant en l'occurrence nécessaire.

Il est recommandé d'intégrer un couplage de démarrage. Au démarrage de l'installation, une puissance plus élevée peut être nécessaire pour vaincre des résistances hydrauliques majorées par une plus grande viscosité. Moyennant un couplage approprié, la pompe tourne tout d'abord à

la vitesse la plus élevée au moment du démarrage de l'installation (figure 4.7, vitesse 1), puis revient à une vitesse plus faible après un certain temps (par exemple 30 minutes) dès que les températures d'exploitation sont atteintes.

#### 4.5.3 Groupe «ventilation»

Le circulateur (pompe interne) doit se mettre en marche dès que le groupe «ventilation» manifeste une demande thermique. Une solution élégante fréquemment utilisée aujourd'hui consiste à asservir l'enclenchement/déclenchement du circulateur au contact de fermeture de la vanne de réglage.

### 4.6 Comparaison des caractéristiques

Après avoir procédé au dimensionnement et au choix des circulateurs, il est indiqué de vérifier leur consommation d'énergie électrique dans le contexte d'un «contrôle de qualité». En l'occurrence, on comparera la consommation d'énergie électrique avec les valeurs de référence de la figure 9.5.

#### 4.6.1 Consommation d'énergie des circulateurs

La consommation d'énergie électrique spécifique d'un circulateur se calcule comme suit :

$$E_p = \frac{P_p \cdot h_a}{SRE} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \quad [\text{MJ/m}^2\text{a}]$$

$E_p$  consommation d'énergie électrique du circulateur [MJ/m<sup>2</sup>a]

$P_p$  puissance du circulateur [W]

$h_a$  heures de service [h/a]

SRE surface de référence énergétique [m<sup>2</sup>]

On obtient les valeurs suivantes pour les différents circulateurs :

Circulateur primaire

$$E_p = \frac{100\text{W} \cdot 6000 \text{ h/a}}{2700 \text{ m}^2} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} = 0,9 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Groupe «bureau», variante 1

$$E_p = \frac{130\text{W} \cdot 5000 \text{ h/a}}{2200 \text{ m}^2} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} = 1,1 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Groupe «bureau», variante 2

$$E_p = \frac{95\text{W} \cdot 5000 \text{ h/a}}{2200 \text{ m}^2} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} = 0,8 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Groupe «ventilation»

$$E_p = \frac{30\text{W} \cdot 2750 \text{ h/a}}{500 \text{ m}^2} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} = 0,6 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Il en résulte une consommation totale d'énergie électrique de **2,6 MJ/m<sup>2</sup>a** pour la variante 1, consommation à mettre en parallèle avec la valeur de référence de 2,4 MJ/m<sup>2</sup>a selon figure 9.4. Pour la variante 2, la consommation totale est de **2,3 MJ/m<sup>2</sup>a**, soit légèrement supérieure à la valeur de référence.

Par rapport à la variante 2, la consommation supplémentaire d'énergie électrique pour la variante 1 se chiffre à **38% !**

#### 4.6.2 Consommation spécifique d'électricité / corps de chauffe

Le calcul de la consommation spécifique d'électricité par corps de chauffe permet de procéder facilement à une analyse énergétique du circulateur choisi pour le groupe «bureau». Il faut en l'occurrence s'efforcer de parvenir à une valeur inférieure à 1 W/corps de chauffe !

Groupe «bureau»	$P_{el}$ du circulateur	Valeur spécifique
Variante 1	94 – 142 W	~1,4 W/corps de chauffe
Variante 2	75 – 116 W	~1,0 W/corps de chauffe

Figure 4.13: Comparaison de la valeur spécifique de la consommation d'énergie électrique par corps de chauffe pour le groupe «bureau» dans les variantes 1 et 2 (84 corps de chauffe au total pour l'installation).

### 4.7 Calcul de rentabilité

Un simple calcul de rentabilité fait ressortir qu'il vaut la peine d'opter pour la variante 2 basée sur un réseau à faibles pertes de charge.

	Investissement				Electricité	
	Réseau	Circulateur	Régulateur de pression différentielle	Total	Consommation	Coût
	Fr.	Fr.	Fr.	Fr.	kWh/a	Fr./a
Variante 1	21583.-	591.-	1980.-	24154.-	650	104.-
Variante 2	23325.-	898.-	-	24223.-	475	76.-
Coût supplémentaire de la variante 2				69.-		-28.-

Figure 4.14: Comparaison du coût d'investissement et du coût de l'énergie pour les variantes 1 et 2.

#### Hypothèses

- Prix moyen de l'électricité: 0,16 Fr./kWh
- Intérêt nominal: 8%
- Renchérissement: 6%
- Longévité moyenne d'une installation de chauffage: 20 ans [23]
- Facteur de valeur actuelle: 16,3514 (voir tableau dans l'appendice A5)

#### Valeur nette au comptant

$-68.- + 16,3514 \cdot 28.- = 390.- > 0$ , ce qui signifie que l'investissement est rentable !

Avec cette installation, il vaut également la peine d'investir un peu plus pour des conduites de diamètre légèrement supérieur afin de disposer d'un réseau caractérisé par de faibles pertes de charge – sans quoi il sera indispensable de prendre des mesures (régulateurs de pression différentielle) comme dans la variante 1, ce qui se traduira par un coût plus élevé et un fonctionnement plus délicat de l'installation.

### 4.8 Concept de mesure

Comme le fait ressortir le dimensionnement de l'installation et du circulateur, les différents consommateurs ne nécessitent que de faibles débits. Le circulateur se caractérisera donc également par une puissance modérée. Pour que tous les consommateurs soient alimentés avec le débit minimal nécessaire, il est indispensable de procéder à un équilibrage hydraulique de l'installation et d'établir un concept de mesure. En se basant sur le calcul du réseau, on procédera au pré réglage des raccords de retour. On mesurera ensuite le débit de chaque colonne montante. La somme des débits partiels correspond au débit du circulateur. Pour régler la pression de refoulement du circulateur conformément à la figure 4.8, il est indispensable de prévoir des points de mesure de la pression avant et après le circulateur.

L'équilibrage hydraulique doit être soigneusement préparé afin que l'installation fonctionne à la perfection. Pour la réception de l'installation, on établira une check-list correspondante sur laquelle on indiquera les caractéristiques réglées et mesurées. On indiquera également sur cette check-list toutes les autres modifications effectuées sur l'installation.

### 4.9 Conclusions à tirer pour des installations avec distributeur

- Délimitation hydraulique aussi claire que possible.
- Ne jamais faire fonctionner plus d'un circulateur sur un circuit.
- Veiller au débit minimum de la chaudière.
- Procéder absolument à un calcul détaillé du réseau.
- Dimensionner les conduites de manière à avoir de faibles pertes de charge (valeur R < 50 Pa/m).
- Respecter les autorités des vannes (vannes droites !).
- Vérifier le couplage de démarrage.
- Consommation électrique des circulateurs < 2,4 MJ/m<sup>2</sup>a.
- Puissance du circulateur < 1 W/corps de chauffe.
- Un équilibrage hydraulique et un concept de mesure sont absolument indispensables.

---

## 5. Grandes installations

---

5.1	Définition	49
5.2	Exemple	50
5.2.1	Concept d'exploitation projeté	52
5.2.2	Concept d'exploitation effectif	52
5.3	Calcul du réseau	53
4.3.1	Calcul du débit	53
4.3.2	Calcul de la pression de refoulement	53
5.4	Choix du circulateur pour conduites à distance	55
5.5	Commande et régulation	57
5.5.1	Circulateur sans commande agissant sur la vitesse de rotation	57
5.5.2	Régulation de la pression différentielle par le circulateur	58
5.5.3	Régulation de la pression différentielle dans le réseau	60
5.5.4	Régulation du débit dans le retour	61
5.5.5	Splittage des pompes	62
5.6	Comparaison des caractéristiques	63
5.6.1	Consommation d'énergie des circulateurs pour conduites à distance	63
5.7	Concept de mesure	63
5.8	Conclusions à tirer pour de grandes installations	64

---

## 5. Grandes installations

### 5.1 Définition

Les grandes installations sont des réseaux thermiques interconnectés tels qu'on en trouve pour des ensembles d'habitation, des quartiers ou des villes. Comparativement à des installations petites et moyennes, certaines conditions limites sont différentes, à savoir par exemple les températures d'exploitation, les distances de distribution jusqu'aux

différentes sous-stations ou les aspects techniques de distribution et de sécurité. En fonction de la taille de l'installation, on utilise des circulateurs qui peuvent se situer dans tout l'éventail des puissances possibles. La figure 5.1 représente schématiquement une installation thermique interconnectée à courte distance.

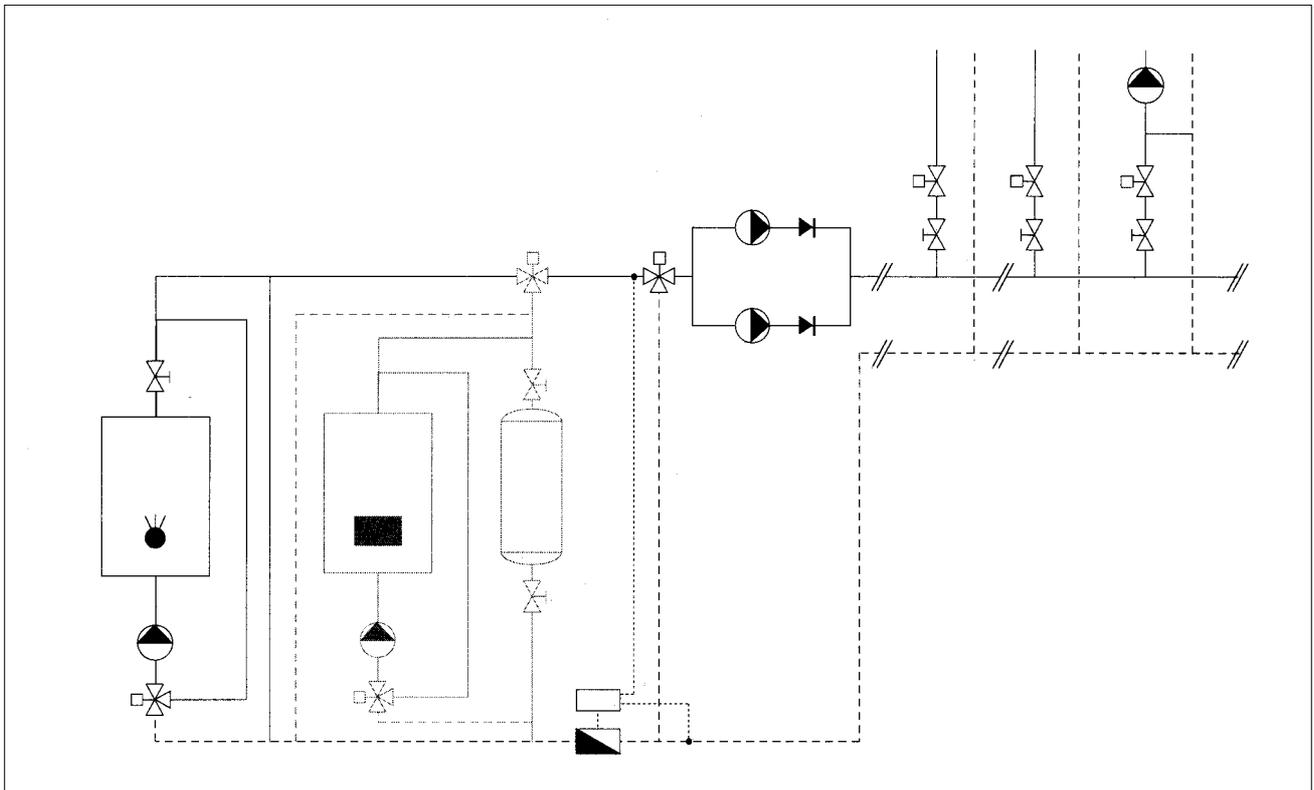


Figure 5.1: Représentation schématique d'une grande installation.

## 5.2 Exemple

L'exemple suivant (figure 5.2) se rapporte à la distribution thermique à courte distance d'un ensemble résidentiel et artisanal (surface chauffée: environ 12 000 m<sup>2</sup>).

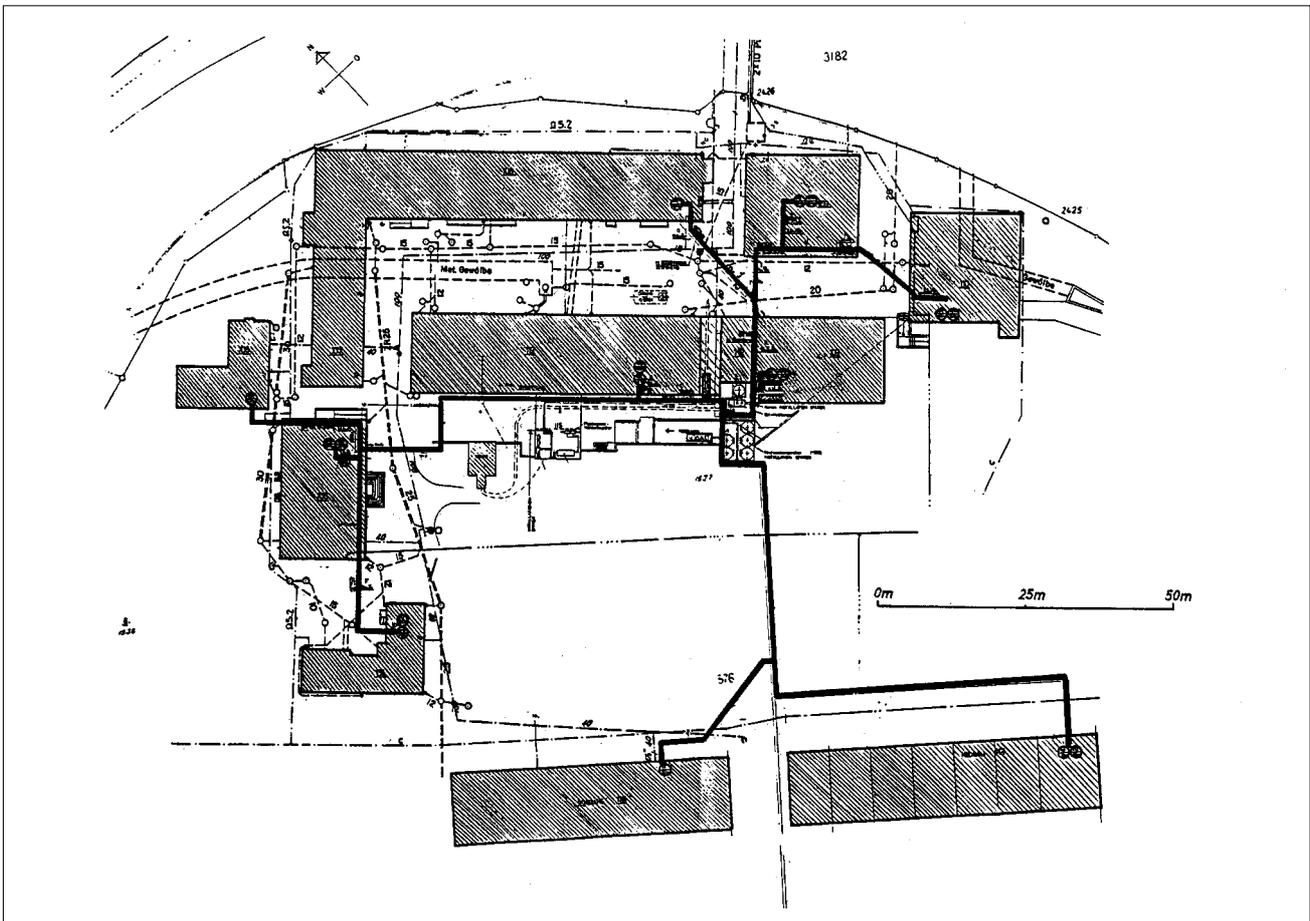


Figure 5.2: Approvisionnement thermique à courte distance d'un ensemble résidentiel et artisanal.

Les anciennes usines ont été assainies et transformées. Elles servent aujourd'hui de bâtiments d'habitation et d'ateliers artisanaux. Le chauffage des bâtiments est assuré par une centrale de chauffage à laquelle ils sont raccordés par des conduites de distribution à distance (figure 5.3).

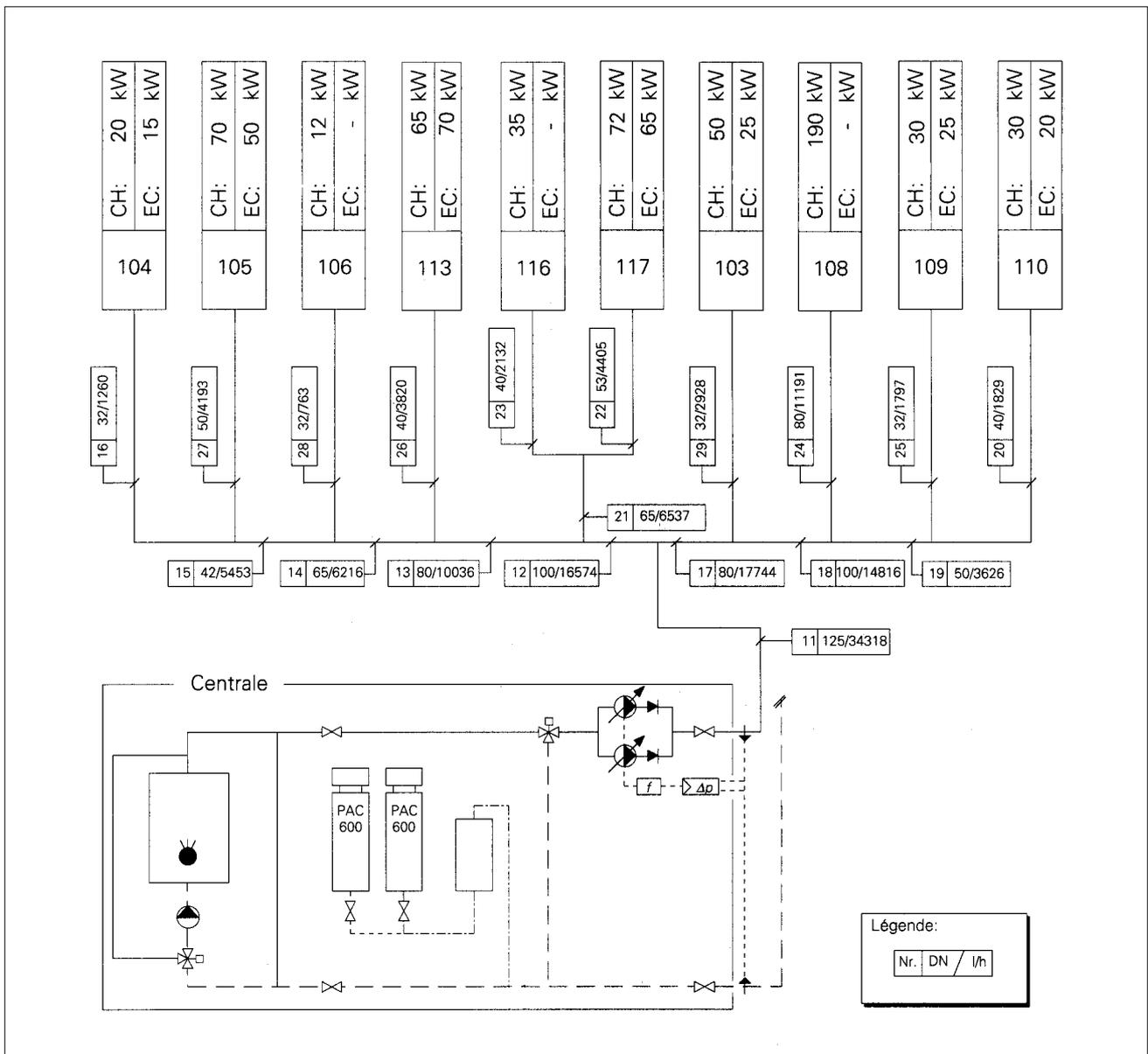


Figure 5.3: Schéma de principe d'un réseau d'approvisionnement thermique à courte distance.

Chaque bâtiment comporte une sous-station selon figure 5.4. La sous-station se compose d'un groupe «chauffage des locaux» et d'un convertisseur pour le chauffage de l'eau chaude.

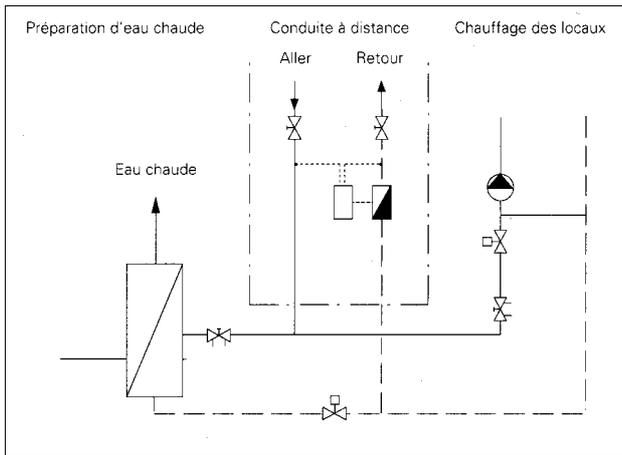


Figure 5.4: Schéma de principe d'une sous-station.

### 5.2.1 Concept d'exploitation projeté

Lors de l'étude de l'installation de chauffage, certains points n'étaient pas encore définitivement résolus. Par exemple, on ne savait pas encore combien de bâtiments seraient raccordés au réseau thermique interconnecté. A ce moment, l'option d'installer ultérieurement une pompe à chaleur restait également ouverte. Le dimensionnement de l'installation s'est donc opéré sur la base d'un niveau de température A/R de 55°/40° C.

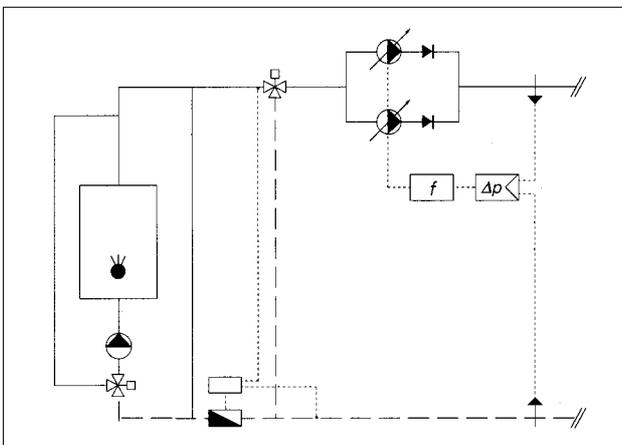


Figure 5.5: Schéma de principe de la centrale de chauffage.

La puissance thermique est pré-réglée par déplacement de la température d'aller de la conduite à distance en direction de la température extérieure. Le concept d'exploitation prévoyait d'effectuer la charge des accumulateurs d'eau chaude durant la nuit. Pendant cette période, le chauffage des locaux s'effectue en mode diminué. Il existait également la possibilité de recharger les accumulateurs pendant le jour en cas de besoin.

En raison de certains paramètres relatifs à la technique de distribution, le dimensionnement du débit s'est effectué en fonction d'une demande thermique maximale, c'est-à-dire pour une charge simultanée de tous les accumulateurs et pour une demande thermique maximale au niveau du chauffage des locaux. Pour l'installation envisagée à l'époque, la puissance de la chaudière existante était suffisante. Pour la phase finale, il était prévu de remplacer la chaudière existante et/ou d'installer une pompe à chaleur (illustrations 5.1 et 5.5).

### 5.2.2 Concept d'exploitation effectif

L'exploitation de l'installation a apporté certaines connaissances importantes, connaissances notamment fondées sur une observation attentive, une saisie détaillée et une évaluation minutieuse des données d'exploitation. On constate que le concept nominal projeté n'a pas été réalisé et que l'étude n'a pas suffisamment exploré les aspects relatifs à la technique de distribution.

Aujourd'hui, le chauffage des locaux est totalement coupé (la vanne de réglage est fermée) durant la charge des accumulateurs d'eau chaude (environ deux heures de nuit). La simultanéité de la demande thermique des différents bâtiments a été fortement surestimée. On a par ailleurs constaté que les pertes par refroidissement des conduites à distance étaient sensiblement plus faibles qu'on l'avait prévu. Comme l'idée d'installer une pompe à chaleur avait entre-temps été abandonnée et qu'il fallait remplacer l'ancienne chaudière, il a été possible, sur la base des observations effectuées et des données d'exploitation enregistrées, d'effectuer le dimensionnement de la nouvelle chaudière en fonction des besoins effectifs. On a ainsi pu se contenter d'une chaudière de 640 kW en lieu et place de la chaudière de 840 kW initialement prévue.

### 5.3 Calcul du réseau

La planification était soumise à certaines contraintes en ce sens que la nouvelle installation devait reprendre différents réseaux existants, respectivement différentes conduites existantes.

#### 5.3.1 Calcul du débit

En se basant sur la puissance thermique à installer et sur la température différentielle choisie pour le système, on calcule le débit comme suit :

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T} \cdot 3,6 \cdot 10^3 \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$\dot{V}$  débit [m<sup>3</sup>/h]

$\dot{Q}$  puissance thermique [kW]

$\rho_w$  masse volumique de l'eau (à 20° C) [kg/m<sup>3</sup>]

$c_{pw}$  chaleur massique de l'eau [kJ/kgK]

$\Delta T$  température différentielle [K]

A partir de l'équation ci-dessus et compte tenu des pertes par refroidissement des conduites à distance ainsi que des indications existantes au niveau de l'étude, on obtient un débit maximal de  $V = 53 \text{ m}^3/\text{h}$ .

En réalité, on constate que le débit nominal n'est jamais atteint et que le circulateur refoule environ  $34 \text{ m}^3/\text{h}$  au maximum (simultanéité de la demande thermique pour eau chaude et chauffage des locaux).

#### 5.3.2 Calcul de la pression de refoulement

Etude

Pour le dimensionnement du réseau, le problème des perturbations sonores a joué un rôle important. Le dimensionnement s'est opéré sur la base d'une limite supérieure de la vitesse d'écoulement d'environ  $1,0 \text{ m/s}$  (perte de charge moyenne d'env.  $100 \text{ Pa/m}$ ), ce qui s'est traduit par la pression de refoulement suivante. L'autorité de la vanne de réglage pour le groupe «chauffage des locaux» n'atteint pas la valeur minimale nécessaire :

Pression de refoulement

$$\Delta p_p = 117,0 \text{ kPa}$$

Autorité de la vanne mélangeuse

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{vD}} = 0,55 [-] \quad (\text{min. } 0,50)$$

Autorité de la vanne de réglage

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = 0,13 [-] \quad (\text{min. } 0,50)$$

Exploitation

Comme le débit en phase d'exploitation est d'environ 35% inférieur à celui prévu, les pertes de charge dans les conduites à distance sont réduites de moitié. Par rapport à l'installation projetée, cela se traduit par une amélioration de l'autorité des vannes et donc de la disposition à la régulation de l'installation. Cela est confirmé par les expériences réalisées en phase d'exploitation de l'installation (absence de cycle pendulaire de l'installation; les vannes de réglage disposent d'une plage de réglage).

Il est en l'occurrence intéressant de relever qu'au moment de l'étude, personne n'a adopté une attitude critique à l'égard du dimensionnement et du concept d'exploitation. Le dimensionnement des conduites à distance et les investissements afférents ont été acceptés sans discussion par le maître d'ouvrage sur la base du concept d'exploitation retenu, quand bien même un débit correspondant à une demande thermique de 100% assortie de quelques suppléments de sécurité paraît être surdimensionné et même incompréhensible. En modifiant le concept d'exploitation et en obtenant ainsi des débits plus faibles, on profite en l'occurrence et sans l'avoir voulu d'un réseau caractérisé par de faibles pertes de charge – avec tous les avantages qui y sont liés, à savoir : pas de perturbations sonores, bonne disposition à la régulation de l'installation (meilleure autorité des vannes) et consommation réduite d'énergie électrique pour les pompes des conduites à distance.

Conséquence

Si le concept d'exploitation avait été minutieusement élaboré dès le début, on aurait pu éviter des suppléments de sécurité au niveau du dimensionnement. Pour notre exemple, nous avons donc

procédé une fois encore au calcul du réseau sur la base des données d'exploitation effectives et des diamètres nominaux des conduites utilisées. Le dimensionnement du réseau s'effectue en fonction d'une perte de charge spécifique dans les conduites de  $\Delta p \approx 50$  Pa/m (la valeur moyenne est inférieure) et d'une vitesse d'écoulement maximale de 1,2 m/s. Le calcul donne les valeurs suivantes:

Pression de refoulement	$\Delta p_p = 65,0$ kPa	
Autorité de la vanne mélangeuse	$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{vD}} = 0,55$ [-]	(min. 0,50)
Autorité de la vanne de réglage	$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = 0,62$ [-]	(min. 0,50)

Les avantages d'un réseau caractérisé par de faibles pertes de charge sont ici évidentes. La pression de refoulement est inférieure à celle calculée dans l'étude, et les valeurs à atteindre pour les différentes autorités sont respectées.

Si le dimensionnement du réseau s'effectue en fonction de pertes de charge spécifiques  $\Delta p \approx 200$  Pa/m (valeur maximale admissible; la valeur moyenne est inférieure) ordinairement recommandées pour des conduites à distance et d'une limitation de la vitesse d'écoulement à 1,2 m/s, on obtient les valeurs suivantes:

Pression de refoulement	$\Delta p_p = 116,0$ kPa	
Autorité de la vanne mélangeuse	$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{vD}} = 0,55$ [-]	(min. 0,50)
Autorité de la vanne de réglage	$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = 0,32$ [-]	(min. 0,50)

L'autorité minimale exigée pour la vanne de réglage ne peut pas être respectée. Une amélioration des valeurs n'est possible qu'au détriment de la pression de refoulement totale.

## 5.4 Choix du circulateur pour conduites à distance

Etant donné le concept d'exploitation retenu et les données mathématiques qui en découlent, on a opté pour une pompe inline selon figure 5.6. Pour des impératifs techniques de distribution, on a monté deux pompes en parallèle, le premier circulateur couvrant le second en cas de panne et inversement. La figure 5.7 présente le domaine de la

courbe caractéristique d'une pompe inline qui aurait pu entrer en ligne de compte en raison du comportement effectif de l'installation. Le dimensionnement du nouveau circulateur s'effectue sur la base des données utilisées pour le calcul du réseau selon chapitre 5.3.2 «Calcul de la pression de refoulement».

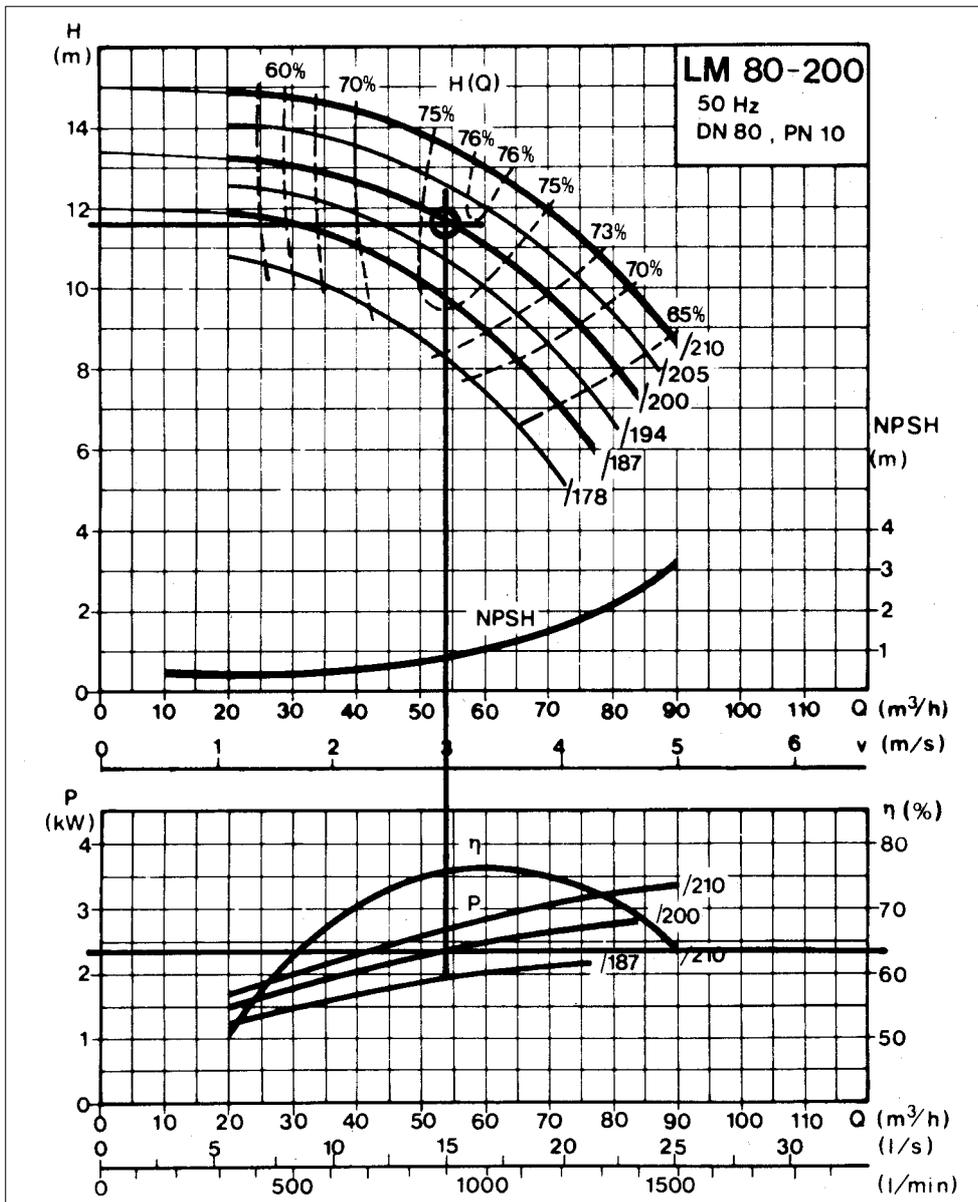


Figure 5.6:  
Pompe en ligne  
de l'installation  
projetée [H4].

La différence au niveau de la consommation d'énergie électrique est énorme. La pompe inline de la figure 5.6 a une puissance d'environ 3 kW comparativement à la nouvelle pompe inline (figure 5.7) d'une puissance de 1,1 kW. Le surdimensionnement se traduit en outre par un mauvais rendement du circulateur au point d'exploitation (figure 5.6), ce qui signifie que le rendement de la pompe (sans moteur) est de l'ordre de 75% pour

le point de dimensionnement et de l'ordre de 55% à charge partielle.

Dans une plage de puissance de 1 kW, les avantages énergétiques des pompes inline sont évidents. Le rendement de la pompe inline (figure 5.7) est de l'ordre de 52% (y compris le moteur) comparativement à la pompe à rotor noyé de la figure 5.8 avec un rendement de 40%. Au point de

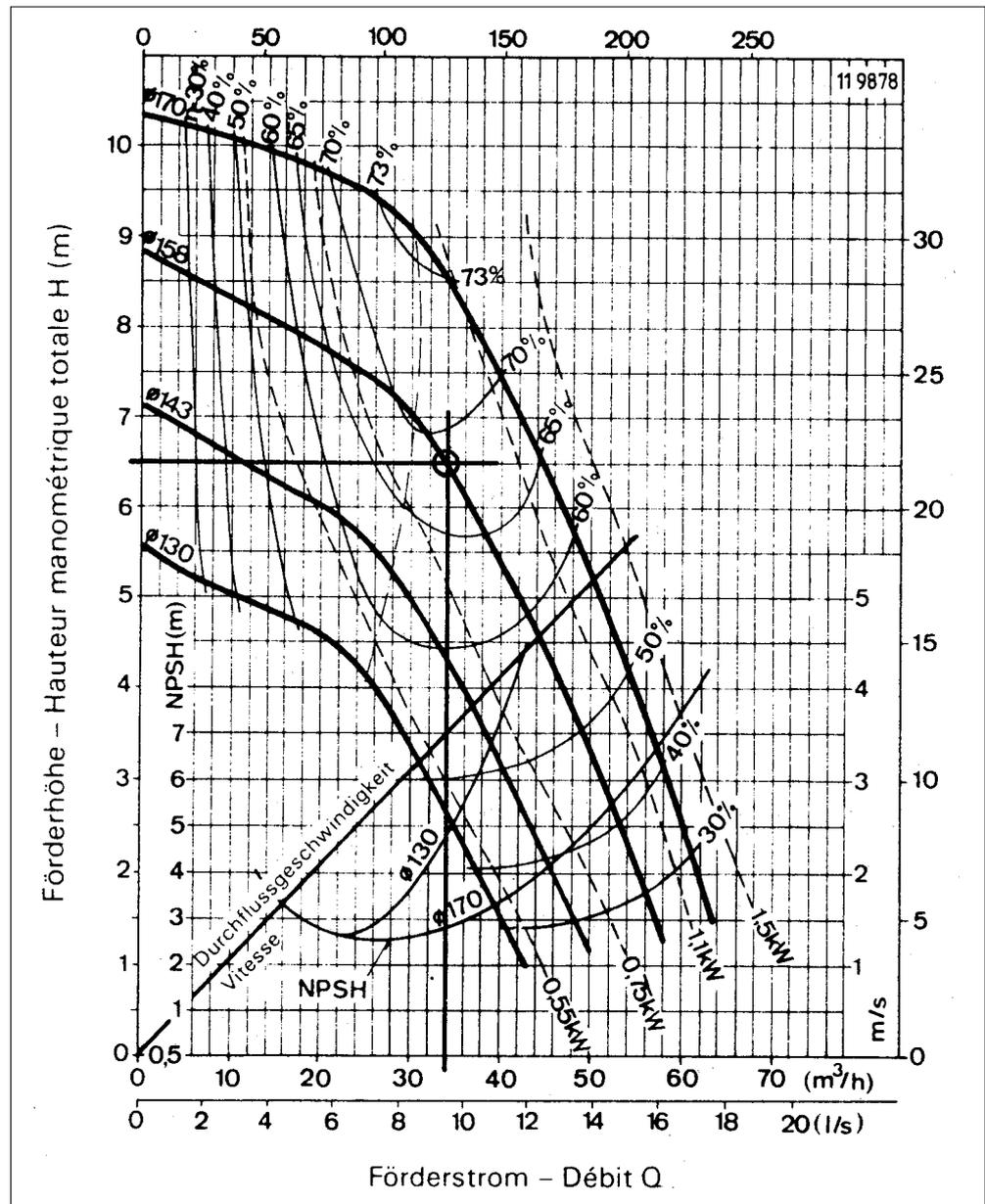


Figure 5.7: Domaine de la courbe caractéristique de la pompe en ligne après le nouveau dimensionnement [H3].

dimensionnement nominal, la puissance absorbée par la pompe à rotor noyé s'établit à 1,55 kW; elle est donc approximativement de 40% supérieure à celle de la pompe inline. Dans cet exemple, le niveau sonore plus élevé des pompes inline ne constitue pas un problème (volume technique central).

## 5.5 Commande et régulation

Etant donné le couplage hydraulique des sous-stations, le débit dans le réseau à distance est variable. Ce couplage a été retenu dans l'optique d'une exploitation avec une pompe à chaleur et une chaudière à condensation qui exigent de faibles températures de retour. Pour des raisons de technique énergétique (économies d'électricité et réduction des pertes thermiques) et de technique de régulation (amélioration de l'autorité des vannes), la vitesse de rotation de la pompe sera adaptée à chaque cas de charge.

Les difficultés résident en l'occurrence principalement dans la détermination de la mesure (pression, débit, etc.) et du point de mesure représentatif de l'installation qui pourrait être retenu comme grandeur de commande de la vitesse de rotation. On relèvera ici que le déplacement de la température d'aller de la conduite à distance effectuée déjà un pré-réglage de la puissance thermique.

### 5.5.1 Circulateur sans commande agissant sur la vitesse de rotation

Même sans commande agissant sur la vitesse de rotation, une économie d'énergie sera réalisée dans la plage de charge partielle, car le point d'exploitation se déplace vers la gauche en direction d'un débit nul sur la courbe caractéristique du circulateur. La consommation du circulateur est en l'occurrence diminuée. Avec une courbe caractéristique plate telle que celle de la figure 5.7, l'augmentation de la pression de refoulement n'a pas d'effets particuliers, si ce n'est que les valeurs visées pour l'autorité des vannes ne sont pas tout à fait atteintes. Si la courbe caractéristique est raide et si l'augmentation de la pression de refoulement au passage des vannes de réglage est importante, il faut s'attendre à des problèmes de bruit au niveau des vannes droites. En renonçant à une commande de la vitesse de rotation, la maintenance de l'installation est quelque peu simplifiée.

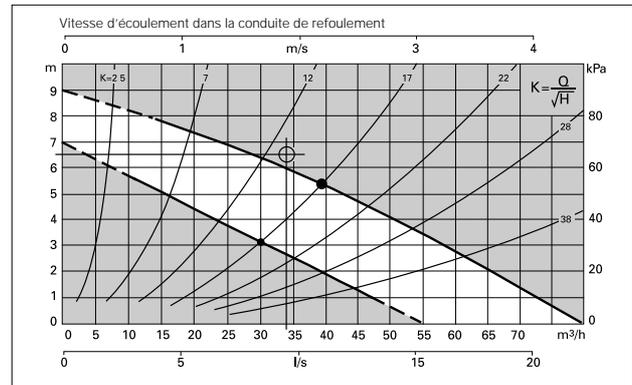


Figure 5.8: Domaine de la courbe caractéristique de la pompe à rotor noyé [H3].

### 5.5.2 Régulation de la pression différentielle par le circulateur

La figure 5.9 présente le déplacement du point d'exploitation avec commande de la vitesse de rotation moyennant une pression différentielle constante au circulateur.

Dans la centrale de chauffage, la pression différentielle entre l'aller et le retour est réglée sur une

valeur constante (figure 5.5). La pression différentielle à régler peut être déterminée à partir du calcul du réseau ( $\Delta p_{\text{constant}} = 50 \text{ kPa}$ ). Cela correspond à la pression différentielle encore nécessaire en aval de la première dérivation des conduites à distance. Comme le font ressortir les expériences réalisées avec l'installation, la vitesse de rotation du

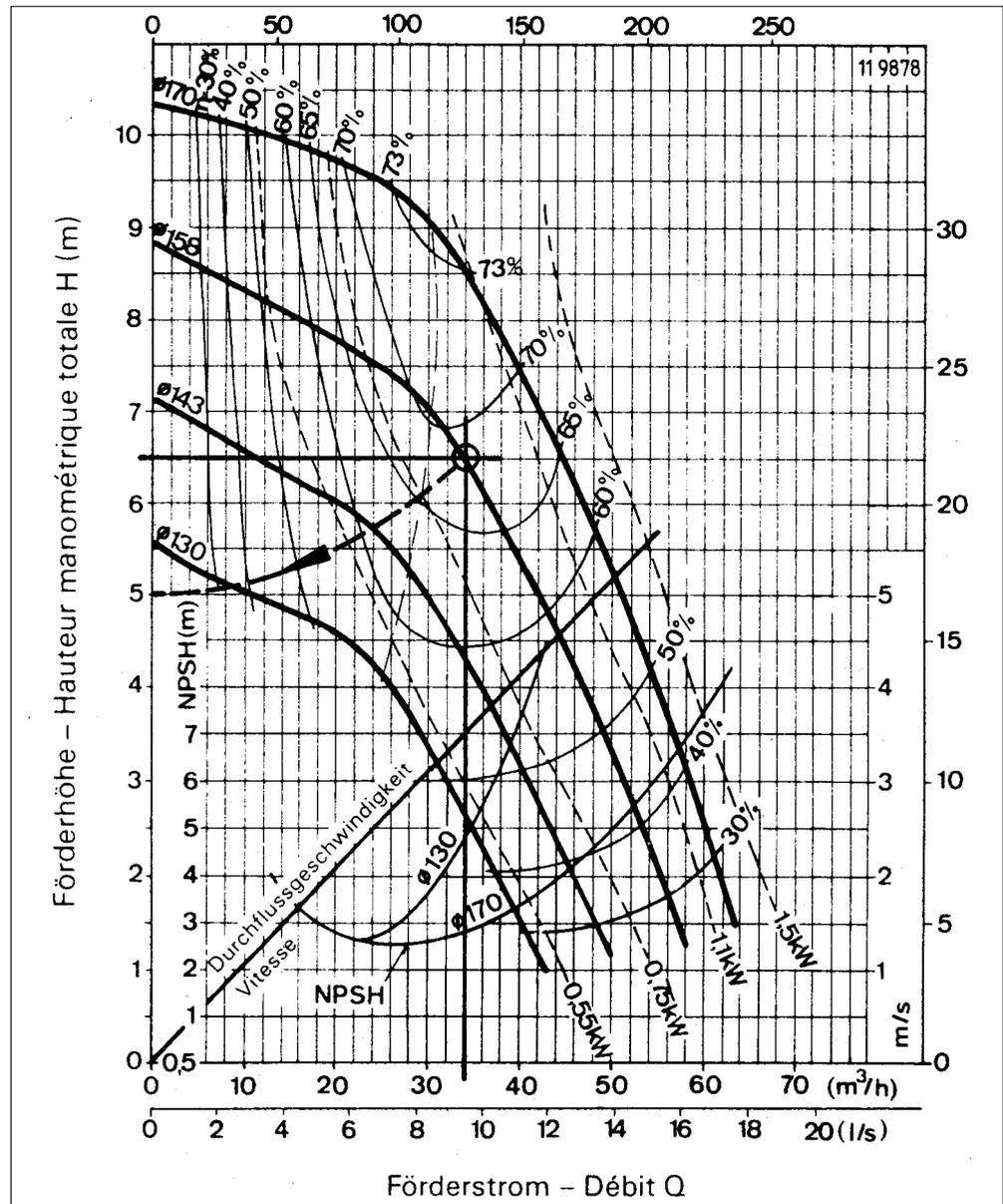


Figure 5.9: Commande de la vitesse de rotation via un variateur de fréquence par maintien d'une pression différentielle constante dans la centrale de chauffage entre l'aller et le retour [H3].

circulateur varie en l'occurrence dans une plage d'environ 75 à 100% du régime nominal. Le point d'exploitation se déplace vers la gauche dans la plage de charge partielle sur la ligne en traitillé. On surestime souvent les économies d'énergie réalisées avec ce mode de régulation. Le débit ne varie que dans la mesure où des influences étrangères (charges thermiques internes, exploitation passive de l'énergie solaire, etc.) agissent sur le système. Les variations de la température extérieure sont déjà prises en compte par la régulation de la température d'aller. Etant donné l'usage des bâtiments, il s'établit en outre un certain équilibre entre toutes les conduites à distance, ce qui se traduit à nouveau par un état plus ou moins stable. Les expériences réalisées avec cette installation l'ont également confirmé.

L'avantage de ce couplage réside dans le fait que les incertitudes liées au calcul du réseau sont neutralisées non par des étranglements, mais par ajustage de la valeur d'exploitation de la pression différentielle.



### 5.5.4 Régulation du débit dans le retour

Ce type de régulation mesure le débit, respectivement les variations de débit dans le retour, et ajuste la vitesse de rotation du circulateur en conséquence par l'intermédiaire d'un variateur de fréquence (voir chapitre 8.5 «Commande et régulation»). Les expériences pratiques réalisées avec ce système sont encore peu nombreuses; en Suisse, il n'existe que quelques installations de ce type ayant été dûment mesurées. Notre exemple serait naturellement prédestiné à l'utilisation de ce mode de régulation. La figure 5.11 présente la

courbe qualitative du point d'exploitation sur la courbe caractéristique du réseau. Avec ce système de régulation, les coûts d'installation sont sensiblement inférieurs à ceux d'une régulation de la pression différentielle asservie à des mesures effectuées dans le réseau selon chapitre 5.5.3 «Régulation de la pression différentielle dans le réseau», car il n'est pas nécessaire de tirer de longues lignes de transmission, les mesures nécessaires s'effectuant dans la centrale de chauffage.

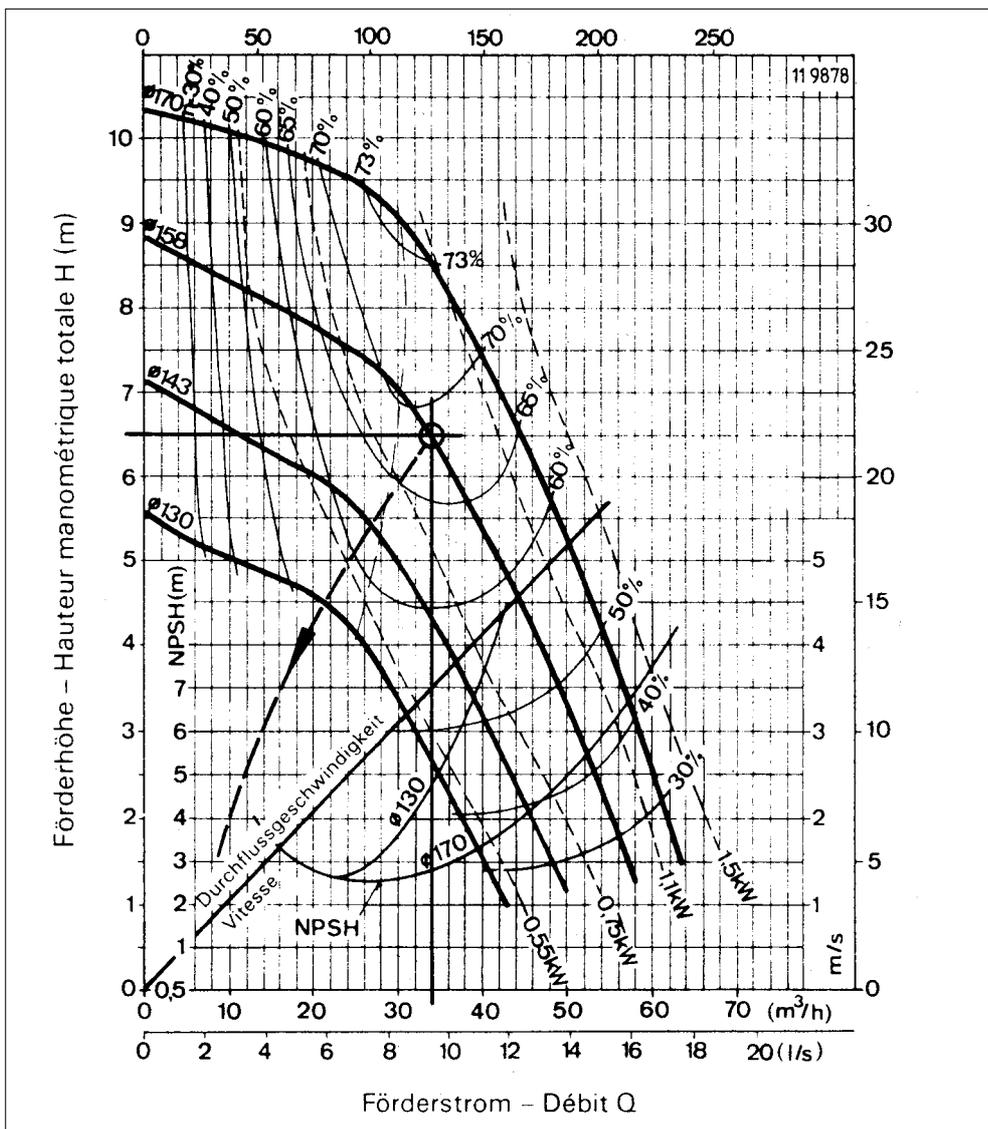


Figure 5.11: Commande de la vitesse de rotation via un variateur de fréquence par régulation du débit dans le réseau au niveau de la centrale de chauffage (courbe qualitative) [H3].

## 5.5.5 Splittage des pompes

Pour des raisons liées à la technique de distribution, on doit pouvoir compter sur une pompe de remplacement en cas de panne d'un circulateur. En lieu et place d'une puissance des circulateurs de 2 fois 100 % comme dans la figure 5.5, on aurait également pu opter pour une puissance de 2 fois 50 % en partant de l'idée qu'en période de chauffage, une puissance de 50 % serait suffisante même en cas de panne de l'un des circulateurs. Le splittage des pompes permet en l'occurrence de faire fonctionner un circulateur constamment à son point d'exploitation et d'asservir la vitesse de rotation du deuxième circulateur. Dans ce cas se pose naturellement le problème de trouver un signal approprié pour commander la vitesse de rotation ainsi que l'enclenchement et le déclenchement de la pompe d'appoint en cas de pointe de charge.

La figure 5.12 présente une régulation de pression différentielle constante à la première dérivation des conduites à distance (selon figure 5.5) moyennant l'utilisation d'une double pompe inline. La courbe caractéristique de l'installation est légèrement trop raide pour l'application de cette double pompe. La plage de réglage de la pompe d'appoint en cas de pointe de charge ne varie donc qu'entre 85 et 100 % de la vitesse de rotation nominale. Une courbe caractéristique un peu plus plate serait préférable.

Etant donné la consommation d'énergie électrique, les possibilités de régulation et le faible investissement à consentir, l'utilisation d'une double pompe inline selon figure 5.12 semble être la solution idéale pour notre exemple.

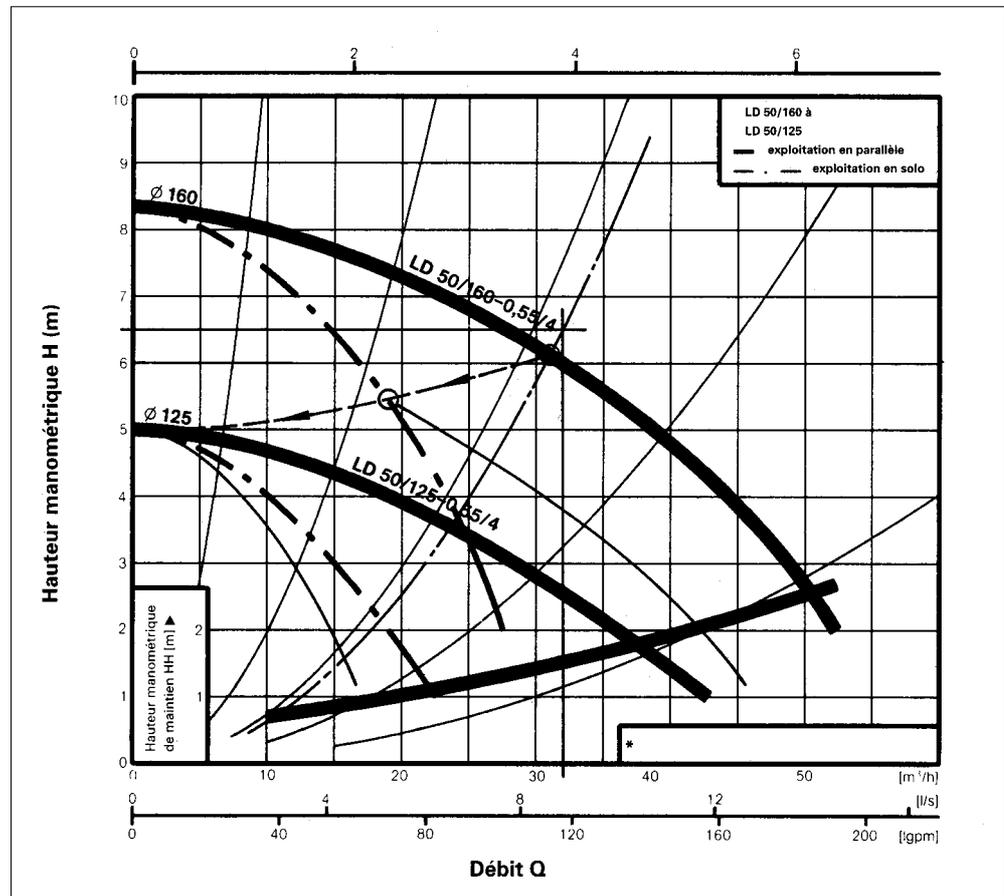


Figure 5.12 :  
Régulation du débit en  
fonction des besoins  
moyennant une double  
pompe en ligne [H1].

\*Les indications relatives à la hauteur manométrique de maintien sont des valeurs mesurées. Il est nécessaire d'ajouter un supplément de sécurité de 0,5 m.

## 5.6 Comparaison des caractéristiques

La consommation d'énergie électrique des pompes des conduites à distance est difficile à calculer, notamment lorsque l'exploitation est subordonnée à la demande thermique (commande de la vitesse de rotation), comme dans notre exemple. Comparativement à une exploitation constante, la réduction de la consommation d'énergie électrique dépend surtout d'influences étrangères (chaleur interne, rayonnement solaire, consommation d'eau chaude, etc.). Si la pompe n'est pas surdimensionnée, l'économie réalisée comparativement à une exploitation constante est relativement modeste. Dans tous les cas, il convient de se montrer très prudent à l'égard des indications d'économie figurant dans les catalogues de certains fabricants.

Dans notre exemple, il est par contre intéressant de procéder à une comparaison énergétique des pompes inline et des pompes à rotor noyé.

### 5.6.1 Consommation d'énergie des circulateurs pour conduites à distance

La consommation d'énergie électrique d'un circulateur pour des conduites à distance se calcule comme suit :

$$E_p = P_p \cdot h_a \cdot 3,6 \cdot 10^{-6} \quad [\text{GJ/a}]$$

$E_p$  consommation d'énergie électrique du circulateur [GJ/a]

$P_p$  puissance du circulateur [W]

$h_a$  heures de service [h/a]

Pompe inline

$$E_p = P_p \cdot h_a \cdot 3,6 \cdot 10^{-6}$$

$$= 980 \text{ W} \cdot 5700 \text{ h/a} \cdot 3,6 \cdot 10^{-6} = \mathbf{20,1 \text{ GJ/a}}$$

Pompe à rotor noyé

$$E_p = P_p \cdot h_a \cdot 3,6 \cdot 10^{-6}$$

$$= 1535 \text{ W} \cdot 5700 \text{ h/a} \cdot 3,6 \cdot 10^{-6} = \mathbf{31,5 \text{ GJ/a}}$$

Pour une exploitation théoriquement constante au point d'exploitation nominal des circulateurs, les calculs font ressortir que la consommation d'énergie électrique de la pompe à rotor noyé est de plus de **43 %** supérieure à celle de la pompe inline. A un tarif de Fr. 0,16/kWh, cela correspond approximativement à une dépense supplémentaire de **Fr. 507.-** par année.

## 5.7 Concept de mesure

En ce qui concerne cette installation, le relevé mensuel des données suivantes a parfaitement fait ses preuves :

- Consommation de mazout.
- Heures de service du brûleur.
- Température des gaz de combustion de la chaudière.
- Consommation de chaleur après la chaudière et dans les sous-stations décentralisées.
- Différences de température entre l'aller et le retour.
- Heures de service et vitesse de rotation des circulateurs.
- Consommation d'énergie électrique de la centrale de chauffage.

Sur la base de ces données et des observations faites, il a été possible d'optimiser l'installation. Lors du remplacement de la chaudière, on connaissait par exemple la puissance thermique nécessaire. En se fondant sur le concept d'exploitation projeté, on sait également aujourd'hui que les circulateurs sont surdimensionnés, et cela principalement pour les raisons suivantes :

- Surestimation de la simultanéité de la demande thermique des différents bâtiments.
- Pertes par refroidissement des conduites à distance passablement plus faibles que celles des hypothèses initiales.
- Pendant le chauffage des accumulateurs d'eau chaude, le chauffage des locaux peut sans autre être coupé pendant deux heures.
- Surévaluation de la sécurité de distribution.

On procédera donc prochainement au remplacement des circulateurs.

## 5.8 Conclusions à tirer pour de grandes installations

- Créer des conditions hydrauliques clairement définies.
- Analyser dans un esprit critique les exigences requises en matière de technique d’approvisionnement et de technique de sécurité.
- Analyser très attentivement le concept d’exploitation.
- Respecter l’autorité des différentes vannes.
- Utiliser des pompes inline.
- Déterminer très exactement l’utilisation de systèmes de commande de la vitesse de rotation.
- Irréalisable sans un équilibrage et sans un concept de mesure.
- Consulter les fabricants relativement aux économies d’électricité prévues.

---

## 6. Installations spéciales

---

6.1	Installations frigorifiques	67
6.1.1	Installations à eau froide	68
6.1.2	Installations à eau réfrigérée	69
<hr/>		
6.2	Installations de récupération de chaleur	70
6.2.1	Calcul du réseau	70
6.2.2	Choix du circulateur	71
6.2.3	Commande et régulation	72
<hr/>		
6.3	Installations à eau chaude	72
6.3.1	Calcul du réseau	72
6.3.2	Choix du circulateur	73
6.2.3	Commande et régulation	73

---

## 6. Installations spéciales

Comme nous l'avons vu dans les chapitres précédents, les circulateurs s'utilisent principalement avec des installations de chauffage. Dans le présent chapitre, nous nous pencherons donc sur quelques exigences fondamentales différentes quant au dimensionnement et au choix de circulateurs pour d'autres types d'installations.

### 6.1 Installations frigorifiques

Les installations frigorifiques sont surtout nécessaires dans les immeubles du secteur tertiaire (bureaux, vente, etc.) qui ont besoin de froid pour la climatisation.

On accorde généralement aucune importance particulière à la consommation d'énergie électrique

des circulateurs d'installations frigorifiques dans les bâtiments, quand bien même leur puissance peut être assez élevée. Les heures de service d'installations frigorifiques et donc de leurs circulateurs (à l'exception du froid de processus pour installations informatiques) sont certainement beaucoup moins nombreuses (env. 800 h/a pour le Plateau) comparativement à des installations de chauffage.

La consommation d'énergie électrique des circulateurs d'installations frigorifiques peut néanmoins représenter une part importante de la consommation totale d'un bâtiment, même si elle reste insignifiante sur le plan national.

La figure 6.1 compare la consommation d'énergie électrique des circulateurs d'installations frigorifiques et d'installations de chauffage dans quatre bâtiments différents selon [1].

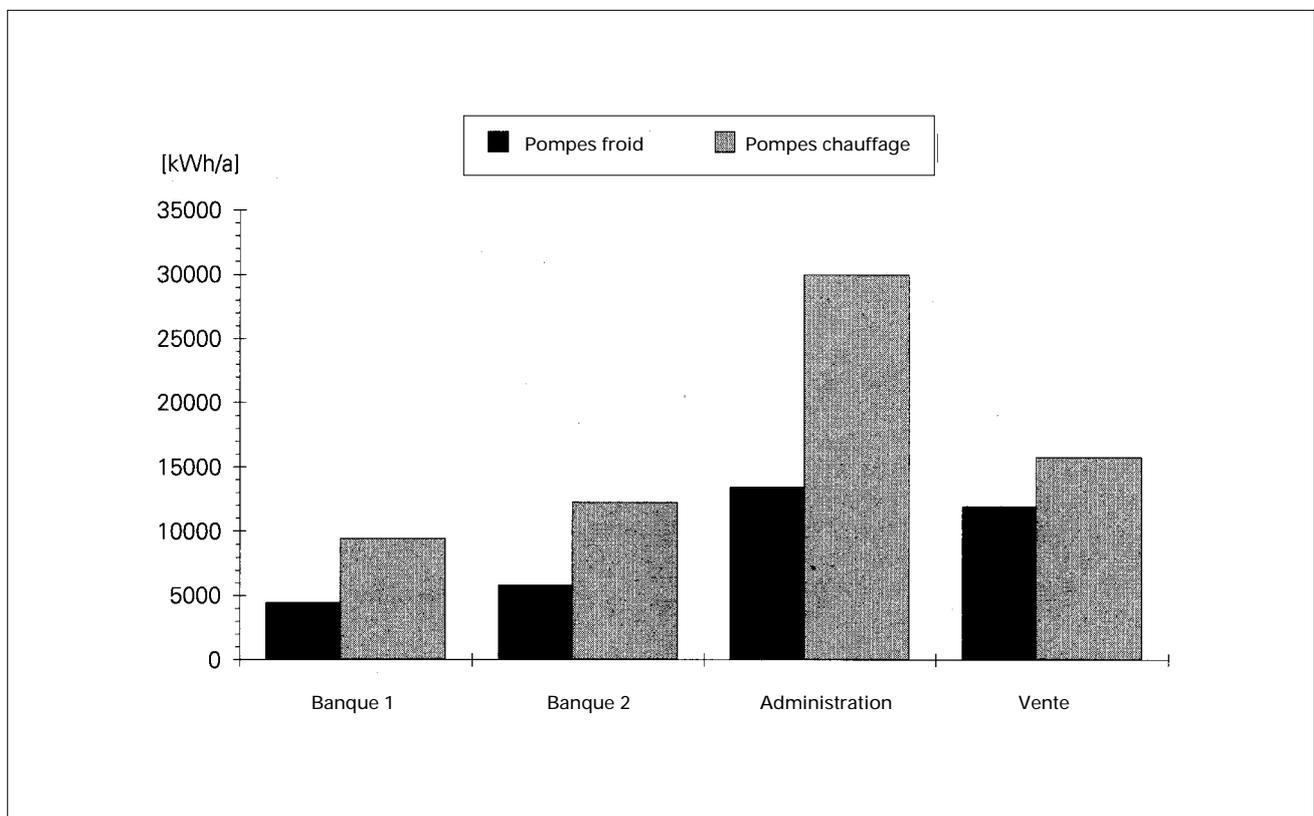


Figure 6.1 : Comparaison de la consommation d'énergie électrique des circulateurs d'installations frigorifiques et d'installations de chauffage dans quatre bâtiments différents selon [1].

### 6.1.1 Installations à eau froide

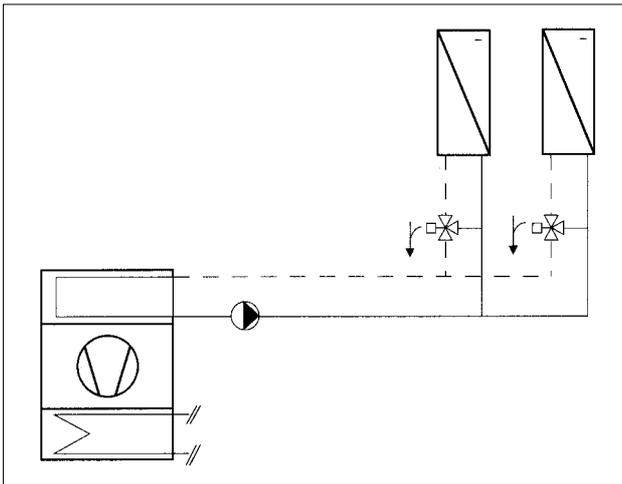


Figure 6.2: Représentation schématique d'une installation à eau froide.

#### Calcul du réseau

La procédure de dimensionnement du circulateur d'installations à eau froide est analogue à celle utilisée pour des installations de chauffage. Il existe par ailleurs les relations en matière de technique des fluides qui restent les mêmes. A la différence des installations de chauffage, les installations à eau froide ont une température différentielle entre l'aller et le retour beaucoup plus petite ( $\Delta T = 5$  à  $7$  K), ce qui se traduit par des débits plus élevés. Pour des raisons énergétiques et de technique de régulation, on fera en sorte que les pertes par frottement restent aussi faibles que possible moyennant un dimensionnement généreux des conduites. Les résistances spécifiques par frottement dans les conduites – qui sont indiquées dans les exemples – peuvent toutefois entraîner des diamètres trop importants et donc peu économiques. On procédera par conséquent à une optimisation de cas en cas. Les avantages procurés par des réseaux à faibles pertes de charge restent naturellement également vrais pour les installations frigorifiques. Dans des installations à eau froide, les pertes de charge spécifiques dans les conduites sont légèrement supérieures à celles d'installations de chauffage en raison d'une viscosité plus élevée.

Il est également indispensable de calculer le réseau d'une installation frigorifique. Pour des installations frigorifiques de puissance élevée, il est

absolument impératif d'optimiser les pertes de charge spécifiques et le dimensionnement des conduites.

Avec des installations qui utilisent un additif (par exemple glycol), on tiendra compte de facteurs de correction pour le dimensionnement du circulateur en raison d'un changement de la viscosité. La méthode exacte est décrite dans le chapitre 6.2 «Installation de récupération de chaleur».

#### Choix du circulateur

Pour des puissances installées supérieures à  $200$  W, on préférera des circulateurs inline à des circulateurs à rotor noyé en raison de leur meilleur rendement. En outre, on tiendra compte des spécifications relatives aux matériaux des circulateurs pour installations à eau froide figurant dans la documentation du fabricant.

#### Commande et régulation

La façon la plus simple de réaliser des économies sur les frais d'exploitation consiste à asservir l'enclenchement/déclenchement des circulateurs aux besoins effectifs. Pour des considérations relatives à la technique de distribution et de sécurité, on utilise fréquemment plusieurs circulateurs. Il est en l'occurrence possible de splitter les circulateurs, ce qui permet d'envisager une régulation du débit asservie aux besoins effectifs (figure 6.3).

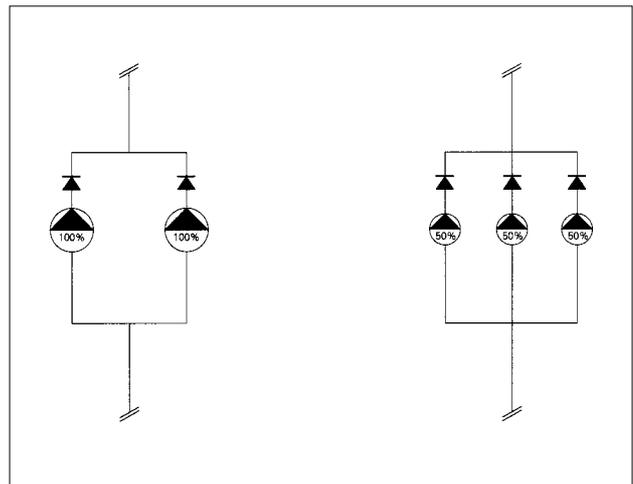


Figure 6.3: Au lieu d'installer 2 fois une puissance de  $100\%$ , il est possible, pour des raisons de technique de sécurité et d'approvisionnement, de réduire le débit et donc la consommation d'énergie électrique en répartissant la puissance sur 2 ou 3 fois  $50\%$ .

Les possibilités de commande et de régulation, décrites dans le chapitre 8.5 «Commande et régulation», sont en outre applicables pour des installations frigorifiques.

### 6.1.2 Installations à eau réfrigérée

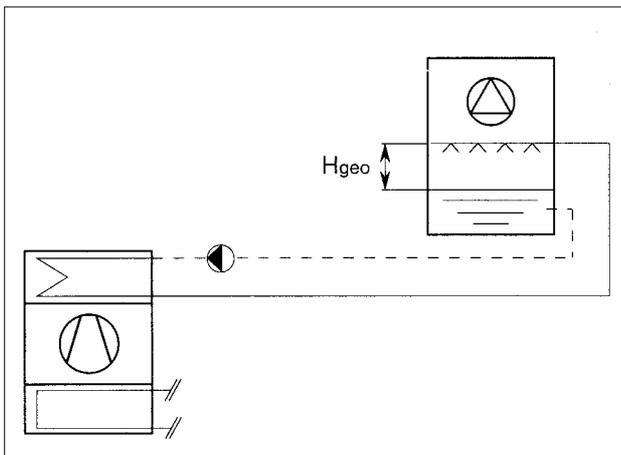


Figure 6.4: Représentation schématique d'une installation à eau réfrigérée.

#### Calcul du réseau

Avec des installations à eau réfrigérée ouvertes selon la figure 6.4, on tiendra compte – contrairement à des circuits fermés – de la différence de niveau topographique puisque les installations sont soumises à la pression atmosphérique.

La différence de niveau supplémentaire sera maîtrisée par le circulateur et prise en compte dans le calcul du réseau.

#### Choix du circulateur

Comme la courbe caractéristique de l'installation ne passe plus par le point 0 de la pression de refoulement (influence de la différence de niveau topographique), on veillera tout spécialement à la courbe caractéristique de la pompe et donc à son point d'exploitation lors du choix du circulateur. Des modifications de la courbe caractéristique de la pompe – imputables par exemple à une pompe plus petite, une connexion en cascade, etc. – se font plus fortement remarquer qu'avec des installations à circuit fermé (figure 6.5). On analysera donc très soigneusement les modes d'exploitation possibles.

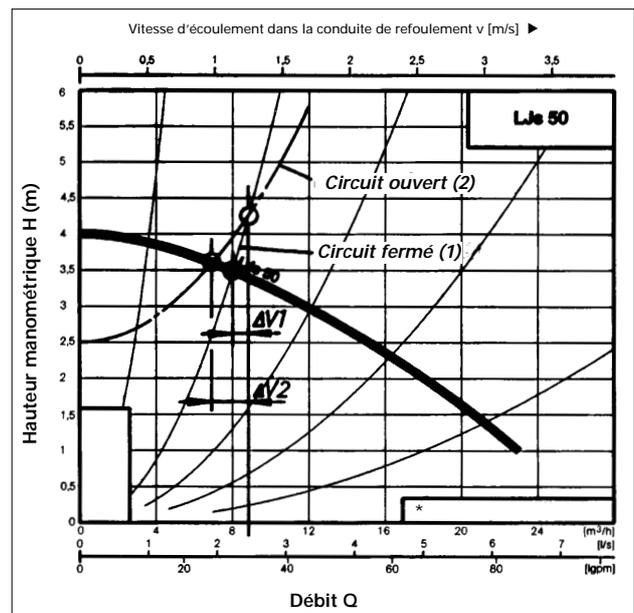


Figure 6.5: Modification du débit avec des circuits ouverts comparativement à des circuits fermés.

\*Les indications relatives à la hauteur manométrique de maintien sont des valeurs mesurées. Il est nécessaire d'ajouter un supplément de sécurité de 0,5 m.

## 6.2 Installations de récupération de chaleur

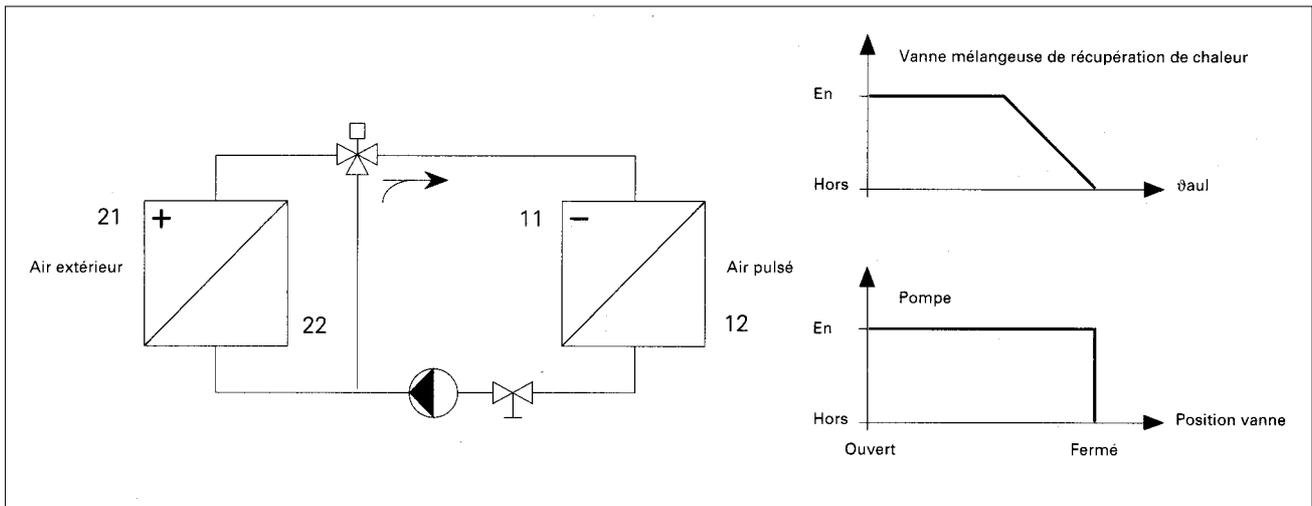


Figure 6.6: Représentation schématique d'une installation de récupération de la chaleur avec agent caloporteur.

Lorsque les canaux d'air extérieur et d'air évacué d'une installation de ventilation sont situés loin l'un de l'autre, on utilise un système avec agent caloporteur selon figure 6.6 pour récupérer la chaleur. Il est recommandé d'opter pour un couplage hydraulique qui garantit un débit constant à travers l'échangeur de chaleur. Pour éviter la formation d'eau de condensation et le risque de givrage, la vanne de réglage et le circulateur seront installés dans le secteur le plus chaud du cycle thermodynamique. Selon l'emplacement de l'organe de réglage, on utilisera une vanne de mélange ou de distribution. Les échangeurs de chaleur seront en outre raccordés selon le principe du contre-courant (degré de transmission de chaleur amélioré).

### 6.2.1 Calcul du réseau

Les directives applicables aux installations de chauffage sont également valables pour déterminer la pression de refoulement et le débit d'installations de récupération de chaleur. Il est extrêmement important de dimensionner le débit de l'agent caloporteur avec la plus grande précision, car de lui dépend l'indice de récupération et donc le gain d'énergie. On ajustera donc très exactement le débit-masse de l'agent caloporteur aux débits-masses de l'air. Si le débit-masse de l'agent caloporteur est trop important, la température différentielle sera trop faible, et la capacité de transmission de chaleur s'en trouvera réduite (surface constante des échangeurs de chaleur).

### 6.2.2 Choix du circulateur

On tiendra compte de l'influence de la proportion de glycol pour dimensionner et choisir le circulateur. Le dosage dépend de la conception de l'installation (températures de dimensionnement) et des indications du fabricant. Comme le fait ressortir la figure 6.7, la viscosité augmente lorsque la proportion de glycol augmente.

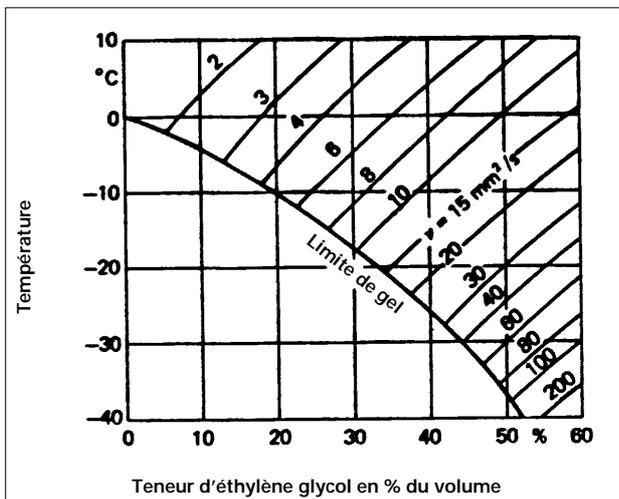


Figure 6.7: Mélanges éthylène glycol/eau, limite de gel et viscosité cinématique selon [4].

La pression de refoulement et le débit sont rectifiés moyennant des facteurs de correction correspondants. Ces facteurs de correction sont déterminés en fonction de la concentration de glycol (figure 6.8). Il est indispensable de déterminer très exactement les facteurs de correction. On évitera si possible des suppléments de sécurité, car ils se traduisent par un surdimensionnement du circulateur ainsi que par les inconvénients susmentionnés.

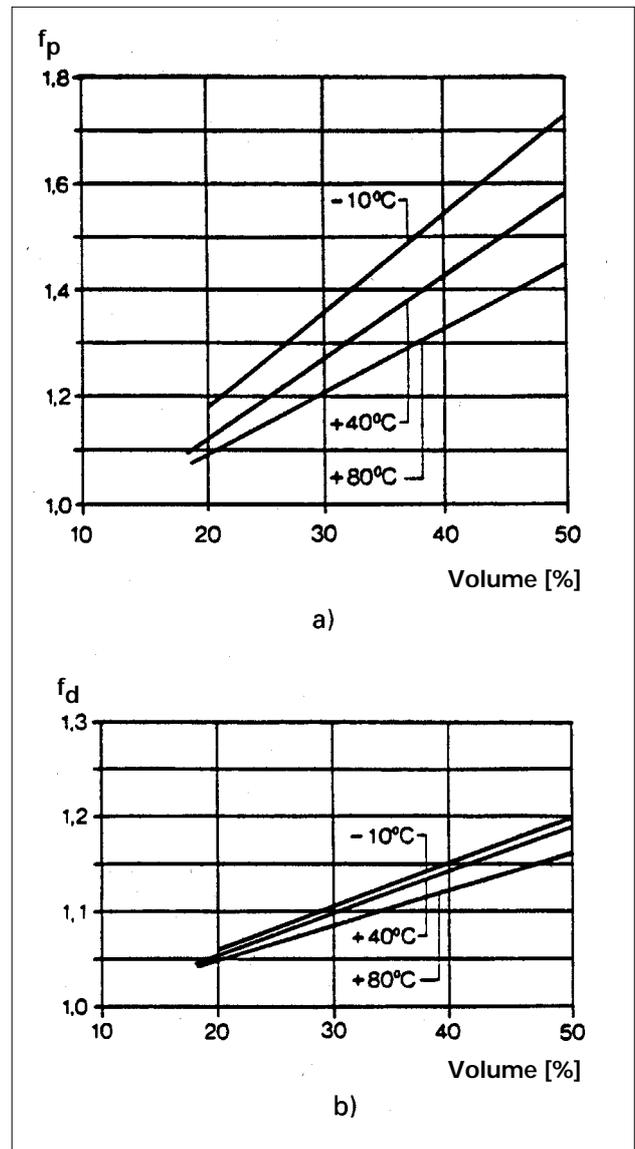


Figure 6.8: Facteurs de correction pour a) pression de refoulement et b) débit en fonction de la proportion de glycol [5].

Pour procéder au dimensionnement, il est absolument indispensable d'utiliser les tableaux du fabricant. L'influence sur les organes de régulation est normalement négligeable. En cas de doute, il est recommandé de prendre contact avec le fabricant.

Les données obtenues avec la méthode de dimensionnement conventionnelle seront multipliées par les facteurs de correction correspondants et utilisées pour choisir le circulateur.

Correction de la pression de refoulement

$$\Delta p_{\text{eff}} = f_p \cdot \Delta p_e \quad [\text{Pa}]$$

Correction du débit

$$V_{\text{eff}} = f_d \cdot \dot{V}_e \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$f_p$  facteur de correction de la pression de refoulement [-]

$f_d$  facteur de correction du débit [-]

### 6.2.3 Commande et régulation

Le circulateur ne sera mis en marche que lorsqu'une transmission de chaleur est nécessaire. Comme signal d'enclenchement et de déclenchement, on utilisera par exemple la position de la vanne.

## 6.3 Installations à eau chaude

En cas de production centrale d'eau chaude, l'eau se refroidit lorsqu'elle stagne dans le réseau de distribution. Avec de grands bâtiments et une consommation élevée d'eau chaude, l'eau chaude circulera donc dans une conduite de circulation afin d'en avoir toujours à disposition aux différentes prises d'eau. Des pompes de circulation spéciales sont utilisées pour assurer la circulation.

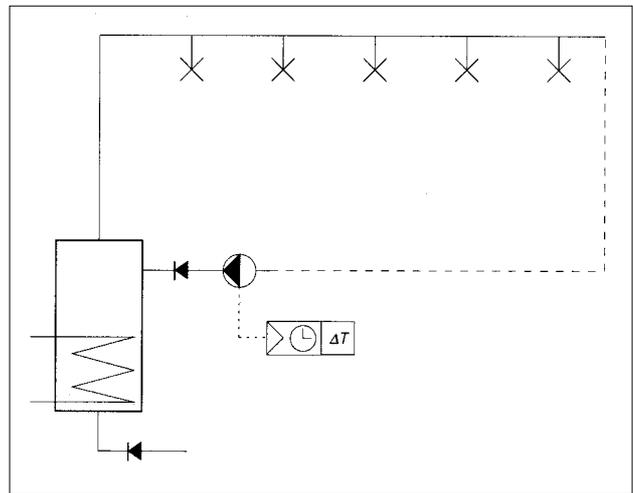


Figure 6.9: Système à eau chaude avec circulation.

### 6.3.1 Calcul du réseau

On calcule le débit nécessaire pour la circulation de l'eau chaude à partir des pertes thermiques du réseau. Moyennant une formule empirique, le débit de la pompe de circulation peut être estimé comme suit selon [4] et [6]:

$$\dot{V} \approx 3 \cdot V_R \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$\dot{V}$  débit de la pompe [m<sup>3</sup>/h]

$V_R$  capacité en eau de l'ensemble du réseau [m<sup>3</sup>]

3 valeur empirique [h<sup>-1</sup>]

On sait par expérience que le débit correspond approximativement au triple de la capacité en eau de la conduite d'aller et de retour. A partir de ces

données, on peut donc calculer la vitesse d'écoulement et la perte de charge spécifique. Comme valeur indicative, la perte de charge spécifique sera  $< 50 \text{ Pa/m}$ . Le calcul de la perte de charge s'effectue selon les mêmes principes que le calcul du réseau pour des installations de chauffage (voir chapitre 8.2 «Calcul du réseau»).

### 6.3.2 Choix du circulateur

Contrairement aux installations de chauffage, les installations à eau chaude sont constamment alimentées en eau fraîche, ce qui a pour effet d'augmenter le risque de corrosion et d'entartrage dû aux impuretés en suspension. Le genre et la quantité de ces impuretés jouent donc un rôle important. On évitera surtout la formation de tartre dans le circulateur, ce qui exige – contrairement à des circulateurs conventionnels pour installations de chauffage – une étanchéité particulière entre la pompe et le moteur. Pour des installations à eau chaude, on utilisera donc exclusivement des circulateurs spécialement destinés à cet usage conformément à la documentation du fabricant.

Le choix du circulateur s'opère sur la base du calcul du réseau et des indications relatives au débit et à la pression de refoulement.

### 6.3.3 Commande et régulation

Il est judicieux d'asservir la commande de la pompe de circulation à une horloge de commande et/ou à la température de retour de l'eau chaude (voir figure 6.10). La pompe de circulation ne sera en service que lorsque de l'eau chaude est véritablement nécessaire. Une horloge de commande permettra de la déclencher au moins pendant la nuit (et le week-end). Si la consommation d'eau chaude est importante (soutirages fréquents), il est possible de renoncer à une pompe de circulation dans certaines circonstances. Il est également possible d'envisager une commande intermittente, le circulateur étant alternativement enclenché deux minutes et déclenché dix minutes.

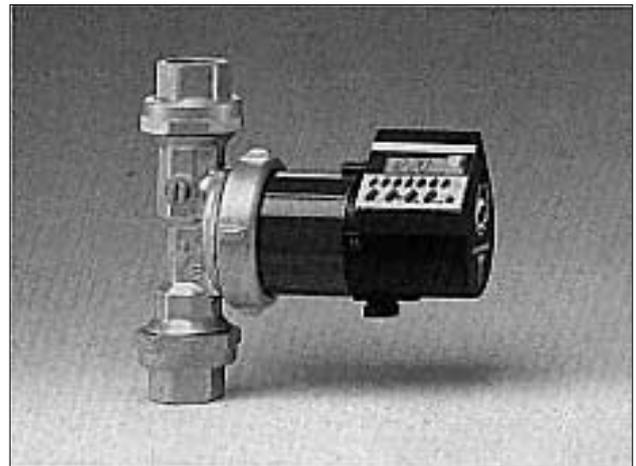


Figure 6.10: Circulateurs avec commande d'enclenchement et de déclenchement intégrée et asservie à la température de retour ainsi qu'à l'horloge de commande [H7].

---

## 7. Mise en service, maintenance et entretien

---

7.1	Circulateur	77
7.1.1	Point d'exploitation	77
7.1.2	Impuretés	77
7.1.3	Corrosion	77
7.1.4	Cavitation	78
7.1.5	Tartre	78
7.1.6	Antigel dans les systèmes de chauffage	78
7.1.7	Inhibiteurs	78
<hr/>		
7.2	Commande et organes de régulation	78

---

## 7. Mise en service, maintenance et entretien

Le présent chapitre traite de la mise en service, la maintenance et l'entretien des installations au niveau du circulateur et des appareils de commande/régulation.

Une exploitation irréprochable présuppose fondamentalement une mise en service très soignée de l'installation. Les problèmes, les erreurs, les appareils défectueux, etc., peuvent ainsi être détectés et corrigés suffisamment tôt. Lors de la mise en service, l'installation sera réglée conformément au concept de mesure, et les données propres à l'installation seront dûment relevées. Une documentation détaillée comportant toutes les données relatives à l'installation se révèle toujours très précieuse pour le service technique responsable. Elle permet notamment une optimisation à long terme de l'installation. Après une révision de l'installation, il est possible de retrouver rapidement les valeurs de réglage; par ailleurs, ces valeurs peuvent se révéler très précieuses en cas de rénovation ultérieure.

### 7.1 Circulateur

Avant la mise en service de la pompe, l'installation sera soigneusement rincée, remplie et purgée. En principe, une purge de la chambre du rotor de la pompe s'opère automatiquement après quelques minutes de service déjà. Un bref fonctionnement à sec n'endommage pas la pompe. On contrôlera les points suivants: sens d'écoulement, réglage de la vitesse de rotation, pré-réglages sur le thermorelais, sens de rotation de la pompe. Dans ce contexte, il convient également de renvoyer aux check-lists de dysfonctionnement des fabricants et à la référence [16].

Pour la maintenance et l'entretien des circulateurs, on ne constate aujourd'hui plus de grosses différences entre les divers types de pompes (pompes à rotor noyé, pompes inline et pompes à socle). L'établissement de protocoles avec températures d'aller et de retour, pression différentielle et température extérieure correspondante est extrêmement précieux dans le contexte d'une optimisation à long terme et d'un remplacement du circulateur.

- Les pompes à rotor noyé ne nécessitent généralement pas d'entretien.
- Avec des pompes inline et des pompes sur socle, on contrôlera régulièrement les joints d'étanchéité afin de détecter suffisamment tôt

d'éventuels problèmes (variations dans les délais de livraison des pompes).

Un service d'entretien ou de maintenance est généralement provoqué lorsque surgit l'un des problèmes suivants:

#### 7.1.1 Point d'exploitation

Le point d'exploitation choisi, respectivement tous les points d'exploitation qui se règlent durant l'exploitation doivent se situer dans la plage de la courbe caractéristique de la pompe définie par le fabricant. Lors du choix du point d'exploitation, on tiendra compte premièrement du fait que la courbe caractéristique de l'installation est plus plate que celle calculée, et deuxièmement du fait que de nombreuses installations sont exploitées avec des débits variables. Si l'on n'en tient pas compte, les grosses pompes en particulier pourront en souffrir (surcharge) et vieillir beaucoup plus rapidement.

#### 7.1.2 Impuretés

Selon [22], les premières heures d'exploitation décident très souvent de la longévité d'une installation et des ses composants, à savoir circulateurs, vannes thermostatiques, sondes de mesure, etc. Si l'on néglige de bien rincer l'installation de haut en bas avant le premier remplissage, d'éliminer les résidus d'huile de coupe ainsi que de décaper et de passiver toutes les surfaces, il faut s'attendre à voir surgir rapidement les premiers dommages.

#### 7.1.3 Corrosion

La première mesure de précaution consiste surtout à éviter l'infiltration d'oxygène dans le système. L'oxygène peut s'y infiltrer par différentes voies, à savoir par exemple:

- surpression insuffisante dans le système;
- perméabilité de la membrane du vase d'expansion;
- vase d'expansion ouvert;
- remplissages d'appoint importants;
- vitesses d'écoulement élevées (effet d'injecteur au droit des garnitures);
- diffusion d'oxygène à travers des tuyaux en plastique et des joints d'étanchéité.

#### 7.1.4 Cavitation

Si le vase d'expansion est mal placé (sur le côté pressurisé) ou si la surpression dans le système est insuffisante, la pression statique peut tomber tellement bas que des formations gazeuses peuvent apparaître dans les conduites et surtout dans la pompe. Dans de pareilles conditions d'exploitation, la pompe peut être irrémédiablement endommagée en quelques heures.

#### 7.1.5 Tartre

Avec des installations à basse température (< 50° C), il faut s'attendre à un entartrage important de la pompe, car la température de l'eau de chauffage ne monte au-dessus de 60° C que dans la pompe. On peut remédier à cet inconvénient en montant le circulateur dans le retour.

#### 7.1.6 Antigel dans les systèmes de chauffage

Avec les solutions eau/glycol généralement utilisées, le volume du vase d'expansion sera majoré d'environ 25 %. Les solutions eau/glycol présentent une plus faible tension superficielle. Elles sont donc «plus liquide» que de l'eau pure, ce qui signifie que des joints étanches à l'eau pure ne le sont plus pour de pareilles solutions.

#### 7.1.7 Inhibiteurs

Il convient de faire extrêmement attention si l'on utilise des inhibiteurs (produits chimiques toxiques) pour lier l'oxygène. Si l'on envisage d'utiliser de pareils produits, il est indiqué d'en discuter avec un spécialiste expérimenté. Dans un cas pareil, on s'assurera également que la composition de l'eau de chauffage ne sera pas modifiée pendant l'exploitation; il est en l'occurrence recommandé de conclure un contrat de maintenance.

### 7.2 Commande et organes de régulation

Pour la mise en service, il est recommandé de procéder par étapes successives. Les différentes étapes seront par exemple les suivantes :

- Toutes les parties de l'installation hydraulique et de l'installation électrique sont-elles complètement terminées ?
- Tous les organes de régulation se trouvent-ils dans la position prévue ?
- Ajuster conformément au dimensionnement toutes les valeurs déterminantes pour la régulation de la pompe, à savoir la pression différentielle par exemple.
- Mettre les régulations des pompes en service avec la collaboration du spécialiste et vérifier les différentes fonctions (simuler éventuellement une charge partielle).
- Contrôler successivement la fonction de tous les autres circuits de régulation.

Aujourd'hui, les appareils ordinaires ne requièrent pratiquement aucun entretien. On respectera les indications du fabricant relatives à l'emplacement des appareils (chaleur émise, par exemple, par des variateurs de fréquence). On répétera une fois encore que des protocoles avec toutes les valeurs pour régulateurs, sondes, organes d'équilibrage, etc. sont des instruments extrêmement précieux dans le contexte de travaux de maintenance. En cas de panne, on modifie souvent les réglages (on «tourne»), et lorsque le spécialiste arrive sur place, plus personne ne sait quelle était la situation initiale. De pareils protocoles ou des listes des valeurs de réglage sont également très précieux pour procéder à une optimisation à long terme.

On vérifiera régulièrement les fonctions suivantes des appareils de commande et de régulation :

- Les horloges de commande sont-elles correctement programmées, y compris la commutation heure d'été/heure d'hiver ?
- Toutes les valeurs sont-elles réglées correctement et conformément aux protocoles ?
- L'appareil de régulation enclenche-t-il et déclenche-t-il le circulateur correctement en fonction de la demande calorifique ?
- Le mode d'enclenchement/déclenchement désiré pour le circulateur fonctionne-t-il correctement ?
- L'opération de démarrage des circulateurs fonctionne-t-elle correctement ?
- Le point d'exploitation de circulateurs avec commande de la vitesse de rotation se modifie-t-il véritablement en ajustant le régulateur en conséquence ou sa valeur est-elle trop élevée ?

---

## 8. Notions fondamentales

---

8.1	Notions hydrauliques	81
8.1.1	Couplages hydrauliques de base	81
8.1.2	Distributeur	81
8.1.3	Bibliographie	84

---

8.2	Calcul du réseau	84
8.2.1	Résistances dans un réseau	85
8.2.2	Influences gravitationnelles	92
8.2.3	Comportement au démarrage de réseaux hydrauliques équilibrés	92
8.2.4	Pertes par refroidissement des conduites	93
8.2.5	Méthode de calcul pour assainissement	93
8.2.6	Conclusions	95

---

8.3	Equilibrage hydraulique	96
-----	-------------------------	----

---

8.4	Circulateur	97
8.4.1	Types	97
8.4.2	Courbe caractéristique du circulateur	98
8.4.3	Puissance et rendement	102
8.4.4	Choix du circulateur	105

---

8.5	Commande et régulation	107
8.5.1	Interdépendances fondamentales	108
8.5.2	Systèmes de commande et de régulation	108
8.5.3	Grandeurs de commande	108
8.5.4	Modulation de la puissance	114

---

## 8. Notions fondamentales

### 8.1 Notions hydrauliques

Le couplage hydraulique est un élément essentiel des installations de chauffage, de réfrigération et de ventilation. Le couplage hydraulique (schéma hydraulique de principe) détermine en outre très largement le fonctionnement de l'installation, constituant ainsi un «descriptif fonctionnel» schématique de l'installation. Le juste choix du couplage hydraulique est la condition préalable indispensable à une exploitation fonctionnellement et énergétiquement optimale. Contrairement à d'anciennes installations, les installations modernes se caractérisent par des débits variables (vannes thermostatiques, soupapes droites, etc.) dans le réseau. Les systèmes modernes de production de chaleur (pompes à chaleur, systèmes de récupération de chaleur, chaudières à condensation, etc.) exigent des températures de retour aussi basses que possible et par conséquent des températures différentielles aussi grandes que possible entre l'aller et le retour. Ces conditions sont précisément à l'origine de nombreux problèmes au niveau de l'exploitation des installations.

Dans un système hydraulique, le circulateur joue un rôle important en tant que «moteur d'entraînement». Avec des installations récentes surtout, le juste choix du circulateur est déterminant quant au bon fonctionnement de l'installation. Avec des installations à débit variable, la courbe caractéristique du réseau se modifie en fonction de la position de l'organe de réglage, et avec elle le point d'exploitation sur la courbe caractéristique de la pompe. Avec des installations à accumulation et à récupérateur de chaleur, les débits calculés et donc les températures différentielles nécessaires doivent être respectés pour que l'installation fonctionne correctement. Le circulateur et le couplage hydraulique doivent par conséquent être parfaitement adaptés l'un à l'autre.

#### 8.1.1 Couplages hydrauliques de base

La figure 8.1 présente de manière synoptique les quatre principaux couplages hydrauliques de base utilisés généralement aujourd'hui.

La représentation synoptique est surtout recommandée pour avoir une vision d'ensemble des rapports techniques de régulation et de la délimitation claire des circuits hydrauliques. On n'en dira pas

d'avantage ici sur le couplage à injection avec vane à trois voies, car celui-ci ne convient plus pour des systèmes de conception moderne.

Le choix du couplage hydraulique est déterminé par les critères suivants :

- Maîtrisabilité hydraulique.
- Maîtrisabilité technique au niveau de la régulation.
- Exigences requises en matière de phases de temporisation et de temps morts (par exemple temps de chauffe).
- Genre et pondération des grandeurs perturbatrices.
- Genre de générateur de chaleur (par exemple températures de retour admissibles).
- Genre de système d'émission de chaleur (par exemple basse température).

En principe, on choisira des couplages hydrauliques qui nécessitent le moins de pompes possible. On vérifiera chaque fois s'il ne vaut pas mieux remplacer plusieurs petits circulateurs (pompes à gaine d'un mauvais rendement) par un gros circulateur (meilleur rendement). Outre l'objectif consistant à économiser de l'énergie, on accordera la priorité à la maîtrise de l'ensemble de l'installation, ceci dans toutes les configurations d'exploitation (les différents circuits hydrauliques ne doivent pas s'influencer mutuellement). Pour procéder à l'équilibrage hydraulique et à la mise en service, le planificateur devra connaître les conditions de débit, de température et de charge de l'installation.

#### 8.1.2 Distributeur

Lorsqu'un générateur de chaleur alimente plusieurs groupes de consommateurs (chauffage statique, eau chaude, aérotherme, etc.), ceux-ci seront raccordés sur un distributeur commun. On distingue les distributeurs sans pompe et les distributeurs avec pompe, la deuxième variante pouvant être conçue comme distributeur avec ou sans pression différentielle. Le choix du type de distributeur est largement influencé par les critères suivants :

- Genre des groupes de consommateurs raccordés (par exemple couplage hydraulique, niveau de température).
- Genre du générateur de chaleur.
- Paramètres locaux (par exemple distance entre le distributeur et le générateur de chaleur).

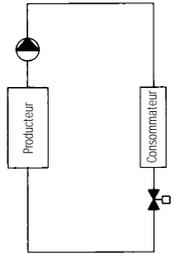
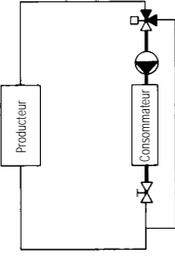
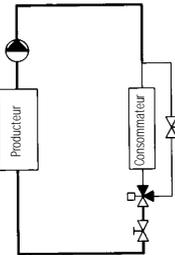
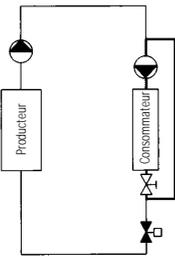
Couplage hydraulique	Descriptif
<p><b>Couplage à étranglement</b></p> 	<p><b>Généralités</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Débit variable.</li> <li>- Basse température de retour.</li> <li>- Autorité de la vanne <math>\geq 0,5</math>.</li> </ul> <p><b>Circulateur</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Courbe caractéristique plate ou régulation de la pression différentielle.</li> <li>- Un débit minimum doit être garanti.</li> </ul> <p><b>Application</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Pompes à chaleur, chaudières à condensation, accumulateurs.</li> </ul>
<p><b>Couplage à mélange</b></p> 	<p><b>Généralités</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Débit constant dans le consommateur.</li> <li>- Débit variable dans le producteur de chaleur.</li> <li>- Basse température de retour.</li> <li>- Autorité de la vanne <math>\geq 0,5</math>.</li> </ul> <p><b>Circulateur</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Courbe caractéristique plate pour les vannes thermostatiques.</li> </ul> <p><b>Application</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Pompes à chaleur, chaudières à condensation, accumulateurs, échangeurs de chaleur à air.</li> </ul>
<p><b>Couplage à renvoi</b></p> 	<p><b>Généralités</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Débit variable dans le consommateur.</li> <li>- Débit constant dans le producteur de chaleur.</li> <li>- Autorité de la vanne <math>\geq 0,5</math>.</li> </ul> <p><b>Circulateur</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Courbe caractéristique plate ou en pente.</li> </ul> <p><b>Application</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Récupération de la chaleur, échangeurs de chaleur à air.</li> </ul>
<p><b>Couplage à injection avec vanne droite</b></p> 	<p><b>Généralités</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Débit constant dans le consommateur.</li> <li>- Débit variable dans le producteur de chaleur.</li> <li>- Basse température de retour.</li> <li>- Autorité de la vanne <math>\geq 0,5</math>.</li> </ul> <p><b>Circulateur</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Courbe caractéristique plate pour la pompe primaire ou régulation de la pression différentielle.</li> <li>- Un débit minimum doit être garanti.</li> </ul> <p><b>Application</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Pompes à chaleur, chaudières à condensation, accumulateurs, chauffage à distance.</li> </ul>

Figure 8.1: Quatre principaux couplages hydrauliques de base.

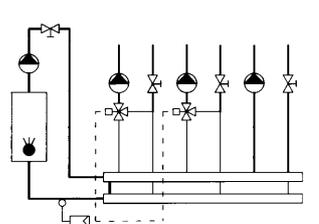
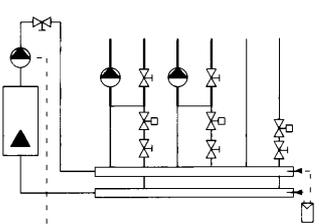
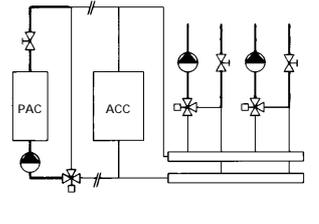
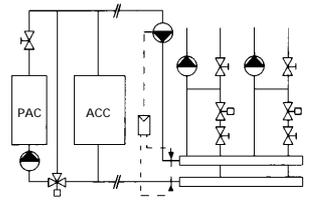
<p><b>Distributeur sans pression différentielle avec pompe primaire.</b></p> 	<p>Type de distributeur ne présentant aucun problème, car il n'y a pas d'influence des circuits primaires et secondaires. Outre une pompe primaire, chaque groupe nécessite son propre circulateur. Le by-pass sera placé à l'entrée du distributeur. Le maintien d'une température de retour haute agit sur les différentes vannes mélangeuses.</p>
<p><b>Distributeur à pression différentielle avec couplage à injection et vanne droite</b></p> 	<p>Type de distributeur convenant bien pour des concepts modernes (chaudières à condensation, pompes à chaleur, etc.), car le débit variable du circuit primaire n'occasionne aucun débit d'eau inutilisée dans le retour. Il est important de respecter une autorité <math>\geq 0,5</math> pour les vannes de réglage. Le circuit primaire sera donc dimensionné de manière à présenter la plus faible perte de charge possible. La pompe primaire doit présenter une courbe caractéristique plate ou être dotée d'une régulation de la pression différentielle (voir chapitre 4 «Installations avec distributeurs»). Il convient en outre de garantir le débit minimum de la pompe primaire.</p>
<p><b>Distributeur dans une installation avec accumulateur et sans pompe primaire.</b></p> 	<p>Type de distributeur sans pompe principale. Cette solution pré-suppose que l'accumulateur se trouve aussi près que possible du distributeur et soigneusement découplé du producteur de chaleur. La perte de charge dans les conduites entre l'accumulateur et le distributeur sera inférieure à 3 kPa (dimensionnement des conduites garantissant de faibles pertes de charge). L'autorité des vannes de réglage sera en tous les cas <math>\geq 0,3</math>.</p>
<p><b>Distributeur dans une installation avec accumulateur et pompe primaire.</b></p> 	<p>Type de distributeur convenant bien pour installations avec pression de refoulement élevée dans le circuit primaire (par exemple longue conduite entre l'accumulateur et le distributeur) et installations à basse température de retour. Commande de la vitesse de rotation de la pompe primaire par régulation de la pression différentielle. On veillera à respecter une autorité des vannes de réglage de <math>\geq 0,5</math>. Il convient en outre de garantir le débit minimum de la pompe primaire.</p>

Figure 8.2: Couplages fréquemment utilisés avec un distributeur.

### 8.1.3 Bibliographie

Les notions fondamentales relatives aux couplages hydrauliques et aux organes de réglage ont déjà été présentées en détail dans différentes documentations. La bibliographie suivante facilitera la recherche des éléments correspondants aux personnes intéressées.

Commande et régulation des installations de chauffage et de ventilation  
Programme d'impulsions installations du bâtiment, 1987

Ce manuel fait le pont entre la pure technique de régulation et les documents des fabricants d'appareils. Dans un chapitre séparé, le manuel présente succinctement les notions hydrauliques de base. Ce manuel procure au praticien une bonne vision d'ensemble des principales interdépendances au niveau de la régulation.

Équilibrage hydraulique des chauffages centraux  
Programme d'impulsions installations du bâtiment, 1988

Ce manuel publié dans le cadre de la série «Programme d'impulsions installation du bâtiment» traite des principes de planification au niveau de l'équilibrage hydraulique. La planification optimisée d'une installation de chauffage est examinée en détail sur la base d'un exemple pratique. Outre une première partie destinée principalement au praticien, la documentation comporte une deuxième partie qui se penche principalement sur les paramètres théoriques.

Couplages hydrauliques pour installations de chauffage, de ventilation et de climatisation  
Directive ASCV 79-1, avril 1988  
Parallèlement à des explications et définitions générales, la première partie de la directive présente des éléments rudimentaires de calcul et de dimensionnement relatifs aux différents couplages hydrauliques. La deuxième partie récapitule les couplages recommandés présentés avec un schéma de principe et des remarques relatives à leur mode d'action.

Projection de couplages hydrauliques  
Landis & Gyr CE1J4001D, M. Schaer, janvier 1991

La première partie traite des couplages hydrauliques fondamentaux les plus courants, y compris

leur domaine d'application et des indications pratiques concernant la conception, le choix et le dimensionnement des organes de réglage et des pompes. La deuxième partie traite des principes essentiels relatifs aux couplages hydrauliques et aux paramètres de dimensionnement des organes de réglage et des pompes. Excellente documentation très utile pour le praticien par ses nombreuses indications concernant la projection.

«Hydraulik der Wasserheizung»  
R. Oldenbourg Verlag, Munich, H. Roos, 1986  
Ouvrage théorique complet traitant tout spécialement des problèmes hydrauliques d'installations dans la plage de charge partielle. Livre recommandé pour tous les planificateurs s'occupant de systèmes hydrauliques.

## 8.2 Calcul du réseau

Le calcul du réseau consiste à calculer à l'avance toutes les données nécessaires au dimensionnement et à l'exécution de l'installation. On mentionnera les données suivantes (valeurs caractéristiques) dans les différentes conduites (tronçons partiels):

- Diamètre des conduites.
- Pertes par refroidissement.
- Débits.
- Pertes de charge.
- Valeurs d'étranglement.

Pour dimensionner un circulateur correctement et pouvoir comprendre l'interaction avec le réseau correspondant, toutes ces données doivent être déterminées en procédant à un calcul complet du réseau. Les deux grandeurs principales pour le dimensionnement du circulateur sont les suivantes :

- Perte de charge totale.
- Débit nécessaire.

Un calcul détaillé permet encore de définir les paramètres suivants indispensables au fonctionnement irréprochable de l'installation :

- Conditions de pression dans les différentes colonnes.
- Conditions de pression au niveau des consommateurs (autorité des consommateurs).

- Conditions de pression au niveau des vannes (autorité des vannes).
- Préréglages des organes d'équilibrage.
- Pressions différentielles à régler par exemple sur le convertisseur de fréquence, etc.

Sans les indications relatives aux préréglages des organes d'équilibrage, une installation ne peut pas être équilibrée – sauf si l'on recourt à la technique de mesure. Avec une installation pareille, on est obligé d'installer une trop grosse pompe afin de pouvoir encore garantir la puissance désirée au consommateur «le plus mauvais» dans le cas de dimensionnement considéré (figure 8.3).

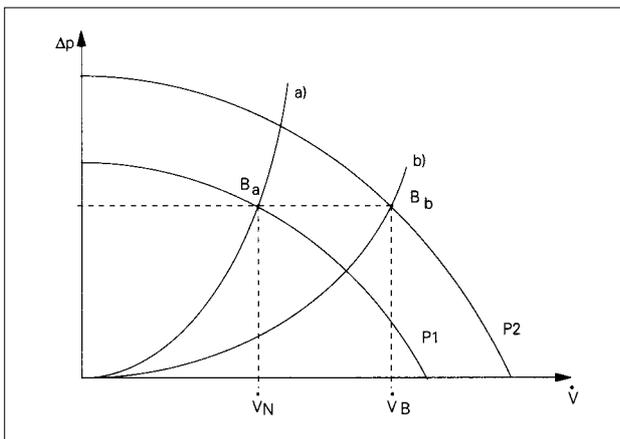


Figure 8.3: Circulateurs nécessaires si le réseau est  
a) équilibré: pompe P1,  
b) non équilibré: pompe P2.

Comme il n'est évidemment pas possible de voir de l'extérieur dans quelle partie de l'installation et en quelle quantité l'eau coule, il ne reste pas d'autre solution que de procéder à un calcul par approximation, seule manière de prévoir tant soit peu les conditions qui règneront ensuite dans l'installation.

Il n'est pas possible d'examiner ici le calcul classique du réseau avec toutes ses phases successives. Ces connaissances sont supposées être acquises. Nous nous contenterons donc de présenter les principaux composants du réseau et de donner quelques indications relatives au dimensionnement d'installations à débit variable. Nous présenterons en outre un mode de calcul simple pour un cas d'assainissement.

### 8.2.1 Résistances dans un réseau

On sait que dans un réseau, la résistance totale se compose de diverses résistances.

Ces résistances peuvent se subdiviser en quatre groupes, à savoir:

- Résistances par frottement.
- Pertes de charge singulières (par exemple coudes, dérivations, radiateurs, etc.).
- Vannes de réglage.
- Organes d'équilibrage.

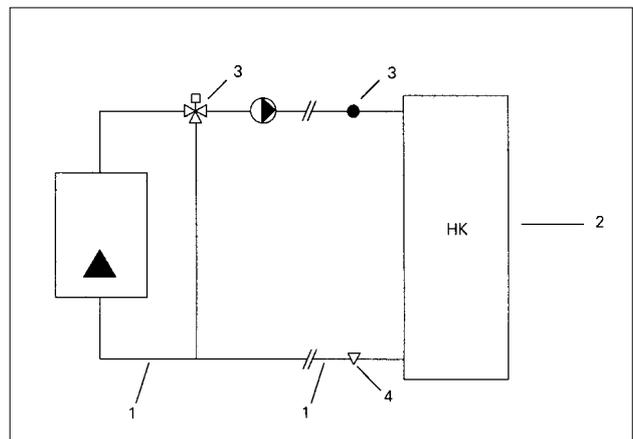


Figure 8.4: Principaux éléments d'un réseau de chauffage  
(1 Résistances dans les conduites, 2 Résistances individuelles, 3 Vannes de réglage, 4 Organes d'équilibrage).

Au sein d'un réseau, chacun de ces groupes a une tâche particulière et un comportement correspondant. Même en charge partielle, ce comportement doit être connu du planificateur. On tiendra en l'occurrence compte des diverses conditions dans lesquelles les différents composants fonctionnent correctement.

Résistances dans les conduites

On sous-estime souvent l'influence du diamètre de la conduite sur la résistance d'un tronçon rectiligne. La figure 8.5 fait ressortir qu'il faut peu de choses pour réduire fortement les pertes de charge le long de conduites rectilignes.

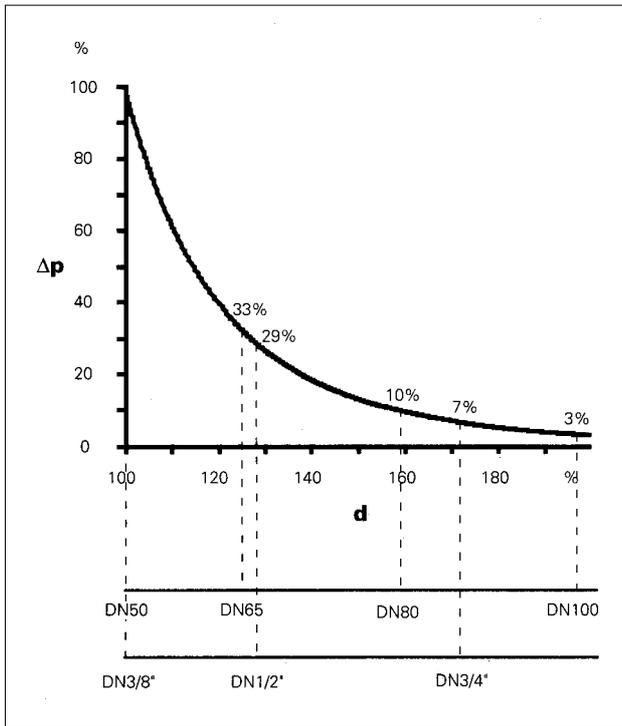


Figure 8.5: Perte de charge  $p$  en fonction du diamètre intérieur  $d$  de la conduite.

Dans la plupart des publications, la chute de pression le long de la conduite (coefficient  $R$  en Pa/m) est désignée comme résistance dans la conduite. Cela n'est pas tout à fait correct. En réalité, une conduite présentant une certaine résistance n'occasionne une chute de pression qu'au moment où s'y écoule un flux de débit donné. La chute de pression dans une conduite rectiligne de section circulaire peut se calculer comme suit :

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot L}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$$

$\Delta p$	chute de pression	[Pa]
$\lambda$	coefficient de perte de charge sans dimension	[-]
$L$	longueur de la conduite	[m]

$d$	diamètre	[m]
$\rho$	masse volumique apparente	[kg/m <sup>3</sup> ]
$w$	vitesse	[m/s]
$A$	surface de la section	[m <sup>2</sup> ]
$\dot{V}$	débit	[m <sup>3</sup> /s]

La vitesse  $w$  peut s'exprimer comme fonction du débit  $\dot{V}$ .

$$w = \frac{\dot{V}}{A}$$

Pour des sections circulaires, on a

$$w = 4 \cdot \frac{\dot{V}}{\pi \cdot d^2}$$

A partir de la première équation, on obtient donc

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L \cdot 8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} \cdot \dot{V}^2$$

L'expression

$$\frac{L \cdot 8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5}$$

est constante pour un diamètre défini, une longueur et une masse volumique du fluide définie. Comme le fait ressortir la figure 8.6, le coefficient de perte de charge est une fonction du nombre de Reynolds  $Re$ .

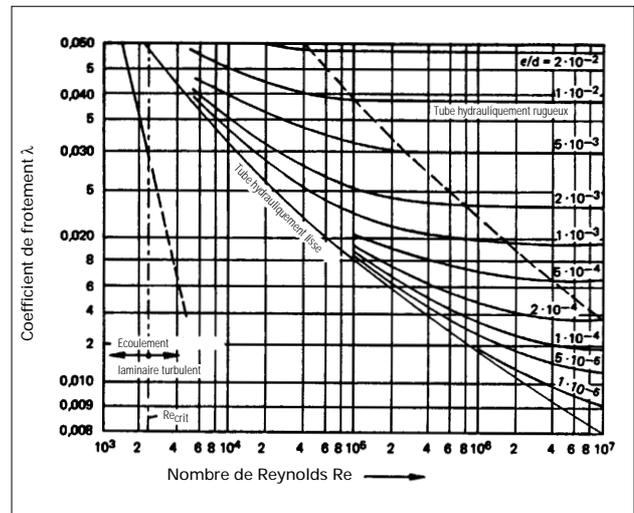


Figure 8.6: Coefficient de frottement pour conduites en fonction du nombre de Reynolds  $Re$ .

Avec le calcul classique du réseau, on part de l'idée que l'écoulement est toujours turbulent et que le coefficient de perte de charge est ainsi constant.

En remplaçant

$$\frac{L \cdot 8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5}$$

par C, on obtient la relation suivante :

$$\Delta p = C \cdot \dot{V}^2$$

La plupart des installations de chauffage sont toutefois exploitées avec une plage de transition. Dans cette plage,  $\lambda$  est dépendant de la vitesse d'écoulement, respectivement du nombre de Reynolds. De ce fait, selon [15] et pour les conditions du cas nominal, on pourrait tenir compte d'un exposant diminué pour le débit  $\dot{V}$ . En phase de charge partielle et pour un diamètre intérieur donné de la conduite, cet exposant diminue constamment lorsque le débit diminue. Compte tenu de ce fait, on devrait également avoir des chutes de pression aussi faibles que possible le long des conduites pour le cas nominal. Toutes les variations en phase de charge partielle seront alors également très faibles.

- $\Delta p = C \cdot \dot{V}^{1.9}$  pour des tubes en acier
- $\Delta p = C \cdot \dot{V}^{1.8}$  pour des tubes en cuivre

Aujourd'hui, on n'en tient encore guère compte, raison pour laquelle on attribue aux conduites de trop fortes chutes de pression. Dans la pratique, il faut donc resserrer davantage après avoir mesuré et réglé le débit, sans quoi il s'établit des débits trop importants dans les différents tronçons des conduites. La figure 8.7 présente les différentes courbes caractéristiques du réseau. En calculant toujours avec l'exposant  $m = 1,9$  pour des tubes en acier, on obtiendrait des pertes de charge dans les conduites d'environ 25 % inférieures.

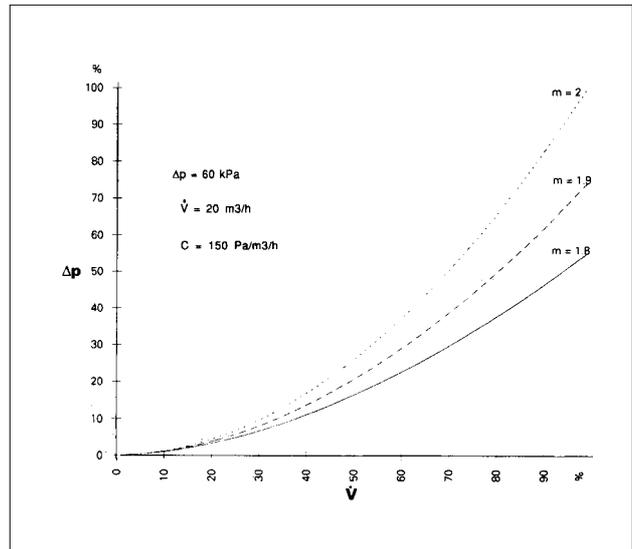


Figure 8.7: Courbes caractéristiques du réseau  $\Delta p = C \cdot \dot{V}^m$  avec exposant  $m = 2$  pour le calcul classique,  $m = 1,9$  pour des tubes en acier et  $m = 1,8$  pour des tubes en cuivre selon [15].

#### Pertes de charge singulières

Au niveau des coudes, des dérivations, des modifications de section, des robinetteries, etc., il se produit des turbulences supplémentaires et des variations des vitesses d'écoulement qui font que les résistances sont plus élevées que dans des tronçons rectilignes. Pour calculer la perte de charge occasionnée par ces pertes de charge singulières, on utilise le coefficient  $\zeta$  (coefficient zêta). Les coefficients  $\zeta$  des différents éléments ont été déterminés et sont encore déterminés sur la base d'essais d'écoulement effectués en laboratoire. Il existe de nombreux tableaux pour les coefficients  $\zeta$  les plus courants – tableaux qui ne concordent pas toujours très exactement. Les imprécisions sont imputables au fait que les coefficients  $\zeta$  sont notamment subordonnés aux conditions de dimensionnement, aux vitesses du fluide et aux « antécédents » (deux coudes successifs présentent par exemple un autre coefficient  $\zeta$  global qu'une pièce en S). On vérifiera toujours si les coefficients  $\zeta$  utilisés tiennent compte ou non des pertes « normales » par frottement.

La perte de charge occasionnée par une résistance particulière se calcule comme suit :

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$$

$\Delta p$  chute de pression par unité de longueur [Pa/m]  
 $\zeta$  coefficient de résistance [-]  
 $\rho$  masse volumique apparente [kg/m<sup>3</sup>]  
 $w$  vitesse [m/s]

la vanne pour une course H quelconque lorsque la chute de pression à travers la vanne est maintenue constante à 100 kPa. La course H est rapportée en pour-cent de la course nominale H<sub>100</sub>. Les fiches techniques indiquent généralement le coefficient K<sub>Vs</sub> correspondant à une ouverture complète de la vanne (H/H<sub>100</sub> = 100%).

Exemple de calcul de la pression différentielle au passage d'une vanne :  
 Valeur K<sub>V</sub> de 1,6 m<sup>3</sup>/h et débit de 0,5 m<sup>3</sup>/h

$$\Delta p = \left( \frac{\dot{V}}{K_V} \right)^2 \cdot 10^5 = \left( \frac{0,5}{1,6} \right)^2 \cdot 10^5 = 9800 \text{ Pa}$$

Nous ne nous arrêtons pas ici sur le choix de la courbe caractéristique de la vanne (linéaire ou d'égal pourcentage). D'une manière générale, on peut admettre que plus une installation présente un comportement global linéaire (réseau, vanne et puissance débitée), mieux elle peut être régulée.

L'autorité de la vanne est une valeur très importante. Elle est une mesure de la qualité de régulation de la vanne choisie dans le couplage correspondant. Une autorité élevée signifie que la résistance de la vanne est nettement dominante. La pression au passage de la vanne reste alors pratiquement constante même en phase de charge partielle, et la courbe caractéristique de la vanne n'est guère déformée (figure 8.9). Si la courbe caractéristique de la vanne se déforme en phase

Coude		rid	1	2	3	4	5	6			
		f	0,8	0,35	0,3	0,3	0	0			
Equerre		DN	10 u. 15	20	25	32	40	50			
		f	2,0	1,5	1,5	1,0	1,0	1,0			
Dérivation		Bretelle				Section droite					
		w <sub>a</sub> /w	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	w <sub>a</sub> /w	0,5	1,0
Dérivation		f <sub>a</sub>	7,0	4,0	1,5	0,8	0,6	0,6	f <sub>a</sub>	0,5	0
		w <sub>a</sub> /w	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	w <sub>a</sub> /w	0,5	1,0
Embranchement		Bretelle ζ <sub>3</sub>				Section droite ζ <sub>4</sub>					
		P <sub>1</sub> /P <sub>2</sub>	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	P <sub>1</sub> /P <sub>2</sub>	0,8	0,8	1,0
Embranchement		d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub>	0,3	0,3	0,8			d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub>			
		d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub>	0,4	-1	0,8	1,0	0,8	<1	0,3	0,3	
Embranchement		d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub>	0,5	-3	0,3	0,8	0,8				
		d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub>	0,7	-0,5	0,5	1,0	1,0	1	0,5	0,3	0
Embranchement		Bretelle ζ <sub>3</sub>				Section droite ζ <sub>4</sub>					
		w <sub>a</sub> /w	0,2	0,4	0,8	0,8	1,0	w <sub>a</sub> /w	0	0,2	0,4
Embranchement		f <sub>a</sub>	-1	0,5	1	1,3	1,5	f <sub>a</sub>	1,5	1,3	1,1
		f <sub>a</sub>	0,4	0,6	0,8	1,0	1,3	1,5	0,8	0,5	0
Embranchement		d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub>	0,5	3,0	1,8	1,3	1,0	0,8	0,5		
		d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub>	0,7	0,3							
Embranchement		d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub>	0,8	5,0				1,3	1,0		
		d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub>	0,9	6,5				2,0	1,3		
Embranchement		d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub>	1,0	15,0				3,0	1,8		
		d <sub>1</sub> /d <sub>2</sub>	1,0	15,0				5,0	3,0		
Robinet-vanne avec étranglement	f	≥ 0,3	Pièce de décrochement		f	0,5					
Robinet-vanne sans étranglement	f	0,2	Chaudière		f	2,5					
Vanne, siège droit	f	2,5	Radiateur		f	2,5					
Vanne, siège oblique	f	2,0	Distributeur - sortie		f	0,5					
Vanne d'angle	f	1,5	Collecteur - entrée		f	1,0					
Vanne de corps de chauffe, section droite	f	4,0	Robinets		f	0,15					
Vanne de corps de chauffe, vanne d'angle	f	2,0			f						
Vanne d'arrêt	f	4,0			f						

Figure 8.8: Exemples de coefficients pour résistances particulières fréquemment rencontrées [4]. Voir aussi [18] par exemple.

### Vannes de réglage

La mission des résistances de réglage consiste à modifier le débit en modifiant la section libre. Les valeurs caractéristiques des vannes de réglage sont le coefficient K<sub>V</sub> et la courbe caractéristique de la vanne.

Coefficient K<sub>V</sub> (m<sup>3</sup>/h) [14]: le coefficient K<sub>V</sub> exprime quelle quantité d'eau à 5...30°C s'écoule à travers

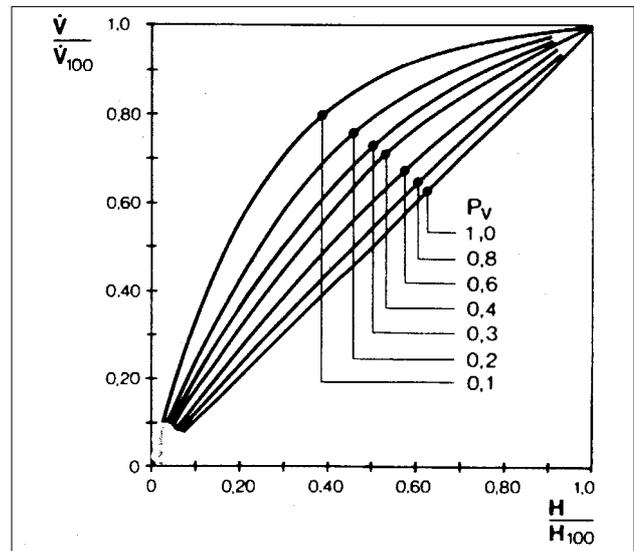


Figure 8.9: Courbe caractéristique de fonctionnement d'une vanne linéaire pour différentes autorités [H5].

d'exploitation, le débit pour un changement de course donné ne se modifie plus linéairement ou avec un égal pourcentage.

Détermination de l'autorité de la vanne

Pour déterminer l'autorité de la vanne, il convient tout d'abord de déterminer dans quelle partie de l'installation hydraulique il convient de modifier le débit par ajustage de la vanne de réglage. La chute de pression (en charge nominale) dans cette partie est déterminante; elle est désignée par  $\Delta p_D$ . Pour obtenir un bon comportement de régulation, il est indispensable [14] que la chute de pression au passage de la vanne soit égale ou supérieure à la chute de pression déterminante. Compte tenu de l'autorité de la vanne, cela signifie que

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} \geq 0,5$$

La figure 8.10 présente deux exemples de couplages hydrauliques, la chute de pression déterminante  $\Delta p_{vD}$  étant indiquée par un traitillé.

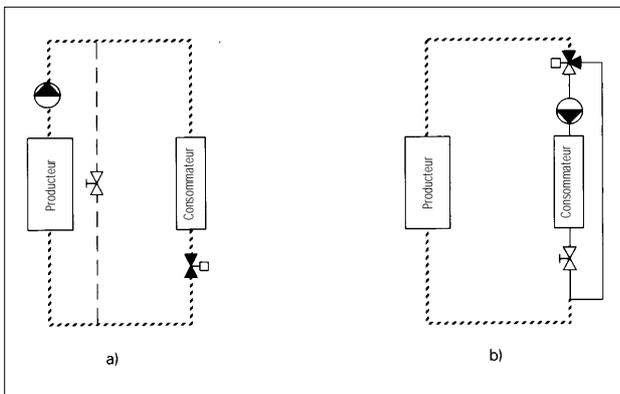


Figure 8.10: a) couplage à étranglement, b) couplage à mélange. La partie hachurée est déterminante pour le dimensionnement.

Pour le couplage à étranglement, on a :

$\Delta p_{vD} = \Delta p_{v100}$ , ce qui signifie que la vanne de réglage et le reste de l'installation doivent occasionner une même chute de pression. En d'autres termes, si l'installation présente une forte chute de pression, la pression différentielle au passage de la vanne augmentera en conséquence. Nous obtenons ainsi un doublement des pressions différentielles avec effet correspondant sur la consommation du circulateur.

Pour le couplage à mélange, on a :

$\Delta p_{vD} = \Delta p_v$  chaudière (chute de pression dans la chaudière et – ne pas l'oublier – pressions différentielles possibles au passage d'un débitmètre). Ce couplage permet en général de respecter facilement l'autorité des vannes. Autres couplages et remarques, voir [14].

Selon [14], il faut dans toutes les circonstances s'efforcer de respecter les autorités suivantes des vannes et des consommateurs:

	Valeur visée:	Valeur limite inférieure:
Vanne de réglage	>0,5	0,3
Vannes thermostatiques	>0,3	0,1

Détermination de l'autorité du consommateur

L'autorité du consommateur est le rapport entre la pression différentielle du consommateur dans le cas nominal et la pression maximale à laquelle il peut être soumis. Les deux figures suivantes tentent de montrer l'importance de l'autorité du consommateur dans un réseau avec débit variable. Pour simplifier les choses, nous aurons recours à une installation très simple avec deux consommateurs.

Pour le débit nominal  $\dot{V}_{100}$ , on relève la même pression sur les deux consommateurs (CDC1 + CDC2). En ramenant le débit du consommateur (CDC2) à zéro, la pression sur les deux consommateurs augmente approximativement d'un facteur quatre. Pour le consommateur (CDC1), cela signifie que sa vanne (par exemple vanne thermostatique) doit fortement étrangler même sans avoir procédé à la moindre modification sur son côté sortie. Outre ses propres modifications, la vanne du consommateur CDC1 doit donc aussi équilibrer constamment les modifications indirectes d'autres consommateurs. On comprendra en l'occurrence facilement qu'une vanne thermostatique soit par exemple systématiquement surchargée dans ce cas de figure.

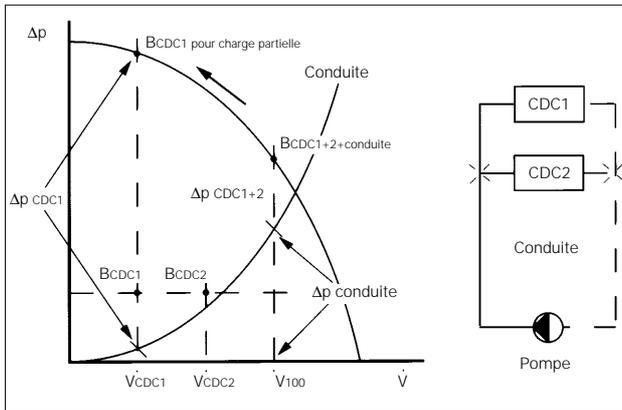


Figure 8.11: Augmentation de la pression sur le consommateur avec une faible autorité de celui-ci.

Afin de compenser cette double charge, la pression sur le consommateur (due aux variations de débit sur le reste du réseau) devra rester plus ou moins constante. Pour y parvenir, les résistances statiques (par exemple résistances dans les conduites) doivent être aussi petites que possible ! De plus, la pression de refoulement de la pompe ne doit varier que dans de faibles proportions (maintien d'une pression différentielle constante, voir chapitre 8.5 «Commande et régulation»). La pompe doit travailler comme source de pression.

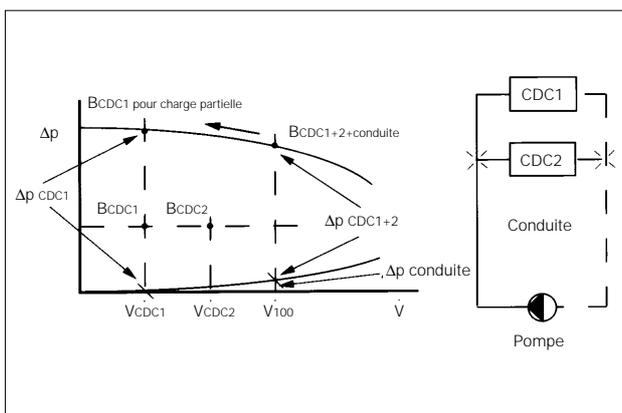


Figure 8.12: Augmentation de la pression sur le consommateur avec une grande autorité de celui-ci.

Comme pour l'autorité des vannes, il est possible d'assigner des valeurs visées et des valeurs limites à l'autorité du consommateur :

	Valeur visée:	Valeur limite inférieure:
Consommateur	>0,5	0,3

Comparativement à l'autorité d'une vanne thermostatique, l'autorité du consommateur est beaucoup plus importante. Si elle n'est pas respectée, même la meilleure vanne thermostatique sera sursollicitée. Avec un système à grande inertie, il n'est toutefois pas tellement important qu'une vanne thermostatique travaille comme régulateur à deux positions ou régle en permanence.

Dans un cas de figure idéal, la pression différentielle sur le consommateur sera annihilée pour la plus grande partie par la vanne et pour une petite partie seulement par l'organe d'équilibrage. Pour chaque installation, la valeur «optimale» est un compromis. D'une manière générale, on peut dire que toutes les résistances «statiques» d'écoulement (par exemple résistances de conduites, mais aussi de débitmètres, etc.) doivent être aussi petites que possible afin de ne pas engendrer de trop fortes chutes générales de pression dans le système, car plus les pressions sont élevées, plus la consommation d'énergie électrique est importante et plus les problèmes d'équilibrage d'un réseau deviennent compliqués.

### Organes d'équilibrage

Les organes d'équilibrage ont pour mission de ne faire parvenir à chaque consommateur que le débit qui lui revient. On y parvient en ajustant une résistance artificielle sur le consommateur de manière à annihiler la pression excédentaire, et cela en contribuant au besoin à renforcer l'autorité du consommateur pour stabiliser le réseau. Lors du choix des composants, on s'assurera qu'ils conviennent pour remplir la tâche qui leur est assignée. L'exemple suivant permettra de mieux comprendre les choses.

**Chauffage statique avec différentes puissances de consommateurs**
**Consommateur 1**

Données:	Puissance du consommateur	600 W (local d'environ 20 m <sup>2</sup> )
	Température différentielle	20° C
	Débit	26 l/h
	Pression différentielle	A/R 10 kPa
	Pression différentielle vanne	5 kPa

L'organe d'équilibrage doit ainsi annihiler approximativement 5 kPa.

**Consommateur 2**

Données:	Puissance du consommateur	150 W (local d'environ 5 m <sup>2</sup> )
	Température différentielle	20° C
	Débit	6,5 l/h
	Pression différentielle aller/retour	10 kPa
	Pression différentielle vanne	2 kPa

L'organe d'équilibrage doit ainsi annihiler approximativement 8 kPa.

En utilisant un organe d'équilibrage avec phénomène hydraulique selon figure 8.13, le raccord de retour choisi pour le consommateur 1 est bon, mais ne convient pas pour le consommateur 2. Pour ce dernier, il s'établira en effet un état quelconque entre un débit nul et la valeur sur la courbe de 70° C. Cela signifie qu'il s'établira un débit compris entre 0 l/h et environ 11 l/h. Dans le deuxième cas, on n'aurait donc qu'une température différentielle d'environ 12 K. Lorsqu'un réseau comporte beaucoup de pareils petits consommateurs, il faut s'attendre à des problèmes d'écoulement ou à une température différentielle trop faible.

Avec des réseaux à débit variable, le planificateur est donc confronté au défi de clarifier le comportement des composants dans chaque cas spécifique. Avec des installations de chauffage modernes ordinairement équipées de radiateurs à faible puissance, on touche aux limites du possible si l'on continue de travailler avec les hautes pressions de refoulement souvent nécessaires auparavant. Aussi bien avec les raccords de retour qu'avec les vannes thermostatiques, les sections sont tellement petites que même les tolérances de fabrication ou de petites particules de saleté jouent un rôle déterminant quant à l'écoulement ou non du fluide! La seule voie judicieuse en matière d'installations fonctionnant efficacement passe par des conduites à faibles pertes de charge et donc des pressions de refoulement globalement trop basses. Cette démarche semble aller de soi, car

chasser à haute pression dans les conduites le peu d'eau encore nécessaire aujourd'hui et la répartir de plus correctement semble véritablement relever de l'impossible.

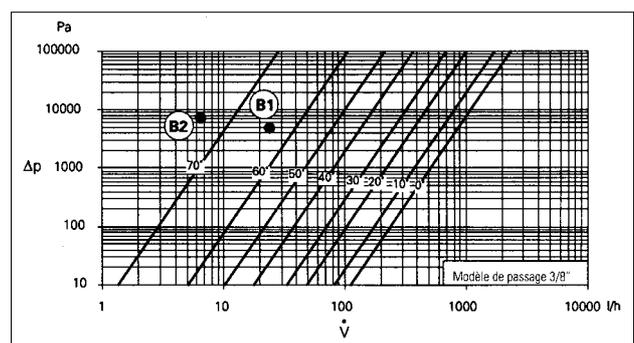


Figure 8.13: Deux points de travail dans un diagramme de perte de charge pour des raccords de retour [H2].

8.2.2 Influences gravitationnelles

Pour des réseaux calculés avec de très faibles chutes spécifiques de pression le long des conduites, la force de gravité peut assurer une bonne partie du transport du fluide. Pour rappel, on relèvera que les anciennes installations étaient de pures installations à force de gravité (thermosiphon).

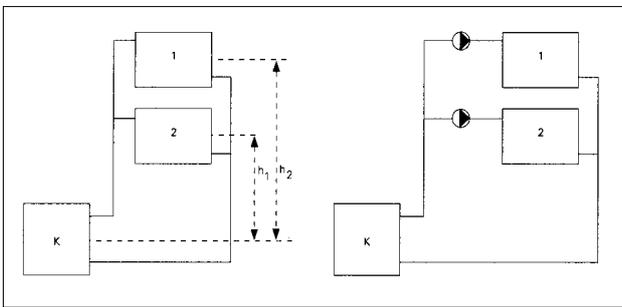


Figure 8.14: Couplage équivalent illustrant plus clairement les influences de la force de gravité dans des installations [15].

Les courbes caractéristiques des pompes de remplacement sont une fonction du produit  $h \cdot (\rho_{\text{retour}} \text{ moins } \rho_{\text{aller}})$ . Pour un certain état d'exploitation, c'est-à-dire pour une certaine température d'aller et de retour, on a des hauteurs de refoulement qui sont indépendantes du débit et ne dépendent que des hauteurs  $h_1$  et  $h_2$  (sources de pression).

$$\Delta p = h \cdot g \cdot (\rho_r - \rho_v)$$

$\Delta p$	pression différentielle	[Pa]
$h$	hauteur de la colonne d'eau	[m]
$g$	9,81	[m/s <sup>2</sup> ]
$\rho_r$	masse volumique apparente dans le retour	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_v$	masse volumique apparente dans l'aller	[kg/m <sup>3</sup> ]

Exemple : avec un bâtiment de 15 m de hauteur et un système de 60°/40° C, nous obtenons le long de la colonne montante verticale du consommateur supérieur une poussée d'environ 15m x 88 Pa/m = 1320 Pa, ce qui correspond assez exactement à la chute de pression dans la colonne montante pour le cas nominal. Comme nous avons une chute de pression sur le consommateur de 10 000 Pa par exemple, cette pression supplémentaire n'a pas de grosse influence négative sur notre installation. Lors du dimensionnement de la pompe, on sera

conscient de cette contribution gratuite pour autant que la distribution de chaleur s'effectue de bas en haut, sans quoi cette pression différentielle doit être surmontée par le circulateur.

8.2.3 Comportement au démarrage de réseaux hydrauliques équilibrés

Pour un dimensionnement conventionnel (pressions de refoulement élevées) de réseaux hydrauliques caractérisés par de très petits débits et donc une petite pompe, des problèmes peuvent surgir au démarrage. Dans certaines branches de l'installation, l'eau n'est par exemple pas même « mise en mouvement ». Avec des puissances d'émission assez courantes aujourd'hui de 150 à 200 W par radiateur comme dans l'exemple ci-dessus, cette « stagnation » peut être imputable au fait que le siège d'une vanne thermostatique ou la section encore ouverte d'un raccord de retour sont tellement petits que la tension superficielle ou des particules de saleté dans l'eau suffisent amplement pour isoler ce consommateur du réseau. En l'occurrence, il suffit souvent d'ouvrir brièvement le raccord de retour pour rétablir la circulation de l'eau tout en conservant le réglage original du raccord de retour. Cette situation n'est toutefois pas très rassurante, car elle peut se reproduire lors d'un prochain arrêt (par exemple abaissement nocturne et déclenchement de la pompe). Le problème se complique lorsque les pertes de charge sont faibles. Dans ce cas, les orifices de passage des vannes et des organes d'équilibrage restent largement ouverts pour un même débit. Pour remédier à ce problème, il est possible de prévoir un couplage de démarrage avec lequel la pompe fonctionne à la vitesse directement supérieure pendant la première demi-heure, puis revient ensuite à la vitesse inférieure correcte. Le véritable problème réside toutefois dans le fait que les composants d'une installation moderne – à savoir par exemple les raccords de retour ou les vannes thermostatiques – ne sont pas conçus pour de faibles débits assortis de pressions de refoulement élevées. Pour une puissance de 150 W et un  $\Delta T$  de 20 K, il faut un débit de 6,5 l/h, ce qui n'est véritablement qu'un filet d'eau. Avec de très petits consommateurs, il n'est pratiquement plus possible de régler les vannes thermostatiques et les raccords de retour (voir paragraphe « organes d'équilibrage »), ce qui se traduit par de fréquents dysfonctionnements. On évitera par conséquent d'utiliser de petits radiateurs ou on les regroupera pour former des unités plus grandes.

### 8.2.4 Pertes par refroidissement des conduites

On examinera de cas en cas s'il convient de tenir compte des pertes par refroidissement. On en tiendra compte si les différences entre les températures d'entrée des corps de chauffe les plus proches et les plus éloignés du distributeur sont importantes et occasionnent ainsi des problèmes d'émission de chaleur et d'équilibrage hydraulique. Ces problèmes de pertes par refroidissement ont déjà été évoqués dans les exemples des chapitres 3, 4 et 5. Pour la petite installation du chapitre 3, les pertes par refroidissement peuvent sans autre être négligées, car elles sont incapables de provoquer de sérieux problèmes, par exemple durant la phase de montée en température.

### 8.2.5 Méthode de calcul pour assainissement

Avec cette méthode, on part de l'hypothèse que les résistances dans les conduites et les pertes de charge singulières sont négligeables. Cela est fréquemment le cas dans le cadre d'opérations d'assainissement. Avec la réduction des besoins calorifiques (nouvelles fenêtres, isolation thermique) et dans le contexte d'un équilibrage hydraulique, les débits diminuent en outre considérablement dans les conduites existantes. La chute de pression totale s'opère alors uniquement au niveau

- du consommateur (vanne thermostatique et raccord de retour),
- de la vanne de réglage,
- du circuit du générateur de chaleur (chaudière, éventuellement calorimétrie, etc.).

On vérifiera toutefois que les conduites ne présentent effectivement pas de chute de pression spécifique supérieure à 40 – 50 Pa/m.

#### Exemple de calcul

Nous prendrons pour exemple l'«installation sans distributeur» du chapitre 3 avec vannes thermostatiques et raccords de retour pré réglables.

#### Démarche:

- Détermination des débits des tronçons partiels (à l'aide de la recommandation SIA 384/2 «Puissance thermique à installer dans les bâtiments» et répartition sur les corps de chauffe correspondants).
- Contrôle des chutes de pression le long des conduites pour les diamètres nominaux existants. Ces chutes de pression doivent être inférieures à 40 – 50 Pa/m (utiliser par exemple les tableaux ASCV).

- Contrôle du couplage hydraulique: couplage à mélange en ordre.

- $\Delta p_{VD}$  = pertes de charge de la chaudière = 1500 Pa.
- Pression différentielle sur la vanne de réglage:  $\Delta p_{V100} \geq \Delta p_D$ , c'est-à-dire  $\Delta p_{V100} \geq 1500$  Pa
- Détermination du débit:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c_{pw} \cdot \Delta T} \cdot 3,6 \cdot 10^3 = 0,26 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Détermination du coefficient  $K_v$  de la vanne de réglage:

$$K_v = \frac{\dot{V}}{\Delta p^{0,5}} = \frac{0,26}{(1500 \cdot 10^5)^{0,5}} = 2,1 \text{ m}^3/\text{h}$$

Choix du coefficient  $K_v$  directement inférieur dans les fiches techniques = 1,6 m<sup>3</sup>/h

- Chute de pression exacte de la vanne à trois voies:

$$\Delta p_{V100} = \left(\frac{0,26}{1,6}\right)^2 \cdot 10^5 = 2640 \text{ Pa}$$

- Autorité du consommateur > 0,5:  
 $\Delta p_{vb} \geq (\Delta p_{V100} + \Delta p_{VD}) = 2640 + 1500 = 4140$  Pa.
- Chute de pression sur le consommateur  $\Delta p_{vb} \sim 5000 - 6000$  Pa. On veillera aux conditions d'utilisation des vannes thermostatiques (2000 – 8000 Pa) et du raccord de retour avec diaphragme de mesure intégré (2000 – 10 000 Pa) (fig. 8.15). Le choix de 6000 Pa laisse une certaine marge vers le haut et vers le bas.
- Choix du coefficient  $K_v$  de la vanne thermostatique (aussi petit que possible pour qu'une part aussi grande que possible des 6000 Pa incombe à la vanne thermostatique!) Même démarche que pour la vanne de réglage à la différence qu'il faut choisir ici le coefficient  $K_v$  directement supérieur.
- Perte de charge sur la vanne thermostatique.
- Perte de charge résiduelle sur le raccord de retour.
- Préréglage du raccord de retour (sur la base des fiches techniques – il peut éventuellement exister des formules de calcul).
- Vérification de ce que les deux éléments (vanne thermostatique et raccord de retour) sont utilisés dans une plage qui leur convient. Comme dans l'exemple, on majorera éventuellement la pression sur le raccord de retour au détriment de la vanne thermostatique en optant pour un coefficient  $K_v$  supérieur de la vanne.
- Détermination de la chute de pression totale à compenser par la pompe.

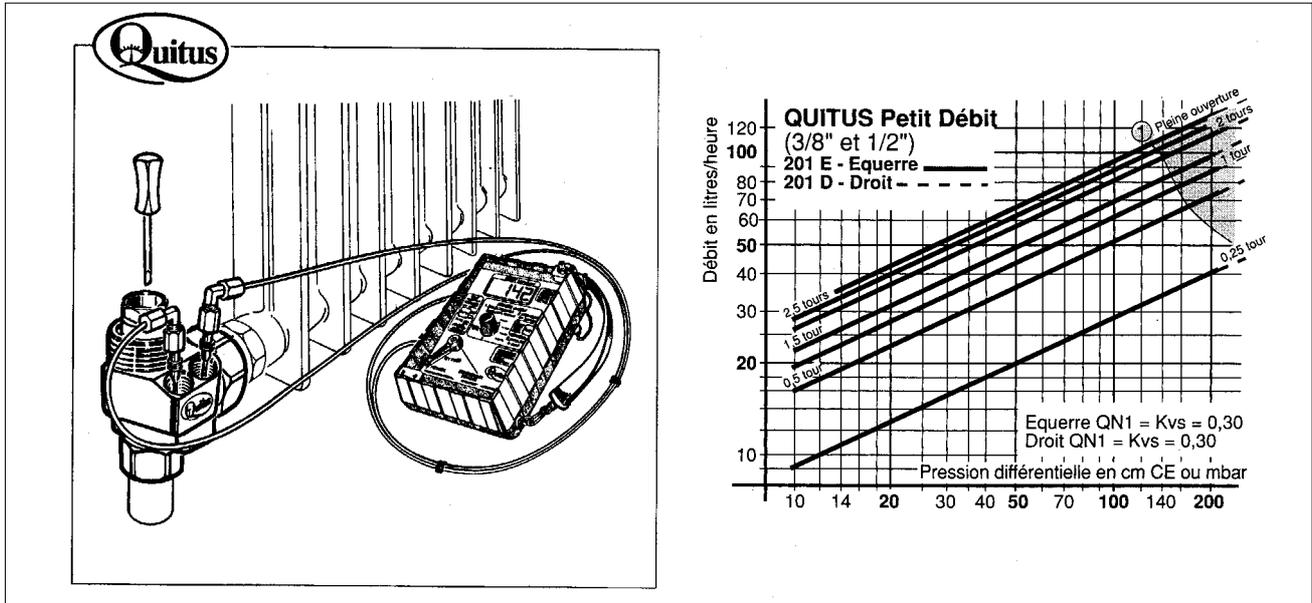


Figure 8.15: Raccord de retour réglable avec diaphragme de mesure incorporé [2], [H12].

Tronçon	Puissance calorifique	Débit	Conduites		Consommateur	Vanne thermostatique				Raccord de retour avec orifice de mesure			
			N°	W		l/h	DN mm	$\Delta p$ Pa/m	$\Delta p$ Pa	Coefficient Kv prétable m <sup>3</sup> /h	Coefficient Kv sélec. m <sup>3</sup> /h	Préréglage	$\Delta p$ Pa
<b>Colonne montante 1</b>													
100	650	28	10		6000	0.11	0.16	3.0	3180	2820	0.17	0.66	
101	400	17	10		6000	0.07	0.10	2.0	3083	2917	0.10	0.25	
102	1000	43	10		6000	0.18	0.33	6.0	1769	4231	0.21	1.15	
10		28	10	<10									
11		45	10	<22									
12		88	15	<22									
<b>Colonne montante 2</b>													
103	700	30	10		6000	0.12	0.16	3.0	3688	2312	0.20	1.01	
104	550	24	10		6000	0.10	0.16	3.0	2277	3723	0.12	0.33	
105	450	19	10		6000	0.08	0.10	2.0	3902	2098	0.13	0.40	
15		30	10	<12									
16		54	10	<30									
17		73	15	<16									
<b>Colonne montante 3</b>													
106	200	9	10		6000	0.04	0.05	1.0	3083	2917	0.05	0.22	
107	100	4	10		6000	0.02	0.05	1.0	771	5229	0.02	-0	
108	220	9	10		6000	0.04	0.05	1.0	3730	2270	0.06	0.20	
109	450	19	10		6000	0.08	0.10	2.0	3902	2098	0.13	0.40	
110	450	19	10		6000	0.08	0.10	2.0	3902	2098	0.13	0.60	
18		9	15	<4									
19		22	15	<8									
20		61	15	<40									
<b>Cave</b>													
13		162	20	<15									
14		223	20	<26									
<b>Vanne de réglage</b>													
9		223	15		2012		1.60		2012				
<b>Chaudière</b>													
8	5170	223	20		1500								
<b>Total</b>	<b>5170</b>	<b>223</b>			<b>9512</b>								

Figure 8.16: Exemple d'un calcul de perte de charge pour une installation avec conduites de section généreuse et tronçons partiels pas trop longs.

Le tableau de calcul (figure 8.16) a sciemment été établi différemment des tableaux ASCV, car ceux-ci ne comportent pas de colonne pour les divers réglages, respectivement les valeurs d'étranglement et les chutes de pression des consommateurs. Avec des installations à débit variable, il convient d'accorder une très grande attention à ces deux points.

En comparant le calcul classique détaillé du réseau avec cette méthode simplifiée, on constate ce qui suit :

- Nous obtenons les mêmes diamètres nominaux.
- Nous obtenons une perte de charge totale légèrement plus basse assortie d'un débit réduit.
- Les autorités des vannes et des consommateurs sont prises en compte et respectées.
- On utilise le même circulateur (cette pompe est l'une des plus petites actuellement disponible sur le marché).
- En utilisant des raccords de retour pré réglables avec diaphragme intégré pour mesurer les débits sur le radiateur, les imprécisions du système sont compensées.

Pour une opération d'assainissement, il est ainsi possible de rester dans une tranche de coût raisonnable tout en obtenant de bons résultats.

### 8.2.6 Conclusions

Avec des installations modernes à débit variable,

- une autorité du consommateur  $> 0,5$ ,
- un calcul du réseau,
- le respect de l'autorité des vannes,
- un équilibrage soigné (si possible métrologique),

sont des conditions préalables fondamentales pour minimiser les pressions de refoulement et les débits tout en garantissant un fonctionnement irréprochable de l'installation.

Un réseau hydraulique devrait travailler d'une manière similaire à celle d'un réseau de distribution électrique. Avec des réseaux électriques, nous pré-supposons aussi implicitement que chaque prise de courant présente à peu près la même tension (pression) à pleine charge qu'à charge partielle.

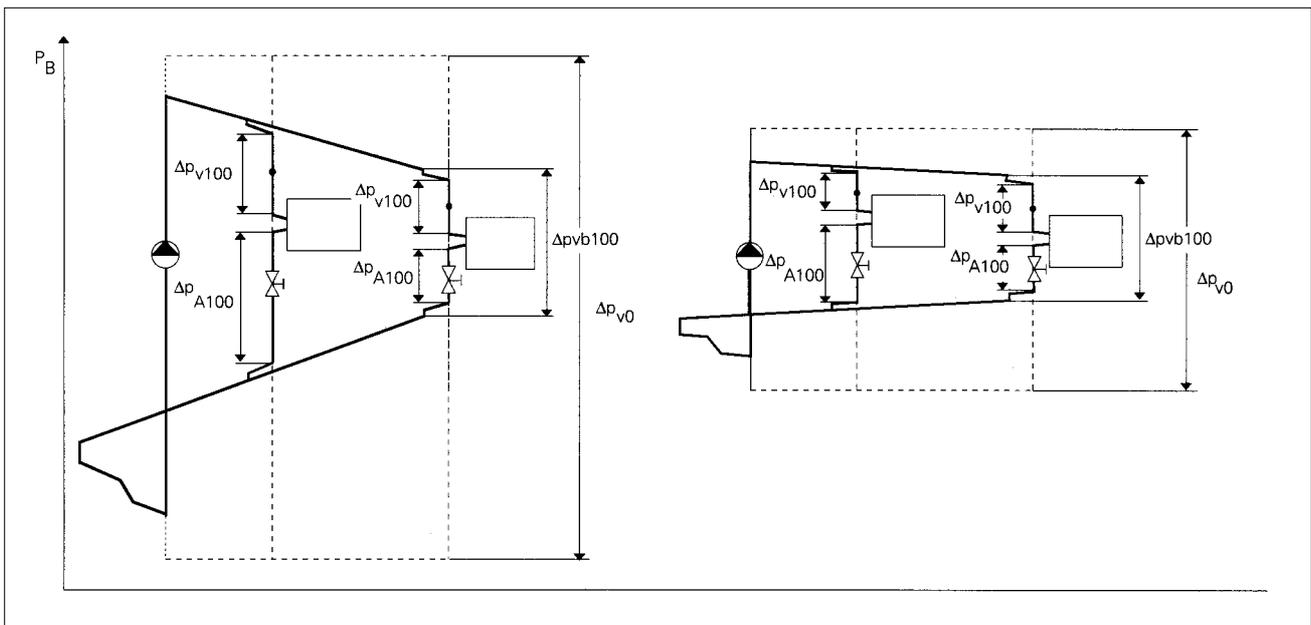


Figure 8.17: Courbe de chute de pression dans un réseau de conduites de chauffage a) avec grandes (mauvaise solution) et b) avec petites (bonne solution) résistances dans les conduites. Les principales chutes de pression s'opèrent sur le consommateur ( $\Delta p_{vb}$ ), c'est-à-dire sur la vanne ( $\Delta p_v$ ) et sur l'organe d'équilibrage ( $\Delta p_A$ ).

### 8.3 Equilibrage hydraulique

Pour garantir un équilibrage hydraulique irréprochable, le planificateur doit

- formuler l'équilibrage dans un schéma d'exécution moyennant un calcul et des indications à ce sujet;
- établir un concept de mesure.

Les points de mesure et organes d'équilibrage nécessaires doivent garantir que les valeurs calculées à l'avance pourront effectivement être réglées et contrôlées sur l'installation. Dans l'exemple de l'«installation avec distributeur» utilisant des raccords de retour réglables, les débits des colonnes montantes ainsi que la pression différentielle au passage des pompes ont été mesurés. En mesurant uniquement la pression au lieu du débit dans les colonnes montantes, on ne saura pas, en cas d'écart, si le réseau ne correspond pas aux paramètres calculés ou si la colonne concernée présente un débit trop faible. La mesure directe du débit sur le consommateur offre en l'occurrence une très bonne possibilité (méthode: «équilibrage par le consommateur» voir [2]).

Nous ne traiterons pas ici en détail de l'équilibrage hydraulique d'installations de chauffage. Nous renvoyons à ce sujet à [2]. Nous nous contenterons de mentionner brièvement les principaux problèmes posés par une installation sans équilibrage hydraulique.

- Défaut 1: l'émission de chaleur dans les différents locaux est irrégulière. En cas de variations de la charge, certains consommateurs peuvent être désavantagés (après l'abaissement nocturne de la température par exemple, les différents radiateurs sont très inégalement limités dans leur puissance; la zone A arrive à peine à 19° C, alors que la zone B a depuis longtemps déjà atteint 23° C avec les fenêtres ouvertes). Les circulateurs doivent faire circuler de beaucoup trop grandes quantités d'eau dans le réseau pour alimenter également les plus mauvais consommateurs; il n'est pas rare de trouver des consommateurs alimentés de six à dix fois plus que nécessaire.
- Défaut 2: dans des installations qui travaillent avec des débits variables (par exemple vannes thermostatiques), des problèmes acoustiques peuvent surgir. La pression maximale admis-

sible au passage d'un consommateur avec vanne thermostatique n'est pas exactement chiffrable. En fonction du type de la vanne et du type de corps de chauffe, cette valeur varie de 10 – 20 kPa. La pratique fait apparaître qu'il ne faudrait en aucun cas dépasser une valeur d'environ 20 kPa.

- Défaut 3: avec des installations obligatoirement soumises à d'importantes températures différentielles, chaque litre d'eau transporté inutilement est un «poison» pour l'installation.
- Défaut 4: les vannes de réglage ne peuvent travailler correctement que dans la mesure où elles sont traversées par un débit approprié, seule façon d'exploiter toute la section de régulation. Autrement, les vannes travaillent uniquement en position ouverte/fermée. Les mesures relatives aux températures différentielles sont par ailleurs fortement perturbées. Il est par exemple difficile de mesurer avec précision une température différentielle de 2° C au lieu de 20° C entre l'aller et le retour. Si la valeur mesurée est en outre multipliée par le débit (par exemple pour une mesure de la chaleur), on ne devrait plus lui attribuer la qualification de «mesurée».

#### Conclusions

Les installations doivent être correctement dimensionnées. Lors de leur mise en service, on veillera à les régler conformément à leur dimensionnement. Outre tous les avantages déjà mentionnés, les circulateurs de telles installations consommeront beaucoup moins d'électricité.

## 8.4 Circulateur

Les circulateurs utilisés dans les installations techniques du bâtiment sont exclusivement des pompes centrifuges dont l'application se limite principalement au transport d'eau et de mélanges eau-glycol dans des circuits fermés.

### 8.4.1 Types

Deux types de pompes se sont imposés dans le secteur des installations techniques du bâtiment, à savoir la pompe à rotor noyé pour les petites et moyennes installations, et la pompe inline, utilisable également comme pompe à socle, qui couvre surtout la plage de puissance supérieure et convient par conséquent pour des installations moyennes à grandes. Le choix du circulateur dépend de différents paramètres. Les brefs descriptifs suivants récapitulent les principales caractéristiques et différences des deux types de pompes.

#### Circulateur à rotor noyé

Le circulateur à rotor noyé (figure 8.18) est un circulateur sans presse-étoupe équipé d'un moteur à gaine. Toutes les parties rotatives sont lubrifiées par le fluide transporté. Le bobinage du moteur est isolé de la chambre humide par la gaine. Le refroidissement du moteur et la lubrification des paliers lisses sont assurés par le fluide transporté. La pompe est une pompe centrifuge qui se compose de deux parties principales, à savoir la volute de pompe et la roue à aubes. Les circulateurs à rotor noyé se caractérisent par leur construction compacte et des moteurs à gaine spécialement mis au point à cet effet, moteurs dont la construction diffère fondamentalement de celle de moteurs standard.

Etant donné la conception de leurs paliers, les pompes à rotor noyé fonctionnent très silencieusement. Correctement utilisées, elles n'exigent en outre aucun entretien.



Figure 8.18 a): Pompe à rotor noyé [H4].



Figure 8.18 b): Pompe jumelée à rotor noyé [H4].



Figure 8.19 a): Pompe inline [H1].

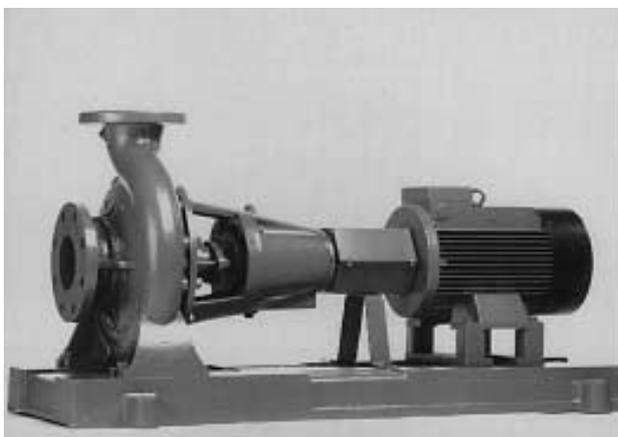


Figure 8.19 b): Pompe à socle [H1].

#### Circulateur inline

Avec les circulateurs inline (figure 8.19), le moteur reste «sec»; il est isolé de la pompe (fluide transporté) par une garniture étanche à anneau glissant. Contrairement aux pompes à rotor noyé, les paliers sont des paliers à roulement et le refroidissement du moteur est assuré par un ventilateur. Le mode de liaison entre le moteur et la pompe différencie la pompe inline (moteur flasqué directement sur la pompe) de la pompe à socle (moteur fixé sur la pompe par un dispositif d'accouplement). Comparativement à la pompe inline, la pompe à socle n'a qu'une importance secondaire dans le secteur des installations techniques du bâtiment, car son coût d'installation est relativement élevé.

Etant donné les paliers à roulement et le ventilateur externe, le niveau sonore des circulateurs inline est sensiblement supérieur à celui des circulateurs à rotor noyé. Les circulateurs inline n'exigent également pas de maintenance régulière. Il n'est toutefois pas interdit de procéder à des contrôles occasionnels, ce qui permettra de détecter suffisamment tôt d'éventuels dommages et une défaillance de la pompe.

#### 8.4.2 Courbe caractéristique du circulateur

Le comportement d'un circulateur quant à sa puissance est spécifié dans des diagrammes avec courbes caractéristiques qui illustrent l'interdépendance de la pression de refoulement (Pa) et du débit ( $\text{m}^3/\text{h}$ ). Les courbes caractéristiques de circulateurs déclinent toujours vers la droite, ce qui signifie que la pression de refoulement diminue lorsque le débit augmente. Les courbes caractéristiques sont déterminées par les fabricants sur la base de séries de mesure effectuées au banc d'essai. Au banc d'essai, les conditions d'écoulement (longueur et diamètre des tubulures d'aspiration et de refoulement) sont optimales. Avec de véritables installations, les conditions d'écoulement sont rarement les mêmes. Dans des conditions réelles, la courbe caractéristique effective de la pompe s'écarte donc souvent de la courbe caractéristique mesurée [7]. Dans les catalogues, les diagrammes indiquent en outre les écarts des courbes caractéristiques de la pompe par rapport aux courbes caractéristiques mesurées. Ces écarts diffèrent en fonction des fabricants et ne sont pas quantifiables. On souhaiterait en l'occurrence une

plus grande transparence de la part des fabricants en ce qui concerne les écarts entre les données des catalogues et les valeurs effectivement mesurées.

Sur la base de mesures effectives, la revue allemande «TEST» [8] qualifie l'écart des courbes caractéristiques de différentes pompes de «modeste à très faible». A l'avenir, des méthodes d'essai plus modernes (par exemple Technicum d'Yverdon, «TEST 1991») pourraient fournir de meilleurs résultats quant à la qualité des données des catalogues. Dans tous les cas, le planificateur sera conscient de cette problématique en procédant au choix du circulateur.

Point d'exploitation sur la courbe caractéristique

Le point d'intersection entre la courbe caractéristique du réseau et la courbe caractéristique de la pompe correspond toujours au point d'exploitation de l'installation. Le point d'exploitation sera si possible identique au point du meilleur rendement. Celui-ci se situe toujours dans le tiers moyen de la courbe caractéristique de la pompe.

La figure 8.20 fait en outre ressortir que la puissance augmente lorsque le débit augmente.

Le circulateur convient pour tous les points d'exploitation situés sur la courbe caractéristique de la pompe. Si le point d'exploitation se déplace à côté de la courbe caractéristique (zones marginales), des états d'exploitation problématiques peuvent se présenter.

Trois plages d'exploitation peuvent donc se définir sur la courbe caractéristique de la pompe (figures 8.21 et 8.22).

Courbe caractéristique du circulateur et du réseau

La plupart des fabricants indiquent les plages limites dans leurs diagrammes (par exemple courbe caractéristique de la pompe en traitillé). Il est absolument indispensable de prendre ces limites en considération lors du choix de la pompe.

Avec des installations à débit variable tout spécialement, on tiendra compte du déplacement du point d'exploitation sur la courbe caractéristique de la pompe dans la plage de charge partielle.

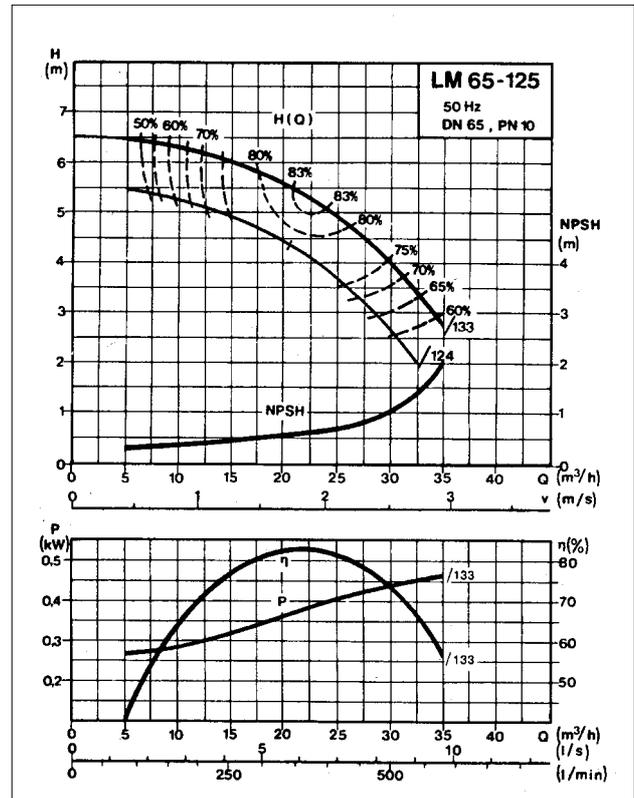


Figure 8.20: Courbe caractéristique de la puissance hydraulique et du rendement d'une pompe inline [H4].

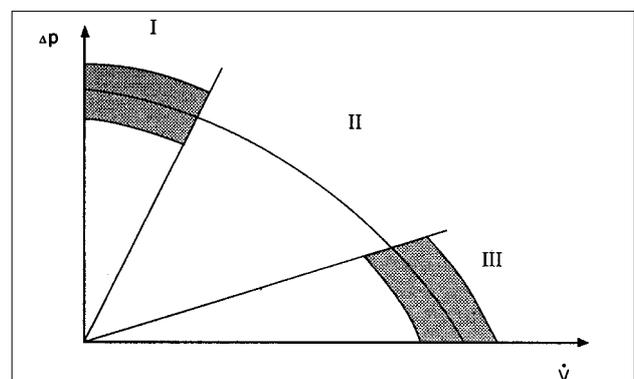


Figure 8.21: Plages de fonctionnement d'un circulateur.

<b>Plage I</b>	<b>Etat de fonctionnement avec vannes fermées</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Un déplacement axial majoré entraîne une usure des paliers.</li> <li>- Sollicitation élevée des joints d'étanchéité.</li> <li>- Température élevée du fluide, resp. surchauffe de la pompe.</li> <li>- Cette plage est plus critique pour des pompes inline que pour des pompes à rotor noyé.</li> </ul>
<b>Plage II</b>	<b>Etat de fonctionnement optimal</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Plage de fonctionnement caractérisée par un bon rendement.</li> <li>- Avec un débit variable, dimensionner le point de fonctionnement pour le débit nominal si possible dans la partie droite de cette plage.</li> </ul>
<b>Plage III</b>	<b>Etat de fonctionnement avec réseau surdimensionné</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Fonctionnement instable de la pompe.</li> <li>- Phénomènes de cavitation dans les paliers(respecter les valeurs NPSH).</li> <li>- Températures majorées pour le bobinage du moteur de pompes à rotor noyé.</li> </ul>

Figure 8.22: Plages de fonctionnement des circulateurs.

Courbe caractéristique de la pompe et courbe caractéristique du réseau

La détermination du point d'exploitation se fonde sur le calcul du réseau (pression de refoulement et débit) et donc la détermination de la courbe caractéristique du réseau. Comme nous l'avons signalé dans le chapitre 8.2 «Calcul du réseau», l'expérience montre que la pression de refoulement nécessaire pour le réseau réalisé est souvent inférieure (courbe caractéristique du réseau légèrement plus plate) à celle calculée. Cela est surtout imputable aux suppléments de sécurité pris en compte dans le calcul et aux écarts réels entre l'installation réalisée et l'installation projetée.

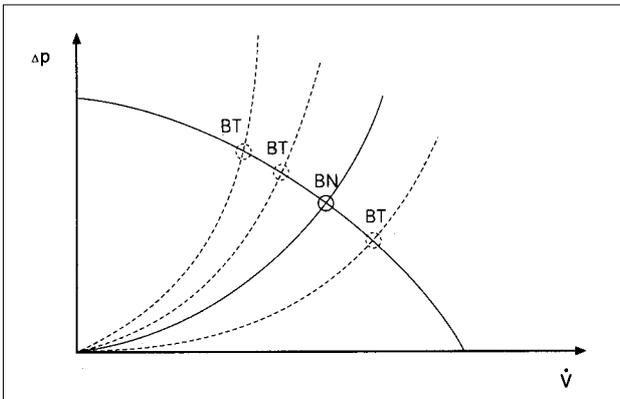


Figure 8.23: Point de fonctionnement (point d'intersection de la courbe caractéristique de l'installation et de la courbe caractéristique de la pompe) du circulateur.

Dans tous les cas, on adaptera la courbe caractéristique de l'installation et ses variations en cours d'exploitation ainsi que la courbe caractéristique de la pompe l'une à l'autre, ce qui signifie que les différents états d'exploitation pouvant se présenter doivent être connus au moment de l'étude de l'installation. En l'occurrence, c'est la seule manière de procéder au choix optimal du circulateur.

- Circulateurs avec courbe caractéristique plate

Des circulateurs à courbe caractéristique plate sont des pompes à faible vitesse de rotation, soit  $n < 1500$  tours/min<sup>-1</sup>. Ces pompes conviennent surtout pour des installations à débit variable, car la réduction du débit (par exemple fermeture des vannes thermostatiques, vannes de réglage, etc.) n'entraîne qu'une faible augmentation de la pression de refoulement du circulateur.

Avec des vannes thermostatiques avant tout, des circulateurs à courbe caractéristique plate permettent d'éviter des problèmes acoustiques en maintenant la pression de refoulement avec écoulement nul au-dessous de 20 kPa environ. Il convient en l'occurrence de souligner expressément que le comportement de l'installation est influencé en premier lieu par le dimensionnement du réseau (conduites caractérisées par de faibles pertes de charge!) et en deuxième lieu seulement par la courbe caractéristique de la pompe (figure 8.24).

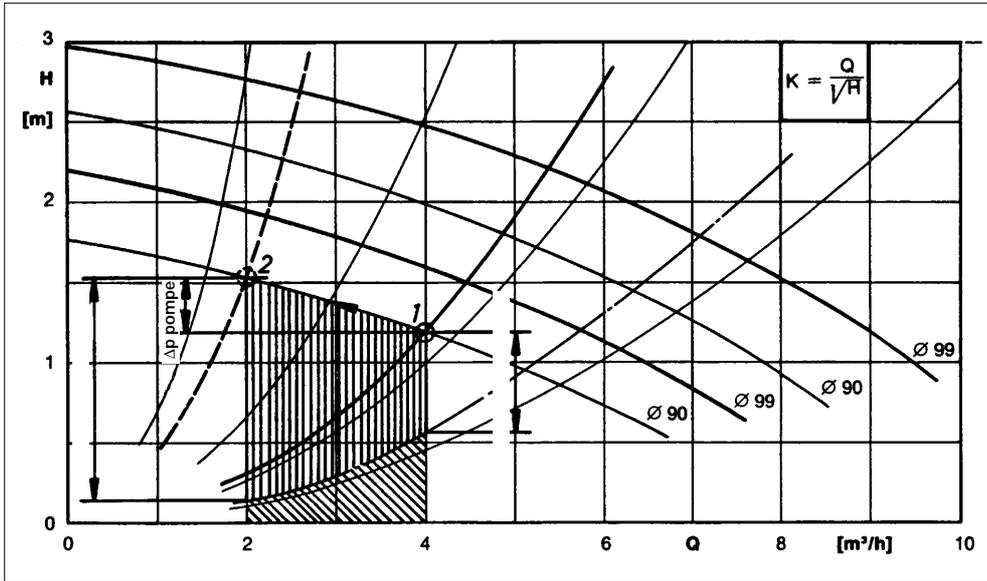


Figure 8.24 : Influence de la courbe caractéristique de la pompe et de la courbe caractéristique de l'installation sur la pression appliquée au consommateur en cas de modification du point de fonctionnement (réduction du débit de moitié) [H9].

Etant donné la courbe caractéristique plate, le comportement en matière de régulation reste similaire sur toute sa plage. Il convient d'être particulièrement attentif si l'on combine un circulateur à courbe caractéristique plate et une vanne d'étranglement.

En réduisant fortement le débit de la pompe par étranglement, la courbe caractéristique initialement plate s'incline fortement, ce qui se traduit par de grandes variations de la pression même avec de faibles modifications du débit. Si l'on constate, après la pose d'un circulateur, que le débit est trop important, on le réduira moyennant les opérations suivantes :

- Commutation sur une vitesse de rotation plus faible.
- Remplacement de la roue à aubes.
- Remplacement du circulateur.
  
- Circulateurs avec courbe caractéristique en pente

Des circulateurs à courbe caractéristique en pente sont des pompes à grande vitesse de rotation, soit  $n > 1500 \text{ tours/min}^{-1}$ .

Ces pompes conviennent pour des installations à débit constant. Relativement au débit, des écarts dans le calcul du réseau se répercutent moins fortement que sur des circulateurs à courbe caractéristique plate. Les circulateurs à courbe caractéris-

tique en pente conviennent également pour des installations à débit variable pour autant que ce dernier puisse être réglé moyennant une commande de la vitesse de rotation asservie à la pression (figure 8.25).

Des circulateurs à grande vitesse de rotation sont généralement plus économiques, mais aussi plus bruyants que des circulateurs à faible vitesse de rotation. Sur le plan du fonctionnement de l'installation, la différence de prix ne devrait cependant pas jouer un rôle déterminant quant au choix du circulateur.

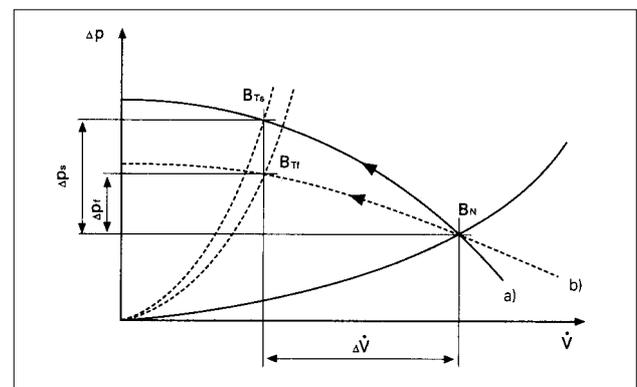


Figure 8.25 : Variations de la pression différentielle avec une courbe caractéristique de la pompe : a) en pente, b) plate.

### 8.4.3 Puissance et rendement

Puissance électrique nécessaire pour le circulateur

La puissance du circulateur dépend fortement de la vitesse de rotation. Il existe en l'occurrence les interdépendances suivantes:

- Le débit  $\dot{V}$  varie proportionnellement à la vitesse de rotation  $n$ :

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)$$

- La pression de refoulement  $p$  varie proportionnellement au carré de la vitesse de rotation  $n$ :

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

- La puissance nécessaire  $P$  varie proportionnellement au cube de la vitesse de rotation  $n$ :

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

En partant de ces interdépendances, on constate que la puissance sera approximativement huit fois plus grande en doublant simplement le débit ! En modifiant la vitesse de rotation de la pompe centrifuge, les courbes caractéristiques de celle-ci se déplacent à peu près parallèlement (figure 8.26).

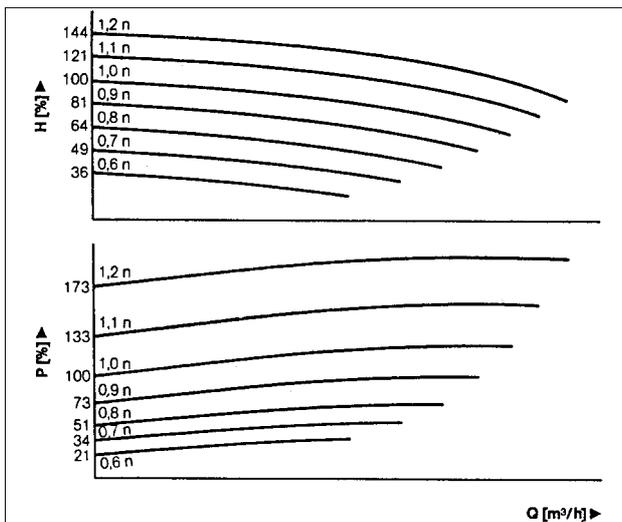


Figure 8.26: Courbes caractéristiques du circulateur pour différentes vitesses de rotation [H1].

Puissance hydraulique du circulateur

La puissance hydraulique  $P_h$  du circulateur se calcule comme suit :

$$P_h = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{3600} \quad [W]$$

$P_h$  Puissance hydraulique [W]

$\dot{V}$  Débit [m³/h]

$\Delta p$  Perte de charge dans le réseau [Pa]

Rendement du circulateur

Le rendement total du circulateur et du moteur correspond au produit des différents rendements individuels :

$$\eta_{tot} = \eta_{moteur} \cdot \eta_{pompe} \quad [-]$$

$\eta_{tot}$  rendement total [-]

$\eta_{moteur}$  rendement du moteur [-]

$\eta_{pompe}$  rendement de la pompe [-]

Les rendements des petites pompes à rotor noyé ne figurent généralement pas dans les documents publiés par les fabricants. Pour les grosses pompes centrifuges, les rendements sont indiqués sous forme de courbes conchoïdes ou, pour les pompes à rotor noyé ou inline, sous forme de courbe caractéristique de rendement (figure 8.24). Lorsqu'on ne dispose pas de courbes de rendement, les valeurs seront calculées sur la base des données existantes. Le rendement total des pompes se définit en l'occurrence comme suit :

$$\eta_{tot} = \frac{P_h}{P_{él}} \quad [-]$$

$\eta_{tot}$  rendement total [-]

$P_h$  puissance hydraulique [W]

$P_{él}$  puissance électrique absorbée [W]

Tous les circulateurs subissent des pertes imputables aux raisons suivantes :

- Pertes occasionnées par la conception de la pompe.
- Pertes par frottement dans la roue à aubes et la volute de pompe.
- Pertes à travers l'interstice entre la roue à aubes et la volute de pompe.
- Pertes dans la plage de charge partielle.
- Pertes occasionnées par des vices techniques de fabrication

Selon les dires de différents fabricants, le marché réclame aujourd'hui des circulateurs économiques, silencieux et n'exigeant aucun entretien. Certaines améliorations techniques répondant aux exigences susmentionnées s'inscrivent en totale opposition avec une optimisation du rendement. Il est en particulier possible d'améliorer le rendement en optimisant la roue à aubes et la volute de pompe et les pertes à travers l'interstice entre la roue à aubes et la volute de pompe. Selon la grandeur de la pompe, son rendement se situe entre 30 et 80%, les grosses pompes ayant en l'occurrence un rendement plus élevé que les petites pompes. Les petites pompes présentent des pertes relativement plus importantes, notamment en raison des pertes techniques imputables à leur construction et leur fabrication.

#### Rendement du moteur

En ce qui concerne les moteurs, on distingue les moteurs électriques pour pompes à rotor noyé et les moteurs électriques pour pompes inline.

#### - Pompes à rotor noyé

Avec des pompes à rotor noyé (figure 8.18), on utilise des moteurs à gaine. Il s'agit de moteurs asynchrones spéciaux dans lesquels la gaine sépare mécaniquement le stator du rotor. La gaine et le liquide entre le stator et le rotor diminuent encore le rendement de ce type de pompes. Pour de petites plages de puissance, on peut utiliser des moteurs asynchrones triphasés (3 ~ 380 V) ou des moteurs à condensateur monophasés (1 ~ 220 V).

#### - Pompes inline

Les pompes inline s'utilisent surtout à partir de puissances installées > 200 W; elles sont équipées de moteurs standard triphasés conventionnels. Ces moteurs ont des rendements nettement supérieurs à ceux des moteurs à gaine des pompes à rotor noyé, ce qui se répercute naturellement sur le rendement total de la pompe et du moteur (figure 8.28). Pour de grandes puissances (pompes à socle), le choix du moteur est libre, ce qui permet d'optimiser le rendement moyennant un choix correspondant de celui-ci.

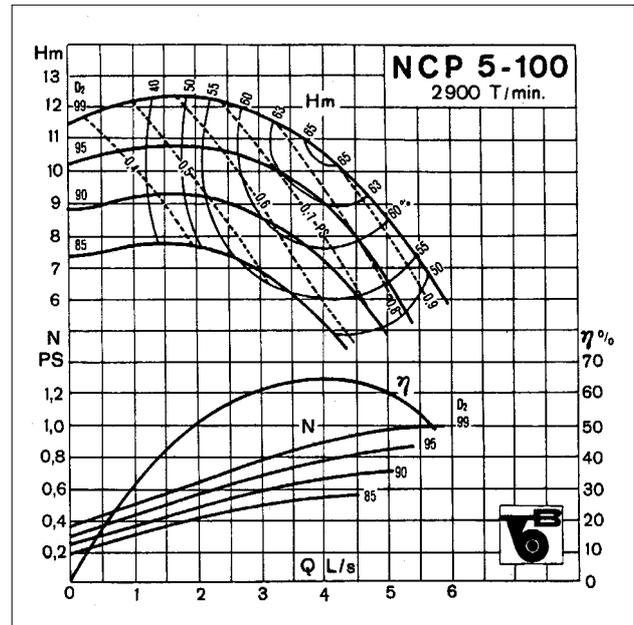


Figure 8.27: Courbes caractéristiques de rendement (courbes conchoïdes) de pompes centrifuges [H4].

Figure 8.28 :  
Rendements totaux  
de circulateurs en  
fonction de la puissance  
hydraulique  
( $P_h$  = produit de la  
hauteur de refoulement  
par le débit) pour  
différentes pompes  
■ à rotor noyé  
et  
X inline.

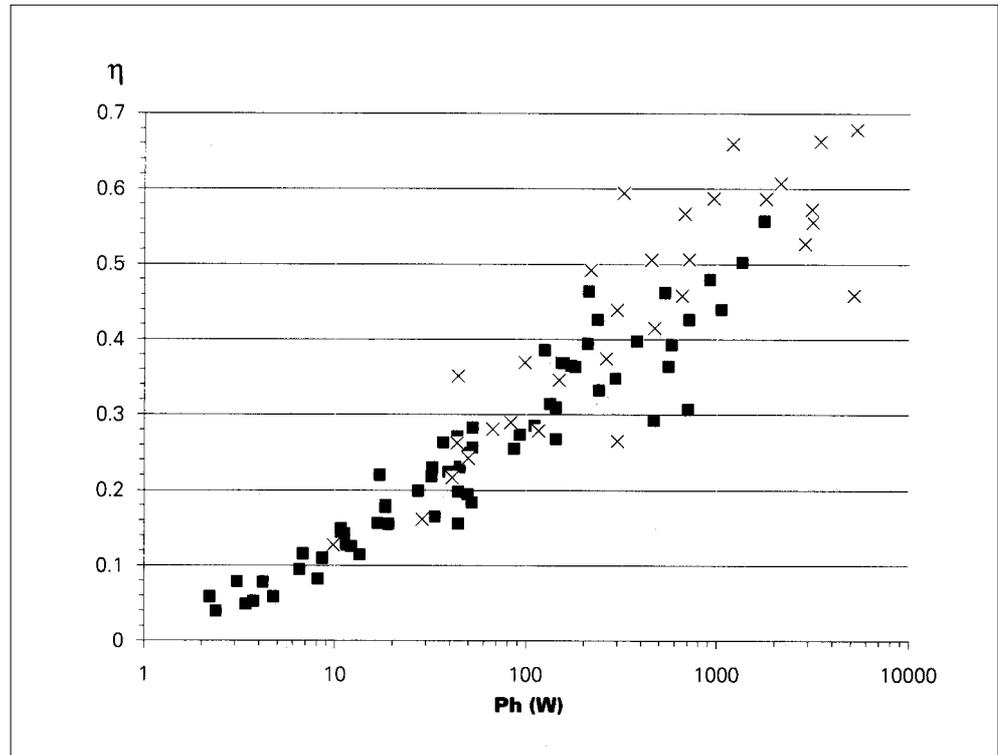
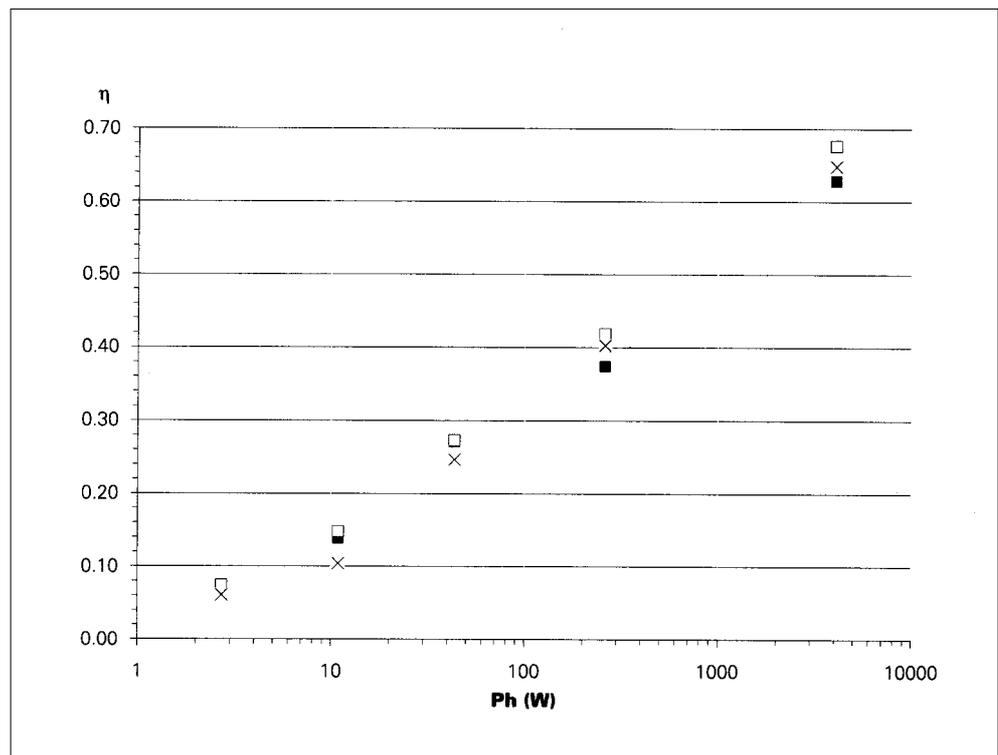


Figure 8.29 :  
Comparaison des  
rendements de  
circulateurs de  
trois fabricants :  
□ fabricant A,  
X fabricant B,  
■ fabricant C.



La figure 8.28 présente les rendements totaux (pompe et moteur) de pompes à rotor noyé et inline en fonction du débit hydraulique (produit du débit et de la pression de refoulement). Les rendements calculés se rapportent chaque fois au point d'exploitation affecté du meilleur rendement pour les circulateurs correspondants.

Les très faibles rendements ( $\eta \approx 3-10\%$ ) des pompes à rotor noyé dans la plage de puissance inférieure sont inquiétants. Dans ce contexte, il serait souhaitable que le progrès fasse encore un pas supplémentaire dans la bonne direction, car il s'agit d'une plage de puissance dans laquelle on utilise de très nombreux circulateurs (petites installations).

La figure 8.29 présente le rendement comparatif de trois produits dans différentes catégories de puissance. Au niveau du rendement, il n'existe que de faibles différences entre les divers produits. Le choix du circulateur doit s'opérer en priorité sur la base de sa fonction et de son exploitation au sein de l'installation. Le critère de l'optimisation énergétique n'intervient qu'en deuxième lieu.

Les 2 exemples de la figure 8.30 montrent qu'il est possible de parvenir à de bons rendements même avec un petit débit. La pompe à courant continu pour installations solaires atteint un rendement respectable de 18,5%. Pour comparaison et dans cette classe de puissance, les pompes «conventionnelles» à rotor noyé à courant alternatif des principaux fabricants et fournisseurs suisses atteignent un rendement d'environ 14%. La différence de 3% semble minime, mais elle correspond à une amélioration relative du rendement d'environ 20%.

Pour obtenir des fabricants qu'ils améliorent véritablement le rendement de leurs pompes, les planifi-

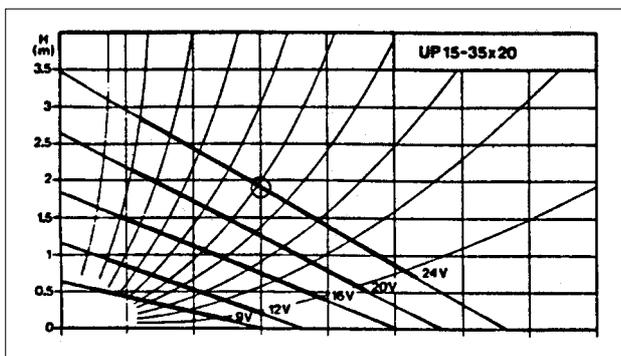


Figure 8.30: Pompe à courant continu.

cateurs et les installateurs doivent les soumettre à une pression constante. Les fabricants ne réviseront en effet leur position que s'il existe véritablement une demande pour des circulateurs énergétiquement améliorés. Comme précédemment, d'autres facteurs déterminent également le développement et la mise au point de circulateurs. Cette situation ressortait également de la dernière ISH de Francfort (1991) où les thèmes principaux étaient le design, les systèmes intégrés de commande et de régulation ainsi que les unités préfabriquées de chauffage central.

#### 8.4.4 Choix du circulateur

Pour choisir le circulateur optimal, le planificateur doit connaître les conditions limites de l'installation ainsi que les différents types de circulateurs. Il analysera en particulier les paramètres suivants :

- Hauteur de refoulement et débit

Après avoir procédé au calcul du réseau, on constate souvent que le point d'exploitation calculé ne tombe pas sur une courbe caractéristique de la pompe. On sait par expérience qu'il faut alors choisir la pompe directement inférieure, car la résistance effective du réseau est généralement inférieure à la résistance calculée (courbe caractéristique plus plate, voir chapitre 8.2 «Calcul du réseau»). Pour des pompes destinées à des chaudières et des installations de chauffage à distance, le débit calculé est toutefois déterminant pour le choix du circulateur. Le choix d'une pompe plus petite n'est donc pas toujours admissible.

- Modification de la courbe caractéristique du réseau pendant l'exploitation (débit variable)

Avec des débits variables, on sera attentif au déplacement du point d'exploitation et on choisira le circulateur de telle sorte que le point caractérisé par le temps de fonctionnement le plus élevé corresponde au point d'exploitation optimal (rendement). On discutera en outre des états d'exploitation extrêmes avec le fabricant afin de garantir une sécurité d'exploitation optimale.

- Courbe caractéristique plate ou en pente de la pompe

L'exploitation de l'installation détermine la pente de la courbe caractéristique de la pompe. Le prix du circulateur ne constitue pas un critère.

– Pompe à rotor noyé ou inline

Différentes conditions limites déterminent le choix du type du circulateur. Pour des considérations énergétiques, on accordera la préférence à des pompes inline.

– Rendement

Avec des circulateurs à plusieurs vitesses ou des circulateurs dotés d'une commande continue de la vitesse de rotation, on tiendra compte du fait que le rendement se dégrade lorsque la vitesse de rotation est faible.

– Comportement de la pompe au démarrage  
Comme nous l'avons vu dans les exemples et moyennant un dimensionnement correspondant, les pompes n'ont qu'une faible puissance, ce qui peut entraîner des problèmes au démarrage. Le planificateur prendra les mesures appropriées pour garantir la sécurité d'exploitation.

– Choix de la bonne protection du moteur

Le choix de la bonne protection du moteur est codéterminant quant à la longévité et à la sécurité d'exploitation du circulateur. Cette protection a pour but de protéger le moteur contre une surcharge ou une alimentation inadmissible. Les mesures à prendre seront discutées avec le fabricant de la pompe.

Instruments de choix du circulateur

– Choix sur catalogue

Le choix sur catalogue est encore et toujours la méthode la plus courante. Cette méthode présente l'avantage de pouvoir trouver toutes les données et indications nécessaires directement dans le catalogue.

– Choix à l'aide d'un programme informatique

Les programmes de choix de pompes ne font que remplacer les catalogues. Le programme ne peut toutefois nullement se substituer aux opérations de dimensionnement du circulateur. Il ne peut également pas se substituer aux connaissances dont le planificateur dispose quant au fonctionnement de l'installation. Le programme procure tout au plus certaines simplifications (consultation des pages du catalogue) en proposant un grand choix de possibilités. La pompe choisie peut être affichée à l'écran avec schémas graphiques, descriptif technique, texte de soumission, etc. Le recours à cette méthode nécessite néanmoins une analyse critique et approfondie des données et indications fournies. Sur le marché suisse, on trouve actuellement des programmes de choix proposés par [H1], [H3] et [H4].

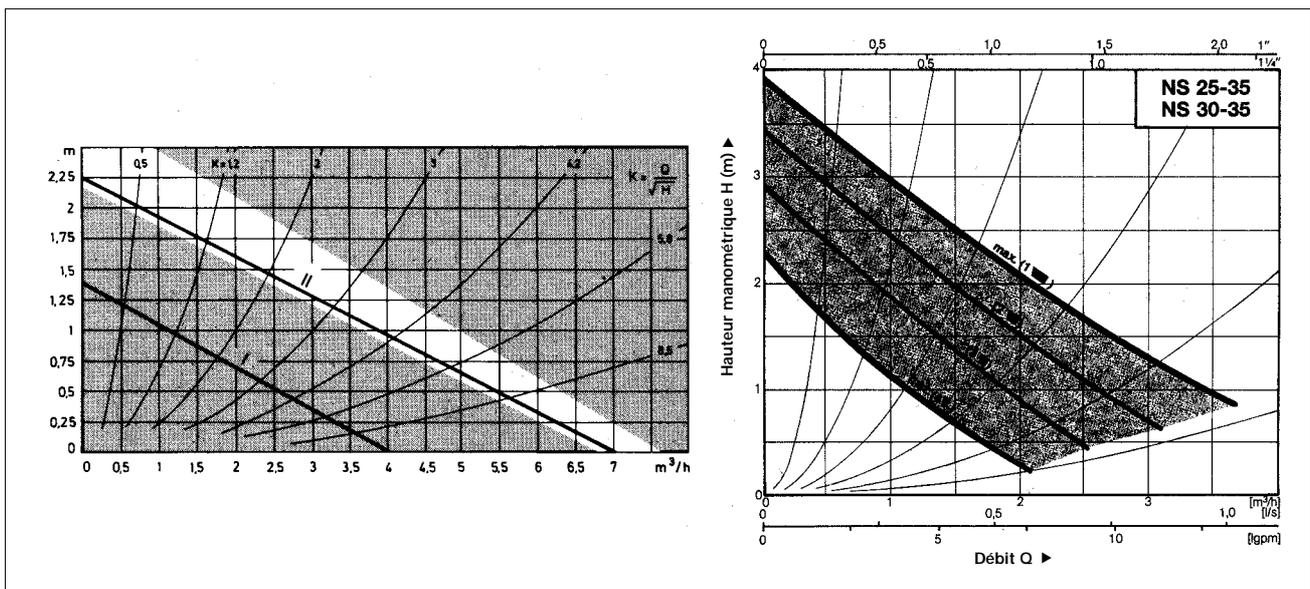


Figure 8.31: Différences au niveau des courbes caractéristiques dans le contexte de la sélection d'un circulateur à l'aide d'un échange standard [H1], [H3].

– Choix sur la base d'un «échange standard»  
 Il existe dans la plupart des catalogues un «échange standard». Ce dernier précise l'éventail complet des types disponibles et permet de remplacer un produit par un autre. Sur le plan pratique, l'«échange standard» permet uniquement de comparer les cotes d'encombrement (dimensions de raccordement, longueur, etc.) des différentes pompes et de choisir des pièces de compensation (ces données figurent également sur la fiche technique de chaque pompe). En ce qui concerne la puissance de la pompe et le type de sa courbe caractéristique, il est tout à fait déconseillé de se servir d'un «échange standard». La figure 8.31 montre les effets d'une application «aveugle» de cet instrument. Les courbes caractéristiques des deux circulateurs (substitution recommandée) sont fondamentalement différentes – les pompes devront s'utiliser pour des applications différentes.

Dans les catalogues des fabricants, on ne trouve malheureusement pas d'indications relatives à la problématique de l'application de l'«échange standard». **On renoncera donc systématiquement à cet instrument pour choisir ou dimensionner le circulateur.**

## 8.5 Commande et régulation

### 8.5.1 Interdépendances fondamentales

La commande et la régulation de circulateurs visent les deux objectifs suivants :

- Le comportement de la pompe doit être adapté aux besoins respectifs de chaque installation.
- En l'absence d'une demande, il faut empêcher la pompe de fonctionner inutilement, par exemple pour faire circuler de l'eau de chauffage sans que cela soit nécessaire.

Pour atteindre ces deux objectifs et dans le cas de figure idéal, chaque consommateur ne devrait à chaque moment être alimenté qu'avec le débit nécessaire, respectivement la pression différentielle nécessaire.

Les circulateurs seront dimensionnés de manière à toujours pouvoir maîtriser le débit maximal nécessaire. Ce débit n'est généralement nécessaire que pendant un très court laps de temps – avec des ins-

tallations de chauffage, par exemple lorsque tous les consommateurs (production d'eau chaude et chauffage des locaux) sont pleinement demandeurs en même temps.

La régulation de la charge de l'installation s'opère généralement en faisant varier deux paramètres fondamentalement différents. Un pré réglage grossier de l'installation de chauffage, c'est-à-dire la compensation des pertes thermiques en fonction de la température extérieure, s'opère à l'aide d'une température d'aller appropriée. Le réglage fin le plus fréquemment opérationnel s'opère par modification du débit (vannes thermostatiques). Les vannes thermostatiques peuvent assumer une réduction du débit pour compenser l'action de charges thermiques internes ou externes (par exemple éclairage, personnes ou soleil). Ces sources de chaleur sont extrêmement variables et ne peuvent être exploitées qu'à l'aide d'un signal exprimant l'état momentané de l'installation de chauffage ainsi qu'une commande correspondante de la pompe.

Influence du débit sur l'émission de chaleur  
 Le diagramme (figure 8.32) fait apparaître qu'il est problématique de réguler l'émission de chaleur par le truchement du débit. Une augmentation de la puissance calorifique de 10% nécessite une augmentation du débit de 100% au point de référence.

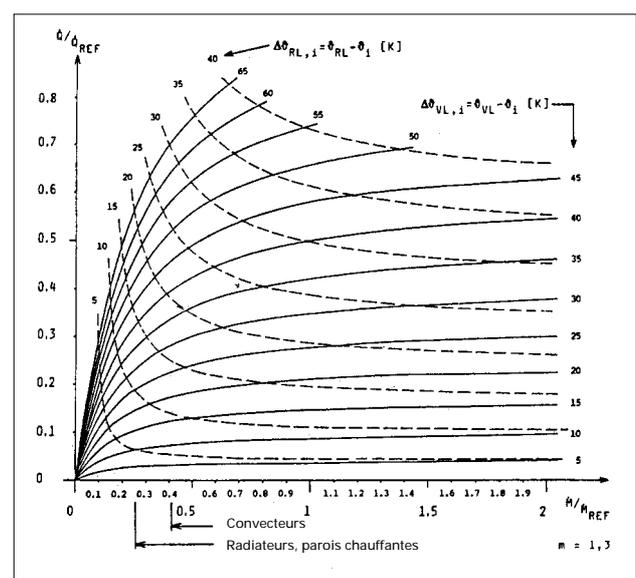


Figure 8.32: Diagramme de corps de chauffe.

Pour réduire sensiblement la puissance calorifique, il faudrait réduire le débit à 10–15 % du débit de référence. Une vanne thermostatique régule souvent l'émission de chaleur du corps de chauffe par une position en/hors, solution qui concerne principalement des installations caractérisées par d'importants débits nominaux. Plus le débit nominal sera petit (grand  $\Delta T$ ) et la température d'aller basse, plus il sera facile de procéder à une correction efficace en modifiant le débit.

Influence de la pression différentielle sur l'émission de chaleur

Une augmentation de la pression différentielle sur le consommateur se traduit par une augmentation du débit et donc de l'émission de chaleur, ce qui peut entraîner une modification de la température ambiante. L'idéal consisterait en une pression différentielle constante sur la vanne de réglage du consommateur. Comme nous l'avons vu, l'émission de chaleur en fonction du débit est «très bon enfant». En sachant que les pertes de charge augmentent au carré du débit, on ne comptera – selon [2] – qu'avec de faibles difficultés pour des variations de pression de 1:2. Les variations de pression doivent être maintenues dans des limites plus étroites que celles appliquées pour des corps de chauffe fortement surdimensionnés. Une trop forte augmentation de pression sur le consommateur peut cependant entraîner des problèmes acoustiques.

D'une manière générale, il faut connaître le comportement du consommateur au sein du système pour percevoir les dangers ou les difficultés et pouvoir expliquer les écarts par rapport au comportement désiré.

### 8.5.2 Systèmes de commande et de régulation

Il est indispensable de connaître très exactement le fonctionnement de l'installation et son comportement sous charge pour choisir le système de commande et de régulation approprié. On évitera ainsi d'installer des systèmes coûteux et compliqués qui ne conviennent pas. En l'occurrence, on oublie souvent que les systèmes de commande et de régulation doivent également être pris en compte lors de l'étude dans le contexte de la mise en service et de l'optimisation.

Avant de choisir un système, il est donc indiqué de répondre à quelques questions :

- Pourquoi suis-je désireux de réguler ?
- Que dois-je réguler ?
- Quelle grandeur est judicieuse pour mon installation ?
- Où et comment puis-je mesurer ?
- Avec quelle précision puis-je mesurer ?
- Dans quelle fourchette ma grandeur de commande/régulation varie-t-elle ?

Pour répondre avec le spécialiste à toutes les questions relatives à une commande/régulation judicieuse, de nombreuses données de l'installation doivent être connues. La plupart de ces données ne peuvent découler que d'un calcul détaillé du réseau.

### 8.5.3 Grandeurs de commande

Les six principales grandeurs de commande avec lesquelles nous pouvons influencer une installation et donc sa consommation d'énergie électrique sont les suivantes :

- Durée de fonctionnement et position de la vanne.
- Température de retour.
- Température d'aller.
- Température différentielle.
- Pression différentielle.
- Débit.

Les deux dernières grandeurs de commande indiquées ne peuvent pas être envisagées séparément, car on sait qu'elles sont interdépendantes.

Grandeurs de commande «durée de fonctionnement et position de la vanne»

Avec toutes les installations, il est indiqué de réduire la consommation d'énergie électrique du circulateur en réduisant sa durée de fonctionnement. On y parvient par enclenchement et déclenchement du circulateur au moyen d'une horloge de commande ou, mieux encore, en fonction des besoins sur la base d'un signal final de la vanne. On évite ainsi tout fonctionnement inutile de l'installation. A chaque déclenchement, il faut garantir constamment le fonctionnement irréprochable de l'installation (par exemple protection contre le gel). Ces fonctions de commande seront de préférence assurées par un appareil central de régulation (par

exemple régulateur de chauffage) qui les retransmettra plus loin si nécessaire. Aujourd'hui, il n'est plus possible d'accréditer l'affirmation souvent exprimée qu'il vaut mieux de pas déclencher les circulateurs en été afin qu'ils fonctionnent parfaitement en hiver. De nombreux régulateurs de chauffage donnent périodiquement à la pompe de brefs ordres d'enclenchement même en été afin d'éviter tout blocage. Une deuxième mesure simple, par ailleurs judicieuse en cas d'autres dysfonctionnements, consiste à mettre le chauffage en service en automne pour essai.

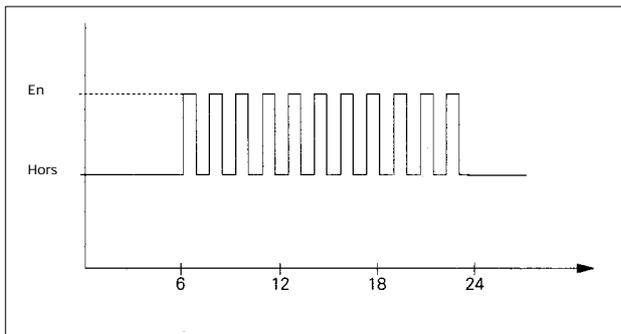


Figure 8.33 : Commande d'une pompe à eau chaude par une horloge.

Grandeur de commande  
«température de retour»

Pour des installations avec température d'aller constante et température de retour dépendante de la charge, il est judicieux d'utiliser la température de retour comme signal de commande pour réduire la vitesse de rotation du circulateur. On veillera à garantir que les régimes à faible débit ne provoquent pas de problèmes. Le signal agissant à retardement, il n'est pas possible de procéder à des adaptations rapides. Généralement, on vérifiera également si une régulation de la température d'aller ne serait pas mieux indiquée.

Grandeur de commande  
«température d'aller»

Ce signal de commande ne dit généralement rien sur l'état de charge de l'installation. Pour une installation de chauffage par exemple, la température d'aller est en principe régulée; pour autant que la courbe de chauffage soit correctement ajustée, le débit reste plus ou moins constant. La proportion des apports internes et solaires de chaleur augmente néanmoins lorsque la température d'aller diminue. Les modifications de débit commandées par ces apports ne

peuvent pas se calculer à l'avance; l'adaptation du débit sera en l'occurrence optimisée par un appareil de commande et de régulation.

Grandeur de commande  
«température différentielle»

Avec des installations dont la température différentielle est une grandeur constante, à savoir par exemple le réseau primaire d'une installation à pompe à chaleur, il est indiqué d'utiliser cette température différentielle comme signal de commande. En tant que tel, le signal de commande agit plutôt à retardement; après une modification, il faut donc un certain temps jusqu'à ce qu'un état d'équilibre s'établisse. Généralement, il est plus délicat de déterminer des différences à partir de deux valeurs mesurées que d'utiliser une seule grandeur. Des difficultés surgissent toujours lorsque la température différentielle est faible par rapport aux valeurs mesurées absolues. La référence [19] fournit de précieuses indications pour éviter des erreurs en matière de mesures sur des installations techniques du bâtiment.

Grandeur de commande  
«pression différentielle»

Comme nous l'avons déjà signalé, les grandeurs «pression différentielle» et «débit» sont interdépendantes. Avec des installations à débit variable, la première réaction à chaque modification de pression consistera en une modification du débit jusqu'à ce que les vannes de réglage s'adaptent à la nouvelle situation. La régulation de la pression a pour objectif de garantir la pression minimale nécessaire à chaque endroit de l'installation. Cet objectif ne sera jamais complètement atteint, car il serait lié à d'énormes opérations de mesure et de commande. Comme il n'existe généralement plus de «plus mauvais consommateur» avec des réseaux hydrauliques modernes à débit variable (avec des réseaux à débit variable, chaque consommateur peut devenir le plus mauvais en fonction des conditions momentanées dominantes), le choix du point de mesure revêt une grande importance. Le comportement de l'installation dépend fortement de ce choix. La figure 8.34 présente les différents effets subséquents sur une installation. D'une manière générale, on peut dire que de petites variations de pression dans un tronçon éloigné ne peuvent guère se mesurer techniquement sur un distributeur ou une pompe par exemple. Dans la pratique, il existe diverses méthodes pour parvenir à un résultat acceptable moyennant un investissement raisonnable.

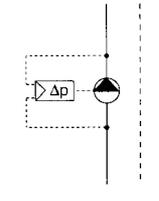
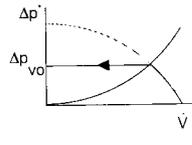
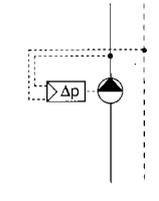
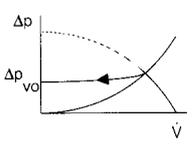
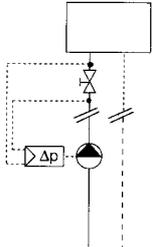
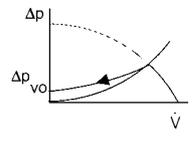
Point de mesure	Schéma	Diagramme de la pompe	Disposition à la régulation/ autorité des vannes	Economie d'électricité
Régulation de la pression à la pompe			L'autorité des vannes est améliorée par la non-augmentation de la pression.	Faible
Régulation de la pression au consommateur			Des chutes de pression imputables à des résistances statiques peuvent être compensées dans la centrale. L'autorité des vannes s'en trouve fortement améliorée.	Sensible
Régulation de la pression aux vannes des consommateurs			La majeure partie des résistances dans les conduites est compensée. Dans un cas de figure théorique idéal (un consommateur), la vanne aura une autorité optimale.	Considérable

Figure 8.34 : Influence des différents points de mesure sur la régulation de la pression.

– Régulation de la pression par la pompe (figure 8.35)

En limitant la pression par l'intermédiaire de la pompe, le risque de voir surgir des problèmes acoustiques s'amenuise. Il s'agit en l'occurrence de problèmes acoustiques au niveau des vannes thermostatiques, problèmes provoqués par l'augmentation excessive de la pression de pompage avec des débits de plus en plus faibles. Il faut absolument que la pression nécessaire pour un débit à 100% n'aille pas déjà au-delà de la valeur acoustique limite. Cette valeur acoustique limite correspond approximativement à 20 kPa (en fonction de la combinaison de la vanne thermostatique et de corps de chauffe légers, cette valeur peut également correspondre à 10 kPa environ !). On en tiendra compte lors de l'étude de l'installation. La pression est régulée de manière à obtenir une pression

différentielle constante ou légèrement décroissante. Une pression différentielle constante s'obtient en utilisant une pompe à courbe caractéristique extrêmement plate ou moyennant une régulation opérée directement par la pompe. Pour obtenir une pression différentielle légèrement décroissante, il existe des pompes avec courbes caractéristiques dites « négatives » (par négative, on comprend une courbe qui, pour de plus petits débits, fournit également de plus petites pressions de refoulement). Ce sont des composantes relativement simples et très utiles pour de grandes installations afin que le circulateur assume le rôle de source de pression (voir chapitre 8.2 « Calcul du réseau »). Comme nous l'avons vu dans le chapitre 8.2, l'autorité des consommateurs et des vannes de réglage ainsi que la stabilité du réseau s'en trouvent par conséquent améliorées.

**Explications relatives aux figures suivantes :**

La figure de gauche montre où annihiler la pression de la pompe – en priorité sur le consommateur ( $\Delta p_{vb}$ ) à l'aide des pressions différentielles de la vanne ( $\Delta p_{v100}$ ) et de l'organe d'équilibrage ( $\Delta p_{A100}$ ). La pression différentielle sur la vanne pour un débit nul ( $\Delta p_{v0}$ ) est également représentée.

La figure de droite présente l'interdépendance entre la courbe caractéristique du réseau et la pompe. Un cas possible de charge partielle est représenté en traitillé. Le point d'exploitation nominal ( $B_N$ ) se déplace en direction du point d'exploitation en charge partielle lorsque le débit diminue.

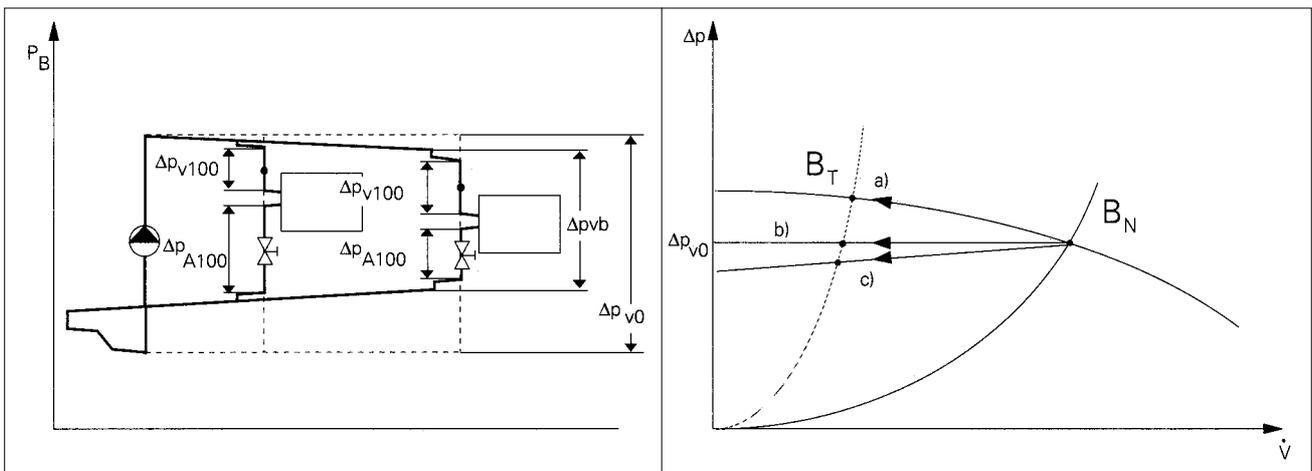


Figure 8.35: Diagramme des pressions et diagramme de pompe lors d'une régulation de la pression à la pompe avec a) courbe caractéristique plate, b) pression constante, c) courbe caractéristique négative.

- Régulation de la pression par le distributeur (figure 8.36)

En maintenant une pression constante sur le distributeur, respectivement en amont de la première

distribution, on peut par exemple absorber les pertes de charge sur le circuit du générateur en cas de charge partielle, atténuer la majoration des pressions différentielles sur les vannes et améliorer ainsi l'autorité des vannes.

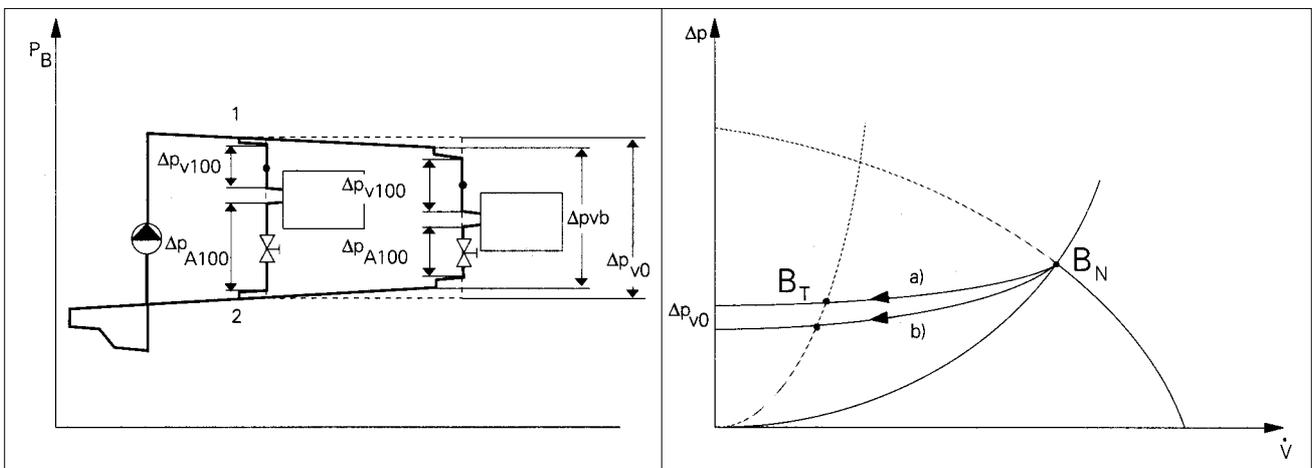


Figure 8.36: Diagramme des pressions et diagramme de pompe lors d'une régulation de la pression au consommateur avec a) pression constante et b) pompe à courbe caractéristique négative (1 - 2).

Au niveau de l'installation (installation éventuelle d'un débitmètre), le deuxième mode de régulation centrale de la pression est similaire à la variante avec maintien d'une pression constante sur le consommateur. La différence réside dans le fait que la courbe caractéristique de la pompe – calculée mathématiquement – est négative. Pour toujours disposer d'une pression différentielle suffisante sur le consommateur momentanément le plus mauvais, on recherchera la pente optimale en observant attentivement le fonctionnement de l'installation. Dans la pire des hypothèses, on se retrouvera finalement au même point qu'en maintenant une pression constante sur le distributeur. Ce mode de régulation repose sur le fait que les pertes de charge occasionnées par toutes les résistances statiques dans les conduites (conduites, compteurs de chaleur, coefficients, organes d'équilibrage, etc.) diminuent fortement en cas de charge partielle, la pression résiduelle étant encore suffisante pour la perte de charge par les vannes des consommateurs. Dans ce cas particulier, les fortes réductions susmentionnées des pertes de charge occasionnées par des réseaux (à faibles pertes de charge) et des circulateurs qui travaillent comme source de pression sont pratiquement négligeables. Avec de très grandes installations (chauffage à distance avec de très longues conduites), ce mode de régulation peut procurer des avantages, car il permet de programmer des caractéristiques de pompe pratiquement quelconques en introduisant des valeurs d'appoint.

- Maintien d'une pression constante sur les vannes des consommateurs (figure 8.37)

On ne parviendra jamais complètement à cet objectif avec une solution centrale. Au lieu de mesurer la pression sur le consommateur comme décrit ci-dessus, on mesure la pression sur toutes les «vannes des consommateurs», puis on compare ces différentes valeurs avec les valeurs théoriques correspondantes. Cette méthode nécessite la transmission des grandeurs mesurées de tous les «consommateurs» vers la commande de la pompe correspondante.

Dans notre exemple de «grandes installations», les valeurs mesurées sur dix sous-stations sont transmises par l'intermédiaire d'environ 480 mètres de câbles. Si l'on ne dispose pas déjà d'un système général de commande et de régulation, il en résulte une dépense supplémentaire de l'ordre de Fr. 50 000.- censée être amortie par un meilleur fonctionnement de l'installation ainsi que par les économies d'électricité réalisées. En considérant que la consommation d'énergie de la pompe choisie peut être estimée approximativement à 6445 kWh/a, soit une dépense d'électricité d'environ Fr. 965.-/a, et en admettant une économie optimiste de 50%, soit environ Fr. 480.-/a, on constate que le rapport qualité/coût est misérable.

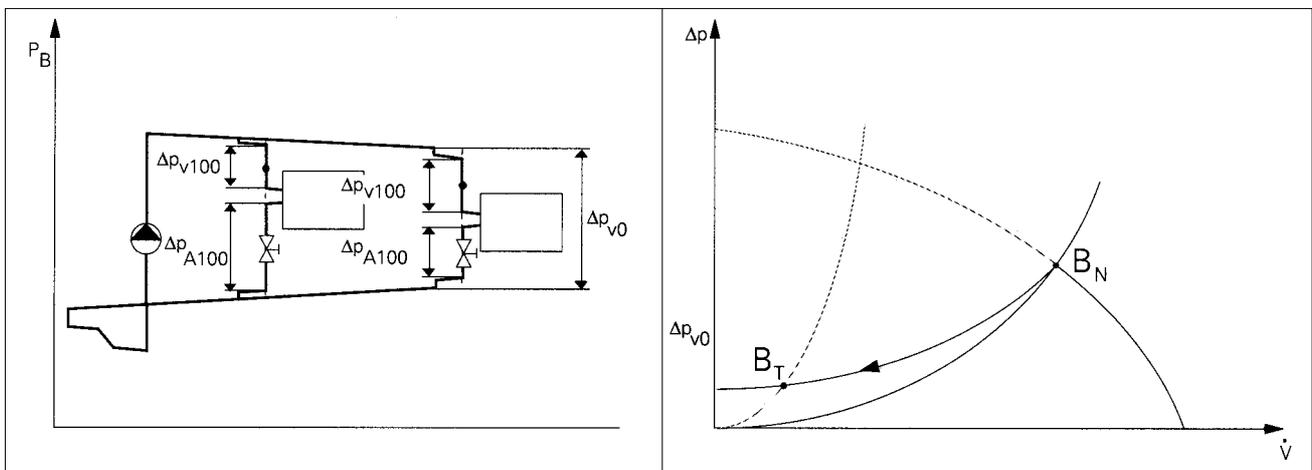


Figure 8.37: Diagramme des pressions et diagramme de pompe lors d'une régulation à pression constante à la vanne du consommateur, par exemple dans une sous-centrale.

- Débit  
(figure 8.38)

A part la pression, le débit est la deuxième grandeur centrale. Cette valeur est nécessaire en premier lieu dans le contexte de la répartition de la puissance. C'est également le débit que l'on modifie à l'aide des vannes de réglage. On constate donc que le débit est la grandeur véritablement déterminante dans un réseau. Il est relativement simple de le mesurer à un endroit central, par exemple à l'aide d'une sonde rhéométrique. Le principe de régulation est similaire à celui applicable avec une pompe à courbe caractéristique négative; la pente n'est toutefois pas fixe, et le régulateur cherche dans certaines limites à «découvrir» par lui-même la pente idéale pour le réseau concerné. En se fondant sur une modification dûment mesurée du débit, il cherche à adapter le

régime de la pompe et ainsi garantir que le plus mauvais consommateur soit toujours alimenté sous la pression différentielle nécessaire. Cette recherche automatique de la courbe «négative» constitue un avantage à ne pas sous-estimer, car toute optimisation manuelle prend beaucoup de temps et ne peut que rarement être réalisée efficacement avec toute la conséquence nécessaire.

Comme le système est relativement nouveau, on manque encore à l'heure actuelle d'expériences pratiques. Des mesures effectuées sur des installations en exploitation permettront de savoir si ce système convient pour maîtriser le problème décentralisé des variations de pression. Toujours est-il qu'il promet d'être très intéressant pour de grandes installations !

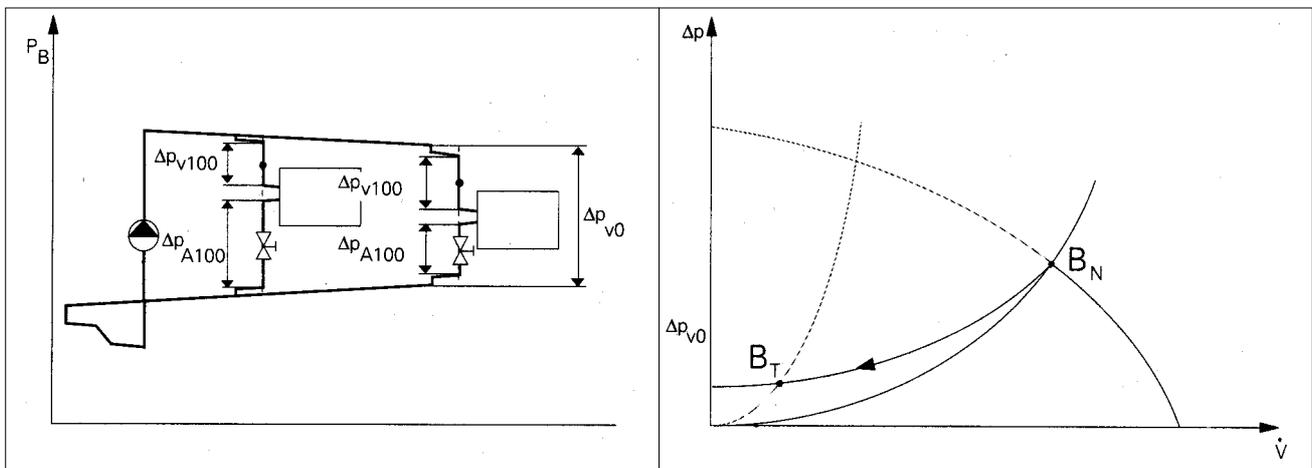


Figure 8.38: Diagramme pour régulation du débit à travers le distributeur.

Remarque applicable à toutes les grandeurs de commande

Plus le comportement des différents consommateurs est similaire, plus la réalisation d'une régulation économe de l'installation est possible. Il est souvent nécessaire de répartir les consommateurs dans des groupes de comportement similaire et de les réguler séparément.

### 8.5.4 Modulation de la puissance

#### Pompes à plusieurs vitesses

L'utilisation de pompes à plusieurs vitesses est une façon simple de parvenir à déplacer le point de travail d'une installation. La commutation de la pompe peut s'effectuer manuellement ou automatiquement.

Lors de la mise en service d'une installation non-automatisée, on commencera toujours par commuter la pompe sur la plus petite vitesse, puis on commutera sur la vitesse directement supérieure uniquement en cas d'absolue nécessité.

Pour une exploitation automatisée, on utilisera un signal aussi clair que possible; en utilisant par exemple la pression différentielle, il est facile de passer d'une vitesse à l'autre par alternance régulière.

#### Exemples:

- Recherche du point d'exploitation optimal, commutation manuelle.
- Couplage de démarrage pour surmonter les problèmes de démarrage, commutation à asservissement horaire.
- Assistance pendant la diminution nocturne, commutation à asservissement horaire.
- Compensation des charges internes dans la plage de charge partielle et réduction des problèmes acoustiques, commutation asservie à la température d'aller (une optimisation de l'exploitation est indispensable).

Plage de la variation de régime: de 40 à 100%.

La progression des rapports de vitesse peut fortement varier en fonction de la marque de la pompe. Une progression serrée permettra par exemple de trouver le point de travail optimal plus facilement qu'avec une progression large.

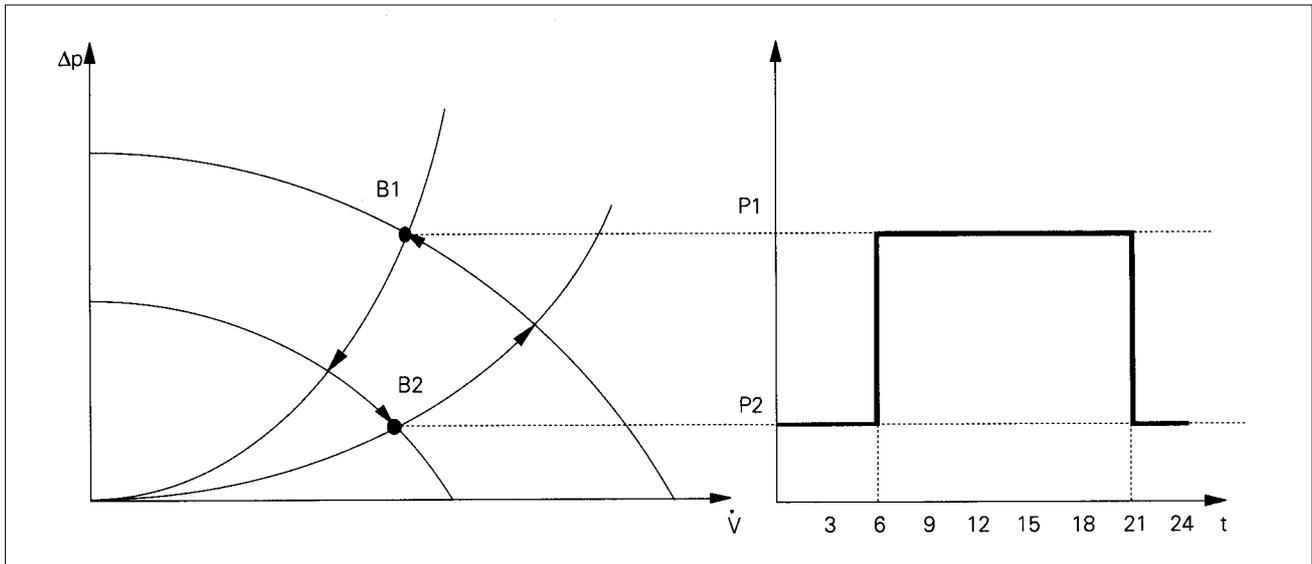


Figure 8.39: Commutation pour abaissement nocturne (après abaissement de la température ambiante, les vannes thermostatiques s'ouvrent et la courbe caractéristique du réseau s'aplatit).

### Pompes à vitesse progressive à commande par hachage de phase

Ce mode de régulation progressif relativement avantageux (régulation de la tension effective du moteur) ne peut s'utiliser qu'avec des pompes à rotor noyé. Celles-ci remplissent en effet les deux conditions préalables indispensables, à savoir courbes caractéristiques douces des couples et bon refroidissement (refroidissement à eau). Le hachage du signal sinusoïdal engendre naturellement des pertes thermiques accrues dans le moteur. Ces pertes sont neutralisées par le refroidissement à eau afin d'éviter une surchauffe du moteur.

- *Domaine d'application*: les appareils de régulation à commande par hachage de phase sont disponibles pour des pompes à rotor noyé comprises dans une plage de puissance de 200 – 2000 W. Pour des puissances à partir d'environ 500 W, on examinera s'il convient d'utiliser une pompe inline d'un rendement sensiblement plus élevé (voir le chapitre 8.4, «Circulateurs»).
- *Plage de régime*: 60 – 100 %; pour des régimes moins élevés, il convient de prendre contact avec le fournisseur de la pompe car le moteur est, en l'occurrence, soumis à un risque de surchauffe.
- *Mise en service*: pour la mise en service et le contrôle de l'exploitation, il est judicieux d'indiquer la vitesse de rotation de la pompe sur l'appareil de régulation.
- *Bruit*: les problèmes acoustiques peuvent surgir dans des conditions d'exploitation défavorables, d'une part au niveau de la commande par hachage de phase elle-même (bourdonnement) et d'autre part au niveau du bobinage du moteur. En règle générale, le bourdonnement ne représente un problème que pour les locaux adjacents. Par contre, les bruits engendrés par le bobinage du moteur se transmettent dans l'ensemble du réseau par l'intermédiaire de l'eau prisonnière des conduites. Dans un cas pareil, le seul remède consiste à éviter le point d'exploitation défavorable en question.
- *Les lignes électriques* allant de la commande par hachage de phase à la pompe seront blindées pour éviter de perturber d'autres appareils.
- *Obligation de déclaration*: à partir d'une certaine puissance totale pour l'ensemble des régu-

lateurs connectés sur un même circuit électrique de comptage, différentes usines électriques exigent, en raison d'éventuels dérangements du secteur (ondes harmoniques), le dépôt d'une demande d'autorisation de branchement (par exemple à partir de 5 A, respectivement 3,6 kVA selon les prescriptions régionales zurichoises).

### Pompes à vitesse progressive avec convertisseur de fréquence

Ce mode de commande est de loin le meilleur pour faire varier le régime d'un moteur asynchrone. Il permet de maintenir un rapport tension/fréquence constant, ce qui se traduit par une commande du moteur pratiquement exempte de pertes. Tous les moteurs asynchrones triphasés – c'est-à-dire les moteurs des pompes à rotor noyé et inline – peuvent être commandés à l'aide d'un convertisseur de fréquence.

- *Domaine d'application*: le marché propose des convertisseurs de fréquence dont la puissance se situe entre environ 0,55 et plus de 55 kW. Comme ils sont relativement coûteux, ils s'utilisent principalement avec de grandes installations de plus de 1 kW environ.
- *Plage de régime*: théoriquement, un convertisseur de fréquence couvre une plage de régime de 10 – 100 % ! En version normale, les pompes et les moteurs ne couvrent toutefois ordinairement qu'une plage de 60 – 100 %, sans quoi des dommages peuvent se produire (le film d'huile sur les paliers peut se rompre et bloquer le moteur). Le risque que le refroidissement du moteur soit insuffisant à bas régime est faible, car les sollicitations qui lui sont alors imposées sont fortement atténuées.
- *On évitera qu'une pompe continue de fonctionner à vide*. Avec des commandes pareilles, on veillera tout spécialement à une procédure de réenclenchement bien définie. Le déclenchement peut par exemple être asservi à un régime minimal ou à un commutateur de vanne. Pour le réenclenchement, on peut se servir d'un commutateur de vanne ou d'un programme horaire qui ne remet par exemple le convertisseur de fréquence en service que pour un bref laps de temps.
- *Bruit*: avec ses fréquences cycliques élevées et son champ magnétique rotatif pratiquement circulaire, la technique des convertisseurs

modernes a permis de réduire les bruits à l'intérieur du moteur. Dans des conditions d'exploitation très défavorables, des problèmes acoustiques peuvent néanmoins apparaître – d'une part au niveau du convertisseur lui-même (bourdonnement) et d'autre part au niveau du bobinage du moteur. Ces bruits peuvent être très désagréablement ressentis dans les locaux adjacents; par contre, avec des pompes inline, ils ne peuvent pas se transmettre dans l'ensemble du réseau par l'intermédiaire de l'eau, car le moteur et l'eau sont séparés. Avec des convertisseurs modernes, on peut d'une part filtrer certaines fréquences et d'autre part modifier la fréquence cyclique. Il devrait ainsi être possible d'éviter que le moteur fasse du bruit même pour des points d'exploitation défavorables.

- Pour éviter des parasites, chaque ligne raccordée au convertisseur de fréquence sera blindée.
- *Obligation de déclaration*: avec les convertisseurs haute fréquence à commande par microprocesseur utilisés aujourd'hui, on prélève sur le réseau un courant pratiquement sinusoïdal qui n'engendre pas d'ondes harmoniques. Comme pour les commandes par hachage de phase, certaines usines électriques posent néanmoins des conditions de raccordement pour les installations avec convertisseurs de fréquence. Il est donc conseillé de prendre contact avec le service industriel compétent en la matière.

Splittage des pompes en combinaison avec un convertisseur de fréquence

Cette méthode est économique et très intéressante pour de grandes installations avec lesquelles il convient également de tenir compte de la sécurité de distribution. La dimension de la pompe revêt en l'occurrence une grande importance pour véritablement l'exploiter au mieux de ses possibilités. Le diagramme suivant avec courbes caractéristiques du réseau permettra de mieux comprendre le problème (figure 8.40). Avec des pompes montées et exploitées en parallèle, on tiendra notamment compte des conditions limites suivantes:

- La pression sur les deux pompes est toujours identique.
- Le régime minimum d'une pompe est de 60%.
- Le régime ne peut être porté à 100%, mais uniquement à 85 – 90% en raison des pertes dans la volute commune ou les tubulures d'entrée et de sortie.

- En règle générale, le moteur électrique sera de la dimension directement supérieure à celle nécessaire afin que la pompe encore opérationnelle ne soit pas surchargée en cas de dysfonctionnement de l'autre pompe.
- Les courbes caractéristiques d'une pompe à différents régimes sont liées entre elles par la loi de similitude, à savoir:

$$\dot{V}_2 = \frac{n_1}{n_2} \cdot \dot{V}_1$$

$$h_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \cdot h_1$$

$$P_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \cdot P_1$$

L'accomplissement des conditions suivantes débouche ordinairement sur un bon choix:

- La hauteur de refoulement zéro des pompes en parallèle doit être identique.
- On utilisera de préférence (rentabilité) des pompes de même type.
- Chaque pompe sera dimensionnée avec une même hauteur de refoulement pour un demi-débit.

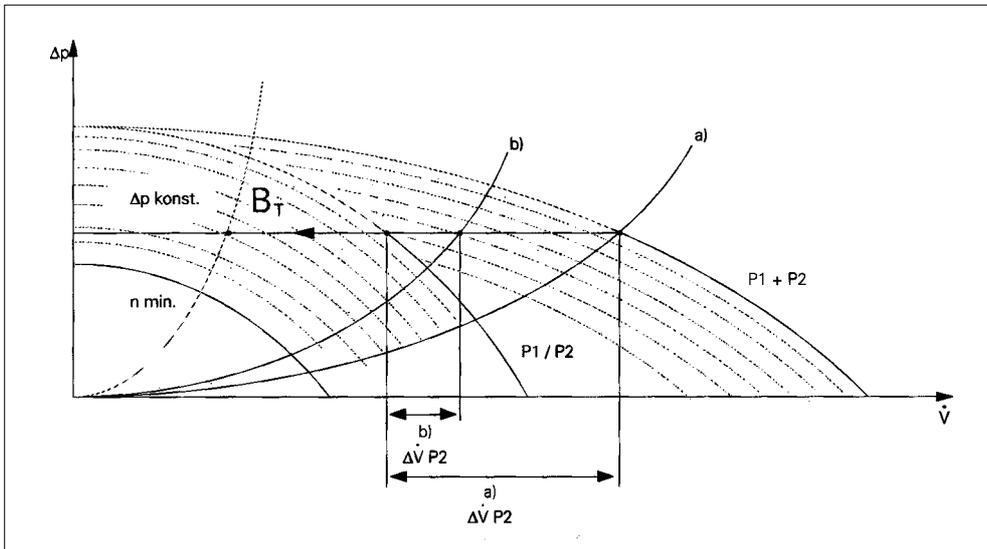


Figure 8.40:  
 Exploitation en parallèle de deux pompes identiques avec convertisseur de fréquence et pression différentielle constante; a) bon choix; b) mauvais choix. Dans le cas b), il est surtout fait «mauvais usage» du convertisseur de fréquence en vue d'ajuster correctement le point de fonctionnement nominal. La plage de réglage de la deuxième pompe est ainsi fortement diminuée.

S'il n'est pas possible de procéder à un choix correct des pompes (pas de pompe pour le point d'exploitation désiré), l'exploitation en parallèle peut déboucher sur une commutation va-et-vient permanente ou un fonctionnement inutile de la deuxième pompe. Lorsqu'une sécurité élevée est exigée (par exemple installation de réfrigération pour un centre informatique), il conviendra de prévoir plusieurs pompes séparées soigneusement couplées en parallèle, ce qui permet en l'occurrence de parfaitement maîtriser un défaut de la volute de pompe. Pour étudier et réaliser de pareilles installations, une bonne collaboration avec le spécialiste en pompes et en régulation est indispensable.

## Conclusions

- Avant d'étudier et de réaliser une régulation compliquée et coûteuse, on examinera dans quelle mesure l'installation serait également efficace et plus économique en se passant d'une régulation, mais en optant pour des conduites caractérisées par de très faibles pertes de charge.
- Une régulation améliore en premier lieu le comportement hydraulique de l'installation.
- On examinera soigneusement ce qu'il faut réguler et comment.
- Si l'on ne connaît pas extrêmement bien le réseau projeté, aucune régulation au monde ne peut donner de bons résultats. Il faut donc procéder à un calcul du réseau qui tiendra également compte des cas de charge partielle.
- Une bonne collaboration entre le planificateur et le spécialiste en pompes, respectivement en régulation, se traduit généralement par une installation plus simple et plus claire.
- Des erreurs de conception ne peuvent pas être corrigées par une régulation sophistiquée.
- La devise devrait être celle-ci: «Etudier soigneusement, construire simplement».

## 9. Consommation d'énergie électrique et valeurs caractéristiques

---

9.1	Consommation d'énergie des pompes de chauffage en Suisse	121
9.1.1	Evaluation de mesures	122
9.2	Contrôle de la puissance théorique	122
9.3	Calcul de la consommation d'énergie électrique de circulateurs	122
9.4	Réflexions économiques	123
9.4.1	Rapport expérimental sur un assainissement	123

---

## 9. Consommation d'énergie électrique et valeurs caractéristiques

### 9.1 Consommation d'énergie des pompes de chauffage en Suisse

RAVEL – utilisation rationnelle de l'électricité. C'est également l'objectif qu'il faut viser dans le contexte de l'utilisation de circulateurs. Quelques chiffres permettront de s'apercevoir que la consommation d'énergie électrique des circulateurs n'est pas aussi insignifiante qu'on l'affirme fréquemment. Approximativement 3,5 à 4% (~ 1600 GWh/a) de la consommation suisse totale d'énergie électrique est imputable aux circulateurs. Dans le secteur industriel (part des circulateurs environ 1,3%) et dans le secteur tertiaire (part des circulateurs environ 2%), la consommation d'énergie électrique des circulateurs représente encore une part considérable de la consommation totale d'énergie électrique.

La part principale – environ ~ 1300 GWh/a – revient toutefois aux circulateurs du secteur du logement (installations techniques du bâtiment). La figure 9.1 présente la répartition de la consommation d'énergie électrique d'un ménage moyen. La consommation d'énergie électrique des circulateurs est en l'occurrence de l'ordre de 9% de la consommation totale.

Selon la figure 9.3, la consommation spécifique d'énergie électrique des circulateurs se monte approximativement à 12 MJ/m<sup>2</sup>a. Par rapport à la valeur visée de 2,8 MJ/m<sup>2</sup>a (voir figure 9.4), le potentiel d'économie d'électricité théoriquement possible au niveau des circulateurs est de l'ordre de 624 GWh/a, chiffre qui correspond à la consommation d'énergie électrique de 156 000 ménages environ ou de tous les ménages du canton d'Argovie [24] !

Energie de haute qualité, l'électricité doit s'utiliser très soigneusement, y compris dans le secteur du chauffage. Comme on n'a jusqu'ici que rarement calculé la consommation d'énergie électrique des circulateurs au stade de l'étude d'une installation de chauffage, les fabricants, fournisseurs et planificateurs ne sont pas encore très sensibilisés et habitués aux valeurs de consommation d'énergie électrique.

Les chiffres caractéristiques suivants permettront à l'avenir au planificateur d'analyser son projet ou une installation existante moyennant de «rapides calculs».

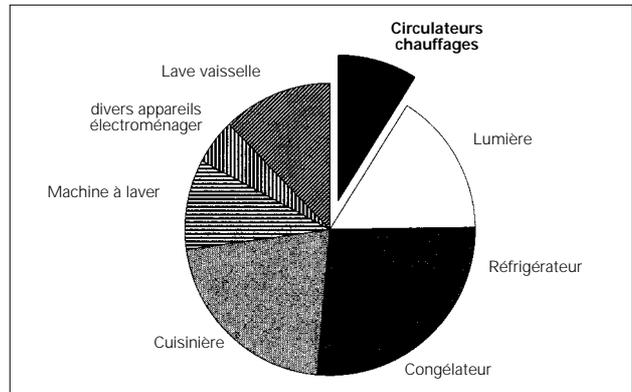


Figure 9.1: Répartition de la consommation d'énergie électrique dans un ménage [9], [10].

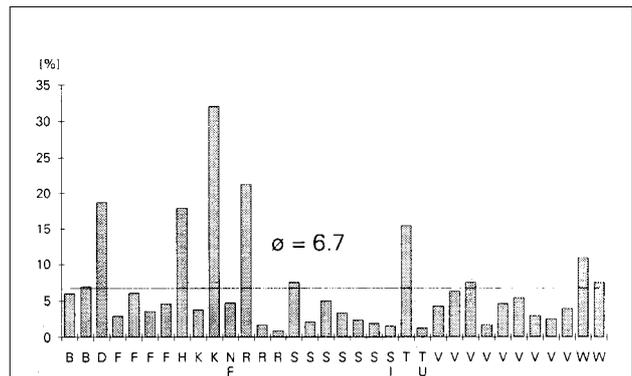


Figure 9.2: Consommation normalisée d'énergie électrique auxiliaire pour le chauffage en % de la consommation de chaleur.

(A: administration, B: banque, D: divers, E: école, F: food, H: hôpital, L: logement, MS: maison de santé, NF: non-food, PC: piscine couverte, R: restaurant, SG: salle de gymnastique, T: théâtre).

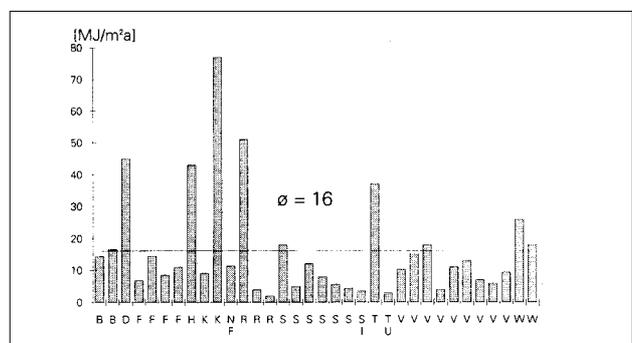


Figure 9.3: Consommation d'énergie électrique auxiliaire pour le chauffage en [MJ/m<sup>2</sup>SREa].

(A: administration, B: banque, D: divers, E: école, F: food, H: hôpital, L: logement, MS: maison de santé, NF: non-food, PC: piscine couverte, R: restaurant, SG: salle de gymnastique, T: théâtre).

### 9.1.1 Evaluation de mesures

Les calculs effectués reposent essentiellement sur les données fournies par les documents [10], [24], [25], [26], [27], [28], [29]. En l'occurrence, nous nous intéressons surtout aux valeurs caractéristiques suivantes :

- Consommation d'énergie électrique des pompes en % de la consommation de chaleur.
- Consommation d'énergie électrique des pompes en MJ/SREa.

La figure 9.2 présente la consommation normalisée d'énergie électrique auxiliaire pour le chauffage en % de la valeur visée SIA pour une énergie calorifique finale de 240 MJ/m<sup>2</sup>a applicable aux écoles, bâtiments administratifs, etc. L'évaluation des mesures existantes donne une valeur moyenne de 6,7%. Selon la figure 9.4, la valeur visée (pour des bâtiments neufs et rénovés) est de l'ordre de 1,3%. Cela signifie que ces circulateurs sont en moyenne surdimensionnés d'un facteur 5.

Selon la figure 9.3, la consommation d'énergie électrique auxiliaire pour le chauffage est de 16 MJ/m<sup>2</sup>a. La consommation d'énergie électrique pour les circulateurs est légèrement plus faible, à savoir de l'ordre de 12 MJ/m<sup>2</sup>a. La différence de 4 MJ/m<sup>2</sup>a est nécessaire pour le fonctionnement du brûleur et du système de commande / régulation.

## 9.2 Contrôle de la puissance théorique

S'il faut estimer la puissance d'une pompe dans le cadre d'une installation existante ou d'un projet, il est possible de procéder d'une manière relativement simple en utilisant l'équation suivante :

$$P_p = \frac{P_c \cdot \Delta p_p}{\Delta T \cdot \eta_p \cdot 4,183} \cdot 10^{-3} \quad [W]$$

$P_p$	puissance de la pompe en exploitation nominale	[W]
$P_c$	puissance de la chaudière	[kW]

$\Delta p_p$	pression de refoulement de la pompe pour point d'exploitation nominal	[Pa]
$\Delta T$	température différentielle maximale aller/retour	[K]
$\eta_p$	rendement du circulateur pour point d'exploitation nominal	[-]

## 9.3 Calcul de la consommation d'énergie électrique de circulateurs

Après avoir procédé au choix des circulateurs, il est indiqué de déterminer leur consommation d'énergie électrique dans le cadre d'un contrôle de qualité. Dans [11], le chapitre 3.2.2 «Pompes» précise ce qui suit :

*La consommation d'énergie pour l'entraînement des pompes n'excédera pas 2% environ de l'énergie fossile distribuée.*

Dans la même recommandation, il est indiqué dans le chapitre 2.1 :

*«Objectif» que l'énergie électrique destinée à la distribution de la chaleur sera inférieure à 2% de la consommation d'énergie fossile.*

Quand bien même la dernière édition de cette recommandation SIA ne mentionne l'objectif susmentionné qu'en appendice, celui-ci nous paraît très important. Cet objectif doit encore et toujours clairement consister à réduire la consommation d'énergie électrique des circulateurs. Des mesures selon [3] ont révélé que l'électricité consommée par les circulateurs d'une installation de chauffage correspond approximativement à 1,5% de la consommation d'énergie fossile. Avec des installations existantes, on constate en général que l'on reste nettement au-dessus de cette valeur (voir figure 9.2).

L'objectif futur pourrait, par conséquent, être le suivant :

***La consommation d'énergie électrique sera inférieure à 1,0% de la consommation énergétique calorifique finale !***

En convertissant les valeurs visées selon [12] pour des bâtiments neufs, on obtiendrait alors les nouvelles valeurs suivantes :

Type de bâtiment	$E_{ch}$ MJ/m <sup>2</sup> a	$E_p$ MJ/m <sup>2</sup> a
Villa familiale	310	3,1
Immeuble à appartements	280	2,8
Bâtiment administratif	240	2,4
Etablissement scolaire	240	2,4

Figure 9.4 : Nouvelles valeurs de consommation d'énergie électrique de circulateurs calculées à partir des valeurs visées pour des bâtiments neufs selon [12].

Comme l'ont déjà révélé les calculs effectués dans le contexte des exemples, ces valeurs sont parfaitement réalistes. Les mesures effectuées dans le cadre du projet de recherche RAVEL 11.55 ont fait ressortir qu'il est même possible d'atteindre des valeurs de l'ordre de 0,1 à 0,2%.

## 9.4 Réflexions économiques

De nombreuses dépenses supplémentaires consenties dans le cadre de l'étude et de la réalisation le sont en premier lieu pour permettre de mieux maîtriser et réguler l'installation. Le fait qu'elles puissent en partie s'autofinancer par une réduction de la consommation d'énergie électrique est un aspect secondaire particulièrement intéressant.

Un calcul de rentabilité réaliste et précis incluant tous les paramètres est extrêmement fastidieux et délicat. De nombreux avantages procurés par une étude et une réalisation d'excellente qualité ne peuvent guère s'exprimer monétairement. Les exemples des chapitres 3, «Petites installations», et 4, «Installations avec distributeur», présentent une méthode possible pour procéder à un calcul de rentabilité. D'autres méthodes en matière de calcul de rentabilité – par exemple pour un convertisseur de fréquence – peuvent être tirées des documents publiés par les fabricants. Ces méthodes se basent généralement sur des heures de service estimées pour des états de charge correspondants. On utilisera donc ces méthodes avec circonspection.

Le rapport expérimental suivant montre ce qu'il est possible de faire en matière d'économie d'énergie électrique. Nous recommandons par ailleurs à tous les planificateurs de justifier les dépenses supplémentaires occasionnées par une amélioration des caractéristiques de l'installation et de ne pas croire à des affirmations irréalisables dans la pratique.

### 9.4.1 Rapport expérimental sur un assainissement

#### Situation de départ

L'installation Lacuna II a été réalisée à Coire en 1973/74. Pour approvisionner les différentes sous-stations en chaleur tout au long de l'année, on a installé deux pompes à moteur à courant continu d'une puissance électrique de 45 kW chacun. On n'a malheureusement pas équipé les sorties des consommateurs de vannes d'arrêt avec toute la conséquence nécessaire, de sorte que la régulation des pompes des conduites à distance n'a jamais fonctionné impeccablement (deux échangeurs de chaleur d'une puissance calorifique de 755 kW, respectivement 375 kW étaient en permanence pleinement sollicités).

#### Grandeurs caractéristiques :

- Centrale conçue pour 12 MW
- Puissance installée en 1973/74 6 MW
- Charge mesurée 3 MW

En raison d'une réalisation partielle seulement du projet, on consommait beaucoup moins d'énergie calorifique que prévu.

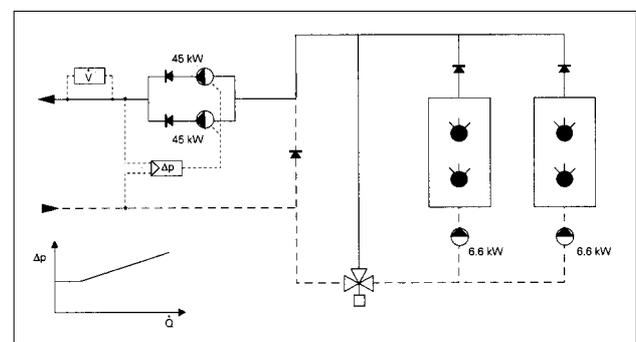


Figure 9.5 : Schéma de principe : vitesse de rotation des circulateurs sans asservissement jusqu'en 1985 et avec asservissement à partir de 1985.

Mesures en phase 1

Avec la mise en service de la nouvelle régulation des circulateurs en 1985, le débit et la pression de refoulement ont été adaptés à la charge effective de l'installation (valeur théorique trop élevée – 220 kPa à pleine charge selon calcul du réseau, 70 kPa pour la pression différentielle effectivement mesurée).

Mesures en phase 2

Les nouvelles pompes (3 pompes inline de 2,2 kW) ont été dimensionnées sur la base d'une analyse précise des différents consommateurs et réglées par un convertisseur de fréquence en fonction d'une pression différentielle  $\Delta p$  variable. Simultanément, les deux pompes des chaudières (6,6 kW et 1500 l/min. chacune) ont été remplacées par des moteurs à 2 vitesses (2,2/0,4 kW, 1000 / 500 l/min.). Elles sont désormais commandées en fonction de l'exploitation des circulateurs des conduites à distance.

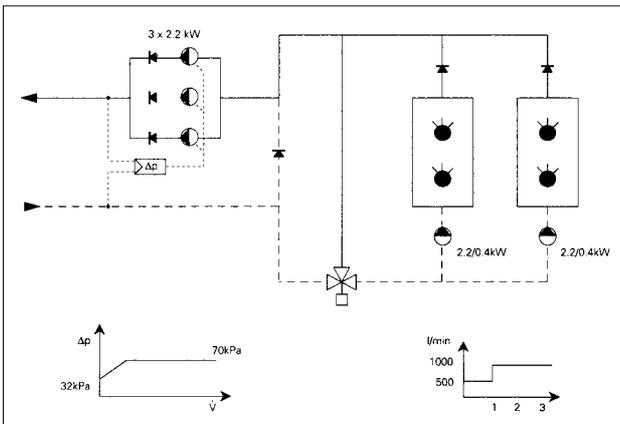


Figure 9.6: Schéma de principe de l'installation actuelle.

Descriptif du fonctionnement de l'installation actuelle

Aujourd'hui, les trois pompes des conduites à distance sont réglées progressivement par un convertisseur de fréquence. Ensemble, elles couvrent les besoins à 100% (150 m<sup>3</sup>/h, 90 kPa). Si la charge de l'installation monte au-dessus de 30% environ, une deuxième pompe s'enclenche automatiquement. La troisième pompe s'enclenche lorsque la charge monte au-dessus de 60% environ. Dès le moment où une deuxième pompe affectée aux conduites à distance s'enclenche, la carte d'exploitation des pompes des conduites à distance commande le passage de la pompe de la chaudière à la vitesse supérieure.

Résultats obtenus

Consommation annuelle	Consommation d'énergie électrique kWh	Consommation de mazout l
1985	151 691	855 000
1986	107 481	882 000
1991	55 834	872 000

Figure 9.7: Evolution de la consommation d'énergie de 1985 à 1991.

Entre 1985 et 1991, les mesures susmentionnées ont permis de réduire la consommation annuelle d'énergie électrique de 96 000 kWh, ce qui correspond à une économie de 63% !

Coût de la transformation

A l'économie de 96 000 kWh/a (Fr. 15 360.-), on doit en l'occurrence opposer des investissements de :

- Fr. 50 000.- environ pour les pompes conduites/chaudières,
  - Fr. 9000.- environ pour l'adaptation hydraulique du réseau,
- soit un montant total de Fr. 59 000.- environ

Hypothèses

- Prix moyen de l'électricité 0,16 Fr./kWh
- Intérêt nominal 8%
- Renchérissement 6%
- Durée de vie moyenne d'une installation de chauffage 20 ans selon [23]
- Facteur de valeur actuelle 16,3514  
voir tableau dans l'appendice A5

Valeur nette au comptant :

- 59 000.- + 16,3514 · 15 360.- = 192 157.- > 0, ce qui signifie que l'investissement est extrêmement rentable !

Réalisation des travaux

Maître d'ouvrage :

Communauté d'intérêts LACUNA II

Projection / exécution :

De-Stefani SA, Industriestrasse 13, 7000 Coire.

Fournisseur des pompes et du système de régulation : EMB Pumpenbau AG, Erlenweg 4, 4310 Rheinfelden

# 10. Aide-mémoire

---

10.1	A propos du réseau...	127
------	-----------------------	-----

---

10.2	A propos du circulateur...	127
------	----------------------------	-----

---

10.3	A propos de la commande / régulation...	128
------	---	-----

---

10.4	A propos des mesures et calculs...	128
------	------------------------------------	-----

---

## 10. Aide-mémoire

### 10.1 A propos du réseau...

- Pas de calcul à l'aide de formule empirique pour le *calcul du réseau*.
- Procéder à un *équilibrage hydraulique* et établir un *concept de mesure* afin que tous les consommateurs soient alimentés avec le débit nécessaire.
- Eviter d'utiliser de petits *radiateurs* et les regrouper si possible pour former de plus grandes unités.
- Sans *organes d'équilibrage*, il est impossible de travailler avec un débit minimal et donc un petit circulateur.
- La nature travaille pour nous ! *Thermosiphon* utilisable dans les petites installations.
- Limitation de la *vitesse d'écoulement* à 1,2 m/s.
- *Consommation* spécifique d'électricité par corps de chauffe : 1 W par unité.

Pertes de charges	
➤ organe d'équilibrage	3 kPa
➤ vanne thermostatique	4 kPa
➤ vanne mélangeuse	3 kPa
➤ chaudière	2 kPa
➤ recommandée dans les colonnes	50 Pa/m

Autorités		
	Valeur limite inférieure	Valeur visée
➤ organe d'équilibrage	0,3	>0,5
➤ consommateur	0,3	>0,5
➤ vanne thermostatique	0,1	0,3
➤ vanne mélangeuse	0,5	>0,5
➤ vanne de réglage	0,3-0,5	>0,5

### 10.2 A propos du circulateur...

- Ne pas utiliser les *échanges standard* sur catalogue.
- Variation possible de la *vitesse* vers le haut et vers le bas.
- Dans la zone du débit nul, la *pression de refoulement* n'excède pas 20 kPa (raisons acoustiques).
- Les circulateurs à plusieurs vitesses avec des *pressions de refoulement* supérieures à 20 kPa sont inutilisables pour de petites installations.
- Le circulateur doit être dimensionné de manière à toujours pouvoir maîtriser le *débit maximal* nécessaire.
- Le *point d'exploitation* doit être situé dans la zone médiane de la courbe caractéristique du circulateur.
- Tous les *points d'exploitation* qui se règlent durant l'exploitation doivent se situer dans la plage de la courbe caractéristique de la pompe.

Paramètres à considérer
➤ hauteur de refoulement,
➤ courbe caractéristique,
➤ type de pompe,
➤ rendement,
➤ plusieurs vitesses ou commande continue de la vitesse,
➤ puissance de démarrage suffisante,
➤ protection du moteur.

- Mieux vaut un gros circulateur (*meilleur rendement*) que plusieurs petits (mauvais rendement).
- Circulateurs inline pour de *grandes installations*.
- Pour les circulateurs pour *l'eau chaude sanitaire*, on évite la formation de tartre (T 58° C) et l'on s'assure d'une étanchéité particulière entre la pompe et le moteur.
- Lors d'un montage de deux pompes en *parallèle*:
  - pressions et hauteurs de refoulement identiques
  - régime minimal d'une pompe 60%
  - régime maximal d'une pompe 85-90%
- La *consommation* d'électricité pour l'entraînement des pompes ne doit pas excéder 2% de l'énergie fossile consommée.
- Commande automatique *enclenchant* le circulateur à *intervalles réguliers*, pour éviter son blocage en été.
- Commande pour éviter que la pompe tourne à *vide* (par exemple avec une petite sonde d'humidité installée avant la pompe).
- Les *lignes électriques* allant de la commande par hachage de phase à la pompe seront blindées pour éviter des perturbations d'autres appareils.
- Commande de la *vitesse*:
  - plusieurs vitesses,
  - par hachage de phase,
  - par variateur de fréquence (disponible de 0,55 - 55 kW) (plage de régime à utiliser: 60-100%).

### 10.3 A propos de la commande/régulation...

- Questions importantes:
  - Pourquoi suis-je désireux de réguler?
  - Que dois-je réguler?
  - Quelle grandeur est judicieuse pour mon installation?
  - Où et comment puis-je mesurer?
  - Dans quelle fourchette ma grandeur de commande/régulation varie-t-elle?
- L'installation doit pouvoir autoriser *l'enclenchement et le déclenchement* du circulateur en fonction des besoins (procédures bien déterminées).
- La régulation doit être *adaptée* à l'installation.
- *Connaître* le fonctionnement de l'installation et son comportement sous charge.
- Le circulateur ne doit se mettre en marche que pour répondre à une *demande* thermique.

### 10.4 A propos des mesures et calculs...

- Lors de *l'assainissement*, tirer le plus grand nombre possible de données de l'installation existante.
- Mesurer les *températures* et ne pas simplement lire les thermomètres installés.
- Calcul de la *pression de refoulement* nominale du circulateurs.
- Contrôle de la *pression de refoulement* maximale admissible.
- Calcul de *l'autorité* des vannes et des consommateurs.
- Calcul des données nécessaires pour le réglage des *organes d'équilibrage*.

Et encore...

*Normes à consulter:*

- SIA 380/1 «L'énergie dans le bâtiment».
- SIA 384/1 «Installation de chauffage central à eau chaude – performances requises».
- SIA 384/2 «Puissance thermique à installer dans les bâtiments».

Cet aide-mémoire n'est pas exhaustif. Il convient donc de lire attentivement le présent ouvrage pour avoir une information complète sur le dimensionnement des circulateurs.

---

# 11. Annexes

---

A.1	Résultats des calculs	131
A.2	Bibliographie	138
A.3	Fournisseurs	140
A.4	Grandeurs et symboles	141
A.5	Tableau des facteurs de valeurs actuelles	143
A.6	Tableau de conversion	144
A.7	Formulaire de calcul du réseau	145

---

# A1 Résultats des calculs

## PERTES DE CHARGE (TCW)

Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf

PROJET:	NUMERO: 1
RESPONSAB.: ef	FICH.: inhyd1 .ZRD
DATE: 5.3.91	

### 1. DONNEES PROJET

Nom du projet	:	inhyd1	.ZRD
Date	:	5.3.91	
Désignation du projet	:		
No projet	:	1	
Responsable	:	ef	
Jeu tuyaux	:	a	.ZRO
Vannes manuelles	:		
Vannes thermostatiques	:	DANFOSS	
Raccords de retour	:	BALLOFIX	
Produit antigél	:	PROPYLENGLYKOL	
Rugosité des tuyaux	:	0.0450 mm	
Température de départ	:	60 C	
tm consommateur	:	50 C	
Part d'antigel	:	0 %	
Equilibrage de pression	:	Non	

### 2. DONNEES POUR LES TRONCONS

Valeur R	:	150 Pa
Vitesse maximale	:	1.2 m/s
Température ambiante	:	20° C

### 3.a) RESULTATS CALCUL. INSTALL.

Consom. plus défavorable (Nr.)	:	104.0	
Réseau – Température de retour	:	40.66 °	C
– Différence de température	:	19.34 °	K
– Débit massique	:	0.1480	kg/s
– Perte de charge	:	15455	Pa
Puissance consommateur	:	10470	W
Puissance producteur	:	11950	W
Pertes de chaleur	:	1480	W (12.39%)
Pompe – Hauteur de refoulement	:	1.60	m
– Débit	:	0.54	m <sup>3</sup> /h

### 3.b) DENSITE / VISCOSITE / AUTORITE

Densité (60 / 50°C)	:	983.0	/	987.8	kg/m <sup>3</sup>
Viscosité cinématique (60 / 50°C)	:	0.471E-06	/	0.551E-06	m <sup>2</sup> /s
Capacité thermique spécif. cp (50°C)	:			4176	J/kg, K

Autorités	:	Autorité minimale	Autorité maximale	Autorité moyenne
Vannes CC	:	612 Pa 0.0396	4306 Pa 0.2786	2454 Pa 0.1588
Consommat.	:	615 Pa 0.0398	4323 Pa 0.2797	2511 Pa 0.1625

## PERTES DE CHARGE (TCW)

Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf

PROJET:	NUMERO: 1
RESPONSAB.: ef	FICH.: inhyd1 .ZRD
DATE: 5.3.91	

### 1. DONNEES PROJET

Nom du projet	:	inhyd1	.ZRD
Date	:	5.3.91	
Désignation du projet	:		
No projet	:	1	
Responsable	:	ef	
Jeu tuyaux	:	a	.ZRO
Vannes manuelles	:		
Vannes thermostatiques	:	DANFOSS	
Raccords de retour	:	BALLOFIX	
Produit antigel	:	PROPYLENGLYKOL	
Rugosité des tuyaux	:	0.0450 mm	
Température de départ	:	60 C	
tm consommateur	:	50 C	
Part d'antigel	:	0 %	
Equilibrage de pression	:	Non	

### 2. DONNEES POUR LES TRONCONS

Valeur R	:	50 Pa
Vitesse maximale	:	1.2 m/s
Température ambiante	:	20° C

### 3.a) RESULTATS CALCUL. INSTALL.

Consom. plus défavorable (Nr.)	:	104.0	
Réseau – Température de retour	:	40.70 °	C
– Différence de température	:	19.30 °	K
– Débit massique	:	0.1495	kg/s
– Perte de charge	:	12967	Pa
Puissance consommateur	:	10470	W
Puissance producteur	:	12045	W
Pertes de chaleur	:	1575	W (13.08 %)
Pompe – Hauteur de refoulement	:	1.35	m
– Débit	:	0.55	m <sup>3</sup> /h

### 3.b) DENSITE / VISCOSITE / AUTORITE

Densité (60 / 50°C)	:	983.0 / 987.8	kg/m <sup>3</sup>
Viscosité cinématique (60 / 50°C)	:	0.471E-06 / 0.551E-06	m <sup>2</sup> /s
Capacité thermique spécif. cp (50°C)	:	4176	J/kg, K

Autorités	:	Autorité minimale	Autorité maximale	Autorité moyenne
Vannes CC	:	614 Pa 0.0474	4318 Pa 0.3330	2492 Pa 0.1922
Consommat.	:	617 Pa 0.0476	4335 Pa 0.3343	2511 Pa 0.1961

## PERTES DE CHARGE (TCW)

Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf

PROJET:	NUMERO: 1	
RESPONSAB.: INTEP/ef	FICH.: obhe	.ZRD
DATE: 7.5.91		

### 1. DONNEES PROJET

Nom du projet	:	obhe	.ZRD
Date	:	7.5.91	
Désignation du projet	:		
No projet	:	1	
Responsable	:	ef	
Jeu tuyaux	:	a	.ZRO
Vannes manuelles	:		
Vannes thermostatiques	:	DANFOSS	
Raccords de retour	:	BALLOFIX	
Produit antigél	:	PROPYLENGLYKOL	
Rugosité des tuyaux	:	0.0450 mm	
Température de départ	:	60 C	
tm consommateur	:	50 C	
Part d'antigel	:	0 %	
Equilibrage de pression	:	Non	

### 2. DONNEES POUR LES TRONCONS

Valeur R	:	150 Pa
Vitesse maximale	:	1.2 m/s
Température ambiante	:	20° C

### 3.a) RESULTATS CALCUL. INSTALL.

Consom. plus défavorable (Nr.)	:	513.0	
Réseau – Température de retour	:	41.09 °	C
– Différence de température	:	18.91 °	K
– Débit massique	:	0.9520	kg/s
– Perte de charge	:	16906	Pa
Puissance consommateur	:	60123	W
Puissance producteur	:	75191	W
Pertes de chaleur	:	15068	W (20.04%)
Pompe – Hauteur de refoulement	:	1.75	m
– Débit	:	3.49	m <sup>3</sup> /h

### 3.b) DENSITE / VISCOSITE / AUTORITE

Densité (60 / 50°C)	:	983.0	/	987.8	kg/m <sup>3</sup>
Viscosité cinématique (60 / 50°C)	:	0.471E-06	/	0.551E-06	m <sup>2</sup> /s
Capacité thermique spécif. cp (50°C)	:			4176	J/kg, K

Autorités	:	Autorité minimale	Autorité maximale	Autorité moyenne
Vannes CC	:	87 Pa 0.0052	1738 Pa 0.1028	828 Pa 0.0489
Consommat.	:	87 Pa 0.0052	1764 Pa 0.1044	873 Pa 0.0516

## PERTES DE CHARGE (TCW)

Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf

PROJET:  
RESPONSAB.: INTEP/ef  
DATE: 7.5.91

NUMERO: 1  
FICH.: obhe .ZRD

### 1. DONNEES PROJET

Nom du projet	:	obhe	.ZRD
Date	:	7.5.91	
Désignation du projet	:		
No projet	:	1	
Responsable	:	ef	
Jeu tuyaux	:	a	.ZRO
Vannes manuelles	:		
Vannes thermostatiques	:	DANFOSS	
Raccords de retour	:	BALLOFIX	
Produit antigél	:	PROPYLENGLYKOL	
Rugosité des tuyaux	:	0.0450 mm	
Température de départ	:	60 C	
tm consommateur	:	50 C	
Part d'antigel	:	0 %	
Equilibrage de pression	:	Non	

### 2. DONNEES POUR LES TRONCONS

Valeur R	:	50 Pa
Vitesse maximale	:	1.2 m/s
Température ambiante	:	20° C

### 3.a) RESULTATS CALCUL. INSTALL.

Consom. plus défavorable (Nr.)	:	513.0	
Réseau – Température de retour	:	41.15 ° C	
– Différence de température	:	18.85 ° K	
– Débit massique	:	0.9775 kg/s	
– Perte de charge	:	8955 Pa	
Puissance consommateur	:	60123 W	
Puissance producteur	:	76933 W	
Pertes de chaleur	:	16810 W	(21.85 %)
Pompe – Hauteur de refoulement	:	0.93 m	
– Débit	:	3.58 m <sup>3</sup> /h	

### 3.b) DENSITE / VISCOSITE / AUTORITE

Densité (60 / 50°C)	:	983.0 / 987.8	kg/m <sup>3</sup>
Viscosité cinématique (60 / 50°C)	:	0.471E-06 / 0.551E-06	m <sup>2</sup> /s
Capacité thermique spécif. cp (50°C)	:	4176	J/kg, K

Autorités	:	Autorité minimale	Autorité maximale	Autorité moyenne
Vannes CC	:	87 Pa 0.0097	1745 Pa 0.1949	873 Pa 0.0975
Consommat.	:	88 Pa 0.0098	1772 Pa 0.1979	921 Pa 0.1029

## PERTES DE CHARGE (TCW)

Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf

PROJET:	NUMERO: 1
RESPONSAB.: INTEP/ef	FICH.: hkfern .ZRD
DATE: 24.7.91	

### 1. DONNEES PROJET

Nom du projet	:	hkfern	.ZRD
Date	:	24.7.91	
Désignation du projet	:		
No projet	:	1	
Responsable	:	INTEP/ef	
Jeu tuyaux	:	a	.ZRO
Vannes manuelles	:		
Vannes thermostatiques	:		
Raccords de retour	:		
Produit antigel	:	PROPYLENGLYKOL	
Rugosité des tuyaux	:	0.0450 mm	
Température de départ	:	55 C	
tm consommateur	:	48 C	
Part d'antigel	:	0 %	
Equilibrage de pression	:	Non	

### 2. DONNEES POUR LES TRONCONS

Valeur R	:	50 Pa
Vitesse maximale	:	1.2 m/s
Température ambiante	:	10° C

### 3.a) RESULTATS CALCUL. INSTALL.

Consom. plus défavorable (Nr.)	:	1122.0	
Réseau – Température de retour	:	41.05 °	C
– Différence de température	:	13.95 °	K
– Débit massique	:	10.0706	kg/s
– Perte de charge	:	74232	Pa
Puissance consommateur	:	574007	W
Puissance producteur	:	586494	W
Pertes de chaleur	:	12484	W (2.13 %)
Pompe – Hauteur de refoulement	:	7.68	m
– Débit	:	36.79	m <sup>3</sup> /h

### 3.b) DENSITE / VISCOSITE / AUTORITE

Densité (55 / 48°C)	:	985.5 / 988.7	kg/m <sup>3</sup>
Viscosité cinématique (55 / 48°C)	:	0.508E-06 / 0.570E-06	m <sup>2</sup> /s
Capacité thermique spécif. cp (48°C)	:	4176	J/kg, K

Autorités	:	Autorité minimale	Autorité maximale	Autorité moyenne
Vannes CC	:	0 Pa 0.0000	0 Pa 0.0000	0 Pa 0.0000
Consommat.	:	13000 Pa 0.1751	42791 Pa 0.5764	26660 Pa 0.3592

## PERTES DE CHARGE (TCW)

Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf

PROJET:	NUMERO: 1
RESPONSAB.: ef	FICH.: ravel10 .ZRD
DATE: 24.7.91	

### 1. DONNEES PROJET

Nom du projet	:	ravel10	.ZRD
Date	:	24.7.91	
Désignation du projet	:		
No projet	:	1	
Responsable	:	ef	
Jeu tuyaux	:	a	.ZRO
Vannes manuelles	:	OEDERLIN	
Vannes thermostatiques	:	DANFOSS	
Raccords de retour	:	BALLOFIX	
Produit antigél	:	PROPYLENGLYKOL	
Rugosité des tuyaux	:	0.0450 mm	
Température de départ	:	55 C	
tm consommateur	:	48 C	
Part d'antigel	:	0 %	
Equilibrage de pression	:	Non	

### 2. DONNEES POUR LES TRONCONS

Valeur R	:	50 Pa
Vitesse maximale	:	1.2 m/s
Température ambiante	:	10° C

### 3.a) RESULTATS CALCUL. INSTALL.

Consom. plus défavorable (Nr.)	:	1028.0	
Réseau – Température de retour	:	41.05 °	C
– Différence de température	:	13.95 °	K
– Débit massique	:	10.0735	kg/s
– Perte de charge	:	73398	Pa
Puissance consommateur	:	574007	W
Puissance producteur	:	586636	W
Pertes de chaleur	:	12629	W (2.15 %)
Pompe – Hauteur de refoulement	:	7.59	m
– Débit	:	36.80	m <sup>3</sup> /h

### 3.b) DENSITE / VISCOSITE / AUTORITE

Densité (55 / 48°C)	:	985.5 / 988.7	kg/m <sup>3</sup>
Viscosité cinématique (55 / 48°C)	:	0.508E-06 / 0.570E-06	m <sup>2</sup> /s
Capacité thermique spécif. cp (48°C)	:	4176	J/kg, K

Autorités	:	Autorité minimale	Autorité maximale	Autorité moyenne
Vannes CC	:	0 Pa 0.0000	0 Pa 0.0000	0 Pa 0.0000
Consommat.	:	0 Pa 0.0000	42789 Pa 0.5830	24636 Pa 0.3357

## PERTES DE CHARGE (TCW)

Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf

PROJET:	NUMERO: 1
RESPONSAB.: INTER/ef	FICH.: hkfern .ZRD
DATE: 24.7.91	

### 1. DONNEES PROJET

Nom du projet	:	hkfern	.ZRD
Date	:	24.7.91	
Désignation du projet	:		
No projet	:		
Responsable	:	INTEP/ef	
Jeu tuyaux	:	a	.ZRO
Vannes manuelles	:		
Vannes thermostatiques	:		
Raccords de retour	:		
Produit antigel	:	PROPYLENGLYKOL	
Rugosité des tuyaux	:	0.0450 mm	
Température de départ	:	55 C	
tm consommateur	:	48 C	
Part d'antigel	:	0 %	
Equilibrage de pression	:	Non	

### 2. DONNEES POUR LES TRONCONS

Valeur R	:	200 Pa
Vitesse maximale	:	1.2 m/s
Température ambiante	:	10° C

### 3.a) RESULTATS CALCUL. INSTALL.

Consom. plus défavorable (Nr.)	:	1122.0	
Réseau – Température de retour	:	41.05 °	C
– Différence de température	:	13.95 °	K
– Débit massique	:	10.0706	kg/s
– Perte de charge	:	74232	Pa
Puissance consommateur	:	574007	W
Puissance producteur	:	586494	W
Pertes de chaleur	:	12478	W (2.13 %)
Pompe – Hauteur de refoulement	:	7.68	m
– Débit	:	36.79	m <sup>3</sup> /h

### 3.b) DENSITE / VISCOSITE / AUTORITE

Densité (55 / 48°C)	:	985.5 / 988.7	kg/m <sup>3</sup>
Viscosité cinématique (55 / 48°C)	:	0.508E-06 / 0.570E-06	m <sup>2</sup> /s
Capacité thermique spécif. cp (48°C)	:	4176	J/kg, K

Autorités	:	Autorité minimale	Autorité maximale	Autorité moyenne
Vannes CC	:	0 Pa 0.0000	0 Pa 0.0000	0 Pa 0.0000
Consommat.	:	13000 Pa 0.1751	42791 Pa 0.5764	26660 Pa 0.3592

## A2 Bibliographie

N° Auteur	Titre	Editions
1 ARGE Amstein+Walthert/Intep	Sparpotential beim Elektrizitätsverbrauch von zehn ausgewählten arttypischen Dienstleistungsgebäuden	Bundesamt für Energiewirtschaft Dezember 1990
2 Office fédéral des questions conjoncturelles	Equilibrage hydraulique des chauffages centraux	Programme d'impulsions Installations techniques des bâtiments Novembre 1990
3 Communauté d'ingénieurs EEH Weinmann-Energies & EWI SA	SIA 380/4 L'énergie électrique dans le bâtiment	SIA 380/4 Janvier 1991
4 Recknagei/Sprenger/Honmann	Manuel pratique du génie climatique	Edition Pyc 1986
5 M. Schaer	Konzeption und Auslegung von hydraulischen Schaltungen und Stelgliedern	Landis & Gyr AG 1989
6 P. Ackermann	Stopbüchlose Heizungsumwälzpumpen	Bieri Pumpenbau AG, 3110 Münsingen 1984
7 J. Steinemann	Einbauten unmittelbar vor oder nach einer Pumpe	Heizung Klima N° 9 1986
8 Redaktion der Zeitschrift TEST	Test Heizungspumpen	Zeitschrift TEST 1986
9 H.J. Luchsinger TEST	Strom sparen in der Haustechnik - Umwälzpumpen und deren Regelung im Vergleich	Doku SWISS BAU 91 Januar 1991
10 EWZ/INFRAS	Grundlagen für eine intensivierete Stromsparerpolitik	Zürich Juni 1987
11 SIA 384/1	Installations de chauffage central	Zurich 1991
12 SIA380/1	L'énergie dans le bâtiment	Zürich 1988
13 Office fédéral des questions conjoncturelles	Commande et régulation des installations de chauffage et de ventilation	Programme d'impulsions Installations techniques des bâtiments Janvier 1987
14 J. Kurmann / M. Schaer	Ventil- und Regelkennlinie Ventildimensionierung D/60-043	Landis & Gyr AG 1983

N° Auteur	Titre	Editions
15 Hans Roos	Hydraulik der Wasserheizung	R. Oldenburg Verlag Munchen Wien 1986
16 Schweizerische Aktionsgemeinschaft Sparsamer Heizen (ASH)	Heizungstechnik in der Praxis	AG Buchdruckerei Reinach, Rinsch BL
17 Hans Roos und andere	Hydraulik und Regelung von Wassernetzen in Heizungs- und Klimaanlageanlagen	Technische Akademie Esslingen Weiterbildungszentrum
18 KSB Pumpen /Armaturen	Auslegung von Kreiselpumpen Frankenthal	KSB Aktiengesellschaft
19 Office fédéral des questions conjoncturelles	Le mesurage dans les installations de chauffage, ventilation et climatisation	Programme d'impulsions Installations techniques des bâtiments Janvier 1987
20 Danfoss AG	Wissenswertes ober Frequenzumformer	Danfoss Werner Kuster AG Frenkendorf
21 Peter F. Brosch	Frequenzumformer Prinzip, Aufbau und Einsatz	Verlag moderne Industrie AG
22 Office fédéral des questions conjoncturelles	L'eau dans les installations du bâtiment	Programme d'impulsions Installations techniques des bâtiments Janvier 1988
23 SICC N° 88-3f	Calcul des coûts d'exploitation des dispositifs thermotechniques	SICC 1989
24 Bundesamt for Statistik	Statistisches Jahrbuch der Schweiz 1989	Verlag Neue Zürcher Zeitung 1989
25 C.U. Brunner und andere	Elektrizitätssparen	NFP 44 Energie 1986
26 C.U. Brunner und andere	Elektrosparstudien	Basel Landschaft und Zürich 1988
27 SEV/VSE	Schweizerische Elektrizitätsstatistik 1989	SEV Bulletin N° 8/1990
28 B. Wick und andere	Nachfrage Elektrizität Dienstleistungssektor 1988	EGES Arbeitsdokument N° 11

# A3 Fournisseurs

N° Fournisseurs

H 1 EMB Pumpenbau AG  
Erlenweg  
CH-4310 Rheinfelden

---

H2 Gebr. Tobler AG  
Steinackerstrasse 10  
CH-8902 Urdorf

---

H3 Bieri Pumpenbau AG  
Biral International  
CH-3110 Münsingen

---

H4 Grundfos Pumpen AG  
Bruggacherstrasse 10  
CH-8117 Fällanden

---

H5 Landis & Gyr AG  
Sennweidstrasse 47  
CH-6312 Steinhausen

---

H6 Oertli Wärmetechnik AG  
Zürichstrasse 130  
CH-8600 Dübendorf

---

H7 ARWA Vortex economica  
Richtstrasse 2  
CH-8304 Wallisellen

---

H8 HANY & Cie AG  
Bergstrasse 103  
CH-8706 Meilen

---

H9 K. Rotschi AG  
Herzogstrasse 11  
CH-5200 Brugg

---

H 10 Danfoss  
Werner Kuster AG  
CH-4402 Frenkendorf

---

H11 Rudair  
Hauptstrasse 77  
CH-4435 Niederdorf

---

H 12 atech  
Case postale 4  
CH-1147 Montricher

---

# A4 Grandeurs et symboles

Symbole	Unité	Grandeur
A	m <sup>2</sup>	Surface
Ba	-	Point d'exploitation a
C <sub>pw</sub>	kJ/kgK	Chaleur spécifique
DN	mm	Diamètre nominal des tuyaux
d	m	Diamètre
E <sub>p</sub>	MJ/m <sup>2</sup> a	Indice de dépense d'énergie du circulateur
f <sub>p</sub>	-	Facteur de correction de la pression de refoulement
f <sub>d</sub>	-	Facteur de correction du débit de refoulement
f	Hz	Fréquence
g	m/s <sup>2</sup>	Accélération terrestre
H	M	Différence de pression
n	-	Rendement
h <sub>a</sub>	h/a	Heures de fonctionnement par année
h	m	Hauteur de colonne d'eau (CE)
ϑ <sub>A</sub>	K	Température extérieure
ϑ <sub>L</sub>	K	Température limite
K	-	Constante du réseau
Kv	m <sup>3</sup> /h	Débit pour une différence de pression de 1 bar
λ	-	Coefficient de frottement
l	m	Longueur
m	kg/s	Débit massique
NPSH	Pa	Net Positive Suction Haed
n	U/min	Vitesse de rotation
P <sub>el</sub>	W	Puissance électrique absorbée
P <sub>h</sub>	W	Puissance hyd rauliq ue uti le
P <sub>p</sub>	W	Puissance de la pompe
P <sub>v</sub>	-	Autorité de la vanne
P <sub>vb</sub>	-	Autorité du consommateur
P <sub>vT</sub>	-	Autorité de la vanne thermostatique
P	W	Puissance
Q̇	m <sup>3</sup> /h	Débit volumique
Q̇	W	Puissance thermique
Re	-	Nombre de Reynolds

Symbole	Unité	Grandeur
RL		Retour
R	Pa/m	Perte de charge spécifique linéaire
$\rho_r$	kg/m	Densité du fluide au retour
$\rho_v$	kg/m <sup>3</sup>	Densité du fluide à l'aller
$\rho_w$	kg/m <sup>3</sup>	Densité de l'eau
SRE	m <sup>2</sup>	Surface de référence énergétique
$\dot{V}_B$	m <sup>3</sup> /h	Débit à l'exploitation
$\dot{V}_L$	-	Départ
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /h	Débit
$\dot{V}_N$	m <sup>3</sup> /h	Débit nominal
$\dot{V}_R$	m <sup>3</sup>	Contenance en eau du réseau
w	m/s	Vitesse
Z	Pa	Perte de charge singulière
$\zeta$	-	Coefficient des pertes de charge singulières
$\Delta p$	Pa	Pression différentielle
$\Delta p_{\text{eff}}$	Pa	Pression de refoulement effective
$\Delta p_N$	Pa	Pression de refoulement nominale
$\Delta p_p$	Pa	Pression de refoulement du circulateur
$\Delta p_{v100}$	Pa	Perte de charge de la vanne à débit nominal
$\Delta p_{v0}$	Pa	Différence de pression sur la vanne à débit nul
$\Delta p_{vb}$	Pa	Perte de charge du consommateur
$\Delta P_{VA}$	Pa	Perte de charge de l'organe de réglage
$\Delta T$	K	Température différentielle

# A5 Tableau des facteurs de valeurs actuelles

## Valeur actuelle d'une annuité de Fr. 1.- par période pour n période

$$VAA_{i,n} = \sum_{t=1}^n \frac{1}{(1+i)^t} = \frac{1}{i} - \frac{1}{i} \left( \frac{1}{(1+i)^n} \right)$$

Intérêt nominal:  $i_n = 8\%$  | Intérêt réel:  $i_r = \frac{i_n - \pi}{1 + \pi} \approx i_n - \pi = 8\% - 6\% = 2\%$   
 Renchérissement:  $\pi = 6\%$  |  $i = 2200$  -  
 Investissement:  
 Economie annuelle de frais d'énergie:  $A = 210$  -  
 Durée d'utilisation de l'investissement:  $n = 15$  ans  
 Valeur actuelle nette:  $VAN = -I + VA_{A,2\%,15} \cdot A = -2200 + 12,8493 \cdot 210$   
 $VAN = + 498,35 > 0 \rightarrow$  l'investissement est rentable.

Nombre Périodes	1,0%	1,5%	2,0%	2,5%	3,0%	3,5%	4,0%	5,0%	6,0%	7,0%	8,0%	9,0%	10,0%	15,0%	20,0%	30,0%
1	0,9901	0,9852	0,9804	0,9756	0,9709	0,9662	0,9615	0,9524	0,9434	0,9346	0,9259	0,9174	0,9091	0,8696	0,8333	0,7692
2	1,9704	1,9559	1,9416	1,9274	1,9135	1,8997	1,8861	1,8594	1,8334	1,8080	1,7833	1,7591	1,7355	1,6257	1,5278	1,3609
3	2,9410	2,9122	2,8839	2,8560	2,8286	2,8016	2,7751	2,7232	2,6730	2,6243	2,5771	2,5313	2,4869	2,2832	2,1065	1,8161
4	3,9020	3,8544	3,8077	3,7620	3,7171	3,6731	3,6299	3,5460	3,4651	3,3872	3,3121	3,2397	3,1699	2,8550	2,5887	2,1662
5	4,8534	4,7826	4,7135	4,6458	4,5797	4,5151	4,4518	4,3295	4,2124	4,1002	3,9927	3,8897	3,7908	3,3522	2,9906	2,4356
6	5,7955	5,6972	5,6014	5,5081	5,4172	5,3286	5,2421	5,0757	4,9173	4,7665	4,6229	4,4859	4,3553	3,7845	3,3255	2,6427
7	6,7282	6,5982	6,4720	6,3494	6,2303	6,1145	6,0021	5,7864	5,5824	5,3893	5,2064	5,0330	4,8684	4,1604	3,6046	2,8021
8	7,6517	7,4859	7,3255	7,1701	7,0197	6,8740	6,7327	6,4632	6,2098	5,9713	5,7466	5,5348	5,3349	4,4873	3,8372	2,9247
9	8,5660	8,3605	8,1622	7,9709	7,7861	7,6077	7,4353	7,1078	6,8017	6,5152	6,2469	5,9952	5,7590	4,7716	4,0310	3,0190
10	9,4713	9,2222	8,9926	8,7521	8,5302	8,3166	8,1109	7,7217	7,3601	7,0236	6,7101	6,4177	6,1446	5,0188	4,1925	3,0915
11	10,3676	10,0711	9,7868	9,5142	9,2526	9,0016	8,7605	8,3064	7,8869	7,4987	7,1390	6,8052	6,4951	5,2337	4,3271	3,1473
12	11,2551	10,9075	10,5753	10,2578	9,9540	9,6633	9,3851	8,8633	8,3838	7,9427	7,5361	7,1607	6,8137	5,4206	4,4392	3,1903
13	12,1337	11,7315	11,3484	10,9832	10,6350	10,3027	9,9856	9,3936	8,8527	8,3577	7,9038	7,4869	7,1034	5,5831	4,5327	3,2233
14	13,0037	12,5434	12,1062	11,6909	11,2961	10,9205	10,5631	9,8986	9,2950	8,7455	8,2442	7,7862	7,3667	5,7245	4,6106	3,2487
15	13,8651	13,3432	12,8493	12,3814	11,9379	11,5174	11,1184	10,3797	9,7122	9,1079	8,5595	8,0607	7,6061	5,8474	4,6755	3,2682
16	14,7179	14,1313	13,5777	13,0550	12,5611	12,0941	11,6523	10,8378	10,1059	9,4466	8,8514	8,3126	7,8237	5,9542	4,7296	3,2832
17	15,5623	14,9076	14,2919	13,7122	13,1661	12,6513	12,1657	11,2741	10,4773	9,7632	9,1216	8,5436	8,0216	6,0472	4,7746	3,2948
18	16,3983	15,6726	14,9920	14,3534	13,7535	13,1897	12,6593	11,6896	10,8276	10,0591	9,3719	8,7556	8,2014	6,1280	4,8122	3,3037
19	17,2260	16,4262	15,6785	14,9789	14,3238	13,7098	13,1339	12,0853	11,1581	10,3356	9,6036	8,9501	8,3649	6,1982	4,8435	3,3105
20	18,0456	17,1686	16,3514	15,5892	14,8775	14,2124	13,5903	12,4622	11,4699	10,5940	9,8181	9,1285	8,5136	6,2593	4,8696	3,3158
25	22,0232	20,7196	19,5235	18,4244	17,4131	16,4815	15,6221	14,0939	12,7834	11,6536	10,6748	9,8226	9,0770	6,4641	4,9476	3,3286
30	25,8077	24,0158	22,3965	20,9303	19,6004	18,3920	17,2920	15,3725	13,7648	12,4090	11,2578	10,2737	9,4269	6,5660	4,9789	3,3321
35	29,4086	27,0756	24,9986	23,1452	21,4872	20,0007	18,6646	16,3742	14,4982	12,9477	11,6546	10,5668	9,6442	6,6166	4,9915	3,3330
40	32,8347	29,9158	27,3555	25,1028	23,1148	21,3551	19,7928	17,1591	15,0463	13,3317	11,9246	10,7574	9,7791	6,6418	4,9966	3,3332
50	39,1961	34,9997	31,4236	28,3623	25,7298	23,4556	21,4822	18,2559	15,7619	13,8007	12,2335	10,9617	9,9148	6,6605	4,9995	3,3333

# A6 Tableau de conversion

## PREFIXES

Facteur	10 <sup>12</sup>	10 <sup>9</sup>	10 <sup>6</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>2</sup>	10 <sup>1</sup>
Symbole	T	G	M	k	h	da
Préfixe	Tera	Giga	Mega	Kilo	Hecto	Deca
Facteur	10 <sup>-1</sup>	10 <sup>-2</sup>	10 <sup>-3</sup>	10 <sup>-6</sup>	10 <sup>-9</sup>	10 <sup>-12</sup>
Symbole	d	c	m	μ	n	p
Préfixe	Deci	Centi	Milli	Micro	Nano	Pico

## FORCE

N (Newton)	dyne	kp
1	10 <sup>5</sup>	0,1020
10 <sup>-5</sup>	1	1,020 · 10 <sup>-6</sup>
9,81	9,81 · 10 <sup>5</sup>	1

## PRESSION

Pa (N/m <sup>2</sup> )	bar	at (kp/m <sup>2</sup> )	mmCE (kp/m <sup>2</sup> )	atm	mmHg (Torr)
1	10 <sup>-5</sup>	1,020 · 10 <sup>-5</sup>	1,020	9,87 · 10 <sup>-6</sup>	7,50 · 10 <sup>-3</sup>
10 <sup>5</sup>	1	1,020	1,020 · 10 <sup>4</sup>	0,987	7,50 · 10 <sup>2</sup>
9,81 · 10 <sup>4</sup>	0,981	1	10 <sup>4</sup>	0,968	7,36 · 10 <sup>2</sup>
9,81	9,81 · 10 <sup>-5</sup>	10 <sup>-4</sup>	1	9,68 · 10 <sup>-5</sup>	7,36 · 10 <sup>-2</sup>
1,013 · 10 <sup>5</sup>	1,013	1,033	1,033 · 10 <sup>4</sup>	1	7,60
1,333 · 10 <sup>2</sup>	1,333 · 10 <sup>-3</sup>	1,360 · 10 <sup>-3</sup>	13,60	1,316 · 10 <sup>-3</sup>	1

## ENERGIE

J (Joule)	kWh	mkp	kcal
1	2,78 · 10 <sup>-7</sup>	0,1020	2,39 · 10 <sup>-4</sup>
3,60 · 10 <sup>6</sup>	1	3,67 · 10 <sup>5</sup>	860
9,81	2,72 · 10 <sup>-6</sup>	1	2,34 · 10 <sup>-3</sup>
4,19 · 10 <sup>3</sup>	1,163 · 10 <sup>-3</sup>	4,27 · 10 <sup>2</sup>	1

## PUISSANCE

W	kcal/h	PS
1	0,860	1,36 · 10 <sup>-3</sup>
1,163	1	1,58 · 10 <sup>-3</sup>
735	632	1

## TEMPERATURE

Kelvin (K) = degré Celsius (°C) + 273.  
 Les températures des liquides, de l'air et des autres gaz sont données en °C.  
 Les températures différentielles sont exprimées en K.



# Associations de soutien

---

**ASCV**

Association suisse des entreprises  
de chauffage et de ventilation

---

**ASMFA**

Association suisse des maîtres  
ferblantiers et appareilleurs

---

**SBHI**

Société suisse  
des ingénieurs-conseils  
de la technique du bâtiment  
et de l'énergie

---

**SICC**

Société suisse des ingénieurs  
en chauffage et climatisation

---

**UTS**

Union technique suisse

---