



Département d'aérospatiale et mécanique
Faculté des Sciences Appliquées
Université de Liège (Belgique)

Développement d'un outil de simulation et d'analyse technico-économique et environnementale d'un réseau de chaleur

Thèse de doctorat présentée pour l'obtention du grade de Docteur en
Sciences Appliquées par

Kevin Sartor

Composition du jury:

Prof. Lemort Vincent, président du jury
Prof. Dewallef Pierre, directeur de thèse
Prof. André Philippe
Prof. Karellas Sotirios
Prof. Quoilin Sylvain
Prof. Reiter Sigrid

Septembre 2018



Département d'aérospatiale et mécanique
Faculté des Sciences Appliquées
Université de Liège (Belgique)

Développement d'un outil de simulation et d'analyse technico-économique et environnementale d'un réseau de chaleur

Thèse de doctorat présentée pour l'obtention du grade de Docteur en
Sciences Appliquées par

Kevin Sartor

Composition du jury:

Prof. Lemort Vincent, président du jury
Prof. Dewallef Pierre, directeur de thèse
Prof. André Philippe
Prof. Karellas Sotirios
Prof. Quoilin Sylvain
Prof. Reiter Sigrid

Septembre 2018

Résumé

La première partie de cette thèse de doctorat est composée de 6 chapitres. Celle-ci décrit une méthodologie originale afin d'estimer les performances économiques, énergétiques et environnementales des installations d'un réseau de chaleur.

Le chapitre 1 résume les différents contextes dans lesquels s'inscrit le travail de recherche. Le contexte énergétique mondial de la consommation d'énergie primaire liée au chauffage et à la climatisation des bâtiments est tout d'abord détaillé. En effet, ce travail se concentre sur l'alimentation de bâtiments par le biais des réseaux de chaleur qui sont, à leur tour, détaillés. Pour alimenter ceux-ci, l'usage de la biomasse et des unités de cogénération sont également abordés au sein de ce premier chapitre.

Le chapitre 2 détaille le cas d'étude qui est utilisé pour éprouver la méthodologie développée dans le travail de recherche. À l'aide de ses spécificités et des notions introduites dans le chapitre 1, des objectifs généraux sont définis.

Le chapitre 3 délimite les objectifs du présent travail de recherche sur base de ceux établis dans le chapitre 2. Pour y parvenir, les différentes méthodes utilisées sont à leur tour détaillées et référencées au travers des articles scientifiques constituant la partie 2 de ce manuscrit. Finalement, les outils informatiques utilisés pour réaliser ces objectifs sont également abordés.

Le chapitre 4 détaille les résultats des articles scientifiques 3, 4 et 8 de la partie 2 de ce manuscrit concernant la modélisation du transport de l'énergie thermique. L'article 3, sur base des limitations observées pour une méthode de modélisation couramment utilisée (volumes finis) pour la simulation du transport de l'énergie thermique, détaille une méthode alternative de simulation du transport de l'énergie thermique dans le langage du logiciel Matlab. Cette méthode considère non seulement les pertes à l'ambiance de la canalisation, mais également l'inertie thermique de celle-ci dont l'influence sur le transport d'énergie est démontrée. L'article 4 valide cette approche expérimentalement sur une installation de laboratoire et sur une portion d'une canalisation du réseau de chaleur du cas d'étude. L'article 8 établit un état de l'art des différentes méthodes de modélisation du transport d'énergie thermique qui conclut sur la nécessité d'utiliser une méthode alternative pour l'estimation dynamique des pertes à l'ambiance et du transport de l'énergie thermique d'une canalisation. Cet article propose d'utiliser la méthode envisagée de l'article 3 en l'adaptant au langage

Modelica. Par ailleurs, cette méthode alternative est à son tour validée sur l'installation de laboratoire utilisée dans la validation expérimentale de l'article 4 ainsi que sur une portion d'un réseau de chaleur existant constituée de plusieurs consommateurs.

Le chapitre 5 présente les résultats obtenus pour l'analyse d'un réseau de chaleur qui sont résumés dans les articles scientifiques numérotés 1, 2, 5, 6, 7 et 9 de la partie 2 de ce manuscrit et des compléments sont également abordés le cas échéant. L'article 1 présente une modélisation détaillée de la combustion de la biomasse et du gaz naturel afin d'estimer les émissions de plusieurs polluants tout en s'attardant sur la formation des oxydes d'azote et de soufre. L'article 2 présente une méthodologie permettant d'estimer le coût de la chaleur et le bilan des émissions de dioxyde de carbone d'un réseau de chaleur et compare ce système de chauffage à d'autres alternatives. Pour arriver à cet objectif, plusieurs modèles sont détaillés et validés expérimentalement afin d'estimer les performances des différentes installations constituant un réseau de chaleur (chaudière, unité de cogénération, réseau de chaleur). Finalement, plusieurs scénarios visant à améliorer le réseau de chaleur et l'unité de cogénération sont envisagés et comparés à l'aide de la méthodologie développée. L'article 6 et l'article 7 envisagent, quant à eux, des scénarios alternatifs permettant de diminuer le coût de la chaleur du réseau de chaleur sur base des modèles développés dans l'article 2. L'article 6 envisage l'ajout d'un stockage d'énergie thermique afin de maximiser l'usage d'une unité de cogénération alimentant le réseau de chaleur pour diminuer les coûts et l'impact environnemental du réseau de chaleur. Le stockage d'énergie est considéré sous deux formes: un ballon tampon d'eau chaude placé à proximité du réseau ainsi qu'une régulation adaptée permettant d'utiliser l'inertie thermique propre du réseau de chaleur. De plus, un stockage d'énergie à court terme et saisonnier sont envisagés afin de vérifier leur pertinence avec le contexte du réseau de chaleur étudié. Sur base des résultats obtenus, la politique des subsides liée à l'utilisation de l'unité de cogénération est analysée afin de pointer son adéquation avec le contexte du réseau de chaleur étudié. L'article 7, quant à lui, envisage l'ajout d'une pompe à chaleur haute température à un endroit stratégique du réseau de chaleur qui nécessite une haute température d'alimentation en eau chaude pour générer de la vapeur. Ce scénario est basé sur l'hypothèse qu'en réduisant la température moyenne du réseau grâce à cette pompe à chaleur, il serait possible de limiter les pertes à l'ambiance de celui-ci et donc de potentiellement réduire les coûts associés et l'empreinte environnementale. L'article 5 complète l'analyse des réseaux de chaleur en détaillant une méthodologie afin d'estimer les performances énergétiques, exergétiques et environnementales de différents systèmes de chauffage, dont les réseaux de chaleur, afin de comparer ces solutions dans leur globalité.

Le chapitre 6 résume les conclusions du travail de recherche et propose des perspectives à celui-ci.

La seconde partie de cette thèse de doctorat est composée des 9 articles scientifiques qui ont été préalablement abordés et d'une section consacrée à corriger une erreur présente dans l'un des articles scientifiques et à préciser un aspect lié à l'unité de cogénération étudiée, à savoir l'évolution de sa puissance nominale au cours des études.

Mots clés: Modélisation dynamique, réseaux de chaleur, transport de l'énergie, émissions de polluants.

Abstract

The first part of this doctoral thesis is composed of 6 chapters.

Chapter 1 summarizes the different contexts in which the research work takes place. The global energy context for primary energy consumption related to heating and cooling buildings is firstly detailed. Indeed, this work focuses on the supply of buildings through district heating networks which are then detailed. To feed these district heating networks, the use of biomass and cogeneration units are also discussed in this first chapter.

Chapter 2 presents the case study used to test the methodology developed in the research work. Using its specifications and the concepts introduced in chapter 1, general objectives are defined.

Chapter 3 delineates the objectives of this research work on the basis of those set out in chapter 2. To achieve this, the different methods used are detailed and referenced through the scientific articles constituting the part 2 of this manuscript. Finally, the computer tools used to achieve these objectives are also briefly discussed.

Chapter 4 presents the results of scientific articles 3, 4 and 8 of the part 2 of this manuscript concerning thermal energy transport modeling. Article 3, based on the limitations observed for a modeling method (finite volumes) commonly used for thermal energy transport modeling, details an alternative method of thermal energy transport simulation in the Matlab software language. This method considers not only the heat losses to the pipe environment but also the thermal inertia of the pipe whose influence on energy transport is demonstrated. Article 4 validates this approach experimentally in a laboratory test bench and on a portion of a heating network pipe of the case study. Article 8 establishes a state of the art of the different thermal energy transport modelling methods which concludes on the requirement to use an alternative method for the dynamic estimation of heat losses and thermal energy transport of a pipeline. This article proposes to use the method envisaged in article 3 by adapting it to the Modelica language. Furthermore, this alternative method is validated on the laboratory installation used in the experimental validation of article 4 as well as a portion of an existing heating network consisting of several consumers.

Chapter 5 presents the results obtained for the analysis of a heating network, which are summarized in the scientific articles numbered 1, 2, 5, 6, 7 and 9 in part 2 of this manuscript,

and supplements are also discussed where required. Article 1 presents a detailed modeling of biomass and natural gas combustion in order to estimate the emissions of several pollutants while focusing on the formation of nitrogen oxides. Article 2 presents a methodology to estimate the cost of heat and the carbon dioxide emissions balance of a heating network and compares this heating system with other alternative technologies. To achieve this objective, several models are detailed and validated experimentally in order to estimate the performances of the various installations constituting a heating network (boilers, cogeneration unit, heating network). Finally, several scenarios to improve the heating network and the cogeneration unit are considered and compared using the methodology developed. Article 6 and Article 7 consider alternative scenarios for reducing the cost of heating the heating network on the basis of the models developed in Article 2. Article 6 investigates the addition of thermal energy storage in order to maximize the use of a cogeneration unit feeding the heating network. Energy storage is considered in two forms: a hot water buffer storage tank placed close to the network and an adapted regulation allowing the use of the thermal inertia of the heating network. In addition, short-term and seasonal energy storage are considered to verify their relevance to the context of the heating network under study. On the basis of the results obtained, the subsidy policy linked to the use of the cogeneration unit is analyzed in order to determine its adequacy in the context of the case study. Article 7, for its part, envisages the addition of a high-temperature heat pump at a strategic point in the heating network that requires a hot water supply temperature to generate steam. This scenario is based on the assumption that by reducing the average temperature of the network thanks to this heat pump, it would be possible to limit the losses to the environment of the network and thus potentially to reduce the associated costs and the environmental footprint. Article 5 complements the analysis of heating networks by detailing a methodology to estimate the energy consumption and the energetic and environmental performances of different heating systems, including heating networks, in order to compare these solutions as a whole.

Chapter 6 summarizes the findings of the research and offers perspectives for research.

The second part of this doctoral thesis is composed of the scientific articles that were previously discussed and a section devoted to correct an error present in one of the scientific articles and to specify an aspect related to the cogeneration unit studied, namely the evolution of its rated power during the studies.

Keywords: Dynamic simulation, District heating network, heat transport, pollutants emissions.

If you can not measure it,
you can not improve it.
— Lord Kelvin

Remerciements

Tout d'abord, je souhaite remercier mon promoteur, M. Dewallef, qui m'a proposé la thématique de recherche et de travail dont il est question dans ce manuscrit. En effet, je considère celle-ci comme essentielle afin de tenter de compléter la transition énergétique qui est plus que nécessaire et actuellement en marche.

Je tiens également à remercier l'ensemble du jury pour la lecture de ce manuscrit ainsi que leurs conseils pour améliorer le travail de recherche et sa rédaction.

Je ne peux pas non plus oublier les équipes de Cofely Services (devenu entretemps Engie) et de l'Administration des ressources immobilières de l'Université de Liège qui m'ont permis d'obtenir une multitude d'informations précieuses et nécessaires à l'établissement de ce travail, particulièrement les travaux de validation expérimentale. Parmi elles, citons MME Maud Leloutre et Natalie Schnackers ainsi que MM. Étienne Angenot, Olivier Bultot, Pascal Degimbe et Damien Mercenier.

Par ailleurs, je tiens à remercier l'ensemble du personnel du laboratoire de Thermodynamique sans qui l'ambiance agréable de travail dans laquelle j'ai évolué ne serait pas ce qu'elle est, notamment grâce à l'humour de Bernard Loly. Un remerciement tout particulier à MM. José Concha et Richard Labenda pour leurs aides et conseils dans le cadre de la réalisation des études expérimentales que j'ai eues à réaliser en laboratoire et à MM. Bernard Georges et Rémi Dickes pour leurs indéfectibles encouragements.

Des échanges instructifs au sujet de l'utilisation en Belgique de la biomasse ont également été possibles avec M. Helsemans, Président de la Fédération interprofessionnelle belge du bois énergie (FEBHEL), que je remercie pour le temps qu'il m'a consacré.

Finalement, je tiens à remercier ma compagne pour sa patience, son soutien et ses encouragements durant les six dernières années.

Liège, le 23 Août 2018

S. K.

Préface

Ce manuscrit est l'un des pré-requis nécessaires à l'obtention du grade de "Docteur" à l'Université de Liège (ULiège) en Belgique. Cette thèse a été réalisée au laboratoire de Thermodynamique (B49) du département d'Aérospatiale et Mécanique de l'ULiège. L'ULiège a financé ce travail de recherche au travers d'un mandat d'assistant combinant des activités de recherches et d'enseignement sur une période approximative de 6 ans.

Le sujet de la présente contribution est le développement d'un outil de simulation synthétique utilisant de nombreuses méthodes de modélisation issues de divers domaines scientifiques afin d'analyser un réseau de chaleur dans sa globalité; c'est-à-dire de ses sources de production à ses consommateurs en passant par la phase de transport de l'énergie. Cette analyse se concentre principalement sur les aspects économiques, énergétiques, exergetiques et environnementaux. Des sources de production renouvelables telles que la combustion de la biomasse ou l'usage de pompes à chaleur haute température seront également étudiés afin de compléter l'étude des réseaux de chaleur ainsi que pour discuter de leurs avantages et inconvénients. Par ailleurs, l'aspect dynamique du transport de la chaleur au sein d'un réseau de chaleur est également abordé au travers de l'implémentation d'un modèle dynamique original.

Cette thèse est basée sur plusieurs articles scientifiques publiés dans des journaux scientifiques après une évaluation par des pairs qui constituent la seconde partie de ce manuscrit. Ces articles sont précédés par un rapport synthétisant le contexte, les approches scientifiques utilisées et les liens entre les sujets des différents articles.

Liste des publications

Ce manuscrit comporte une première partie d'introduction où le contexte scientifique, la méthodologie utilisée ainsi que les résultats principaux sont présentés et discutés.

La seconde partie regroupe les articles scientifiques suivants qui ont été publiés dans des journaux scientifiques soumis à révision sur lesquels ce travail est basé. Les articles dont il est question sont les suivants:

1. Sartor Kevin, Restivo Yannick, Ngendakumana Philippe, Dewallef Pierre, Prediction of SO_x and NO_x emissions from a medium size biomass boiler. *Biomass and Bioenergy*. 2014;65:91–100.
2. Sartor Kevin, Quoilin Sylvain, Dewallef P., Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network. *Applied Energy*. 2014;130:474–83.
3. Sartor Kevin, Thomas David, Dewallef P. A comparative study for simulating heat transport in large district heating networks. *International of Heat and Technology*, 2018;36(1);301-308.
4. Sartor Kevin, Dewallef Pierre, Experimental validation of heat transport modelling in district heating networks. *Energy*, 2017;137:961-968
5. Sartor Kevin, Dewallef Pierre, Exergy analysis applied to performance of buildings in Europe. *Energy and Buildings*. 2017;148:348-354
6. Sartor Kevin, Dewallef Pierre, Integration of heat storage into district heating networks fed by a biomass CHP plant. *Journal of Energy Storage*, 2018;15:350-358
7. Sartor Kevin, Lemort Vincent, Dewallef Pierre, Improved District Heating Network Operation by the Integration of High Temperature Heat Pumps. *International Journal of Sustainable Energy* 2017;1-15
8. van der Heijde B. , Fuchs M., Ribas Tugores C., Schweiger G., Sartor K., Basciotti D., Muller D., Nytsch-Geusen C., Wetter M., Helsen L., Dynamic equation-based thermo-hydraulic pipe model for district heating and cooling systems. *Energy Conversion and Management*, 2017;151;158-169
9. Sartor Kevin, Simulation Models to Size and Retrofit District Heating Systems. *Energies*, 2017;10(12);2027

Ces articles sont présentés par ordre chronologique d'acceptation dans les revues qui ne correspondent pas systématiquement à l'ordre chronologique de la rédaction des travaux qui y sont liés ni à leur date de publication.

En parallèle, le travail de recherche réalisé durant le doctorat s'inscrit dans des travaux de recherche annexes. Les publications suivantes constituent donc des travaux parallèles ou préliminaires aux articles scientifiques précédemment mentionnés. Ces publications ne seront pas incluses dans cette thèse:

- Sartor, K., Dickes, R., Resimont, T., Dewallef, P., Experimental validation of heat transport modeling in large solar thermal plant. Paper presented at ECOS2018: the 31st International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Guimaraes, Portugal, 2018.
- Resimont, T., Sartor, K., Dewallef, P., Thermo-Economic Evaluation of a Virtual District Heating Network Using Dynamic Simulation. Paper presented at ECOS2018: the 31st International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Guimaraes, Portugal, 2018.
- Sartor K., Dewallef P., Exergetic, Environmental and Economical Analysis of a Cogeneration Plant Connected to a District Heating Network. Renewable Energy in the Service of Mankind Vol II: Selected Topics from the World Renewable Energy Congress WREC 2014, Springer International Publishing; 2015;961–972
- IEA EBC Annex 60 project: New generation computational tools for building and community energy systems based on the Modelica and Functional Mockup Interface standards.
- Kevin Sartor, Annex 60: subtask 2.2 - Modelling heat transport in district heating networks, 2015.
- G. Radioti, S. Delvoie, K. Sartor, F. Nguyen, R. Charlier. We gme P08: Fiber-optic temperature profiles analysis for closed-loop geothermal systems-a case study In Second EAGE Workshop on Geomechanics and Energy proceedings, 2015
- G. Radioti, S. Delvoie, K. Sartor, F. Nguyen, R. Charlier. Fiber-optic temperature measurements in closed-loop geothermal systems: A case study in heterogeneous bedrock, Energy Geotechnics, 2016;505-511
- G. Radioti, Kevin Sartor, R. Charlier, P. Dewallef, F. Nguyen. Effect of undisturbed ground temperature on the design of closed-loop geothermal systems: A case study in a semi-urban environment. Applied Energy 2017;200:89-105
- Sartor Kevin, Dewallef P., Optimized integration of heat storage into district heating networks fed by a biomass CHP plant. Energy Procedia, 2017
- Ngendakumana P., Gabriele F., Restivo Y. and Sartor K., Energetic and Environmental Performances of a Domestic Hot Water Condensing Boiler Fired by Wood Pellets, Energy Procedia; 2017;120:270-277

Table des Matières

Résumé	i
Abstract	v
Remerciements	i
Préface	iii
Liste des publications	v
Liste des Illustrations	xi
Liste des Tables	xiii
Nomenclature	xv
I Synthèse	1
1 Introduction	3
1. Contexte	3
2. Réseaux de chaleur	6
2.1 Développement des réseaux de distribution de chaleur	6
2.2 Principales caractéristiques techniques	8
2.3 Infrastructures	10
2.4 Sources de production	12
2.5 Régulation	13
2.6 Avantages et inconvénients	14
3. La biomasse	17
3.1 Introduction	17
3.2 Énergie renouvelable	19
3.3 Énergie renouvelable non intermittente	19
3.4 Répartition	19
3.5 Manutention et stockage	20
3.6 Efficacité énergétique	20
3.7 Coûts	21
	vii

Table des Matières

3.8	Emplois	21
3.9	Impact environnemental	21
4.	La cogénération	23
4.1	Introduction	23
4.2	Cogénération basée sur un cycle de Rankine	23
4.3	Caractéristiques	24
4.4	Performances énergétiques, environnementales et économiques	25
5.	Position du travail	27
2	Établissement du problème	29
1.	Cas d'étude	30
1.1	Systèmes de production d'énergie	30
1.2	Transport	33
1.3	Consommation	35
1.4	Systèmes d'acquisition et de mesures	37
1.5	Régulation	37
1.6	Subsides	38
2.	Problématiques	39
2.1	Performances des unités de production	40
2.2	Consommateurs	40
2.3	Analyse économique	42
2.4	Transport de l'énergie thermique	43
2.5	Aspects complémentaires	45
3	Objectifs, méthodologie et outils	47
1.	Objectifs	47
2.	Délimitations du travail et solutions proposées	49
2.1	Performances des unités de production	49
2.2	Consommateurs	54
2.3	Analyse économique	56
2.4	Modélisation du transport de l'énergie thermique	56
3.	Organisation des études	57
3.1	Modélisation dynamique du transport de l'énergie thermique	57
3.2	Analyse d'un réseau de chaleur	59
4.	Outils	61
4	Modélisation du transport de l'énergie thermique	63
1.	Objectifs	63
2.	Modélisations	64
2.1	Pertes à l'ambiance	64
2.2	Modélisation dynamique	67
2.3	Consommation des pompes	71
3.	Conclusions	72

5 Analyse d'un réseau de chaleur	73
1. Approche quasi-stabilisée	74
1.1 Implémentation d'un réseau de chaleur	74
1.2 Unité de cogénération alimentée par de la biomasse	76
1.3 Réseau de chaleur	82
1.4 Contrôle	83
1.5 Analyses exergétiques	84
2. Politique wallonne de subsides	89
3. Approche dynamique	91
4. Conclusions	94
6 Conclusions et perspectives	95
1. Conclusions	95
2. Perspectives	97
Bibliographie	117
II Articles scientifiques	119
1. Prediction of SO_x and NO_x emissions from a medium size biomass boiler. Biomass and Bioenergy.	121
2. Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network.132	132
3. A comparative study for simulating heat transport in large district heating networks.	143
4. Experimental validation of heat transport modelling in district heating networks.152	152
5. Exergy analysis applied to performance of buildings in Europe.	161
6. Integration of heat storage into district heating networks fed by a biomass CHP plant.	169
7. Improved District Heating Network Operation by the Integration of High Temperature Heat Pumps.	179
8. Dynamic equation-based thermo-hydraulic pipe model for district heating and cooling systems.	196
9. Simulation Models to Size and Retrofit District Heating Systems.	207
Erratum / Addendum	223

Liste des Illustrations

1.1	Part de l'énergie provenant des sources d'énergies renouvelables dans les états membres de l'UE [Eurostat, 2017c].	4
1.2	Schéma de principe d'un réseau de chaleur	7
1.4	Configuration de réseau de chaleur ramifié (à gauche) et maillé (à droite)	11
1.5	Exemple de loi d'eau d'une chaudière dont la variable est la température extérieure. 13	
1.6	Comparaison des besoins en énergie primaire dans le cas d'une production séparée ou simultanée d'électricité et de chaleur.	26
2.1	Schéma de principe de la chaufferie centrale alimentant le réseau de chaleur de l'ULiège.	30
2.2	Schéma de principe de la cogénération alimentant le réseau de chaleur de l'ULiège [Sartor et al., 2014a].	31
2.3	Schéma du réseau de chaleur de l'ULiège.	33
2.4	Coupe d'un caisson contenant les canalisations du réseau de chaleur étudié. . .	34
2.5	Rendement des pompes alimentant le réseau de chaleur selon la fiche technique de ces pompes. La partie de la courbe en vert est extrapolée pour les faibles débits. 35	
2.6	Demande de chaleur horaire du réseau de chaleur de l'ULiège.	36
2.7	Exemple de configuration hydraulique (Schéma P&ID) d'une sous-station. . . .	36
2.8	Schéma de principe de la régulation du réseau primaire.	38
2.9	Comparaison du coût de la chaleur pour une chaudière alimentée au gaz naturel et une unité de cogénération en fonction de son taux d'utilisation équivalent à pleine charge.	42
3.1	Profils types de demande quart horaire de chaleur en fonction de l'affectation des bâtiments issus de l'article 9.	55
4.1	Schéma électrique équivalent	65
4.2	Validation expérimentale du modèle de pertes à l'ambiance d'une canalisation [Sartor et al., 2014a].	66
4.3	Représentation d'une cellule de fluide de la canalisation dans le temps.	70
5.1	Rendement et production électrique de la cogénération étudiée en fonction de sa puissance thermique.	76
5.2	Cascade énergétique de la cogénération étudiée à pleine charge thermique. . .	77

Liste des Illustrations

5.3	Cartographie de performance énergétique et environnementale (émissions de NO_x en mg de NO_2 équivalent par Nm^3) d'une chaudière biomasse.	80
5.4	Cartographie de performance environnementale (émissions de SO_x en mg de SO_2 équivalent par Nm^3) d'une chaudière biomasse.	81
5.5	Réduction des pertes à l'ambiance du réseau de chaleur et économie annuelle équivalente pour une réduction de la température d'alimentation du réseau.	83
5.6	Nombre d'heures de fonctionnement de la pompe du réseau de canalisations alimentant l'hôpital (feeder 3) en fonction du débit.	84
5.7	Performances exergetiques de l'unité de cogénération étudiée en fonction de la puissance thermique.	85
5.8	Performances exergetiques (thermique et électrique) de l'unité de cogénération du cas d'étude pour différentes températures d'eau alimentant le réseau de chaleur (ΔT fixe de 30 °C).	86
5.9	Rendement exergetique d'une chaudière domestique alimentée au gaz naturel et de son échangeur.	87
5.10	Ratio de performance du système de chauffage.	88
5.11	Influence théorique d'une cogénération fonctionnant à puissance constante sur le coût de la chaleur.	90
5.12	Influence théorique de la température sur la puissance dissipée d'un radiateur de type 21 selon [et climat Université catholique de Louvain,].	92
5.13	Exemple de profil de température d'alimentation d'un bâtiment du réseau de chaleur mesuré (en bleu) et simulé lorsque le débit est régulé à l'aide d'un régulateur PID (en orange).	93
1	Graphique corrigé pour l'Article 5.	223

Liste des Tables

2.1	Caractéristiques principales des chaudières à gaz naturel.	32
2.2	Épaisseur d'isolant [mm] en fonction du diamètre de la canalisation ainsi que du type de conduite.	34
3.1	Émissions de CO_2 par unité d'énergie consommée en fonction du combustible.	51

Nomenclature

Abréviations

BT Basse température,

CC Coefficient de charge,

CV Certificat vert,

CHP Unité de cogénération,

CO₂ Dioxyde de carbone,

COH Coût de la chaleur,

DHN Réseau de chaleur

EEP Économie d'énergie primaire

GN Gaz naturel

HT Haute température,

NO_x Oxyde d'azote,

PAC Pompe à chaleur

SO_x Oxyde de soufre,

ULiège Université of Liège

Symboles grecs

ϵ Efficacité, [-]

η Rendement, [-]

Indices

el électrique

fil filière

Liste des Tables

i i-ème élément

ref référence

th thermique

Lettres romanes

En Énergie, [J]

Ex Exergie, [J]

H Enthalpie, [J/kg]

P Puissance, [W]

S Entropie, [J/K]

T Température, [°C]

t Temps, [s]

\dot{V} Débit volumique, [m^3/s]

\dot{W} Puissance électrique, [J]

x Coordonnée spatiale, [*m*]

y Fraction, [-]

ΔP Pertes de charge, [*Pa*]

Synthèse **Partie I**

1 Introduction

Ce chapitre présente les différents contextes dans lesquels s'inscrit le travail de recherche et décrit les principaux thèmes et notions qui y seront abordés.

1. Contexte

Actuellement dans l'Union européenne, l'eau chaude sanitaire et le chauffage des bâtiments résidentiels correspondent à environ 20 % de la consommation d'énergie totale [Eurostat, 2017b, Union, 2016a]. Une étude détaillée [Union, 2017b], porte cette fraction à 31 % si le chauffage et l'eau chaude sanitaire des bâtiments tertiaires et industriels sont également pris en compte. Cette énergie thermique, correspondant à plus de 3500 TWh, est majoritairement produite à partir des combustibles fossiles, à savoir 66 %, et seulement 13 % proviennent des énergies renouvelables. Il est également bon de noter qu'une fraction de 1 % de la consommation d'énergie totale européenne est dédiée à la climatisation de bâtiments résidentiels, industriels et tertiaires. Cette dernière fraction est essentiellement consommée dans les pays du Sud de l'Europe (principalement l'Espagne et l'Italie). S'ajoute finalement à l'énergie thermique, l'énergie électrique produite qui représente, tous secteurs confondus, environ 25 % de la consommation d'énergie européenne [Eurostat, 2017a].

D'un point de vue environnemental, ces consommations d'énergies s'accompagnent d'importantes émissions de gaz à effet de serre, dont le CO_2 , et de polluants atmosphériques qui sont nocifs tant pour l'environnement (augmentation de la température mondiale, eutrophisation des sols...) que pour la santé humaine. En effet, l'Organisation mondiale de la santé estime qu'environ 5 % de la population mondiale décède chaque année à cause de la pollution de l'air extérieur [Organisation, 2016] qui provient majoritairement de la génération de particules et d'émissions d'oxyde d'azote et de soufre liés à la combustion d'énergies fossiles.

Partant de ces constats, il est opportun de proposer et d'implémenter des systèmes à haute efficacité énergétique pour réduire ces consommations d'énergies et pour émettre moins

Chapitre 1. Introduction

de polluants. Pour atteindre ces objectifs, l'Union européenne a établi plusieurs directives allant dans ce sens ¹. Au travers de ces directives, l'Union européenne mise notamment sur l'utilisation des unités de cogénération, des réseaux de chaleur ainsi que de l'utilisation de la biomasse comme source d'énergie primaire. Ce sont ces trois thèmes qui sont le sujet de ce travail de recherche et qui sont d'ailleurs soutenus largement par la communauté scientifique au travers de ces articles [Persson et al., 2014, Joly et al., 2017, Vandermeulen et al., 2018a, Jägemann et al., 2013] pour opérer «la transition énergétique». Par ailleurs, la stratégie européenne portant sur le chauffage et le refroidissement des bâtiments (tous secteurs confondus) suppose que potentiellement 50 % de la demande de chaleur européenne devrait être fournie par l'intermédiaire de réseaux de chaleur d'ici 2050 selon la référence [Union, 2016b].

Finalement, l'Union européenne s'est engagée à l'horizon 2020 à intégrer 20 % d'énergies renouvelables dans sa consommation finale brute d'énergie afin d'initier la transition énergétique et de réduire les émissions de polluants et de CO_2 . Dans ce cadre, chaque pays possède des objectifs qui lui sont propres et qui ont été établis en fonction du contexte énergétique de chacun d'entre eux. Ces objectifs sont repris avec la situation pour les années 2004 et 2015 sur la Figure 1.1. Cette Figure montre que près d'un tiers des pays européens ont déjà réalisé leurs objectifs et parmi eux figurent ceux dont le taux d'intégration des énergies renouvelables dépassent largement les 20 %. Ces chiffres montrent donc qu'il n'est pas impossible d'opérer une transition énergétique utilisant les énergies renouvelables.

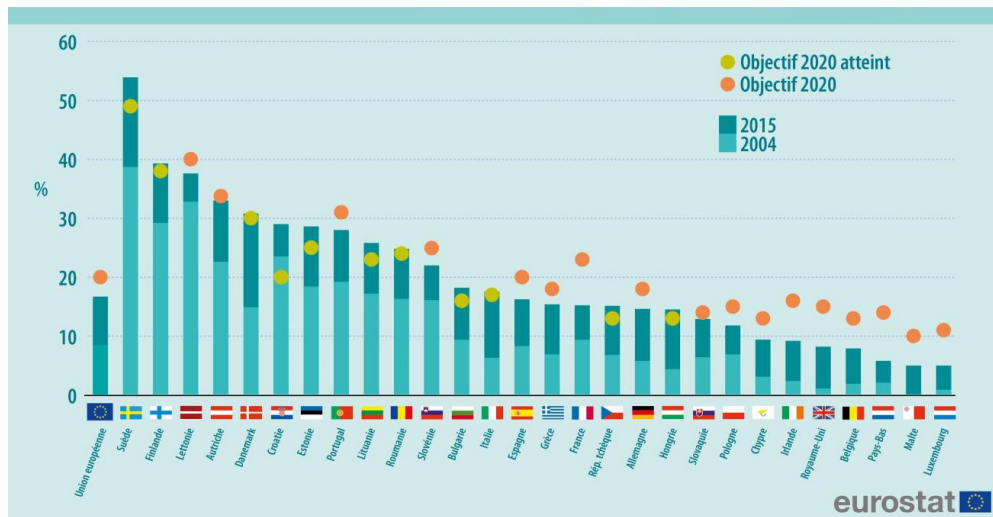


Figure 1.1 – Part de l'énergie provenant des sources d'énergies renouvelables dans les états membres de l'UE [Eurostat, 2017c].

¹Les directives sont 2004/8/EC [Union, 2004] pour le développement des unités de cogénération, 2009/28/EC [Union, 2009] pour le développement des sources d'énergies renouvelables, 2012/27/EU [Union, 2012] pour l'amélioration de l'efficacité énergétique des systèmes de production, 2010/31/EU [Union, 2010a] pour l'amélioration de la performance énergétique des bâtiments et 2003/96/CE [Union, 2003] concernant la taxation de l'énergie qui instaure un contexte favorable pour le développement d'unités de cogénération.

L'utilité première des énergies renouvelables est de permettre l'utilisation de sources d'énergie considérées comme inépuisables à l'échelle du temps humain [Omar Ellabban, Haitham Abu-Rub, 2014]². Par ailleurs, leur utilisation a également pour but de minimiser les émissions de gaz à effet de serre même si certaines d'entre elles comme la biomasse génèrent également des polluants atmosphériques. D'un autre côté, cette transition énergétique implique un enjeu politico-économique majeur lié à la dépendance énergétique des états. En effet, les énergies renouvelables sont en général mieux réparties sur le globe que les énergies fossiles dont l'exploitation n'est possible que dans quelques régions localisées.

Afin de parvenir à ces objectifs, l'Union européenne peut compter sur diverses technologies basées sur l'utilisation d'énergies renouvelables. En 2015, les différentes sources d'énergies renouvelables utilisées pour la production d'énergie en Europe étaient par ordre d'importance [Union, 2018, Union, 2015]:

- le bois et autres biocarburants solides;
- l'énergie hydraulique;
- l'énergie éolienne;
- le biogaz;
- les biocarburants liquides;
- l'énergie solaire;
- la valorisation de déchets renouvelables;
- la géothermie.;
- l'énergie houlomotrice.

Les pompes à chaleur ne sont généralement pas référencées dans ces statistiques puisqu'il s'agit de méthodes de conversion. Toutefois, il convient de les citer car elles utilisent en quelque sorte une source d'énergie renouvelable à savoir l'énergie présente dans l'air ambiant, l'eau ou le sol pour la production d'énergie thermique (chaud ou froid) qui provient directement ou indirectement de l'énergie solaire³.

Bien que dans ce travail, l'utilisation de certaines de ces énergies alternatives et renouvelables sera envisagée et discutée, seules la combustion de la biomasse et l'utilisation des pompes à chaleur seront principalement abordées. En effet, l'utilisation de la biomasse contribue [Union, 2017a] et devrait contribuer⁴ pour environ la moitié de l'objectif européen d'intégration des énergies renouvelables principalement dans le domaine de la production d'énergie thermique. Concernant les pompes à chaleur, celles-ci représentent un potentiel indéniable pour la gestion des réseaux thermiques et électriques comme en témoignent les travaux suivants [Østergaard et Andersen, 2016, Averfalk et al., 2017, Sayegh et al.,

²Il est toutefois important de noter que ce caractère inépuisable dépend de la vitesse de renouvellement naturel de ces ressources par rapport à leur vitesse d'utilisation.

³Dans le cas d'une installation géothermique de grande profondeur, la source de chaleur est principalement issue du magma terrestre et de la radioactivité. Cette source est également considérée comme renouvelable au vu de l'immense réserve d'énergie disponible par rapport aux besoins humains [Fridleifsson et al., 2008].

⁴Selon les prévisions et les objectifs définis par l'Union européenne dans les références : [Commission, 2011, Persson et al., 2014].

2018, Georges, 2017]. En effet, le chauffage de bâtiments à l'aide de pompe à chaleur pourrait permettre une adaptation de la charge du réseau électrique permettant ainsi d'améliorer la gestion des énergies renouvelables qui sont parfois de nature intermittente.

C'est dans ce contexte général de «transition énergétique» que le travail de recherche s'inscrit. En effet, les réseaux de distribution de chaleur constituent un vecteur énergétique idéal pour intégrer les énergies renouvelables dans le «mix énergétique» européen comme détaillé dans la section suivante. De plus, ils permettent l'introduction d'une large gamme de sources énergétiques dont fait partie la biomasse. Finalement, l'utilisation des unités de cogénération, qu'elles soient ou non une source de production au sein de réseaux de chaleur, permet de maximiser l'efficacité de transformation des sources d'énergie primaire.

2. Réseaux de chaleur

Un réseau de chaleur est un système énergétique capable de fournir de l'énergie thermique sous différentes formes (chauffage, eau chaude sanitaire, climatisation, processus industriel) à de multiples bâtiments à partir de sources de production d'énergie centralisées, et ce à l'échelle d'une industrie, d'un quartier ou même d'une ville.

Un réseau de chaleur (Figure 1.2) peut être considéré comme un puzzle constitué de trois pièces maîtresses:

- une ou plusieurs sources de production ou de récupération d'énergie, renouvelables ou non, où l'énergie est transformée ou récupérée à partir de systèmes thermiques⁵;
- de consommateurs, à savoir les bâtiments ou plus largement là où se trouve une sous-station composée d'une unité de transfert de chaleur, d'une régulation ainsi qu'un circuit local de canalisations et d'un système d'émissions de chaleur;
- et finalement d'un réseau de canalisations permettant le transport de l'énergie d'un point à l'autre c'est-à-dire le réseau de chaleur lui-même .

2.1 Développement des réseaux de distribution de chaleur

Les réseaux de chaleur sont utilisés en Europe depuis le quatorzième siècle [Rezaie et Rosen, 2012] par le biais d'une installation géothermique et se sont principalement développés depuis 1950 [Dobos et Abonyi, 2011] de par le monde. De nos jours, ils se retrouvent dans de très nombreux pays, mais leur développement et leur part du marché quant à la fourniture d'énergie thermique nationale varient fortement en fonction des différents pays: 92 % des citoyens sont desservis par un réseau de chaleur en Islande (essentiellement à base de géothermie) alors que seulement 2 % le sont au Royaume-Uni. Cette diversité d'usage peut s'expliquer notamment par le développement parallèle des réseaux d'approvisionnement de

⁵Par convention dans ce travail, une ligne rouge représente une canalisation de départ de la source de production (ou de l'échangeur présent dans une sous-station) vers un bâtiment et une ligne bleue représente une canalisation revenant à la source de production (ou à l'échangeur).

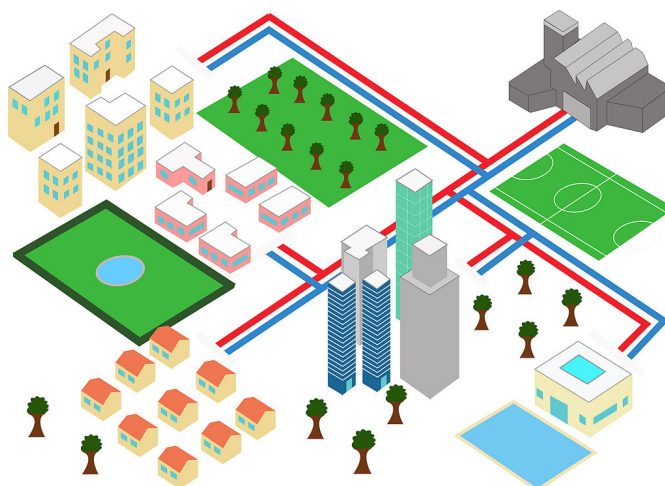


Figure 1.2 – Schéma de principe d'un réseau de chaleur [Power Solutions France, 2012].

gaz naturel qui ont favorisé l'usage de chaudières dans les bâtiments ainsi que du coût initial important de l'installation d'un réseau de chaleur.

Les pays du nord de l'Europe, la Chine et la Russie sont les principaux utilisateurs des réseaux de chaleur. Cette dernière représente à elle seule environ 55 % de la puissance totale installée des réseaux de chaleur dans le monde. D'un point de vue européen, les réseaux de chaleur couvrent environ 12 % des besoins en chaleur pour le secteur résidentiel et le tertiaire ainsi que 9 % des besoins industriels [Pirouti, 2013].

En Belgique, le développement des réseaux de chaleur est assez limité avec seulement une quarantaine de réseaux répertoriés en Région wallonne. La plupart de ces réseaux de chaleur sont de petite taille (environ 65% d'entre eux possèdent moins de 1 km de canalisations) et la puissance installée des installations thermiques est inférieure à 1 MW. Ils utilisent principalement la biomasse comme source d'énergie par l'intermédiaire de chaudières, cogénération ou d'unités de biométhanisation [FRW, 2015].

Bien que le paysage énergétique et politique belge actuel n'ait pas permis un développement plus large des réseaux de chaleur à l'instar d'autres pays européens, cette situation permet toutefois d'envisager un essor non négligeable des réseaux de chaleur de par leur potentiel dans les années à venir. Plusieurs projets sont d'ailleurs actuellement à l'étude ou en cours de construction pour utiliser les incinérateurs de déchets ménagers [TPE, 2013, Valorical, 2017] comme source d'énergie principale de ces réseaux ou encore les papeteries [Graphiline, 2016] et les réseaux géothermiques [Vito, 2015]. Dans le cas de l'incinération de déchets ou des papeteries, il est donc possible de valoriser les pertes thermiques. Dans le cas de la géothermie, l'énergie disponible peut soit être couplée à une pompe à chaleur ou être utilisée comme telle en fonction de son utilisation et du niveau de température de la source géothermique pour alimenter un réseau de chaleur.

Le lecteur intéressé par l'histoire des réseaux de chaleur est invité à consulter les références [Pol et Schmidt, 2016, Frederiksen et Werner, 2013] pour de plus amples informations.

2.2 Principales caractéristiques techniques

Actuellement, les réseaux de chaleur peuvent être classés en quatre catégories (dites générations) [Lund et al., 2014]:

- la première génération de réseau de chaleur utilise la vapeur d'eau comme fluide caloporteur dans des canalisations enterrées ou non;
- la seconde génération utilise de l'eau pressurisée à une température supérieure à 100 °C. Les canalisations sont fréquemment enfermées dans un coffrage en béton. En général, le contrôle de la puissance injectée dans le réseau est sommaire et ces réseaux sont généralement alimentés par des unités de cogénération et/ou des chaudières conventionnelles;
- la troisième génération utilise de l'eau pressurisée à une température généralement inférieure à 100 °C pour limiter les pertes thermiques le long des canalisations. D'autre part, le réseau de canalisation est généralement constitué de canalisations préfabriquées et préisolées. Celles-ci sont directement enterrées dans le sol afin de diminuer les coûts de mise en œuvre du réseau;
- la quatrième génération est en cours de développement et d'étude. Elle possède les caractéristiques suivantes: utilisation de l'eau comme fluide caloporteur à basse température; diminution des pertes à l'ambiance du réseau par une gestion optimale de celui-ci (régulation de la température, de la puissance injectée...); récupération d'énergie à basse température comme source de chaleur (géothermie, solaire thermique); intégration optimale des flux d'énergies (électricité, gaz, eau) dans le réseau grâce au réseau lui-même, ceci incluant son utilisation pour la climatisation et finalement conversion de systèmes existants en systèmes énergétiques renouvelables⁶.

L'évolution des réseaux de chaleur est donc essentiellement liée à l'utilisation d'un fluide caloporteur dont la température a été réduite au fur et à mesure des évolutions. Cette tendance s'explique, car plus la température du fluide caloporteur est basse, plus les pertes à l'ambiance liées à l'acheminement de l'énergie thermique diminuent. Par ailleurs, l'usage des réseaux de distribution de chaleur à basse température (de l'ordre d'une dizaine de degrés) permet d'utiliser le réseau de chaleur à la fois comme source d'énergie en cas de couplage avec des pompes à chaleur ou de puits thermiques pour un usage lié à la climatisation.

La capacité d'un réseau de chaleur est la puissance maximale qui peut être fournie au réseau. Toutefois, cette puissance est différente de la puissance totale fournie aux bâtiments qui y sont connectés à cause des pertes à l'ambiance des canalisations. Par ailleurs, cette différence peut également provenir du dimensionnement des installations qui dépend du coefficient de

⁶Il s'agit de caractéristiques similaires à celles que l'Union européenne a émises dans le cadre d'une de ces communications pour le développement des futurs réseaux [Union, 2016c].

charge, abordé dans le paragraphe suivant.

En général, un utilisateur souhaitant se raccorder à un réseau de chaleur souscrit un contrat pour obtenir une puissance thermique maximale $P_{th,i}$ qui lui permettra d'alimenter son bâtiment. Toutefois, les demandes thermiques individuelles des utilisateurs ne sont pas à leur maximum simultanément. En effet, la puissance appelée par un bâtiment P_{th} dépend de nombreux facteurs comme les conditions atmosphériques, les besoins en eau chaude sanitaire, le profil d'utilisation des différents locaux... De ce constat, il est dès lors possible de définir le coefficient de charge (CC) d'un réseau comme:

$$CC = \frac{\sum P_{th}}{\sum P_{th,i}} \quad (1.1)$$

Celui-ci est compris entre 0 et 1. Une valeur particulière de ce coefficient est le coefficient de simultanéité qui est la valeur maximale du coefficient de charge. Il représente la demande maximale théorique du réseau de chaleur. Des valeurs typiques du coefficient de simultanéité sont comprises entre 0.5 et 0.95 [DUMITRESCU et MINCIUC, 2015]; toutefois le type et le nombre de bâtiments connectés influent largement sur ce coefficient [Boyle, 2014, Book, 2003]. Plus ce facteur est faible, plus il est possible de réduire la taille des installations thermiques et donc les coûts d'investissements associés. Cela se traduit dans le cas d'un réseau de chaleur par la possibilité d'installer des centrales de production thermique dont la puissance maximale installée est inférieure à la somme des puissances maximales demandées par chaque utilisateur. En effet, dans le cas de chaudières individuelles présentes dans chaque bâtiment, ces chaudières doivent être dimensionnées pour fournir les besoins thermiques maximum de chacun des bâtiments. Ces besoins se calculent en fonction des caractéristiques de construction du bâtiment considéré et pour une température minimale de référence, dite de base⁷. Afin de minimiser le coefficient de simultanéité, il est généralement conseillé de diversifier le type et le nombre de consommateurs connectés au réseau de chaleur afin de diversifier les profils de consommation et donc la puissance appelée. Dans le cas de grands réseaux de chaleur, ce coefficient est également dépendant des distances à parcourir par le fluide caloporteur qui induit des délais de transport de l'énergie pouvant dépasser l'heure.

L'efficacité d'un réseau de chaleur (ξ_{DHN}) se définit, quant à elle, comme le ratio entre la puissance fournie aux utilisateurs et la puissance fournie au réseau. Celui-ci est donc un bon indicateur des pertes à l'ambiance des canalisations:

$$\xi_{DHN} = \frac{\sum P_{th}}{\sum P_{th} + Per\ tes} \quad (1.2)$$

Quand la puissance maximale des installations est fournie au réseau, l'efficacité peut atteindre 95 %. En effet, les pertes sont directement liées au niveau de température moyen des canalisations constituant le réseau de chaleur et le débit (et donc la puissance véhiculée) n'a qu'un rôle secondaire sur les pertes à l'ambiance. Dès lors, cette efficacité peut diminuer

⁷La norme NBN EN 12831:2003 considère cette température comprise entre -7 et -12 °C en Belgique en fonction de la localisation du bâtiment.

jusqu'à 50 % lors de périodes où la demande de puissance est plus faible. Annuellement, la valeur moyenne de l'efficacité varie donc entre 60 et 95 % en fonction du niveau de température, de l'isolation des canalisations... comme le décrivent les références suivantes [Noussan, 2018, Christiansen, 2010, Frederiksen et Werner, 1993, Thorsen et al., 2011].

Un réseau de chaleur peut également se définir par sa densité. Il s'agit d'un paramètre exprimant sa capacité thermique par km^2 de surface desservie ou par km de canalisation. Pour être économiquement rentable, il est conseillé de mettre en place un réseau dont la densité est supérieure à 1.5 MWh/(an.m) [DUMITRESCU et MINCIUC, 2015] voire 0.5 MWh/(an.m) dans certains cas [Ab et al., 2008]. Sous ces valeurs, les coûts d'opération et de maintenance peuvent devenir prohibitifs et rendre l'ensemble du système économiquement peu intéressant.

2.3 Infrastructures

Canalisations

Les canalisations peuvent être constituées de différents matériaux comme le métal (généralement en acier) ou certains polymères. Les canalisations constituant un réseau de chaleur peuvent être soit disposées à l'intérieur des bâtiments dans des conduites techniques disposant ou non d'une chambre de visite; en élévation à l'extérieur le long des bâtiments ou surélevés sur des poteaux; ou finalement à l'extérieur des bâtiments dans des tranchées recouvertes avec chambre de visite ou simplement enterrées renforçant ainsi l'isolation des canalisations. Dans les réseaux récents, les canalisations aller et retour sont fabriquées d'une pièce et préisolées afin de diminuer les coûts d'installation et minimiser les pertes à l'ambiance. Dans les autres cas, les canalisations sont entourées d'un isolant dont l'épaisseur peut être variable en fonction du type de canalisation (aller ou retour), du diamètre... La Figure 1.3 illustre deux exemples de configurations de canalisations: à gauche, deux canalisations isolées séparées placées dans un coffrage en béton à même le sol et à droite un tuyau unique préisolé et enterré contenant les canalisations aller et retour.

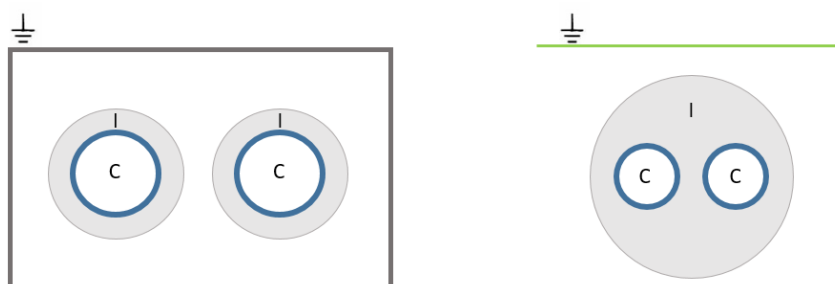


Figure 1.3 – Exemples de configurations de canalisations isolées. C pour canalisation, I pour isolant.

Concernant la configuration des canalisations; il en existe deux principales: les réseaux

ramifiés et les réseaux maillés représentés respectivement à gauche et à droite sur la Figure 1.4. Dans les premiers, les sous-stations sont alimentées à partir d'une source de production en parcourant un chemin déterminé et unique. Dans les seconds, les sous-stations peuvent être alimentées suivant différents parcours. Cette configuration permet de diminuer le nombre de sous-stations qui ne sont plus desservies en cas d'incident sur une partie du réseau, risque mineur, mais non négligeable selon [DUMITRESCU et MINCIUC, 2015]. Cependant, dans ce type de réseau, il existe un risque de stagnation de l'eau dans certaines mailles pouvant occasionner d'une part un inconfort dans les bâtiments qui sont connectés à cette partie du réseau et d'autre part ce que l'on appelle un bouchon d'eau froide. Ces bouchons, dus à la stratification de l'eau dans la conduite, peuvent nécessiter des débits importants temporaires pour les éliminer.

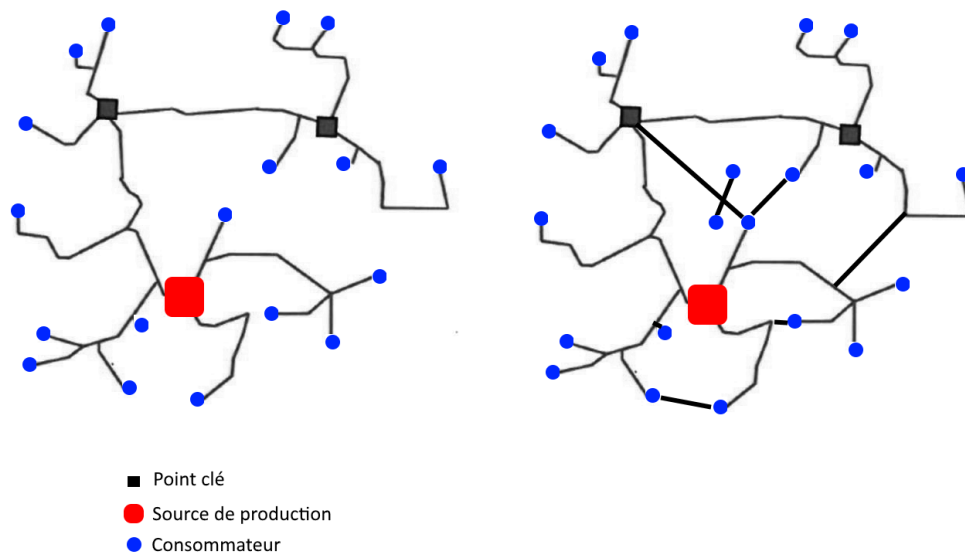


Figure 1.4 – Configuration de réseau de chaleur ramifié (à gauche) et maillé (à droite)

Connexion aux bâtiments

La connexion d'un réseau de chaleur à un bâtiment permet d'alimenter celui-ci en énergie thermique. En général, une sous-station est présente dans le bâtiment afin de réaliser ce rôle. Celle-ci peut être composée de vannes (d'isolement ou permettant la régulation), d'un échangeur capable de transférer la puissance thermique nécessaire au bâtiment ainsi que d'une régulation (électronique ou non) alimentant notamment une pompe de circulation dans le réseau secondaire de canalisations présent dans le bâtiment. Ce type de configuration de sous-station est une connexion au réseau dite «indirecte», c'est-à-dire qu'il existe une séparation hydraulique entre le réseau primaire et secondaire. Il s'agit là d'un avantage indéniable en cas de fuite chez l'un des consommateurs, car l'ensemble du réseau n'est alors

Chapitre 1. Introduction

pas impacté. De plus, cette séparation hydraulique du réseau permet d'alimenter plusieurs bâtiments dont les sommets varient fortement par l'intermédiaire d'une pompe de circulation qui leur est propre sans pour autant augmenter la pression dans le réseau de canalisation primaire.

Dans de très rares cas (notamment dans celui du premier réseau de chaleur mentionné dans l'introduction), il n'y a pas d'échangeur présent dans la sous-station, il s'agit alors d'une connexion dite «directe». En effet, l'eau du réseau primaire est dans ce cas utilisée dans les canalisations du bâtiment. Bien que cette méthode présente un désavantage non négligeable lors d'une fuite dans un des bâtiments connectés au réseau qui impacte l'ensemble du réseau, elle permet cependant de s'affranchir de coûts supplémentaires d'installation (pompe, échangeur).

À noter qu'il existe une dernière méthode dite «ouverte», similaire à la méthode directe. La différence réside dans le fait qu'une partie de l'eau du réseau primaire peut être soutirée et consommée directement pour les besoins en eau chaude sanitaire du bâtiment.

Bien que ces deux dernières méthodes de connexion (ouverte et directe) soient actuellement peu utilisées, il est bon de souligner qu'elles présentent un réel danger pour les occupants d'un bâtiment en cas de fuite étant donné les températures et pressions importantes pouvant apparaître dans le réseau. De plus, dans le cas d'une connexion ouverte, des coûts supplémentaires doivent être prévus afin de traiter l'eau alimentant le réseau pour limiter l'endommagement des conduites. Malgré ce traitement supplémentaire, ces canalisations ont une durée de vie inférieure à celle des autres méthodes de connexion [Skagestad et Mildenstein, 1999].

2.4 Sources de production

Les sources de production d'un réseau de chaleur peuvent être très variées et parfois combinées afin de répondre au mieux aux exigences économiques ou environnementales.

En effet, les réseaux de chaleur peuvent être alimentés à l'aide de chaudières (gaz, mazout, bois, déchets ménagers...), de systèmes énergétiques basés sur un cycle de Rankine (cogénération, cycle nucléaire), de moteur à combustion interne, de turbines à gaz, de cycles combinés ou encore d'installations géothermiques, des rejets industriels, de l'énergie solaire ou des pompes à chaleur. Cette large gamme de sources décrites dans le livre [Frederiksen et Werner, 2016] permet donc une utilisation accrue des énergies renouvelables.

Cette thèse ne prétend pas établir une liste exhaustive des systèmes ni de leurs avantages et inconvénients. Toutefois, le lecteur intéressé peut se référer à [Frederiksen et Werner, 2016, Pol et Schmidt, 2016] pour de plus amples informations sur les possibilités offertes pour l'alimentation d'un réseau de chaleur. Dans le cadre de ce travail, seules les unités de cogénération basées sur un cycle de Rankine seront détaillées.

2.5 Régulation

La régulation des réseaux de chaleur est en général propre à chaque installation et à leur configuration (un ou plusieurs sites de production, nombre et type de consommateurs...). Ce travail ne détaille donc pas l'ensemble des possibilités de régulation qui sont rencontrées dans la pratique. Toutefois, certaines grandes tendances sont ici expliquées afin de cibler quels sont les enjeux pour le gestionnaire des installations qui sont liés à la problématique de la régulation des réseaux de chaleur. Il est tout d'abord nécessaire de rappeler que la puissance fournie au réseau peut être régulée en fonction du débit fourni aux canalisations ainsi que par la différence de température entre la canalisation «aller» et la canalisation «retour». En effet, si l'une de ces deux variables augmente, la puissance fournie au réseau augmente également.

En général, l'alimentation du réseau de chaleur est tout d'abord régulée en fonction de la température de départ. Cette dernière suit une «loi d'eau» (ou courbe de chauffe) qui peut dépendre de nombreuses variables comme l'horaire de la journée, la température intérieure ou plus communément la température extérieure. La Figure 1.5 représente un exemple de cette loi qui tient compte de la température extérieure comme variable. Cette loi permet de garantir une température d'alimentation des bâtiments suffisante. En effet cette température est adaptée en fonction d'une ou plusieurs variables de référence, ce qui permet notamment de minimiser la température régnant dans les canalisations et donc les pertes qui y sont associées.

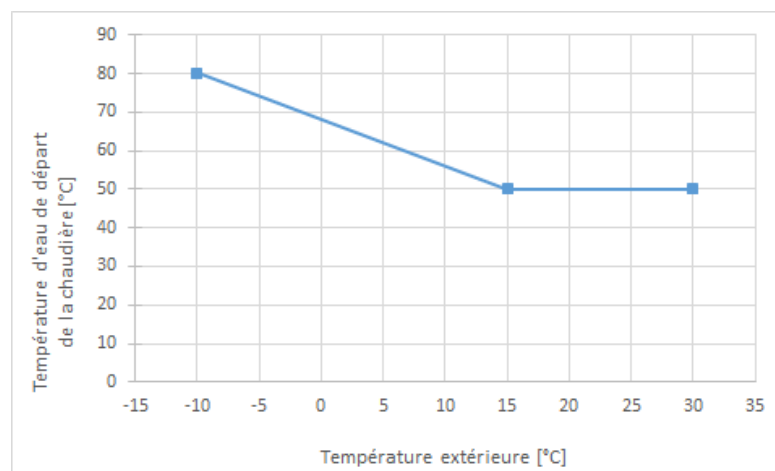


Figure 1.5 – Exemple de loi d'eau d'une chaudière dont la variable est la température extérieure.

D'autre part, il est nécessaire de s'assurer également qu'un minimum de puissance (qui se traduit en termes de température et débit disponibles) arrive à chacun des bâtiments connectés à tout instant pour éviter un inconfort pour ses occupants. En effet, si la température d'eau alimentant l'échangeur de la sous-station est trop basse, l'échangeur de la sous-station pourrait ne plus être capable d'assurer les besoins thermiques du bâtiment même si le débit était augmenté de façon significative (cet aspect sera abordé dans le chapitre 5). À l'opposé, le problème persisterait dans le cas où un débit est trop faible car une augmentation de

la température de l'ensemble du réseau pourrait ne pas suffire pour répondre aux besoins du bâtiment. De plus, il en résulterait également une augmentation générale des pertes à l'ambiance. Afin de réguler le débit, il est possible de placer un dispositif de mesure de débit dans certains des bâtiments les plus éloignés afin de modifier le débit général du réseau pour satisfaire les besoins de ces bâtiments critiques [Vandermeulen et al., 2018b].

Une régulation complémentaire peut se réaliser sur la différence de température entre le départ et le retour de la centrale de production. En effet, en maximisant cette différence de température, il est possible de diminuer d'une part le débit du fluide circulant dans les canalisations pour une puissance donnée et d'autre part il est également possible de réduire la température moyenne du réseau pour une même température de départ. Dans le premier cas, cette diminution de débit se traduit par une réduction de la consommation électrique des pompes de circulation et donc des coûts de fonctionnement qui y sont directement liés. En effet, les pertes de charge sont proportionnelles au carré du débit passant dans les canalisations. Dans le second cas, les pertes à l'ambiance du réseau s'en trouvent diminuées, car celles-ci sont directement liées à la différence entre la température moyenne du réseau et la température ambiante qui est, dans cette approche, plus faible.

Finalement, la température au départ du réseau peut parfois être régulée afin de ne pas subir de variations trop importantes pour limiter les contraintes mécaniques de dilatation dans les canalisations.

Il est également bon de noter que la régulation d'un réseau de chaleur est parfois tributaire des régulations utilisées par les unités de production d'énergie. En effet, ces unités possèdent également des régulations qui leur sont propres et qu'il peut être nécessaire de prendre en compte afin de limiter leur effet sur le réseau voire sur les unités elles-mêmes. Comme exemple élémentaire, il est possible de devoir considérer les cycles de démarrage et d'arrêt des chaudières qui ne possèdent pas de brûleur modulant pour limiter leur usure ou les fluctuations de puissance fournie. Par ailleurs, des temps de réponse élevés dans la variation de puissance thermique générée par des systèmes plus complexes comme les cycles à vapeur dépendent parfois non plus uniquement du système lui-même, mais également d'agents extérieurs comme l'évolution dynamique du prix de l'énergie thermique et électrique.

2.6 Avantages et inconvénients

Afin de dresser un portrait le plus complet possible de l'utilisation des réseaux de chaleur, cette section a pour but d'établir une liste de leurs avantages et inconvénients. Cet état de l'art a permis également d'appréhender au mieux les spécificités des réseaux de chaleur afin d'axer les recherches en fonction.

Il est généralement admis qu'une installation de production d'énergie thermique de grande taille est plus efficace que la production séparée d'énergie thermique dans une multitude de plus petites installations de par son facteur d'échelle [MacRae et Institute, 1992] (pour autant

que celle-ci ne soit pas surdimensionnée⁸). Dès lors, la consommation en énergie primaire et les émissions liées peuvent être réduites par l'utilisation centralisée de tels producteurs d'énergie. Dans le cas d'un réseau de chaleur, cet avantage est toutefois à mettre en parallèle avec les pertes à l'ambiance que génère l'utilisation du réseau lui-même. En effet, celles-ci peuvent atteindre jusqu'à 40 % de l'énergie annuellement véhiculée au sein du réseau même si des valeurs plus proches des 10 % sont généralement atteintes pour les réseaux les plus récents. D'un autre côté, il est également nécessaire de considérer les consommations relatives électriques des pompes de circulation du réseau de canalisations qui sont généralement de l'ordre de 0.5 % de l'énergie véhiculée dans ce réseau [Frederiksen et Werner, 2016].

Du point de vue économique, les coûts d'investissement sont généralement plus faibles pour une installation de grande puissance que pour un nombre plus élevé de plus petites installations comme les chiffres des références [energy Agency, 2012a, energy Agency, 2012b] le démontrent. Toutefois, les coûts d'investissement pour la mise en place d'un réseau de chaleur sont importants indépendamment de la technologie utilisée pour la production d'énergie. Cela est dû aux travaux d'excavation nécessaires pour la création de tranchées qui accueillent les canalisations. Ces coûts peuvent être réduits lorsque d'autres travaux (renouvellement ou ajout d'impétrants) sont également prévus comme cela a été le cas pour le réseau de chaleur de Malempré [Valbiom, 2014]. Il est donc important de bien dimensionner le réseau de chaleur ainsi que ces installations afin que celui-ci soit économiquement compétitif là où il est implanté.

D'un autre côté, le contrôle des installations de grande puissance ainsi que leurs émissions sont réglementés, en Europe, par le biais de normes. Celles-ci, sous peine d'astreintes ou d'arrêt des installations, obligent les exploitants de centrales de grande puissance (> 1MW) à vérifier périodiquement leur installation et à en rendre compte à une autorité locale, ce qui n'est pas le cas des installations domestiques⁹. De plus, les installations industrielles de grande puissance doivent utiliser un système de suivi de performances de leur installation et peuvent donc remédier à des dérives de fonctionnement plus efficacement qu'un particulier¹⁰.

Comme discuté précédemment, les réseaux de chaleur permettent l'utilisation de très nombreuses sources d'énergie dont les énergies renouvelables et favorisent donc leur intégration au sein d'un mix énergétique et permettent donc la diversification de celui-ci. Parmi les nombreuses sources d'énergie renouvelables, il y a la combustion de biomasse, l'utilisation de la géothermie et du solaire thermique ou encore de la récupération et la

⁸Dans le cas d'une chaudière, la surestimation de la puissance installée peut au contraire améliorer le rendement jusqu'à un certain niveau grâce à l'amélioration de l'efficacité de l'échangeur. Cependant, lorsque le surdimensionnement devient trop important des cycles de marche/arrêt apparaissent ce qui implique des pertes à l'ambiance significatives et diminuant donc le rendement moyen de l'unité de production.

⁹En Belgique, par exemple, le particulier a l'obligation d'entretenir sa chaudière alimentée au gaz naturel tous les 3 ans, mais n'est pas obligé de prouver qu'il a réellement effectué cet entretien pour pouvoir continuer à utiliser son installation.

¹⁰Une dérive de l'excès d'air de la combustion peut conduire à une diminution du rendement et/ou une augmentation des émissions polluantes.

Chapitre 1. Introduction

valorisation de déchets¹¹ industriels ou ménagers. La combinaison de plusieurs moyens de production permet également de tenter de diminuer les coûts d'exploitation par une gestion optimale des procédés en fonction du prix des énergies primaires; et dans le cas de la production combinée d'électricité, du prix du marché électrique.

Étant donné que les installations de production alimentant un réseau de chaleur sont centralisées, elles permettent davantage de souplesse que si celles-ci étaient attachées à un bâtiment. Par exemple, en cas d'une opération de maintenance programmée ou non, il est parfois possible que seule une partie de l'installation soit mise à l'arrêt sans pour autant impacter les consommateurs finaux. D'un autre côté, la taille (et donc les coûts) des installations peut être réduite par rapport à celle de moyens de production décentralisés grâce à l'aspect non simultané des demandes de chaleur des utilisateurs. De plus, l'ajout d'utilisateurs connectés à une source de production ainsi que l'introduction de moyens innovants pour la production d'énergie (énergies renouvelables, amélioration des performances des systèmes) s'en trouvent facilités. Toutefois, la centralisation des moyens de production en un nombre de localisations restreint nécessite de l'énergie supplémentaire pour alimenter les pompes de circulation du fluide véhiculant l'énergie thermique et implique également des pertes inhérentes dues au transport de cette énergie au sein du réseau de canalisations.

Pour l'utilisateur final, certains autres avantages sont à noter comme la décharge d'un certain nombre de tâches comme les entretiens, la maintenance, la gestion des stocks éventuels de combustible ce qui permet en outre un léger gain de place dans certains cas. De plus, l'absence d'une chaufferie et d'un éventuel stockage améliore la sécurité et la propreté des bâtiments.

Une augmentation des emplois locaux peut également être envisagée. La création ou l'extension d'un réseau de chaleur ainsi que son entretien est source d'emplois locaux et non délocalisables [Maes, 2014]. En France, le secteur espère une création jusqu'à 25000 emplois dans les prochaines années. Toutefois, cet aspect est contrebalancé par la diminution de certains emplois comme ceux opérant les contrôles sur les chaudières domestiques qui sont des emplois qui risquent alors de disparaître, mais dont il est difficile d'estimer le nombre.

Gestions des réseaux

Outre les réseaux de chaleur, il existe également les réseaux électriques qui alimentent les bâtiments. Ceux-ci font actuellement l'objet de nombreuses études [Georges, 2017, Gebremedhin et Moshfegh, 2004, Rosen et Koochi-Fayegh, 2016, Collins, 2015, Zheng et al., 2018] afin de les gérer au mieux et de la manière la moins coûteuse en utilisant notamment les réseaux de chaleur ou les pompes à chaleur. En effet, les réseaux de chaleur alimentés par des unités de cogénération peuvent également faire partie de l'équation puisqu'il est possible de moduler dans une certaine mesure la production thermique et donc électrique puisque le réseau de chaleur peut agir comme moyen de stockage d'énergie

¹¹ Sous forme de chaleur « fatale » ou d'ordures.

thermique. Quant aux pompes à chaleur, celles-ci pourraient notamment servir à décaler la charge thermique nécessaire ainsi que la consommation électrique des bâtiments.

Toutefois ces aspects ne seront pas traités dans ce travail, mais offrent néanmoins des perspectives de scénarios alternatifs à envisager.

3. La biomasse

3.1 Introduction

La biomasse, appelée parfois «la biomasse énergie», définit la partie des organismes vivants composant la biomasse ¹² qui est utilisable en tant que source d'énergie soit directement par combustion ou indirectement après transformation chimique (naturelle ou non).

La biomasse énergie, qui sera abrégée biomasse dans la suite de ce travail, regroupe donc de très larges gammes de matériaux. Ceux-ci peuvent être classés en cinq catégories [Pol et Schmidt, 2016]:

- bois «vierge» provenant des activités sylvicoles ou de processus de transformation du bois;
- biomasse provenant de cultures à haut rendement cultivées spécifiquement pour des applications énergétiques;
- résidus de récolte ou de transformation agricole;
- déchets, déchets alimentaires, déchets issus de la fabrication et de la préparation des aliments et des boissons...;
- déchets industriels et sous-produits des procédés industriels.

Depuis plus de 20 ans, l'Union européenne s'est intéressée à l'utilisation de la biomasse [Commission, 1997] comme alternative aux énergies fossiles et plus particulièrement à sa potentielle utilisation dans les réseaux de chaleur, car *ces systèmes énergétiques se prêtent plus facilement à l'utilisation de combustibles renouvelables et peuvent être alimentés avec des combustibles plus variés moyennant moins d'émissions. Il est plus aisé d'étendre l'utilisation de la biomasse dans le secteur du chauffage urbain que dans celui du chauffage individuel* [Commission, 2005].

Ces dernières années, un essor fulgurant de l'utilisation de la biomasse solide comme source d'énergie alternative et renouvelable est apparu, principalement en Europe qui représente plus des deux tiers de la demande mondiale en pellets [Svetlana Proskurina et al., 2017]. En effet, la biomasse solide contribue en Europe pour la majeure partie des énergies renouvelables utilisées dans le cadre de la production de chaleur (82 % en 2015 selon [Union, 2017a]) alors que son rôle est plus restreint pour la production d'électricité. Cet accroissement de l'utilisation de la biomasse a conduit certains pays comme la Russie, le Canada et les États-Unis

¹²Au sens écologique du terme.

Chapitre 1. Introduction

à accroître drastiquement leur production: entre 2012 et 2014, leurs exportations vers l'Europe a plus que doublé conduisant à une pression supplémentaire sur les forêts locales [Pöyry Management Consulting et al., 2015]. En effet, alors qu'initialement la biomasse provenait (et devait provenir) essentiellement des résidus de papier et de bois issus de la gestion durable des forêts [Grimont, 2015], cet engouement a conduit de nombreuses industries à se lancer dans une politique de déforestation légale ou non ¹³ afin de fournir à l'Europe le bois dont elle a besoin.

Cette déforestation a de nombreux impacts tant sur le climat à cause de l'augmentation des émissions totales de dioxyde de carbone [Walker et al., 2010, Woodwell et al., 1983, Cherubini et al., 2011, Tahir et al., 2010, GIEC, 2000] mais également sur la biodiversité [Specht et al., 2015] sur la prolifération de maladies [Morris et al., 2016], le cycle de l'eau [Bennett, 2017] ou encore l'augmentation de catastrophes naturelles comme les glissements de terrain [Magdelaine, 2018].

Au vu de cet essor et des dérives écologiques qui en résultent, la Commission européenne a établi plusieurs exigences sur l'utilisation de sources de biomasse solide et gazeuse pour la production d'électricité, de chauffage et de refroidissement concernant la durabilité de celle-ci (Directive 2009/28/CE).

Toutefois, il ne s'agit principalement que de recommandations quant aux sources de biomasses utilisées sur le marché européen pour les installations d'une capacité d'au moins 1 MW thermique ou électrique. Celles-ci consistent en:

- une interdiction générale d'utiliser la biomasse issue de zones présentant auparavant un stock de carbone élevé comme les marais et les forêts ou provenant de zones riches en biodiversité;
- depuis 2017 pour les nouvelles installations, la mise en place d'une méthode commune de calcul des émissions de gaz à effet de serre qui pourrait être utilisée afin que la biomasse envisagée permette d'éviter au minimum 50 % d'émissions de gaz à effet de serre par comparaison avec la répartition des énergies produites à partir de sources fossiles dans l'UE;
- la différenciation des régimes de soutien nationaux en faveur des installations qui ont des rendements élevés de conversion énergétique et;
- le contrôle de l'origine de la biomasse.

Au vu du caractère non contraignant de cette dernière recommandation (le contrôle est à la charge de l'industriel utilisant la biomasse), de nombreuses associations et scientifiques continuent de plaider pour le renforcement des lois en vigueur afin d'éviter la déforestation abusive de cette ressource comme en attestent les références suivantes [Gueudet et Buitrago, 2015, ADEME, 2015, Logic, 2011, Guardian, 2017].

¹³Selon le WWF, la France importerait environ 39 % de bois tropicaux illégaux alors que la fraction européenne serait d'environ 25 % [Magdelaine, 2018].

Sur base de cette introduction, les sections suivantes sont destinées à établir les principales caractéristiques de l'utilisation de la biomasse.

3.2 Énergie renouvelable

Une caractéristique principale de la biomasse réside dans son caractère renouvelable. En effet, d'une part, la durée de formation nécessaire pour obtenir de la biomasse exploitable pour la génération d'électricité ou d'énergie thermique est de l'ordre de 10 à 100 ans en fonction des essences et des études réalisées [(RNCAN), 2016, Forestry Commission Scotland, 2007, ADEME, 2015] alors que celle nécessaire pour la formation d'énergies fossiles atteint plusieurs millions d'années [Petroleum.co.uk, 2015]. D'autre part, le fait qu'une partie non négligeable des émissions de CO_2 soient utilisées dans le mécanisme de la photosynthèse pour la formation d'une nouvelle génération de biomasse constitue le caractère durable de ce combustible. Toutefois, certains organismes officiels utilisent l'hypothèse d'une «neutralité carbone»¹⁴ de la biomasse quelle que soit son origine. Cependant, si les ressources, par exemple les forêts, pour produire la biomasse ne sont pas gérées durablement, il est possible que la neutralité en carbone de la biomasse considérée ne soit jamais obtenue.

3.3 Énergie renouvelable non intermittente

Un avantage de l'utilisation de la biomasse par rapport à d'autres énergies renouvelables est son utilisation comme source de production d'énergie pour fournir la base de la demande. En effet, contrairement au caractère intermittent de l'énergie solaire, éolienne, voire hydraulique, la production d'énergie au moyen de la biomasse peut être contrôlée et donc être prévisible. Ce caractère prévisible est devenu un critère économique dans la gestion des réseaux électriques qui s'est fortement complexifiée ces dernières années comme en attestent les travaux suivants [Ringler et al., 2017, Bublitz et al., 2017, Georges, 2017].

3.4 Répartition

L'utilisation de la biomasse permet également une indépendance énergétique plus importante pour les régions, car celle-ci est répartie de façon plus uniforme sur la surface terrestre et elle est plus fréquemment disponible à proximité des consommateurs. Cette proximité peut, par ailleurs, permettre une utilisation locale de celle-ci en évitant de longs transports comme c'est le cas de nombreux combustibles conventionnels qui sont situés à des endroits généralement très éloignés des lieux de consommations. Dès lors, une réduction du fret maritime qui est lié au transport de ces combustibles conventionnels est réalisable. Dans ce cas, les impacts énergétique, économique et environnemental de ce type de transport s'en trouvent également diminués: réduction de combustibles soufrés utilisés par les moteurs de l'industrie navale,

¹⁴Elle consiste à déterminer à quel moment les émissions de gaz à effet de serre produites lors du cycle de vie du combustible sont compensées ou non par la formation du combustible considéré.

diminution du risque de marées noires comme détaillé dans les études [Pearce, 2009, Dlestrac, 2016]. Cet aspect est toutefois à mettre en parallèle avec l'introduction de cette section où il a été mentionné qu'une partie non négligeable de la biomasse consommée en Europe provient actuellement de l'étranger [Hewitt et al., 2011]. Le cas du Danemark est démonstratif de cet aspect, car ce pays importe plus de 35 % de ses besoins en biomasse de l'étranger en 2014 [Gregg et al., 2014], ce qui nécessite un transport conséquent ferroviaire et maritime. Concernant la situation belge, à l'exception des centrales de production électriques comme la centrale des Awirs qui se fournit majoritairement de pellets étrangers [Greenpeace, 2015], la capacité de production belge de 650 000 tonnes par an [TWEED, 2013] excède la demande pour des besoins thermiques qui est en 2017 de 250 000 tonnes par an environ.

3.5 Manutention et stockage

La biomasse solide génère en général davantage de déchets et de poussières que l'utilisation de combustibles fossiles. Il est dès lors indispensable d'évacuer et/ou de traiter ces déchets bien que certains d'entre eux soient tout de même valorisables [BOUVOT, 2001]. Ces aspects augmentent alors la charge de travail de l'exploitant ou de l'utilisateur final en fonction des installations de chauffage considérées, ce qui peut augmenter le coût total de l'utilisation de la biomasse.

De plus, la biomasse nécessite un espace de stockage non négligeable qui peut empiéter sur la surface habitable d'un bâtiment. En effet, le gaz naturel se raccorde à un bâtiment au moyen d'une canalisation tandis que le fioul ou le propane peuvent être stockés en cuve externe ce qui n'est pas possible dans le cas de l'utilisation de la biomasse. Cet aspect est renforcé par le fait que la biomasse a une plus faible densité énergétique par rapport aux combustibles conventionnels comme le mazout (facteur d'environ 2). Il s'agit donc d'un aspect qui peut être rédhibitoire tant pour le particulier que pour l'exploitant d'une installation de grande taille.

Finalement, l'alimentation en combustible peut parfois être manuelle ou nécessiter davantage de manutention que les combustibles fossiles même si un silo à amenée mécanique est utilisé pour l'alimentation du foyer ou de la chaudière biomasse. Bien que ces aspects disparaissent pour le particulier qui serait connecté à un réseau de chaleur utilisant de la biomasse comme énergie primaire, ils n'en restent pas moins présents pour le gestionnaire des sources de production utilisant de la biomasse.

3.6 Efficacité énergétique

D'un point de vue purement énergétique, le rendement des nouveaux systèmes de combustion utilisant de la biomasse pour la production d'électricité et/ou de chaleur est plus faible que celui de leur équivalent en combustibles fossiles spécialement le gaz naturel (Règlement (UE) 813/2013), [European Parliament et of the Council, 2015, Gazière, 2018]). Le rendement des installations de production thermique varie de 40 % pour un poêle à bûches à 90 % pour

une chaudière à pellet en fonction de la technologie employée dans ces systèmes [Sawerysyn, 2012, Gazière, 2018, European Parliament and of the Council, 2015]¹⁵. Il est donc important d'investir dans des systèmes performants afin de réduire la consommation d'énergie primaire.

3.7 Coûts

D'un point de vue économique, l'utilisation de la biomasse (sous forme de bois ou pellets) comme combustible de chauffage peut diminuer le coût de la facture énergétique dans le budget des ménages. En effet, le bois de chauffage est en général deux fois moins cher au kWh que le gaz naturel ou le fioul domestique [APERe ASBL, 2017]. Dans le cas de pellets, l'avantage financier est généralement plus réduit au vu des investissements nécessaires pour l'installation de combustion ainsi que pour la production de pellets qui se répercute sur le coût d'achat du combustible [CEEB, 2017, APERe ASBL, 2017]. Sachant que le parc actuel de systèmes de combustion basés sur la biomasse pour la production d'énergie thermique est assez ancien comme la référence [ADEME, 2013] en fait l'état en France, le coût d'utilisation d'anciennes installations peut donc parfois être égal ou plus élevé que l'utilisation de combustibles conventionnels si un appareil inefficace est utilisé.

3.8 Emplois

Du point de vue sociétal, il est souvent avancé qu'un nombre significatif d'emplois locaux sont créés pour la fabrication et le transport de la biomasse et que ceux-ci sont des emplois non délocalisables comme cela est détaillé dans différentes études [ADEME, 2013, Maes, 2014]. Cependant, il est nécessaire de nuancer ces propos. Tout d'abord, ces études ne mentionnent jamais la perte des emplois liés à l'utilisation des combustibles conventionnels tant locaux que mondiaux. Il est donc difficile de déterminer si le nombre d'emplois mondial augmente. Par ailleurs, sachant que la majorité de la biomasse consommée en Europe provient d'importation du Canada, des États-Unis et de Russie selon le rapport [Hewitt et al., 2011], l'argument «local» de l'emploi créé est à prendre également avec précaution puisque la majeure partie de l'emploi lié à la production et au transport est délocalisé. Cette caractéristique doit donc être étudiée avec minutie au cas par cas afin de ne pas conclure trop hâtivement à un avantage sociétal de l'usage de la biomasse dans un projet énergétique.

3.9 Impact environnemental

D'un point de vue environnemental, le bilan de l'utilisation de la biomasse est très variable en fonction des études et des références issues de la littérature. Cette dispersion de résultats provient notamment de plusieurs facteurs liés aux procédés de fabrication, au transport ou au type de biomasse considéré, mais également à d'autres facteurs plus spécifiques qui sont

¹⁵Certains pays européens ont toutefois mis en place des critères spécifiques pour l'obtention de primes pour les nouvelles installations afin de garantir un rendement minimum et des émissions maximales [ADEME et al., 2014].

Chapitre 1. Introduction

parfois omis comme la dette carbone¹⁶. Tout d'abord, la combustion de la biomasse pour la production de chaleur et/ou d'électricité génère des émissions de CO_2 et de polluants atmosphériques tels que les oxydes d'azote et de soufre. Une partie de ces émissions de CO_2 est utilisée par une nouvelle génération de la biomasse lors du processus de photosynthèse pour la croissance de la biomasse. Cet aspect mène souvent à la conclusion que la biomasse est neutre d'un point de vue CO_2 . Cependant, cette neutralité en carbone qui est généralement utilisée dans les lois et les politiques de subsides est fréquemment remise en question par la communauté scientifique [Köhl et al., 2017, Bennett, 2017, Pöyry Management Consulting et al., 2015, GIEC, 2000] à cause de différents processus inhérents à la formation de la biomasse et à sa gestion (production, transport, gestion des sols et des forêts). Le transport, par exemple, grève le bilan CO_2 de la biomasse d'un facteur 2 lorsque les pellets sont importés du Canada et utilisés en Europe [de Cherisey, 2014]. Cette neutralité carbone est toutefois valide si l'utilisation rationnelle et locale des ressources (forêts primaires) est réalisée, mais celle-ci porte sur des cycles allant de 10, 30 [Center, 2012, Viaspace,] voire 500 ans [Grimont, 2015]. Ces chiffres tiennent notamment compte du fait qu'un arbre se décomposant émet moins de CO_2 que son utilisation pour produire de l'énergie, car une partie est convertie en humus capturant le carbone. D'un autre côté, certaines essence d'arbres plus âgés emmagasinent davantage de carbone que les jeunes arbres [Stephenson et al., 2014, Wei et al., 2013, Köhl et al., 2017].

Bien que la valorisation durable de très nombreux déchets de biomasse d'origine végétale (agriculture, scierie...) soit possible à des fins énergétiques [Prévot, 2010], une augmentation significative de la biomasse produite pour la fabrication de pellets s'est tournée vers des techniques de déforestation [FERN, 2015a, FERN, 2015b, Greenpeace, 2015] et la culture d'essences à croissance rapide qui conduit à un appauvrissement du sol en sels minéraux et en diversité forestière [Grimont, 2015].

De plus, cet aspect non neutre en CO_2 peut se renforcer d'autant plus en fonction de la gestion de la forêt dont est issue la biomasse et l'allocation des sols correspondante. En effet, une diminution de la taille des forêts pour une utilisation des sols pour une raison quelconque (urbanisation, agriculture...), entraîne une augmentation globale des émissions de CO_2 [GIEC, 2000] notamment à cause du carbone qui y était stocké et qui est libéré dans l'atmosphère de par sa combustion. En effet, les deux tiers du carbone stocké dans une forêt le sont dans le sol par le biais des arbres [AUROY et al., 2011].

À l'instar d'autres énergies dites vertes comme les biocarburants [Edwards et al., 2011], l'utilisation de la biomasse comme énergie alternative peut donc parfois se montrer moins écologique que celle des combustibles conventionnels [Weber et Hornung, 2013].

Pour terminer l'aspect environnemental, il est également important de mentionner que les

¹⁶ La dette carbone provient du constat suivant: un arbre abattu ne peut plus accumuler du carbone et émet des gaz à effet de serre durant sa décomposition ou sa combustion. Si la forêt est gérée durablement et si cet arbre est remplacé par un nouveau, celui-ci mettra d'abord plusieurs (dizaines) d'années à compenser le relâchement des gaz à effet de serre dû à l'abattage de l'arbre.

émissions de polluants sont réglementées en Europe pour les installations dont la puissance dépasse le mégawatt¹⁷. Il est bon de souligner que les taux d'émissions d'oxydes de soufre et d'azote émises par une installation alimentée par de la biomasse sont largement plus élevés que ceux permis pour les installations alimentées au gaz naturel. Toutefois, même si une conversion générale des installations de production était réalisable, celles-ci resteraient négligeables par rapport à celles du secteur du transport maritime [Dlestrac, 2016, wallone de l'air et du Climat, 2014, Merk, 2014]. Pour les installations de plus petites puissances, il existe une série de réglementations à l'échelle locale (pays, communauté...) qui peuvent renforcer ou non ces prédispositions et imposent parfois un rendement minimum de ces installations, parfois, pour l'obtention de primes [ADEME et al., 2014, Association, 2016]. En Belgique, l'arrêté royal publié au Moniteur belge (M.B. 24.11.2010) fixe les concentrations maximales en polluants de ces installations et impose un rendement minimum pour les nouvelles installations.

4. La cogénération

4.1 Introduction

Une unité de cogénération est un système énergétique dont le but est la production simultanée d'au moins deux énergies utiles comme l'électricité ou la chaleur par l'utilisation d'un unique combustible au sein d'un processus de conversion d'énergie. Initialement, une activité de cogénération repose sur le constat suivant: la production d'électricité génère généralement une grande quantité de chaleur inutilisée à une température pouvant atteindre plusieurs centaines de degrés (par exemple les gaz de combustion d'une centrale à gaz ou encore la source froide de réacteurs nucléaires...). En effet, même si certaines centrales électriques (cycles combinés) peuvent atteindre 64 % de rendement sur base énergétique [Electric, 2017a], la plupart d'entre elles fonctionnent à environ 30 % de rendement comme cela est décrit dans le livre [Breeze et Breeze, 2014]. Dès lors, il existe un potentiel sous forme d'énergie thermique non négligeable qui peut être utilisée et valorisée. En effet, plus de la moitié de la capacité électrique installée en Europe issue de centrales de production électrique conventionnelles sont à une distance appropriée des consommateurs pour les convertir en unité de cogénération alimentant un réseau de chaleur [Colmenar-Santos et al., 2017].

4.2 Cogénération basée sur un cycle de Rankine

Dans le cadre de ce travail, une unité de cogénération basée sur un cycle de Rankine est largement étudiée. Ce type d'unité de cogénération fait partie des systèmes les plus fiables pour la production d'électricité [Martin et Wauters, 2011]. La gamme de puissance peut aller de quelques kW à plusieurs centaines de MW. Leurs rendements peuvent atteindre jusque

¹⁷La directive 2015/2193 [Union, 2015] réglemente les installations de 1 à 50 MW tandis que la directive 2010/75/UE [Union, 2010b] réglemente les installations de puissance supérieure à 50 MW.

Chapitre 1. Introduction

45 % dans les centrales de très grande puissance. Toutefois, les turbines à vapeur employées dans les unités de cogénération sont généralement plus petites et possèdent un rendement compris dans la plage de 30 à 42 % [Breeze et Breeze, 2014].

Afin de leur fournir la vapeur nécessaire, une chaudière est utilisée. Celle-ci peut être alimentée par différentes sources d'énergie (renouvelables ou non). Dans d'autres cas, une source chaude peut être utilisée comme dans le cas de cycles combinés.

Il existe plusieurs types de configuration de centrale¹⁸. Dans le cas d'une unité de cogénération dont la turbine est à contre-pression, la vapeur produite dans la chaudière est directement détendue dans la turbine afin de produire l'électricité. La vapeur obtenue à la sortie de la turbine peut alors être utilisée pour générer de la vapeur pour un processus. Cette configuration est généralement utilisée lorsque le processus nécessite de l'énergie thermique sous forme de vapeur à basse pression et à basse température ou encore sous forme d'eau chaude pour maximiser le rendement du cycle .

Une approche alternative est l'utilisation de la vapeur produite dans le générateur de vapeur au sein d'une turbine à condensation. Dans cette configuration, la vapeur est détendue à la température et à la pression la plus basse possible pour maximiser le travail produit à la turbine. Afin de générer l'énergie thermique nécessaire, un soutirage est effectué à la pression/température nécessaire pour le processus thermique (comme c'est le cas pour la configuration étudiée dans ce travail détaillée dans le chapitre 2). Cette méthode permet une utilisation plus souple de l'unité de cogénération pour moduler le coefficient de répartition d'énergie.

Ces différentes configurations permettent à leur niveau une certaine flexibilité sur le contrôle de la production électrique ou thermique. Des configurations plus complexes peuvent exister s'il existe plusieurs niveaux de température ou pression requis par les processus thermiques.

En général, les turbines à vapeur à contre-pression possèdent un rendement énergétique plus important que les turbines à soutirage bien que leurs rendements exergetiques soient similaires [Martin et Wauters, 2011], cependant, leur utilisation est moins souple.

4.3 Caractéristiques

Deux grands modes opérationnels des unités de cogénération peuvent être distingués: celui où l'électricité prime et celui où la chaleur prime.

Dans une unité de cogénération de grande puissance, l'objectif est en général de valoriser la chaleur dissipée lors de la génération électrique pour des besoins thermiques comme le chauffage, l'eau chaude sanitaire ou un éventuel processus industriel. L'énergie thermique est donc un sous-produit de la génération électrique et peut être utilisée partiellement ou

¹⁸Le lecteur intéressé est invité à consulter le livre de référence [Martin et Wauters, 2011] pour de plus amples détails.

totallement. Il est bon de noter que la conversion d'une centrale électrique existante en une cogénération fait généralement chuter la production électrique de quelques points de rendement [EURELECTRIC "Preservation of Resources" Working Group's Collaboration et VGB, 2003].

Dans une unité de cogénération de plus petite taille, il est possible, en fonction des besoins, de reléguer la production électrique au second plan au profit d'une production d'énergie thermique. En effet, dans ces unités de cogénération, la production thermique peut être privilégiée pour alimenter un réseau de chaleur ou un processus industriel. Dès lors, l'électricité est dans ce cas un sous-produit qu'il est possible de valoriser sur site ou de revendre sur le réseau électrique.

Contrairement à la production électrique qui peut être utilisée sur site ou envoyée sur le réseau électrique sans générer des pertes excessives, la production d'énergie thermique doit, quant à elle, être utilisée à proximité du site de production pour un réseau de chaleur, de l'eau chaude sanitaire, un processus industriel ou encore pour la génération de vapeur afin de limiter les pertes dues au transport qui sont généralement plus significatives que les pertes du réseau électrique [Raj et al., 2011]. En effet, l'efficacité du transport de l'énergie thermique a été abordée dans la section précédente et peut varier entre 60 et 90 % alors que l'efficacité du transport électrique est généralement supérieure à 90 % dans les pays européens selon les statistiques mondiales relevées par l'International energy agency [IEA et OECD, 2014]. Par ailleurs, il est indispensable qu'une portion significative de la chaleur récupérée par l'unité de cogénération soit consommée dans un processus (industrie, réseau de chaleur...) et que la demande en énergie thermique soit la plus stable possible pour assurer un fonctionnement optimal de l'unité de cogénération. En effet, une diminution de la demande en chaleur peut nuire au rendement global de l'installation comme cela l'a été décrit dans les références [Kučinskis et al., 2014, Sartor et al., 2014a]. La conception et l'intégration d'une unité de cogénération dépendent donc des besoins en énergie et d'aspects spécifiques du site [Horlock, 1987] comme le niveau de température pour satisfaire des besoins déterminés (processus industriel, eau chaude...).

4.4 Performances énergétiques, environnementales et économiques

D'un point de vue énergétique, le rendement global du cycle de cogénération est supérieur à celui d'une centrale dédiée à la production unique d'électricité. Par exemple, la conversion d'une centrale de production électrique (cycle combiné) peut faire passer son rendement de 55 % à plus de 90 % [Breeze et Breeze, 2014] lorsque la chaleur est utilisée pour alimenter un réseau de chaleur urbain à basse température. Il s'ensuit que l'utilisation de l'énergie primaire est améliorée ce qui permet une diminution des coûts et des émissions polluantes ou non. La Figure 1.6¹⁹ résume la consommation d'énergie primaire utilisée dans le cadre de la

¹⁹Les chiffres sont basés sur les références suivantes [EURELECTRIC, 2014, EURELECTRIC "Preservation of Resources" Working Group's Collaboration et VGB, 2003, CWAPE, 2016].

Chapitre 1. Introduction

production simultanée d'électricité et de chaleur par rapport à des moyens conventionnels de production séparée, à savoir une chaudière pour la production de chaleur et un cycle combiné alimenté au gaz naturel pour la production d'électricité. Cette Figure montre donc la réduction d'énergie primaire nécessaire pour la production d'électricité et d'énergie thermique.

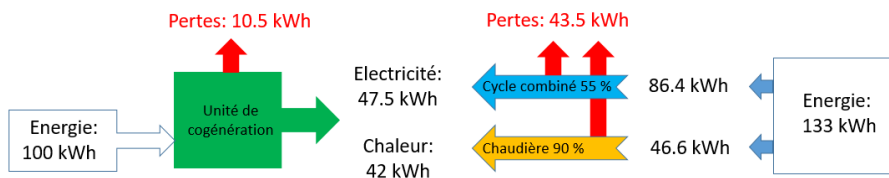


Figure 1.6 – Comparaison des besoins en énergie primaire dans le cas d'une production séparée ou simultanée d'électricité et de chaleur.

D'un point de vue environnemental, il est estimé que chaque mégawatt électrique produit par une unité de cogénération alimentée par de la biomasse gérée de manière durable économise environ 1000 tonnes de CO_2 par an selon [Rosillo-Calle et al., 2015]. En effet, le rendement de conversion de l'énergie primaire est plus élevé, ce qui permet de réduire les besoins en énergie primaire. D'autre part, la majeure partie de l'électricité produite sur le site est généralement consommée à proximité du site de production ce qui permet de limiter ainsi les pertes dues au transport de l'électricité sur le réseau.

D'un point de vue économique, il est important de s'assurer que l'unité de cogénération fonctionne durant un nombre d'heures suffisant à une puissance suffisamment élevée afin d'assurer sa rentabilité. Cela se justifie par les investissements conséquents d'une unité de cogénération qui sont de 2 à 25 fois plus importants [energy Agency, 2012a] que ceux des systèmes conventionnels, spécialement en fonction du combustible utilisé. Cet aspect sera détaillé dans le chapitre suivant.

De nombreuses techniques peuvent être utilisées pour la production simultanée d'électricité et de chaleur: turbines à vapeur et à gaz, piles à combustible, moteurs à combustion interne... Le lecteur intéressé peut se reporter aux références suivantes [Boyce, 2002, Frangopoulos, 2017, Breeze et Breeze, 2014] pour en savoir davantage sur ces technologies. Dans ce travail, seules les unités de cogénération basées sur un cycle de Rankine seront considérées et modélisées. Toutefois l'approche thermodynamique développée pour évaluer les performances d'une cogénération basée sur ce cycle peut être étendue à d'autres systèmes.

Il est également bon de noter qu'en Europe la demande en chaleur est d'environ 2.5 fois plus élevée que celle en électricité [Frangopoulos, 2017]. Dès lors, au vu des quantités de chaleur «fatale» liée à la production énergétique et à la proximité des centrales par rapport à des utilisateurs d'énergie thermique [Colmenar-Santos et al., 2017], ces centrales de production pourraient fournir une partie importante des besoins en chaleur européens.

5. Position du travail

Au vu des différents aspects qui ont été traités dans cette introduction, ce manuscrit propose de s'intéresser à l'analyse des réseaux de chaleur urbains selon les points de vue énergétique, environnemental et économique. Il s'inscrit dans la transition énergétique qui se réalise actuellement de par le monde ainsi que dans la réglementation européenne concernant les économies d'énergie et les améliorations des systèmes énergétiques et des bâtiments²⁰.

Comme détaillé dans l'introduction, les réseaux de chaleur forment une solution intéressante et à haut potentiel énergétique [Lund et al., 2010] pour fournir de la chaleur aux bâtiments. De cette façon, ils peuvent aider à réduire les émissions de CO_2 , augmenter l'utilisation des énergies renouvelables [Lund et al., 2010, Lund et al., 2014] et améliorer l'efficacité énergétique globale des systèmes.

Toutefois, l'implémentation de tels réseaux nécessite des outils dédiés afin de pouvoir les dimensionner ou les rénover au mieux tout en prenant en compte des spécificités propres aux énergies renouvelables comme l'intermittence de leur production. En effet, les différents composants d'un réseau de chaleur sont interdépendants²¹. Les outils de simulation existants sont généralement commerciaux comme les logiciels Thermis [Electric, 2017b] ou Bentley [of Bentley et Solution, 2017]. Ceux-ci proposent des solutions afin d'optimiser le réseau de chaleur même dans un contexte donné²² mais n'envisagent pas des situations spécifiques comme la politique des subsides alloués à certaines unités de production ou encore la variabilité de leurs rendements à charge partielle.

Toutefois, pour atteindre ces objectifs, ce travail de recherche propose de considérer les réseaux de chaleur à partir des sources d'énergie primaire les alimentant (renouvelable ou non) vers les consommateurs finaux (bâtiments résidentiels ou tertiaires) afin de considérer la globalité des systèmes étudiés et déterminer quelles sont leurs interactions qui seront détaillées dans le chapitre suivant. Dès lors, des modèles de simulation sont proposés afin d'estimer les performances de chacun des systèmes composant un réseau de chaleur. Dans ce travail, la plupart des modèles développés reposent sur une approche conventionnelle à savoir une modélisation thermodynamique des processus en tenant compte de leurs caractéristiques. Toutefois, deux nouveaux modèles originaux sont développés: le modèle dynamique de transport de l'énergie dans une canalisation ainsi que celui permettant l'estimation de polluants issus de la combustion de certains combustibles.

En plus de ces deux contributions, un autre apport original de la thèse consiste en l'intégration de ces différents modèles dans un outil générique selon une méthode synthétique afin d'évaluer les performances de solutions techniques de gestion énergétique. Cet outil, dont les objectifs et les limites seront détaillés dans le chapitre 3, a donc la vocation

²⁰Pour de plus amples informations concernant le contexte européen, le lecteur peut consulter les directives européennes suivantes: 2009/28/CE, 2009/29/CE et 2009/31/CE.

²¹Les questions liées à ces aspects seront traitées dans le chapitre suivant.

²²Ces aspects sont développés dans le chapitre 5.

Chapitre 1. Introduction

de permettre l'analyse détaillée d'un réseau de chaleur tant dans les étapes de dimensionnement que celles de rénovation.

De plus, il est proposé de coupler des modèles quasi-stabilisés ou dynamiques de source de production (comme des unités de cogénération ou des chaudières), de consommateurs et de canalisations assurant le transport de l'énergie d'un point à l'autre afin d'estimer les performances de l'ensemble du système.

Finalement un cas d'étude, détaillé dans le chapitre 2, est sélectionné pour éprouver cet outil et valider l'ensemble des approches envisagées. Les résultats de ces travaux sont résumés dans les chapitres 4 et 5 et traiteront d'une part de l'implémentation du modèle dynamique du transport de la chaleur et de l'intégration de l'ensemble des modèles utilisés dans un outil de simulation général.

2 Établissement du problème

Afin de poser les différents aspects du travail, il est proposé de considérer un cas d'étude existant, à savoir le réseau de chaleur de l'Université de Liège qui est introduit et décrit dans ce chapitre. La description et l'étude de ce cas a pour objectifs :

- de pointer les différents problèmes à résoudre lors de l'étude d'un réseau de chaleur (Section 2. de ce chapitre) et de proposer des solutions pour y parvenir. Celles-ci seront détaillées dans le chapitre suivant;
- de permettre une validation expérimentale des différents modèles développés qui constitueront l'outil de simulation afin de valider ces approches. Les principaux résultats de ces validations sont disponibles dans les articles 1, 4 et 8 et sont présentés dans les chapitres 4 et 5;
- d'éprouver l'outil de simulation qui sera développé pour répondre aux diverses problématiques par l'analyse de divers scénarios de rénovation effectués sur ce cas d'étude afin d'améliorer son fonctionnement. Les résultats de ces études sont détaillés dans le chapitre 5;
- d'appréhender de manière détaillée les spécificités et les complexités inhérentes à la gestion et à l'optimisation d'un réseau de chaleur introduites dans le chapitre précédent selon l'axe production-transport-consommation et d'orienter le travail de recherche en fonction.

Pour poser les spécificités du cas d'étude, ce chapitre est tout d'abord consacré à présenter ses principales caractéristiques. Le lecteur intéressé trouvera davantage de détails des différents systèmes composant le réseau de chaleur étudié dans les références suivantes [Sartor et al., 2014a, AIB-Vinçotte, 2012, AIB-Vinçotte, 2014, Vincotte, 1986, ULg, 2011]. Il est bon de noter que différents aspects introduits dans l'introduction seront également utilisés pour compléter la liste des problématiques à résoudre.

1. Cas d'étude

1.1 Systèmes de production d'énergie

Chaufferie centrale

La majeure partie de la production de l'énergie thermique fournie au réseau de chaleur de l'Université de Liège est réalisée dans un bâtiment unique centralisé à proximité des bâtiments qui sont connectés au réseau. Ce bâtiment est composé d'une unité de cogénération et de chaudières conventionnelles. Cette centrale thermique est dénommée par la suite chaufferie centrale de son appellation à l'Université. Les unités de production sont connectées hydrauliquement à un collecteur permettant d'alimenter le réseau de chaleur (Figure 2.1) au travers de pompes d'alimentation. Les canalisations dans lesquelles transitent l'énergie produite forment le réseau primaire de canalisations. L'unité de cogénération est prioritaire pour la production d'énergie thermique. Lorsque la demande thermique du réseau de chaleur est supérieure à la puissance nominale de l'unité de cogénération, une ou plusieurs chaudières conventionnelles produisent le complément de puissance thermique.

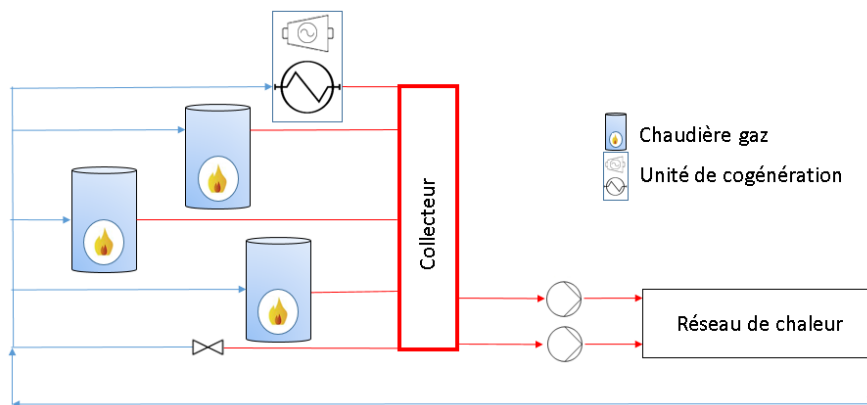


Figure 2.1 – Schéma de principe de la chaufferie centrale alimentant le réseau de chaleur de l'ULiège.

L'unité de cogénération est alimentée par de la biomasse (sous forme de pellets de bois¹) et possède une puissance thermique nominale de 7 MW ainsi qu'une puissance électrique maximale brute de 2.4 MW. La vapeur qui est utilisée par les turbines est produite par une chaudière de 12 MW alimentée par de la biomasse assurant une production de vapeur de 13 t/h à une température de 420 °C et une pression de 42 bar. La vapeur est détendue dans une première turbine haute pression (notée THP sur la Figure 2.2) pour produire de l'électricité. À la sortie de celle-ci, une partie de la vapeur est soutirée pour alimenter l'échangeur de chaleur qui est connecté au réseau de chaleur. L'autre partie de la vapeur est détendue dans une seconde turbine basse pression (TBP) jusqu'à environ 10 kPa, la pression du condenseur. Un

¹ Les informations détaillées du combustible renouvelable utilisé sont disponibles dans les références [AIB-Vinçotte, 2014, AIB-Vinçotte, 2012, SGSBiomass, 2012].

schéma du cycle actuel est représenté sur la Figure 2.2. Bien que les deux turbines soient utilisées pour des rapports de pression et d'enthalpie différents, elles possèdent les mêmes caractéristiques² [Sartor et al., 2014a]. L'unité de cogénération a été dimensionnée afin de fournir 65 % de la chaleur consommée par le réseau de chaleur afin de réduire les émissions de CO_2 de l'Université de Liège³. En effet, étant soumise à des quotas d'émission, l'Université s'est tournée vers la production de chaleur «verte» afin d'éviter de devoir payer des astreintes liées à l'utilisation de ses autres modes de production d'énergie qui sont essentiellement les chaudières de secours.

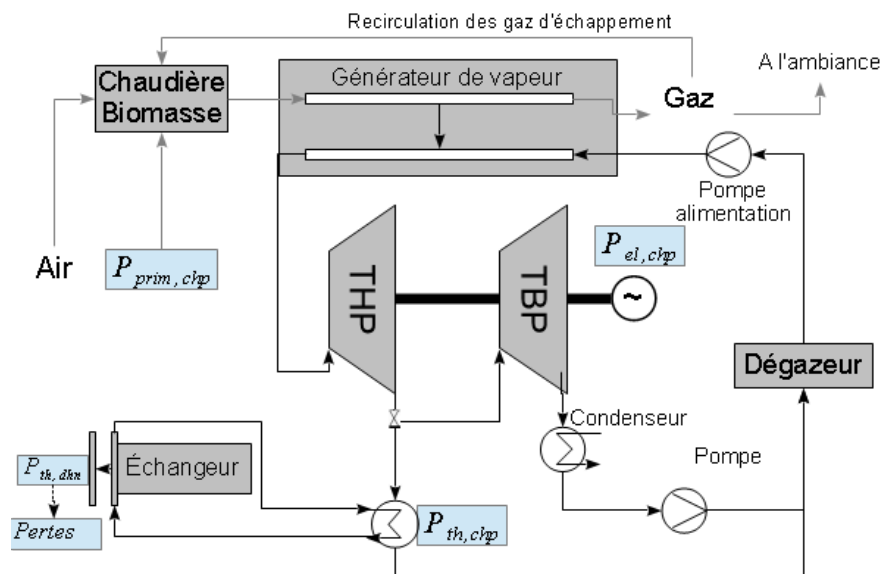


Figure 2.2 – Schéma de principe de la cogénération alimentant le réseau de chaleur de l'ULiège [Sartor et al., 2014a].

Ces chaudières conventionnelles sont alimentées au gaz naturel et assurent, au besoin, le complément de la demande de chaleur du réseau qui ne serait pas satisfaite par l'unité de cogénération. Elles sont au nombre de quatre et totalisent une puissance installée de 74 MW (Table 2.1). Seule une des quatre chaudières est pourvue de deux brûleurs permettant une certaine modulation de la puissance de cette chaudière (deux étages). Toutefois, dans la configuration actuelle, les possibilités de régulation de la puissance thermique fournie au réseau par les chaudières de secours sont relativement limitées. Cela implique que les performances de l'unité de cogénération sont parfois réduites. En effet, l'échangeur de celle-ci

² Il s'agit de turbines mono-étagées pouvant fonctionner pour un débit de vapeur compris entre 3000 et 13000 t/h.

³ À partir de 2013, les installations thermiques de grande puissance ont dû respecter des quotas d'émissions de CO_2 maximum dont les dépassements étaient soumis à des astreintes liées à une bourse « Carbone ». Afin d'éviter que l'Université ne soit trop dépendante pour ses coûts énergétiques de la bourse Carbone, elle a souhaité installer une unité de cogénération alimentée par de la biomasse afin de ne pas dépasser la limite imposée par les quotas. En effet, l'utilisation de biomasse est considérée comme neutre en CO_2 et des besoins thermiques du réseau de chaleur fournis à 65 % par une unité de cogénération biomasse permettait de rester sous la limite d'émissions de CO_2 jusqu'en 2020.

Chapitre 2. Établissement du problème

ne fonctionne pas de manière optimale à cause d'une température de retour du réseau de chaleur trop élevée. Cette température trop élevée est la conséquence de la puissance des chaudières de secours qui ne peut prendre qu'un nombre discret de valeurs. Ce comportement limite alors la puissance maximale transférable de l'échangeur de l'unité de cogénération.

Le lecteur remarquera que la puissance installée des chaudières est relativement élevée par rapport aux pics de consommation qui seront abordés dans la section 1.3. En effet, cette puissance installée se justifiait par le fait qu'avant 2012, la cogénération n'était pas opérationnelle et que trois chaudières étaient nécessaires pour alimenter le réseau de chaleur. De plus, comme ce dernier alimente un hôpital, il est obligatoire que la chaufferie centrale possède une chaudière de secours complémentaire en cas de panne de l'une d'entre elles. Depuis la mise en marche de l'unité de cogénération, la chaudière 19 n'est plus utilisée. Toutefois, en pratique, seules une ou deux chaudières sont nécessaires car certains des bâtiments de l'Université ont été isolés depuis la mise en place du réseau de chaleur, ce qui a permis de réduire la demande.

Table 2.1 – Caractéristiques principales des chaudières à gaz naturel.

Dénomination	Année de construction	Puissance [MW]
15	1989	20
17	1969	12
19	1965	20
21	1998	22

Il est bon de souligner que les besoins en eau chaude sanitaire peuvent être produits à l'aide d'échangeurs des sous-stations présents dans certains bâtiments. Dans certains cas isolés ou lorsque l'alimentation des bâtiments est coupée durant la période estivale⁴, une chaudière ou un chauffe-eau électrique est utilisé en complément pour la production d'eau chaude sanitaire. Par ailleurs, certains des bâtiments de l'Université de Liège présents au Sart-Tilman qui sont construits à proximité ou dans la zone desservie par le réseau de chaleur ne sont pas alimentés par celui-ci. Cela est soit dû pour des raisons historiques internes à l'Université soit à cause de la faible demande en chaleur de ces bâtiments qui ne justifiaient pas à l'époque leur raccordement au vu des coûts importants d'installation du réseau. Pour ces bâtiments, une chaudière conventionnelle ou des convecteurs y sont installés pour fournir l'énergie thermique nécessaire. L'étude de ces bâtiments et de leur intégration sort donc actuellement du cadre de ce travail. Finalement, le réseau de chaleur alimente également un centre sportif qui comprend notamment une piscine. Celle-ci est alimentée en général par une unité de cogénération présente dans le centre sportif. Toutefois, il est également connecté au réseau de chaleur pour assurer le complément de sa demande thermique qui ne serait pas couvert par sa propre unité de cogénération.

⁴La période estivale correspond à une période approximative comprise entre mai et fin septembre. Durant cette période, l'hôpital est l'un des seuls bâtiments à être alimenté. Il est bon de noter que cette période varie d'année en année en fonction des conditions climatiques.

1.2 Transport

Le réseau de chaleur est un réseau de chaleur de deuxième génération⁵ à haute température (la température annuelle moyenne au départ de la chaufferie centrale avoisine les 125 °C). Il est constitué de 20 km de canalisations (traits bleus sur la Figure 2.3) et fonctionne depuis la fin des années 60. Il s'agit d'un réseau ramifié c'est-à-dire que chaque sous-station est alimentée à partir de la chaufferie centrale. Il est caractéristique des vieilles installations de réseau de chaleur présentes en Europe mises en service le siècle dernier.

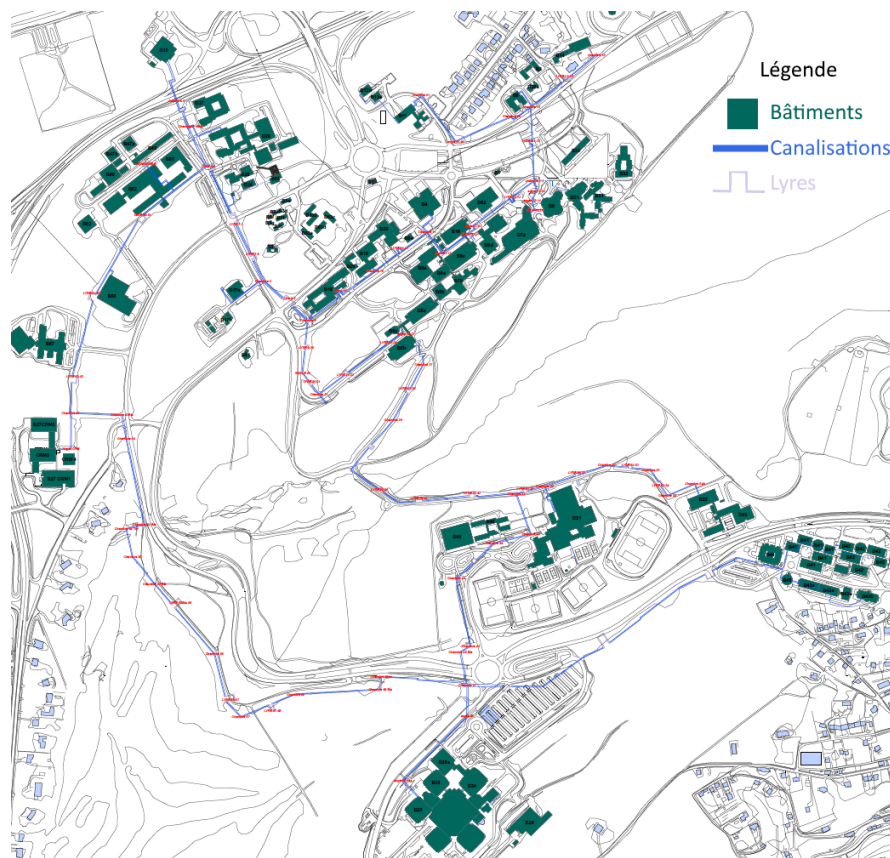


Figure 2.3 – Schéma du réseau de chaleur de l'ULiège.

Les canalisations, qui constituent le réseau primaire permettant de véhiculer la chaleur entre la chaufferie centrale et les bâtiments, contiennent de l'eau pressurisée à une pression de 12 bar. Les canalisations sont enterrées dans un caisson en béton à une profondeur moyenne de 2 mètres en fonction de la topologie du terrain. Un exemple de configuration de ces canalisations est représenté sur la Figure 2.4.

Le diamètre des canalisations du réseau primaire est compris entre 50 et 350 mm et elles sont isolées avec de la laine de verre. L'épaisseur de l'isolation varie en fonction du type de

⁵Voir la section 2.2 du chapitre d'introduction pour de plus amples informations sur les différents types de génération de réseau de chaleur.

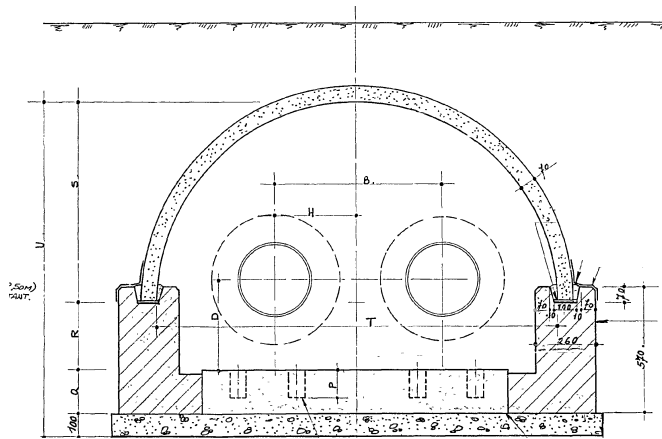


Figure 2.4 – Coupe d'un caisson contenant les canalisations du réseau de chaleur étudié.

canalisation (partant ou revenant de la chaufferie) et en fonction de leur diamètre selon la table 2.2.

Table 2.2 – Épaisseur d'isolant [mm] en fonction du diamètre de la canalisation ainsi que du type de conduite.

Diamètre de la conduite	Épaisseur d'isolant	
	Conduite «aller»	Conduite «retour»
50-100	60-90	50-75
125-200	100-110	80-90
250-300	120-125	95-105
350	130	130

La conductivité thermique identifiée de la laine de verre constituant l'isolant des canalisations est de 0.047 W/K/m^2 [Sartor et al., 2014a].

Le réseau de chaleur est constitué de trois réseaux de canalisations primaires. Seuls deux d'entre eux sont utilisés quotidiennement, le troisième étant un circuit de secours afin d'alimenter l'hôpital en cas d'incident ou de maintenance planifiée. Chaque réseau primaire est alimenté par une pompe entraînée par un moteur à courant continu ACEC de 330 kW piloté par un variateur à excitation. Afin d'assurer la redondance, il y a 5 pompes installées et chaque réseau primaire peut être alimenté par deux d'entre elles. Toutes les pompes sont identiques et possèdent un débit nominal d'environ 1000 t/h. Le rendement du groupe moteur-pompe est représenté sur la Figure 2.5. Celui-ci est extrapolé, à partir des mesures, pour les débits inférieurs à 200 t/h (partie de la courbe verte).

Des lyres de dilatation sont également insérées dans les différents réseaux de canalisations primaires (symbole □ gris sur la Figure 2.3) lorsque la section droite devient importante. Celles-ci permettent de maîtriser les dilations longitudinales dues aux variations de la température du réseau de chaleur. Leurs caractéristiques par rapport à d'autres solutions de maîtrise de la

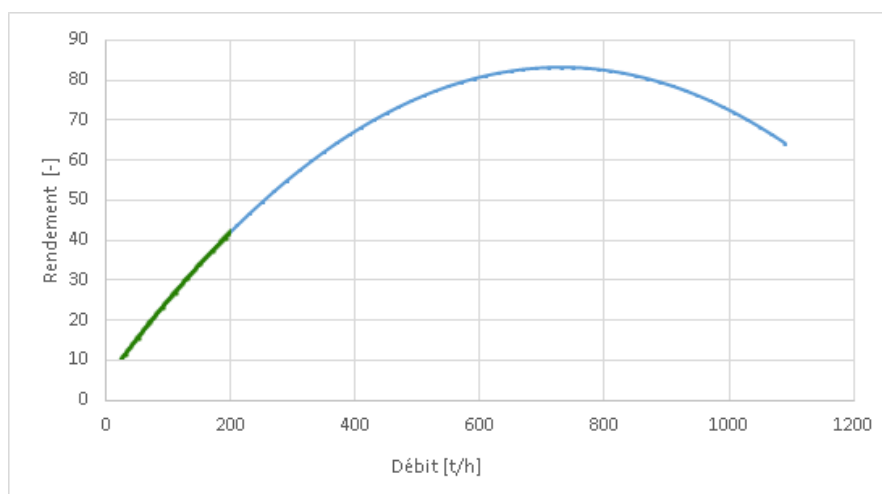


Figure 2.5 – Rendement des pompes alimentant le réseau de chaleur selon la fiche technique de ces pompes. La partie de la courbe en vert est extrapolée pour les faibles débits.

dilatation des canalisations détaillées dans les références [DHCNews, 2014, Narjot, 2015, Aubry, 1991, Frederiksen et Werner, 2016] sont de ne pas nécessiter d'entretien et d'avoir une longue durée de vie au prix d'une place utilisée plus importante.

1.3 Consommation

Les consommateurs du réseau de chaleur sont actuellement une soixantaine de bâtiments dont les profils de consommation sont différents de par leur affectation et leur structure: locaux de cours, bureaux, centre sportif, centre hospitalier universitaire, serres ou combinaison d'entre eux. La surface chauffée est d'environ 470000 m^2 selon les informations disponibles à l'Université. L'hôpital représente à lui seul le quart de cette superficie. La demande de chaleur annuelle normalisée du réseau est d'environ 61 GWh⁶. Le profil de cette demande pour l'année 2014 est représenté sur la Figure 2.6.

La consommation annuelle d'électricité est quant à elle d'environ 37 GWh dont environ 9 GWh peuvent être fournis par l'unité de cogénération biomasse lorsqu'elle fonctionne de manière optimale. En pratique, une production électrique de la cogénération avoisine les 8 GWh annuellement. La demande électrique de base des bâtiments varie entre 2 et 4 MW en fonction du moment de l'année (été/hiver, période scolaire ou non).

Le réseau de chaleur de l'ULiège possède la particularité d'alimenter un hôpital, c'est pourquoi la consommation thermique n'est pas nulle durant la période estivale où tous les autres bâtiments ne sont plus alimentés et donc ne sont plus chauffés. De plus, la haute température utilisée dans le réseau étudié est une conséquence des besoins spécifiques de l'hôpital connecté au réseau de chaleur. En effet, celui-ci nécessite de la vapeur pour

⁶Pour un nombre de degré jour en base 15 d'approximativement 2050.

Chapitre 2. Établissement du problème

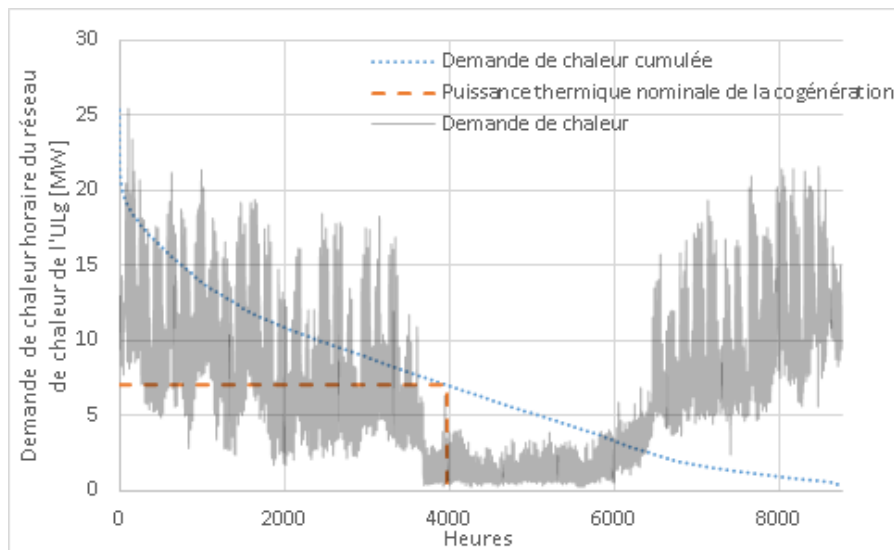


Figure 2.6 – Demande de chaleur horaire du réseau de chaleur de l'ULiège.

l'alimentation de son système d'humidification de l'air ainsi que pour ses cuisines où les lave-vaisselle utilisent de la vapeur pour fonctionner.

Au sein des différents bâtiments, un circuit secondaire est présent afin de découpler le réseau primaire dédié au transport de la chaleur à partir de la chaufferie de la partie locale présente dans les bâtiments. Il s'agit donc d'une connexion indirecte possédant les divers avantages sécuritaires développés dans le chapitre 1. Un collecteur peut être présent et est maintenu en température et un ou plusieurs départs de circuits de chauffage y sont connectés en fonction de la typologie des bâtiments connectés à la sous-station (comme ceux représentés sur la Figure 2.7).

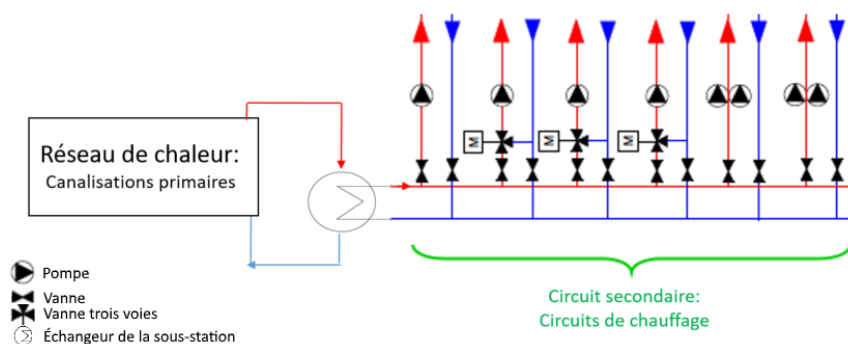


Figure 2.7 – Exemple de configuration hydraulique (Schéma P&ID) d'une sous-station.

L'ensemble des bâtiments représentent une surface desservie d'environ 1 km², ce qui porte la densité du réseau à environ 3 MWh/(an.m). Cette valeur est largement supérieure aux valeurs minimales qui ont été introduites dans le chapitre d'introduction (Section 2.2).

1.4 Systèmes d'acquisition et de mesures

Les mesures disponibles à la chaufferie sont très nombreuses, spécialement sur l'unité de cogénération. Dans cette section, seules les mesures effectuées pour l'estimation de la puissance thermique et la régulation du réseau sont abordées bien que de nombreuses autres mesures aient été utilisées pour la validation des modèles détaillés dans le chapitre 5 comme celui de l'unité de cogénération (article 2).

Les températures du fluide dans les canalisations partant et revenant de la chaufferie sont, chacune, mesurées à l'aide de deux PT1000 placées dans des doigts de gants insérés dans la canalisation. Cette disposition permet de tenir compte partiellement de la non-homogénéité de la température du fluide au sein de la canalisation [Andersen et al., 2011, Rezende et al., 2009, Hinz et al., 2017] et de minimiser les effets d'inertie du dispositif par rapport à une simple mesure de contact [Ngendakumana, 2007]. Chaque réseau de canalisations primaires dispose d'un débitmètre installé à la chaufferie. Le débit est mesuré à l'aide d'une mesure de la pression différentielle aux bornes d'un orifice de contrôle afin d'en extrapoler le débit. À l'aide de ces mesures, il est donc possible d'estimer la puissance thermique fournie à l'ensemble du réseau de chaleur en fonction des réseaux de canalisations primaires qui sont utilisés.

1.5 Régulation

Chaque réseau de canalisation primaire est alimenté par une pompe dont le débit est régulé en fonction d'une mesure de pression différentielle. Cette mesure de pression différentielle est une image du débit passant dans les canalisations de bâtiments «clés» (un par réseau de canalisations primaires), c'est-à-dire situés parmi les plus lointains de la chaufferie. Cette technique permet de s'assurer qu'un débit minimal parvient toujours à ces bâtiments ainsi qu'aux bâtiments alentour. Il est à noter que le débit primaire dans les sous-stations de ces bâtiments est donc quasiment constant contrairement à l'ensemble des autres bâtiments où le débit au primaire est régulé en fonction d'une température du circuit secondaire de chauffage.

La température de départ de l'eau de la chaufferie principale alimentant le réseau de chaleur suit une consigne selon une loi d'eau spécifique à chaque réseau primaire. En effet, le niveau de température du réseau primaire alimentant l'hôpital, qui nécessite de la vapeur, doit être supérieur à celui de l'autre réseau primaire qui ne nécessite pas de la vapeur. Cette loi d'eau dépend également de la température extérieure et du moment de la journée. En effet, il existe une loi d'eau pour trois périodes spécifiques de la journée correspondant à la relance matinale du réseau, à son utilisation nominale en journée et à un régime de ralenti lorsque les locaux sont inoccupés ou en passe de l'être (fin de journée, congés et période du week-end). Finalement, une variation maximale de la température de départ de 5 °C par heure est imposée afin de ne pas induire des contraintes mécaniques trop importantes dues à la dilatation des canalisations du réseau qui sont constituées d'acier.

Un schéma de principe de ces régulations est représenté sur la Figure suivante (Figure 2.8):

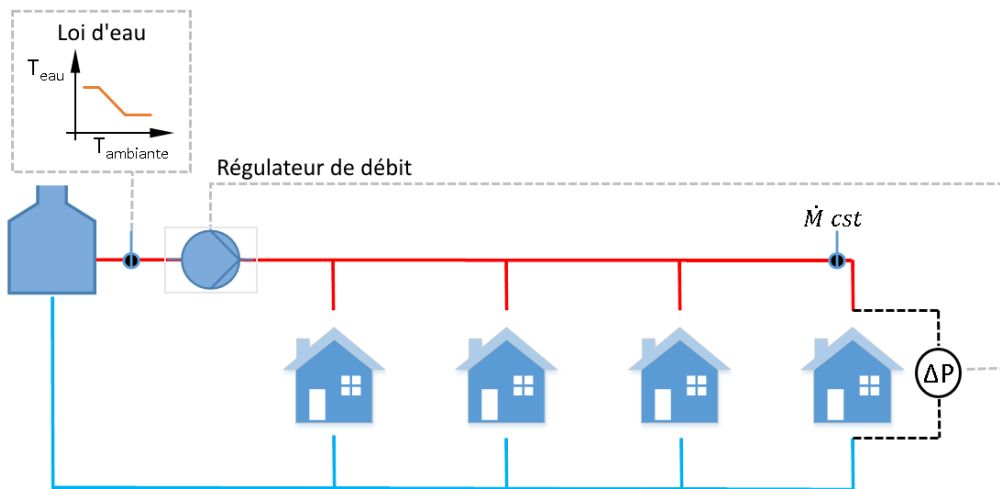


Figure 2.8 – Schéma de principe de la régulation du réseau primaire.

La régulation de la température du réseau secondaire de canalisations présent dans les bâtiments est spécifique à chacun de ces bâtiments ou groupes de bâtiments. En effet, elle dépend des systèmes présents au sein des bâtiments comme un ballon d'eau chaude sanitaire ou un conditionnement d'air. Les types de régulation sont donc très nombreux et leur étude sort du cadre de ce travail. Toutefois, en règle générale, il est bon de noter que chaque circuit de chauffage connecté à une sous-station possède une régulation du débit qui est réalisée en boucle fermée en fonction de plusieurs sondes. Parmi ces sondes, citons la mesure de la température extérieure, une ou plusieurs mesures de température intérieure (représentative de l'ensemble des locaux desservis par chaque circuit secondaire de chauffage) ainsi que d'horaires spécifiques dépendant de l'affectation du circuit de chauffage (pour rappel une représentation d'une sous-station est disponible sur la Figure 2.7).

1.6 Subsidés

Afin de compléter l'étude économique de l'unité de cogénération biomasse installée au Sart-Tilman, le régime des subsidés qui régit une telle installation est abordé dans cette section. La politique des subsidés sera utilisée dans les différentes analyses économiques du chapitre 5 et sera finalement discutée dans la section 2. de ce même chapitre.

Les subsidés octroyés par la Région wallonne pour une unité de cogénération sont basés sur les économies potentielles de CO_2 qu'il est possible de réaliser par rapport à des systèmes de production d'énergie séparés.

Cette économie de CO_2 permet de déterminer le nombre de certificats verts (CV) qui sont attribués au processus de conversion d'énergie renouvelable. Chaque certificat vert peut être vendu à un prix approximatif de 65 € HTVA⁷. Un certificat vert représente une économie de

⁷Le prix peut varier en fonction de l'organisme auquel le certificat vert est vendu.

456 kg de CO_2 par MWh électrique produit. Ce nombre (CV) se calcule à l'aide de la formule suivante [CWAPE, 2016]:

$$CV = 1 + \frac{E_{CO_2,ref,th} * \eta_{th,chp}}{E_{CO_2,ref,el} * \eta_{el,chp}} - \frac{E_{CO_2,fil} * 100}{E_{CO_2,ref,el} * \eta_{el,chp}} \quad (2.1)$$

où $E_{CO_2,ref,th}$ et $E_{CO_2,ref,el}$ sont respectivement les émissions de CO_2 d'installations modernes de production thermique et électrique et qui sont considérées égales à 279 et 456 kg de CO_2/MWh . $E_{CO_2,fil}$ est le coefficient d'émission d'émissions de CO_2 en fonction de la source d'énergie primaire. Dans le cas des pellets de bois qui sont utilisés à la chaufferie, il est considéré que ce coefficient vaut 30 kg de CO_2/MWh . Une étude d'analyse de cycle de vie des pellets [SGSBiomass, 2012] demandée par Cofely Services (le gestionnaire actuel de la chaufferie) confirme ce coefficient pour les pellets utilisés et le porte même à 22.5 kg de CO_2/MWh . Toutefois dans le cadre d'une approche conservatrice et vu que les fournisseurs de pellets ont changé au cours du travail de recherche, la valeur de 30 kg de CO_2/MW sera utilisée dans ce travail. Il est toutefois bon de noter que l'analyse de cycle de vie du pellet dont il est question ne tient pas compte de la dette carbone dont il a été fait mention dans le chapitre 1 mais se concentre uniquement sur les aspects de l'exploitation, la transformation et le transport de la biomasse.

En théorie, s'ajoute à ces subsides une économie des coûts liés à la génération d'électricité. En effet, si la production électrique est autoconsommée et ne repasse pas sur le réseau électrique général, les bénéfices réalisés le sont au coût de l'électricité du marché. Dans le cas où l'électricité n'est pas autoconsommée, celle-ci peut être revendue en fonction du contrat réalisé avec le gestionnaire du réseau électrique à un prix avoisinant environ le tiers du prix du marché⁸. Dans les analyses portant sur ce cas d'étude qui sont détaillées dans le chapitre 5, l'hypothèse de l'autoconsommation est effectuée au vu des contrats initiaux passés entre l'Université et le gestionnaire de réseau électrique.

2. Problématiques

Au vu du chapitre précédent et des caractéristiques du cas d'étude qui ont été décrites dans les sections précédentes, il est proposé de déterminer les différentes problématiques qui sont liées à l'implémentation d'un réseau de chaleur tant durant les phases de dimensionnement qu'ultérieurement durant les phases de rénovation. Celles-ci serviront comme lignes directrices à l'établissement de l'outil de simulation permettant la modélisation détaillée des composants d'un réseau de chaleur ainsi qu'à l'estimation des coûts et des impacts

⁸Dans ce travail, un coût de l'électricité de 112 € HTVA par MWh électrique est considéré comme le relève l'institut de statistique européen Eurostat [Eurostat, 2017b]. Il s'agit d'un coût moyen relevé en Belgique pour l'année 2015 pour les industries. Toutefois celui-ci est proche (moins de 4% de variation) de celui relevé sur les factures adressées à l'Université de Liège de ces trois dernières années.

environnementaux liés à leurs utilisations.

2.1 Performances des unités de production

Du point de vue de la production thermique, il est nécessaire de réaliser des modèles de simulation afin d'estimer les performances de systèmes énergétiques en fonction de paramètres opératoires comme le niveau de charge de l'installation, mais également en fonction des conditions atmosphériques. Cette modélisation permet alors de déterminer le rendement instantané et annuel d'un système ou d'un ensemble de systèmes et de déterminer l'interaction du profil de consommation thermique sur le fonctionnement et les performances de ces systèmes.

Il convient également de considérer l'aspect environnemental des performances de ces installations. En effet, il est indispensable d'estimer quelles sont les émissions liées à l'utilisation de tels systèmes énergétiques puisque certaines d'entre elles sont réglementées afin de limiter leur impact sur l'environnement et la santé humaine. En Europe, ces limitations portent sur les émissions de⁹ NO_x , SO_x , de composés volatils et/ou de poussières pour les installations dont la puissance est supérieure à 1 mégawatt¹⁰. Il est également bon de noter que ces limitations dépendent du combustible et du type de système considéré d'où la nécessité d'envisager des modèles permettant de modéliser de nombreux systèmes de production alimentés par différents combustibles. Finalement, l'estimation des émissions est primordiale pour tenir compte des coûts d'investissement éventuels de dispositifs qui seraient nécessaires pour le traitement des fumées afin de respecter les normes en vigueur.¹¹. Par ailleurs, ces dispositifs peuvent également augmenter les coûts de fonctionnement du système énergétique comme les études [Dimitrijević et Tatić, 2012, Tola et Pettinau, 2014] l'ont montré pour différentes installations. En effet, l'utilisation de tels procédés peut impliquer l'usage de consommables comme l'urée, augmenter la consommation des ventilateurs dus aux pertes de charge induites par ces dispositifs et/ou modifier les performances globales de l'installation.

2.2 Consommateurs

Les consommateurs constituant un réseau de chaleur peuvent être de natures différentes. Dans le cas d'étude, des bâtiments tertiaires (bureaux, salles de cours, hôpital) étaient principalement présents. Toutefois, il est également possible de connecter des bâtiments

⁹Les émissions de CO_2 sont indirectement réglementées par le fait qu'un rendement minimum des nouvelles installations soit imposé.

¹⁰Ces seuils limites d'émission sont respectivement disponibles dans les directives de l'Union européenne pour les installations dont la puissance est comprise entre 1 et 50 MW [Union, 2015] et [Union, 2010b] pour les installations de puissance supérieure. Pour les installations dont la puissance est inférieure à 1 MW, il convient de se référer à la législation en vigueur dans chaque pays: pour la région wallonne en Belgique les normes pour les installations de moins de 500 kW sont disponibles dans le texte de loi [Wallonne, 2017].

¹¹Le lecteur intéressé peut consulter les références [Mladenović et al., 2018, Tomita, 2001] pour avoir davantage d'informations sur les techniques pour le traitement des oxydes d'azote et de soufre.

résidentiels ou encore des industries à un réseau de chaleur. Chacun de ces consommateurs possède une demande de chaleur qui lui est propre en fonction de ses installations, de son activité ainsi que des conditions climatiques. Tant dans les étapes de conception que d'amélioration d'un réseau de chaleur, ces consommations ont toutefois besoin d'être estimées avec une certaine précision afin de pouvoir dimensionner correctement les moyens de production nécessaires pour alimenter ces bâtiments et donc estimer les coûts d'investissement qui leur sont liés.

De plus, le profil de la demande de chaleur totale d'un réseau de chaleur peut avoir une influence, souvent négligée, sur le rendement des installations de production d'énergie et leur coûts d'investissement comme cela a été démontré dans les articles 2, 6 et 7 (ces aspects seront détaillés dans le chapitre 5). En effet, l'utilisation d'une unité de cogénération se justifie uniquement lorsque sa fréquence d'utilisation à charge nominale est élevée afin de fournir de l'énergie thermique à un prix compétitif face à d'autres systèmes comme les chaudières alimentées au gaz naturel. En effet, le coût de la chaleur d'une chaudière est principalement lié au coût du combustible vu que leurs coûts d'investissement sont significativement plus faibles que ceux d'une unité de cogénération. Ces tendances sont présentées sur la Figure 2.9 pour ces deux types d'unités de production et montrent dans le cas considéré¹² que l'unité de cogénération doit fonctionner un nombre d'heure significatif par an pour être économiquement compétitif. Dès lors, le dimensionnement d'une unité de cogénération doit être réalisé avec soin en fonction de la demande thermique dont elle assurera les besoins afin de ne pas augmenter significativement les coûts. Cela est d'autant plus vrai que le facteur de disponibilité (qui tient compte tant des périodes planifiées de maintenance que des pannes) d'une unité de cogénération est plus faible que celui d'une chaudière au gaz naturel: des exemples sont disponibles dans le livre de référence [Rolf et al., 1999].

L'estimation de ces consommations est donc essentielle puisqu'une erreur significative sur ces consommations peut mener à des conclusions ou des prises de décisions différentes sur les actions à mener pour réduire les coûts d'un réseau de chaleur. De plus, il est important de noter que quelle que soit la complexité et la précision des modèles utilisés pour déterminer la consommation d'un bâtiment, une part, parfois non négligeable, des incertitudes est liée au facteur humain qui, de par sa nature, est aléatoire. En effet, il n'est pas toujours aisé¹³ de connaître les horaires exacts d'utilisation de l'ensemble des locaux ainsi que les habitudes de l'ensemble des utilisateurs. Certaines techniques statistiques peuvent toutefois être envisagées pour générer du «bruit» sur la demande énergétique du bâtiment (comme celles utilisées dans la référence [Georges, 2017]) afin de tenter de prendre en compte ces singularités et minimiser les erreurs. De plus, dans les réseaux de taille importante ou possédant un grand nombre de consommateurs, la diversité des profils de consommation ainsi que les délais du transport de

¹²Ces coûts tiennent compte des coûts fixes (dont l'investissement) ainsi que des coûts variables basés sur les données issues du cas d'étude. De plus, dans le cas de l'unité de cogénération le prix de vente de l'électricité est également considéré sans la prise en compte de subsides éventuels

¹³La mise en place de systèmes connectés et intelligents permet toutefois d'envisager à terme d'arriver à ce niveau de détail.

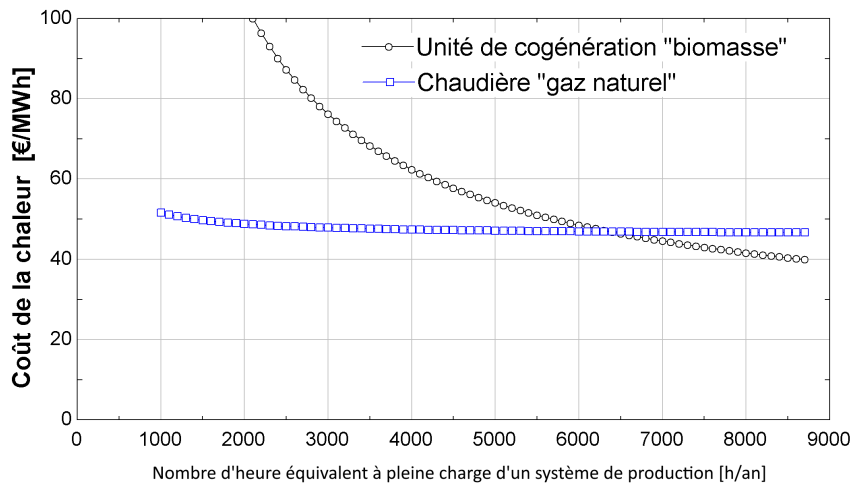


Figure 2.9 – Comparaison du coût de la chaleur pour une chaudière alimentée au gaz naturel et une unité de cogénération en fonction de son taux d'utilisation équivalent à pleine charge.

l'énergie peuvent néanmoins minimiser ces variations de consommation non modélisées et permettre une certaine tolérance sur la détermination de ces profils sans porter préjudice à l'ensemble des résultats.

2.3 Analyse économique

L'implémentation d'un système énergétique est généralement et essentiellement liée à sa rentabilité. Dès lors, il est important de pouvoir estimer les coûts d'un tel système comme cela a été abordé dans la section précédente. Dans le cas des réseaux de chaleur, le coût de la chaleur est l'un des principaux indicateurs qui est fréquemment étudié dans la littérature scientifique afin de permettre à l'utilisateur d'axer ses choix techniques comme en atteste les références [Stein et al., 2016, Song et al., 2017, Horlock, 1987, Frederiksen et Werner, 2013]. En effet, le but premier du réseau de chaleur est de délivrer à des consommateurs de l'énergie thermique. Celle-ci peut être fournie par différents processus de conversion d'énergie comme des chaudières, une unité de cogénération, un cycle solaire thermique...

Dès lors, le coût de la chaleur doit être évalué au travers d'un modèle économique prenant en compte des coûts fixes et des coûts variables. Dans le cas de l'utilisation d'une unité de cogénération comme source de production thermique, l'énergie électrique qui est produite peut être considérée comme un sous-produit valorisable du processus initial générant l'énergie thermique en permettant de réduire les coûts totaux. Par ailleurs, dans le cas de l'estimation des coûts liés à l'analyse d'un réseau de chaleur, il est également nécessaire de considérer l'efficacité du transport de l'énergie au sein du réseau ¹⁴ afin de tenir compte des pertes liées à l'utilisation du réseau.

¹⁴Voir la section 2.2 du chapitre 1.

Finalement, dans le cas où plusieurs systèmes de production d'énergie thermique sont considérés pour une même centrale de production thermique, il est nécessaire de tenir compte de chaque fraction (y_i) de l'énergie thermique annuelle fournie par le système «i» (En_i) par rapport à la demande globale du réseau de chaleur ($En_{annuelle}$).

$$y_i = \frac{En_i}{En_{annuelle}} \quad (2.2)$$

En effet, le coût total de la chaleur (COH)¹⁵ fournie par une centrale thermique composée de plusieurs unités de production s'exprime par:

$$COH = \sum_i (y_i \cdot COH_i) \quad (2.3)$$

où COH_i est le coût de la chaleur d'une des unités de production composant la centrale¹⁶. Dans le cas d'un réseau de chaleur, il est également important de tenir compte du coût intrinsèque du réseau de canalisation dont la valeur est d'environ 250€ du mètre [Persson et Werner, 2011]. Il est bon de rappeler que l'établissement de ces coûts passe essentiellement par l'estimation des performances des systèmes au travers de méthodes de modélisation qui ont été abordées dans les sections précédentes. Par ailleurs, il convient également de tenir compte du contexte géopolitique et économique (prix de l'énergie, subsides...) du lieu où est envisagé ou localisé le réseau de chaleur afin de vérifier si ce système est rentable.

2.4 Transport de l'énergie thermique

L'étude du transport de l'énergie thermique au sein d'un réseau de chaleur se justifie également au vu des pertes inhérentes à l'utilisation d'un tel réseau qui peuvent atteindre jusqu'à 40 % de l'énergie qui y est véhiculée au travers du réseau de canalisations utilisé. Cette étude permet alors de déterminer l'efficacité du transport de l'énergie, ξ_{DHN} , nécessaire aux analyses économique, environnementale et énergétique pour estimer les performances globales du système. À l'aide de ces indicateurs, un potentiel utilisateur peut finalement axer une solution technique en fonction de critères qui lui sont propres et comparer l'installation considérée à d'autres systèmes énergétiques. Cette méthode est particulièrement adaptée à une étape de dimensionnement préliminaire d'un réseau de chaleur ou lorsqu'il est nécessaire d'établir un « instantané » du fonctionnement d'un réseau existant afin de le comparer par la suite à un scénario de rénovation.

Toutefois, bien que les résultats précédents puissent être obtenus à l'aide de modèles quasi-stabilisés, l'étude dynamique du transport de chaleur au sein d'un réseau de chaleur permet d'étendre les configurations qu'il est possible d'étudier. En effet, une modélisation

¹⁵L'abréviation COH vient de la dénomination anglaise Cost Of Heat qui est utilisée dans les articles scientifiques liés à cette thèse.

¹⁶Dans le cas où cette centrale de production alimente un réseau de chaleur, il est nécessaire de majorer ce coût par le coût pondéré de l'installation du réseau de canalisations primaires du réseau de chaleur.

Chapitre 2. Établissement du problème

dynamique du transport de l'énergie thermique peut, si celle-ci est couplée à une modélisation quasi-stabilisée des autres composants du réseau, permettre d'estimer de manière plus précise [Fuchs et Müller, 2017] le comportement global du réseau en fonction de conditions ambiantes et opératoires variables ainsi que d'estimer où l'énergie est disponible dans le réseau contrairement à la modélisation quasi-stabilisée du transport de l'énergie qui ne le permet pas. L'estimation de cette « géolocalisation » de l'énergie thermique présente de nombreux avantages:

- premièrement, le confort obtenu dans les bâtiments connectés peut être vérifié pour chacun des utilisateurs. En effet, une puissance disponible à la source de production n'implique par toujours que les critères minimum de température et de débit sont atteints en tout point du réseau de chaleur. Cela est particulièrement vrai dans le cas où la régulation du réseau de chaleur est modifiée à des fins d'optimisation ou lorsque l'intégration d'un dispositif de stockage d'énergie est considérée. Dès lors, même si l'estimation des performances du réseau de chaleur par une approche quasi-stabilisée peut s'avérer correcte suite à une modification de la régulation, il n'est toutefois pas possible de déterminer dans ce cas si un inconfort apparaît dans l'un des bâtiments. Cet inconfort, outre le fait d'être dommageable pour l'utilisateur final, peut également l'être pour le gestionnaire du réseau en fonction de ses obligations contractuelles envers le consommateur. Cet aspect est donc pris en compte dans l'approche dynamique et permet donc d'étendre les possibilités de l'outil de simulation.
- de plus, l'optimisation de la température de retour peut être réalisée à l'aide de cette approche tout en considérant les modifications sur la consommation des pompes d'alimentation. Cette optimisation permet alors d'améliorer notamment le rendement de certaines installations de production thermique¹⁷, de minimiser les pertes thermiques du réseau grâce à une température moyenne réduite ou encore de réduire les contraintes mécaniques dans les canalisations afin d'augmenter leur durée de vie. Des exemples de ces optimisations sont disponibles dans les références [Zsebik et Sitku, 2001, Frederiksen et Werner, 2016].
- bien que ce le cas d'étude ne soit pas constitué d'un réseau maillé, l'approche dynamique permet également de s'assurer qu'une branche du réseau est toujours correctement alimentée quelles soient les conditions opératoires et ne nécessite pas de pompe complémentaire.
- dans le cas d'un réseau d'eau sous pression dont la température est élevée (supérieure à 95 °C), il est possible de s'assurer d'une pression suffisante en tout point dans le réseau pour éviter le passage en phase vapeur du fluide caloporteur et une éventuelle dégradation des canalisations due à une pression trop importante.
- l'influence de la régulation ou du fonctionnement de certains composants du réseau de chaleur sur la température du réseau peut également être évaluée afin d'identifier une éventuelle modification de rendement des unités de production d'énergie thermique

¹⁷Voir l'exemple précédemment abordé de la section 1.1 de ce chapitre concernant l'échangeur de l'unité de cogénération.

due à une température de retour supérieure à celle de conception ou d'estimer l'adaptation nécessaire pour en minimiser les effets. Par exemple, les effets d'une production d'énergie thermique locale excédentaire comme une installation solaire thermique peuvent être évalués.

- finalement, dans le cas de réseaux alimentés par de nombreuses centrales thermiques ou lorsque les consommateurs ont l'opportunité de devenir « prosumers », la détermination de l'emplacement de l'énergie disponible devient possible pour envisager et estimer les performances de stratégies de régulation.

2.5 Aspects complémentaires

Les aspects traités dans cette section dépassent le cadre de ce travail et des solutions pour répondre à ces besoins n'y seront pas traitées. Il est toutefois proposé de les aborder afin de rendre compte au lecteur d'un maximum de spécificités liées à l'usage des réseaux de chaleur.

Une première thématique concerne l'identification de défaut. Dans le cas du réseau de canalisations, cela peut se traduire par la présence de fuites ou de vannes bloquées augmentant la consommation des pompes. Dans la littérature, il est possible de trouver des taux de panne de l'ordre de 0.1 par kilomètre par an pour un réseau âgé de 30 ans environ [Ajah et al., 2007]¹⁸. Par ailleurs, les unités de production ou les sous-stations peuvent également présenter des défauts de fonctionnement menant à une réduction de leurs performances. Bien que cet aspect ne soit pas directement lié à l'établissement de l'outil de simulation, ces pannes se répercutent d'une part sur les coûts annuels de maintenance, mais également sur les coûts de fonctionnement puisque certaines de ces pannes peuvent réduire les performances des installations. Il convient donc au gestionnaire du réseau de chaleur d'employer des techniques d'identification de défaut¹⁹ ou un plan de maintenance adéquat afin de limiter ces surcoûts.

D'un autre côté, il a été fait mention à plusieurs reprises de stratégie de régulation du réseau de chaleur. Ces stratégies peuvent concerner la régulation de la température du réseau, des pompes d'alimentation ou encore une gestion dynamique des sous-stations des bâtiments connectés afin d'y stocker de l'énergie thermique dans certains d'entre eux. Toutefois ces aspects ne seront pas traités dans ce travail, car ils font actuellement l'objet de travaux de recherche spécifiques comme ceux détaillés notamment dans les références [Basciotti et al., 2011, Madsen et al., 1994, Frangopoulos, 2017, Pol et Schmidt, 2016].

Finalement, un autre thématique est la prise en compte de la dynamique du prix d'achat et de vente de l'électricité sur les réseaux électriques au sein de l'analyse économique. En effet, les réseaux de chaleur de taille significative sont fréquemment alimentés par des unités de cogénération. Au vu des mutations s'opérant sur les différents réseaux électriques européens, il est nécessaire, à terme, de prendre en compte ces variations de prix afin de permettre à

¹⁸Le réseau de chaleur du cas d'étude rencontre des taux de panne similaires malgré son âge plus élevé.

¹⁹Des exemples de techniques sont disponibles dans la littérature pour les sous-stations [Gadd et Werner, 2015, Xue et al., 2017], les chaudières [Valh et al., 2000] ou encore les unités de cogénération [Thomson et al., 2000].

Chapitre 2. Établissement du problème

l'exploitant de systèmes produisant de l'électricité d'envisager des scénarios de régulation de ses installations lui permettant de diminuer ses coûts d'opération ²⁰. Toutefois, dans la section 1.6 de ce chapitre, il a été fait mention d'un prix de vente et d'achat constant de l'électricité, situation fréquemment rencontrée pour les installations de petite puissance. De plus, le délai de réaction d'une variation de la charge thermique, et donc électrique, de l'unité de cogénération étudiée n'a pas encore été identifié ²¹. Pour ces raisons, il n'est pas envisagé dans ce travail de tenir compte de cet aspect.

²⁰Cependant, la diminution des coûts ne va pas toujours de pair avec la réduction de l'impact environnemental des systèmes de production.

²¹Il est nécessaire de préciser que l'unité de cogénération étudiée n'a fonctionné à puissance nominale que trois ans après son installation suite à des erreurs de dimensionnement et de régulation du fournisseur de la chaudière biomasse.

3 Objectifs, méthodologie et outils

Au vu de la discussion du chapitre précédent établissant les différentes spécificités concernant les réseaux de chaleur et les problématiques à résoudre pour estimer leurs performances, il est proposé dans ce chapitre de détailler les objectifs principaux de ce travail de recherche et les solutions aux problèmes évoqués. De plus, il est également proposé de délimiter le champ d'application de la thèse et des aspects qui y sont liés. Les méthodes et outils informatiques qui ont été utilisés pour réaliser le travail sont également brièvement présentés dans ce chapitre.

1. Objectifs

Le travail de recherche présenté dans ce manuscrit se concentre sur l'intégration de plusieurs modèles provenant de domaines de recherche différents comme la thermodynamique, la finance ou encore la chimie. Ces modèles ont été développés afin de permettre une simulation de l'ensemble des composants constituant un réseau de chaleur selon l'axe production-transport-consommation afin d'estimer leurs performances. Sur base de ces modélisations, un outil de simulation synthétique et générique a été développé. Celui-ci:

- est capable d'identifier et de quantifier les différentes pertes mécaniques et/ou thermiques des systèmes énergétiques constituant le réseau de chaleur: chaudière biomasse, unité de cogénération, réseau de chaleur proprement dit, bâtiments et de tout autre système énergétique complémentaire qu'il conviendrait d'étudier dans le but d'une amélioration de l'ensemble du système;
- permet d'estimer les performances d'un réseau de chaleur tant durant l'étape de la conception de celui-ci que dans la mise en place de scénarios d'amélioration pour des réseaux existants;
- est constitué à la fois d'indicateurs énergétiques, exergétiques, environnementaux et financiers pour guider les décideurs dans leur choix en fonction des buts recherchés ou de critères définis par le contexte politique, économique ou environnemental.

Chapitre 3. Objectifs, méthodologie et outils

Ce manuscrit s'intéresse essentiellement à la modélisation des centrales de production basées sur un cycle de Rankine, à la combustion de la biomasse solide ainsi qu'au transport de l'énergie thermique au sein du réseau de chaleur. Le développement de cet outil forme évidemment la contribution principale de la thèse, mais cet outil est complété par deux autres contributions originales à savoir l'étude détaillée de la combustion de la biomasse ainsi que celle du transport dynamique de l'énergie dans les canalisations du réseau de chaleur. Les principes sur lesquels se fondent les modélisations thermodynamiques réalisées pour estimer les performances des différents composants du réseau ne sont quant à elles pas nouvelles mais ont été utilisées et validées afin de faire partie de l'outil de simulation. D'autres modèles n'ayant pas été développés durant la thèse sont également utilisés ou référencés (principalement concernant la demande d'énergie de bâtiments) afin de compléter l'outil de simulation.

En résumé, les différents modèles, qui sont développés dans ce travail de recherche et qui sont détaillés et discutés dans les articles de la partie 2 de cette thèse, ont donc comme objectifs de modéliser et d'estimer les performances des différents composants d'un réseau de chaleur afin de quantifier leur intérêt dans une situation donnée et/ou d'envisager des scénarios d'amélioration d'un cas existant.

Afin d'apprécier les solutions techniques envisagées, plusieurs indicateurs sont utilisés selon les approches économique, énergétique, environnementale et exergétique.

L'approche économique est généralement un critère primordial pour le choix d'une solution technique. Dans cette approche, les coûts d'investissement, de maintenance et d'opération sont utilisés afin d'estimer le coût de l'énergie produite. Afin d'estimer certains de ces coûts, il est nécessaire de déterminer les performances énergétiques (rendement) des installations de production étudiées.

L'approche énergétique, principalement dédiée à l'estimation du rendement de conversion et/ou de transport de l'énergie, est généralement employée afin de quantifier les besoins en énergie primaire d'un processus de conversion d'énergie mais également les coûts associés. Par ailleurs, elle permet d'estimer la qualité de la transformation d'énergie des processus.

L'approche environnementale consiste à estimer l'impact de l'utilisation d'un processus énergétique sur l'environnement. Un critère couramment utilisé dans le domaine de l'énergie est la quantité de CO_2 produite par le processus et par extension l'impact de ce processus sur le réchauffement climatique. Toutefois, de nombreux critères complémentaires existent: l'utilisation des sols, leur eutrophisation, la destruction de la couche d'ozone, les besoins en énergie primaire pour la fabrication et le transport des pièces constituant le processus, la production et le traitement d'éventuels déchets... La plupart de ces approches sont étudiées dans les analyses dites de «cycle de vie». Toutefois, dans ce travail, seules les émissions de CO_2 et de certains polluants atmosphériques réglementés seront étudiées. En effet, l'estimation de ces émissions permet d'une part de s'assurer que le processus de conversion d'énergie satisfait aux normes en vigueur et de les comparer à d'autres processus mais permet également

2. Délimitations du travail et solutions proposées

de déterminer si un traitement des fumées est nécessaire. Dans ce dernier cas, l'approche économique est alors complétée par les coûts liés à ces traitements.

Finalement, dans le cadre d'une approche durable de l'utilisation des énergies, l'approche énergétique évoquée précédemment est toutefois insuffisante. Par exemple, l'utilisation d'une chaudière alimentée par du gaz naturel pour chauffer un bâtiment résidentiel implique généralement un rendement énergétique proche de l'unité, toutefois, la qualité de l'énergie y est largement dégradée. En effet, le processus de combustion dans une chaudière résidentielle alimentée au gaz naturel atteint des températures avoisinant les 1900 °C alors que le produit utile de cette combustion est de l'eau à une température proche de 60 °C ou légèrement supérieure dans des bâtiments plus anciens. Dès lors, l'utilisation de l'analyse énergétique dans le but de classer un processus peut être trompeuse puisqu'elle ne fournit pas toujours un indicateur de la façon dont le fonctionnement du système est proche de l'idéalité et dont l'énergie est utilisée. L'approche exergétique est, quant à elle, basée sur les première et deuxième lois de la thermodynamique et énonce que bien que l'énergie ne peut être créée ou détruite, sa qualité peut, quant à elle, être dégradée jusqu'à atteindre l'équilibre avec son environnement. Actuellement, cette approche est donc complémentaire à l'analyse énergétique afin de comparer les processus entre eux ou identifier les sources d'irréversibilité d'un système. En effet, comme l'un des critères essentiels est le coût du système; que celui-ci dépend du coût du combustible; et que ce dernier est généralement facturé sur une base énergétique, l'approche énergétique ne peut être omise.

2. Délimitations du travail et solutions proposées

Le travail de recherche développé dans cette thèse consiste en l'établissement d'un outil de simulation décrit dans la section précédente qui analyse un seul cas d'étude¹. Les principales solutions aux problèmes évoqués dans le chapitre précédent sont détaillées dans cette section.

2.1 Performances des unités de production

Comme discuté dans le chapitre d'introduction, le processus de cogénération est une technique permettant une intégration des énergies renouvelables dans le mix énergétique européen. D'une part, une variété de combustibles peuvent être utilisés comme source d'énergie primaire pour les alimenter et d'autre part, elles permettent une meilleure utilisation du combustible grâce à leurs hauts rendements combinés de production.

Afin d'estimer la performance de la conversion de l'énergie primaire en électricité et en énergie thermique d'un tel procédé, un modèle de simulation est réalisé. Celui-ci, détaillé dans l'article 2, est un modèle thermodynamique unidimensionnel stabilisé modélisant les différents composants constituant une unité de cogénération : turbines, échangeurs, chaudière, pompes et ventilateurs. Chaque composant est envisagé selon une approche

¹Faute de données supplémentaires disponibles.

entrée-paramètre-sorties. Il est alors possible d'évaluer les rendements thermique et électrique à charge nominale et à charge partielle de l'unité de cogénération en régime stabilisé, quelles que soient les conditions ambiantes, et ce pour différents types et compositions de combustible.

Toutefois, afin d'estimer ces rendements thermique et électrique sur base annuelle d'une source de production et d'estimer ses performances globales, il est indispensable de sélectionner un profil de consommation. Celui-ci permet de définir quel est le niveau de charge du ou des processus de production afin de déterminer leurs rendements à chaque instant t . Ce profil de consommation peut être obtenu soit à l'aide de mesures expérimentales ou soit en étant simulé par l'intermédiaire de modèles dédiés. Ces aspects sont détaillés par la suite dans la section 2.2 de ce chapitre.

Par ailleurs, le processus de cogénération, avec ses hauts rendements de conversion de l'énergie primaire permet une utilisation optimale de celle-ci. Dès lors, une économie d'énergie primaire est attendue lorsqu'une unité de cogénération est utilisée à la place de processus séparés pour la production d'énergie thermique et électrique. Cette économie d'énergie primaire permet donc de comparer différents processus entre eux et s'exprime selon [Martin et Wauters, 2011] en fonction des rendements du processus considéré ainsi que des rendements de référence. En Europe, ces rendements dépendent du combustible utilisé, de la puissance de l'unité de production ainsi que de son année de construction selon [European Parliament et of the Council, 2015].

L'approche utilisée pour la modélisation de l'unité de cogénération (modélisation thermodynamique unidimensionnelle) peut être étendue à d'autres types d'unités de cogénération (contre-pression, plusieurs niveaux de pression,...) ou à d'autres systèmes énergétiques comme les chaudières conventionnelles ou les pompes à chaleur².

Afin de prendre en compte les processus de destruction de la qualité de l'énergie, une extension de cette modélisation thermodynamique est également considérée par l'utilisation de l'approche exergétique. Aucune convention n'est largement adoptée pour la définition du concept d'exergie. Dans ce travail, l'analyse exergétique proposée par [Kotas, 1980] est utilisée: l'exergie (Ex) exprimée en J/kg est définie comme:

$$Ex = (H - H_0) - (T_0 + 273.15) * (S - S_0) \quad (3.1)$$

où H est l'enthalpie [J/kg], S est l'entropie [J/kg/K], T est la température [°C] et l'indice $_0$ indique les conditions de l'état de référence. Dans ce travail, l'état de référence est défini à la température, l'humidité et la pression ambiantes à l'instant t du fluide considéré. Dans le cas de l'air, la composition définie par [Ertesvåg, 2007] est utilisée. Il est par ailleurs utile de définir que l'énergie électrique est considérée comme de l'exergie pure puisqu'elle est théoriquement entièrement récupérable afin d'être convertie en travail.

²Ces thèmes sont abordés plus largement dans le chapitre 5.

2. Délimitations du travail et solutions proposées

A l'aide de ces définitions, il est dès lors possible d'estimer les rendements exergetiques d'un cycle en calculant préalablement l'exergie de l'énergie primaire utilisée³ ainsi que de l'énergie utile produite (électricité ou énergie thermique). Tout comme l'analyse énergétique, l'analyse exergetique peut être étendue à d'autres processus de conversion d'énergie.

Émissions

Afin de compléter les modèles considérés dans la section précédente, il est proposé de tenir compte de l'aspect environnemental des unités de production modélisées en tenant compte de leurs émissions directes (dans le cas d'une combustion) ou indirectes (usage de l'électricité).

Afin de parvenir à cet objectif, une première solution consiste, dans le cadre d'une étude de faisabilité, d'envisager des émissions dites «générique». Celles-ci peuvent être déterminées à l'aide des textes de lois qui imposent des normes d'émissions maximales en fonction de l'énergie primaire utilisée ainsi que du système énergétique considéré ou en fonction de moyennes d'un parc de production. En effet, en l'absence de précision quant aux composants constituant les sources de production, il n'est alors pas possible de modéliser le cycle et les émissions de polluants qui y sont générées.

Dans le cas des émissions de CO_2 , celles-ci ont fait l'objet de nombreuses études et sont largement disponibles dans la littérature comme dans le projet Concauwe qui établit des émissions type en fonction d'une analyse de cycle de vie d'énergies primaires. Les émissions génériques de CO_2 considérées dans ce travail en fonction de l'énergie utilisée sont résumées dans le tableau 3.1.

	Electricité	Gaz naturel	Gasoil	Bois
Émissions [g / kWh]	456 [Region, 2007]	251 ⁴	306 ⁴	42 [ADEME, 2014]

Table 3.1 – Émissions de CO_2 par unité d'énergie consommée en fonction du combustible.

De la même manière, il est également possible de tenir compte d'émissions génériques des oxydes d'azote (NO_x) et de soufre (SO_x). Dans ce cas, des références telles que la source [Durable, 2008], relative à la situation belge, peut être utilisée.

Il est bon de noter que lorsque de l'électricité provenant du réseau électrique est utilisée comme moyen de chauffage (complémentaire ou non) de bâtiments ou pour l'alimentation de divers auxiliaires (ventilateurs, pompes, compresseurs...), les émissions génériques du parc électrique, où le réseau de chaleur est envisagé, sont exclusivement considérées.

Cependant, ce type d'émissions génériques sont estimées pour une moyenne d'un parc de générateurs d'énergie. Idéalement, il est nécessaire que l'outil de simulation puisse également estimer les performances environnementales de processus spécifiques. Bien que l'estimation

³Les méthodes de calculs de l'exergie d'un combustible sont issues des références suivantes [Kotas, 1985, Guo et al., 2013, Sundarapandian et Devaradjane, 2007] et sont synthétisées dans l'article 5.

⁴[CWAPE, 2016]

précise des émissions de CO_2 soit réalisable à l'aide d'un modèle simple de combustion complète selon les équations issues du livre de référence [Sjaak van et loo handbook Jaap Koppejan, 2010], ce n'est pas le cas pour les émissions d'autres polluants réglementés comme les oxydes d'azote et de soufre. Dès lors, un modèle de combustion dédié est proposé afin d'estimer les émissions générées par un système de production d'énergie donné afin de vérifier que celui-ci respecte bien les normes environnementales en vigueur et afin de le comparer par rapport à la moyenne d'un parc.

Dans le cadre de ce travail, un modèle de simulation est utilisé afin de déterminer les performances environnementales d'une combustion de gaz naturel ou de biomasse. Celui-ci tient compte des conditions opératoires du processus ainsi que la composition du combustible. Le modèle de simulation développé dans l'article 1 est un modèle de combustion incomplète stabilisé unidimensionnel permettant la prédiction des émissions dans les fumées de 15 espèces chimiques (H_2 , O_2 , H_2O , CO , CO_2 , OH , H , O , N_2 , N , NO , NO_2 , CH_4 , SO_2 , SO_3) dues à la combustion d'un combustible générique sous la forme $C_mH_nO_xN_yS_z$ ⁵ dans le cas de la biomasse. Pour estimer ces concentrations, le modèle est basé sur les équilibres chimiques (combinaison et dissociation) de ces espèces. Une correction complémentaire est réalisée sur les processus de formation des NO_x d'origine thermique ainsi que par une évaluation de la fraction de l'azote contenue dans le combustible qui est réellement convertie en NO_x au cours de la combustion.

Bien que ce modèle ait été initialement développé pour prédire les émissions de NO_x et de SO_x dues à la combustion de pellets de bois, le domaine d'application de ce modèle a été étendu (et validé) à la combustion d'autres types de biomasse et à celle du gaz naturel (sous la forme $C_mH_nO_xN_yHe_z$ où He est le symbole de l'hélium). En effet, le gaz naturel étant l'une des sources principales d'énergie utilisée tant dans les chaudières conventionnelles que dans les cycles combinés et unités de cogénération alimentant un réseau de chaleur en Europe selon [Werner, 2017, Persson et Münster, 2016], il est donc également intéressant de pouvoir estimer au mieux les émissions générées par ces processus.

Afin de poser les limites de cette solution, les conclusions principales de l'article 1 et du modèle qui y est lié sont détaillées ci-après:

- les émissions de CO_2 et SO_2 sont correctement évaluées tout comme les émissions de NO_x tant que la composition en azote de la biomasse considérée est inférieure à 7%⁶;

⁵ m, n, x, y et z sont respectivement le ratio de la fraction massique sur base humide par la masse molaire de chaque composant à savoir le Carbone, l'Hydrogène, l'Oxygène, l'azote (N) et le Soufre.

⁶Faute de données expérimentales pour des compositions supérieures en azote. La validation expérimentale de l'estimation de la conversion du contenu en azote du combustible en émissions de NO_x a été réalisée sur près de 20 types différents de biomasse (Figure 4 de l'article 1) issues de la référence [Gerhard et al., 2008]. En général, la production d'oxyde d'azote est proportionnelle au contenu en azote dans le combustible comme attendu vu la (très) faible production d'oxydes d'azote d'origine thermique aux températures considérées. Toutefois, le miscanthus de type 1 échappe à cette tendance, car le modèle surestime la production d'oxyde d'azote dans ce cas. Une explication pourrait résider dans la formation de précurseurs favorables à la formation d'oxydes d'azote comme le HCN et le NH_3 qui est différente des autres biomasses étudiées dans les articles [Gerhard et al., 2008, Stubenberger et al., 2007]. Cet aspect dépasse toutefois le cadre du présent travail.

- les émissions de NO_x sont principalement dues à la présence d'azote dans la biomasse lorsque l'excès d'air est important ⁷ et donc la température adiabatique de combustion faible, de l'ordre de 1000 °C. Il s'agit de conditions opératoires caractéristiques se déroulant dans les chaudières biomasse. Des exemples de ces conditions opératoires sont disponibles dans le livre de référence [Sjaak van et loo handbook Jaap Koppejan, 2010].
- Les émissions de NO_x d'origine thermique sont négligeables aux températures de combustion envisagées lors de la combustion de biomasse;
- Dans le cas du gaz naturel, les émissions de NO_x sont sous-estimées vraisemblablement à cause d'un mauvais mélange air-combustible local présent au sein du brûleur. Cet aspect n'est pas pris en compte par la modélisation unidimensionnelle. Toutefois, ces émissions peuvent être évaluées et intégrées à l'outil de simulation à l'aide des fiches techniques des brûleurs qui renseignent généralement les émissions maximales de NO_x qui sont liées à leur utilisation et à leur imperfection;
- Les émissions de monoxyde de carbone sont largement sous-estimées dans le cas de la combustion de biomasse. Cela est vraisemblablement dû au fait que le mélange air-combustible est imparfait dans la chambre de combustion puisqu'il s'agit d'un mélange réalisé entre un solide et un gaz, ce qui génère localement un mélange riche et donc une augmentation des émissions de monoxyde de carbone qui n'est pas considérée par l'aspect unidimensionnel du modèle;
- Une estimation acceptable des émissions de monoxyde de carbone pour la combustion de gaz naturel est obtenue.

Les autres énergies renouvelables

Comme détaillé précédemment, ce travail s'intéresse principalement à la combustion de la biomasse et aux pompes à chaleur comme sources d'énergie alternative et renouvelable. Bien que d'autres sources renouvelables existent comme l'énergie solaire (thermique ou photovoltaïque), l'énergie éolienne ou encore la géothermie, elles ne feront pas l'objet d'une étude détaillée dans ce travail. Pour certaines de ces sources d'énergie, des modèles disponibles dans la littérature ont été validés expérimentalement et sont proposés dans cette section afin d'étendre le domaine d'application de l'outil de simulation développé. Il est bon de noter qu'il est également possible de modéliser les processus de conversion d'énergie renouvelable à l'aide de la méthodologie développée dans ce travail de recherche (modélisation thermodynamique).

Afin de modéliser les performances de systèmes solaires thermique et photovoltaïque, une approche en deux étapes peut être réalisée: estimation du potentiel solaire d'un lieu et modélisation des panneaux afin d'estimer l'énergie thermique ou électrique récupérée. En effet, à partir de données de géolocalisation d'un lieu, il est possible d'utiliser une base de données afin d'estimer le potentiel solaire du lieu par l'estimation de l'ensoleillement annuel.

⁷L'ordre de grandeur de l'excès d'air est variable en fonction du combustible utilisé mais avoisine les 50 %.

Chapitre 3. Objectifs, méthodologie et outils

Parmi ces bases de données, PVGIS [JRC European Commission, 2014] possède l'avantage d'être librement consultable.

Dans le cas d'installations solaires photovoltaïques, l'outil de simulation *open-source* développé en python et dénommé PVLIB⁸ peut être utilisé afin d'estimer la production électrique pour un couple de panneaux et d'onduleurs donné en fonction de leurs caractéristiques. Par ailleurs, elle permet d'estimer l'énergie solaire atteignant un panneau en fonction de son inclinaison, de son orientation et des conditions climatiques.

En ce qui concerne les installations solaires thermiques, la théorie développée dans le livre de référence [Bernard, 2011] permet de caractériser les échanges de chaleur au sein d'un panneau en fonction des caractéristiques de ce dernier et d'estimer l'énergie transmise au fluide caloporteur (généralement un mélange d'eau et de glycol). Le reste de la modélisation est lié à la consommation électrique qui dépend du rendement du circulateur employé (voir section 2.3), de l'isolation des tuyauteries (voir section 2.1) et des performances d'un éventuel ballon de stockage en fonction de sa technologie. Des exemples de modélisations de ballon de stockage sont disponibles dans les références suivantes [Duffie et Beckman, 2013, Blandin, 2010, Kalogirou et al., 2005, Bayón et Rojas, 2014]).

Pour les installations de production géothermique, il est possible d'appliquer la modélisation thermodynamique unidimensionnelle stabilisée qui a été précédemment utilisée pour modéliser une unité de cogénération et une pompe à chaleur.

2.2 Consommateurs

Pour déterminer le niveau de charge des sources de production, les consommations des bâtiments doivent être modélisées ou mesurées expérimentalement. L'estimation de ces consommations a fait l'objet de très nombreuses études qui ont généralement débouché sur des bibliothèques de modélisation dont la complexité est très variable. En effet, il est possible d'utiliser, par exemple, les éléments finis pour estimer les échanges convectifs dans les différentes pièces d'un même bâtiment ou encore de déterminer le profil de température dans les différentes couches constituant les murs ou les ouvrants (voir les références [Wetter et al., 2014, Lauster et al., 2014] pour de plus amples détails). Une approche intermédiaire consisterait à utiliser un modèle dit « multi-zones » qui suppose le bâtiment composé d'un nombre défini de zones (pouvant être inférieur à celui des locaux) afin d'étudier leur interaction. Outre que ces deux approches complexifient le système d'équations à résoudre et augmentent significativement le temps de calcul, elles nécessitent également une connaissance approfondie des bâtiments considérés. Ce travail, au vu de la vétusté des bâtiments et à l'absence de données techniques détaillées de ceux-ci, n'a pas pu être réalisé et un modèle mono-zone est sélectionné et utilisé pour estimer les consommations énergétiques des bâtiments connectés au réseau de chaleur étudié. Il est toutefois bon de

⁸Les principaux articles scientifiques sur lesquels est basé cet outil sont [Holmgren et al., 2015, Stein et al., 2016, Holmgren et Groenendyk, 2016].

2. Délimitations du travail et solutions proposées

noter que les modélisations détaillées sont compatibles avec l'outil de simulation. Elles peuvent donc être utilisées si les données nécessaires sont disponibles ou dans le cas de l'implémentation de nouveaux bâtiments dont les caractéristiques sont, à présent, établies et consignées dans un cahier des charges selon [Service Public Fédéral, 2018] voire dans la déclaration du permis d'urbanisme dans certaines régions en Belgique comme à Bruxelles [Irisnet, 2013].

La modélisation mono-zone utilisée est réalisée en deux étapes:

- Premièrement, les consommations mensuelles ou annuelles des bâtiments étudiés sont préalablement estimées à l'aide de la théorie disponible dans l'ouvrage Recknagel [Recknagel et al., 1980]⁹. Ces estimations se sont révélées être d'un ordre de grandeur cohérent avec les mesures expérimentales effectuées sur le réseau de chaleur. Cette étape permet également d'estimer quelle est la signature thermique de chaque bâtiment afin de pouvoir estimer leur consommation en fonction des conditions climatiques.
- La seconde étape consiste à utiliser ces consommations mensuelles ou annuelles et à définir un profil de demande type en fonction de l'affectation du bâtiment (bureaux, résidentiel...) ainsi que des horaires de chauffe déterminés. La Figure 3.1 propose des profils «type» pour des bureaux, des salles de cours ou encore un hôpital. À l'aide de ces informations, l'estimation des consommations quart-horaire de chacun des bâtiments est alors réalisable.

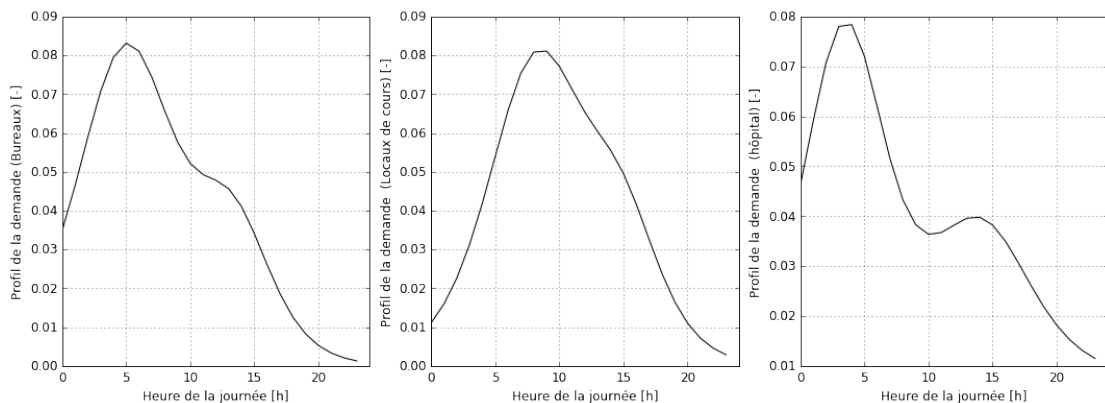


Figure 3.1 – Profils types de demande quart horaire de chaleur en fonction de l'affectation des bâtiments issus de l'article 9.

⁹Cette approche est similaire à celle proposée par la Région wallonne pour estimer la performance des bâtiments. Ces approches se basent sur une connaissance sommaire des installations ainsi que des matériaux utilisés dans la construction des bâtiments afin d'estimer de façon globale de toute l'énergie qui « entre et sort » du logement dépendant du niveau d'isolation thermique, de la ventilation et étanchéité à l'air, des apports solaires, des gains internes (contribution des appareils électroménagers et de l'activité humaine), du rendement des systèmes de chauffage, de refroidissement, de production d'eau chaude sanitaire ainsi que l'utilisation éventuelle des sources d'énergie renouvelables.

2.3 Analyse économique

Comme discuté dans les sections précédentes, les modèles proposés doivent être capables d'estimer les performances des différents composants constituant un réseau de chaleur selon les approches énergétique, environnementale et financière. Les indicateurs qui y sont liés permettent donc à un potentiel utilisateur d'axer une solution technique en fonction de critères économiques et/ou environnementaux. Parmi ces indicateurs, le coût de la chaleur est l'un des principaux indicateurs qui est fréquemment étudié dans la littérature scientifique [Stein et al., 2016, Song et al., 2017, Horlock, 1987, Frederiksen et Werner, 2013] afin de permettre à l'utilisateur d'axer ses choix techniques.

Afin d'estimer le coût de la chaleur d'un réseau de chaleur alimenté par une ou plusieurs sources de production, il est proposé d'utiliser un modèle économique se basant initialement sur la théorie du livre de référence [Rolf et al., 1999] qui permet d'estimer le coût de l'électricité d'une centrale de production électrique en tenant compte des coûts fixes, des coûts variables et du prix de vente de l'électricité. Toutefois, ce modèle est modifié pour s'adapter à la production d'énergie thermique en considérant notamment la possibilité de revente de l'énergie électrique produite par une unité de cogénération ainsi que les politiques de subsides éventuelles. Pour réaliser ces estimations, des données issues de différentes références résumant certains de ces coûts [Eurostat, 2017a, Energi Styrelsen, 2012, energy Agency, 2012a] et des modèles de simulation estimant les performances de systèmes énergétiques sont utilisés. Ces modèles sont détaillés dans les articles 1, 2, 6 et 7. Dans le cas où l'analyse porte sur un réseau de chaleur, l'efficacité de transport de l'énergie thermique au sein du réseau (ξ_{DHN}) est également considérée afin de tenir compte des pertes à l'ambiance liées à l'utilisation du réseau. Grâce à ces adaptations, cette méthodologie peut être étendue à tout système (ou groupe de systèmes) de production d'énergie thermique alimentant ou non un réseau de chaleur.

Le lecteur intéressé retrouvera l'ensemble des expressions utilisées pour l'établissement du coût de la chaleur dans l'article 2, section 2.

2.4 Modélisation du transport de l'énergie thermique

Une solution originale est proposée dans ce travail pour modéliser le transport de l'énergie thermique. L'ensemble de ce travail est détaillé dans le chapitre 4. Toutefois cette solution permet de simuler uniquement les réseaux de chaleur utilisant un liquide comme fluide caloporteur, car, dans sa version actuelle, seule l'utilisation d'un fluide incompressible est valide au vu des hypothèses effectuées. Cette restriction peut sembler contraignante au premier abord, mais elle ne l'est que de manière limitée. En effet, la majorité des réseaux de chaleur actuels utilisent un fluide pressurisé à haute température sous forme liquide ou un liquide à moyenne ou basse température pour l'alimentation de bâtiments résidentiels ou tertiaires. Toutefois, l'outil de simulation peut également prendre en compte les réseaux de chaleur alimentés par de la vapeur comme fluide caloporteur en remplaçant le modèle de

transport de l'énergie développé par l'une des méthodes abordées dans l'article 8, section 1.1. Parmi elles, un modèle basé sur la méthode des volumes finis est déjà implémenté dans la plateforme utilisée pour réaliser les simulations. Toutefois, il est nécessaire de considérer les limitations, décrites dans l'article 3 ou dans les références suivantes [Zurigat et Ghajar, 1990, Van den Bossche, 2015, Lai et Bodvarsson, 1986, Patel et al., 1985], qui sont principalement d'ordre numérique si une telle méthode de modélisation est envisagée. Il convient également de noter que seuls les réseaux de chaleur utilisant des sous-stations avec des connexions indirectes seront étudiés dans ce travail bien qu'il soit toutefois possible de simuler les autres types de connexion avec l'outil développé sous réserve de quelques adaptations. Le modèle développé tient compte du profil de vitesse de fluide, des pertes à l'ambiance de la canalisation ainsi que de l'inertie de la canalisation.

Toutefois, il est important de distinguer deux types de simulation réalisables à l'aide l'outil de simulation:

- l'approche dite quasi-stabilisée qui permet d'estimer les performances d'un réseau de chaleur selon l'axe production-transport-consommation de l'énergie sans pour autant prendre en compte la dynamique du transfert de chaleur au sein des canalisations du réseau de chaleur. Il s'agit dans ce cas d'évaluer à chaque intervalle de temps (typiquement de l'ordre d'une heure) les performances des systèmes considérés (dont les pertes à l'ambiance du réseau) et d'effectuer la moyenne de ces performances sur une période de référence (typiquement de l'ordre de l'année). Cette méthode est particulièrement adaptée pour l'estimation d'un cas de référence d'un système existant ou non, mais également lors de la rénovation d'un réseau de chaleur pour autant que celle-ci porte sur les installations et non sur la régulation du réseau de chaleur.
- l'approche dynamique permet, quant à elle, d'affiner les résultats précédents en tenant compte de l'aspect dynamique du transport de l'énergie thermique en fonction de conditions ambiantes et opératoires variables selon un pas de temps beaucoup plus court (de l'ordre de la minute ou de la seconde)¹⁰. Pour rappel, les autres avantages liés à l'utilisation de la modélisation du transport de l'énergie thermique ont été abordés dans le chapitre précédent.

3. Organisation des études

3.1 Modélisation dynamique du transport de l'énergie thermique

La première contribution majeure de la thèse réside dans l'implémentation d'un modèle dynamique de transport de l'énergie thermique au sein d'une canalisation. Initialement, il était prévu d'utiliser la plateforme de modélisation dynamique « Dymola » utilisant le langage Modelica afin de modéliser ce transport d'énergie. Les modèles de canalisations qui sont nativement implémentés dans cette plateforme utilisent la méthode des volumes finis.

¹⁰Un exemple de réalisation est disponible dans la référence [Fuchs et Müller, 2017].

Chapitre 3. Objectifs, méthodologie et outils

Cependant, cette méthode de modélisation fournit des résultats entachés d'un phénomène de diffusivité numérique largement décrit dans l'article 3 et dans la référence [Sartor, 2015]. Ce phénomène mène à une atténuation artificielle de toutes les variations de température de la conduite. Cet aspect peut être partiellement atténué lorsque la discrétisation spatiale de la conduite augmente significativement. Cependant, cette solution induit une complexité plus importante du système d'équations à résoudre pouvant augmenter significativement le temps de calcul pour la résolution de ce système. Il est également possible de réduire le phénomène de diffusivité numérique par l'utilisation de schémas d'intégration numérique plus complexes (ordre supérieur, interpolation...). Cependant, une fois encore, cette alternative implique une complexité du problème plus importante menant généralement à un temps de calcul plus long pour la résolution du système d'équations et, dans certains cas, à la non convergence vers une solution.

Puisque ces aspects sont incompatibles avec le but de ce travail qui est la modélisation sur de longues périodes (et de nombreuses configurations) d'un réseau de chaleur, il a été proposé d'envisager une méthode de modélisation alternative, à savoir la méthode dite « plug flow » détaillée dans l'article 3. Cette méthode est basée sur une approche Lagrangienne qui considère un référentiel mobile lié à la particule de fluide considérée et non à un référentiel fixe comme dans la méthode des volumes finis. Par ailleurs, la modélisation est complexifiée en tenant compte de l'inertie de la canalisation qui implique un délai complémentaire lors des transitoires de température¹¹. Toutefois, cette méthode a d'abord été implémentée sur le logiciel Matlab en discrétisant la canalisation. Cela a permis de montrer la robustesse et la précision de la méthode tout en diminuant significativement le temps de calcul nécessaire à cette modélisation dynamique. À cette fin, une validation expérimentale de ce modèle de transport de chaleur prenant en compte l'inertie de la canalisation et les pertes à l'ambiance de celle-ci a été réalisée dans l'article 4. Cette validation a été réalisée sur une portion de canalisation du cas d'étude ainsi que sur un banc d'essai dédié afin de pouvoir modifier les conditions opératoires de la conduite (température et débit) afin d'élargir le champ d'application du modèle.

L'une des limitations majeures de ce modèle est que seul un fluide incompressible comme de l'eau peut être modélisé, car sa masse volumique est considérée constante, ce qui est valide puisque celle-ci varie de moins de 5 % pour les conditions de température envisagées.

Par la suite, un groupe de travail a été réalisé en marge de celui de l'annexe 60 de l'International Energy Agency afin d'implémenter ce modèle sous Modelica. Dans ce modèle, une approche entrée-sortie a été réalisée (il n'y a plus de discrétisation) mais les fondements de l'approche Lagrangienne sont toujours utilisés. En effet, la durée de résidence d'une particule de fluide pour parcourir la canalisation est calculée. L'article 8 résume les bases de la conversion du modèle de transport de chaleur développé dans les articles 3 et 4 pour une implémentation dans la plateforme Dymola. Cet article dresse préalablement un état de l'art des modèles de transport d'énergie dans une canalisation. Ces différents aspects seront plus largement

¹¹Ces aspects sont détaillés dans le chapitre 4.

abordés dans le chapitre 4.

3.2 Analyse d'un réseau de chaleur

Afin d'intégrer différentes sources d'énergie au sein d'un réseau de chaleur et évaluer leurs pertinences dans un contexte donné ¹², plusieurs modèles de simulations sont réalisés afin d'estimer le comportement des différents composants d'un réseau de chaleur et évaluer l'impact de leurs interactions.

Pour parvenir à cet objectif, la première étape de l'analyse d'un réseau de chaleur consiste à estimer ses performances pour un contexte donné. Cette analyse préliminaire est réalisée dans l'article 2 pour le cas d'étude considéré pour différentes configurations de sources d'alimentation afin d'évaluer leurs performances économiques, environnementales et énergétiques. Dès lors, un modèle thermodynamique quasi-stabilisé de l'unité de cogénération est implémenté et validé à l'aide de mesures expérimentales réalisées in situ. Par ailleurs, les pertes à l'ambiance du réseau de chaleur sont également modélisées à l'aide, une fois encore, d'un modèle thermodynamique quasi-stabilisé qui est validé sur des mesures expérimentales issues du cas d'étude, mais également sur d'autres données provenant de la littérature scientifique ¹³ afin de vérifier la robustesse du modèle et permettre son utilisation dans l'outil de simulation.

À l'aide de ces différents modèles, il est alors possible de connaître la répartition de l'énergie produite par les différentes sources de productions et d'estimer les coûts de fonctionnement de l'ensemble des sources de production alimentant le réseau de chaleur pour une configuration donnée selon l'approche quasi-stabilisée. Finalement, cette étude envisage des scénarios d'amélioration sur l'unité de cogénération (optimisation de la combustion par une recirculation des gaz de combustion ou par un préchauffage de l'air d'admission) et sur le réseau de chaleur (amélioration de l'isolation) pour estimer l'impact qu'auraient de tels scénarios sur le coût de la chaleur.

Afin de compléter l'outil de simulation et estimer les émissions de polluants normés, l'article 1 s'intéresse à la modélisation de la combustion du gaz naturel et de la biomasse au sens large du terme sous leur forme respective de *CHONHe* ou *CHONS* dans des chaudières résidentielles ou industrielles. Il s'agit en effet de deux combustibles fréquemment utilisés pour l'alimentation de réseau de chaleur. Ce modèle unidimensionnel permet d'établir les principaux indicateurs environnementaux de l'outil de simulation par l'intermédiaire de l'évaluation des émissions de polluants ou de gaz à effet de serre (CO_2 , SO_x , NO_x). Grâce à ces estimations, il est possible de déterminer si des moyens de dépollution sont nécessaires et, le cas échéant, d'inclure leurs coûts d'investissement dans le modèle économique. Une

¹²Par exemple, le prix de l'électricité peut varier du simple au triple en Europe en fonction du pays considéré selon les statistiques d'Eurostat [Eurostat, 2017a]. Cette disparité de prix est également rencontrée pour d'autres combustibles comme le gaz naturel et la biomasse [Sikkema et al., 2011].

¹³Les données expérimentales utilisées pour la validation portent sur de multiples configurations de canalisations. Des détails complémentaires sont disponibles dans le chapitre 5.

Chapitre 3. Objectifs, méthodologie et outils

validation de ce modèle est également réalisée dans l'article 1 sur plusieurs types de chaudières ainsi que pour près de 20 types de biomasse. Finalement, ce modèle met en évidence l'origine de la formation des oxydes d'azote au cours du processus de combustion de la biomasse qui sont principalement liés à la présence d'azote dans le combustible.

En parallèle, l'article 5 établit les bases des indicateurs de performances énergétiques et exergétiques des sources de production, du réseau et des consommateurs afin de compléter l'outil de simulation. Il s'intéresse essentiellement à la cascade énergétique et exergétique de l'ensemble du réseau: de la production à la consommation locale en tenant compte des différents systèmes d'émissions et de transmissions de chaleur au sein des bâtiments. Bien que cette étude ait été réalisée assez tardivement dans le travail de recherche, celle-ci permet de mettre en avant les avantages et inconvénients des réseaux de chaleur dans la transition énergétique actuelle d'un point de vue exergétique et pointe également l'intérêt des unités de cogénération dans le cadre de l'utilisation rationnelle de l'énergie primaire. Une analyse complémentaire abordée dans la référence [Sartor et Dewallef, 2016] et complétée dans le chapitre 5 met également en avant l'interaction du niveau de température du réseau avec l'efficacité de conversion de l'énergie de l'unité de cogénération du cas d'étude.

Finalement, les articles 6 et 7 complètent l'analyse du cas d'étude de l'article 2 en proposant une intégration de systèmes alternatifs afin d'améliorer les performances du réseau de chaleur. L'article 7 analyse l'intégration de pompes à chaleur haute température au sein du réseau de chaleur. En effet, le haut niveau de température (~125 °C) est principalement dû aux besoins spécifiques du centre hospitalier universitaire. Il est dès lors proposé de diminuer le niveau de température du réseau pour limiter les pertes à l'ambiance du réseau de chaleur et d'envisager d'utiliser localement une pompe à chaleur haute température pour satisfaire ces besoins spécifiques. L'article 6 étudie, quant à lui, l'intégration d'un stockage d'énergie thermique à l'aide d'un réservoir dédié ou au sein du réseau de chaleur à l'aide d'une régulation adaptée. Le but de cette étude est d'estimer l'augmentation de la fréquence à laquelle l'unité de cogénération étudiée est utilisée afin d'améliorer son rendement annuel et diminuer ses émissions ainsi que celles des chaudières de secours. En parallèle, une analyse économique complémentaire est réalisée afin d'estimer l'impact financier d'un stockage thermique au sein d'un réseau de chaleur. Cette étude a pu mettre en évidence l'influence de la politique de subsides octroyés sur l'utilisation de l'unité de cogénération. L'ensemble de ces points sont détaillés dans le chapitre 5, section 2.

L'ensemble des travaux précédents ont été réalisés selon une approche quasi-stabilisée. Celle-ci permet d'estimer les performances des différents composants constituant un réseau de chaleur pour chaque pas de temps envisagé¹⁴ selon les approches énergétique, exergétique, environnementale et financière pour différents profils de consommation afin de déterminer leur influence sur les différents composants. Dès lors, les indicateurs qui sont liés à ces études permettent à un potentiel utilisateur d'axer une solution technique en fonction de critères

¹⁴Le pas de temps envisagé dans ce travail est de 30 minutes qui est la fréquence d'acquisition des données enregistrées à la chaufferie centrale.

économiques et/ou environnementaux.

Toutefois, il est possible d'étendre cette approche générale en considérant l'aspect dynamique du transport de l'énergie au sein du réseau de chaleur par l'utilisation du modèle dynamique développé et détaillé dans le chapitre 4 et les articles 3, 4 et 8. La méthodologie employée est résumée dans l'article 9 et détaillée dans le chapitre 5 section 3.. Elle permet principalement d'estimer de manière plus précise¹⁵ le comportement du réseau en fonction de conditions ambiantes et opératoires variables ainsi que d'estimer où et quand l'énergie est disponible dans le réseau contrairement à l'approche quasi-stabilisée qui ne le permet pas.

L'article 9 valide l'ordre de grandeur des pertes liées à l'utilisation du réseau par rapport à l'approche quasi-stabilisée. Par ailleurs, il étudie l'intégration d'une stratégie de contrôle au sein des sous-stations présentes dans le réseau de chaleur afin de vérifier que le niveau de température nécessaire est atteint en chaque point du réseau pour maintenir un confort minimal dans les bâtiments connectés au réseau. Finalement, l'impact du remplacement des anciennes pompes d'alimentation du réseau de chaleur sur les coûts d'opération et sur l'environnement est également étudié.

4. Outils

Afin de parvenir à l'établissement de l'outil de simulation et aux objectifs liés qui ont été précédemment détaillées, trois logiciels de calculs scientifiques ont été utilisés à savoir: EES, Matlab and Dymola.

EES est l'abréviation de «Engineering Equation Solver» qui est *un logiciel dédié à la résolution d'équations qui est capable de résoudre numériquement plusieurs milliers d'équations non linéaires algébriques et différentielles* [Klein2017]. Ce logiciel possède des tables de propriétés thermodynamiques prédéfinies pour une large gamme de solides, liquides et gaz. La modélisation des modèles détaillés dans les articles 1, 2 et 5 à savoir l'analyse énergétique, environnementale, économique et exergetique d'une cogénération, la modélisation de la combustion et les déperditions thermiques d'une canalisation ont été réalisées à l'aide du logiciel EES.

Matlab[®] est un langage de programmation et un environnement de développement. L'analyse quasi-stabilisée d'un réseau de chaleur des articles 2, 6 et 7 a été réalisée à l'aide de ce logiciel. D'un autre côté, la première implémentation et validation de la modélisation du transport de l'énergie au sein d'une canalisation (articles 3 et 4) a également été réalisée sous cette plateforme. Il est bon de noter que le logiciel Fluent (simulation dans le domaine de la mécanique des fluides) a été utilisé pour valider les performances du modèle proposé avant la validation expérimentale. Toutefois, ces modélisations ont été réalisées en collaboration avec le groupe de recherche «Multiphysics & Turbulent Flow Computation» de M. Le Professeur Terrapon en la personne de David Thomas.

¹⁵ Comme le souligne les auteurs de la référence [Fuchs et Müller, 2017].

Chapitre 3. Objectifs, méthodologie et outils

Dymola est un logiciel de simulation et de modélisation dynamique basé sur le langage *open-source* Modelica. Il s'agit d'un *langage de modélisation multi domaine, orienté objet et déclaratif permettant la modélisation de systèmes complexes, e.a., mécaniques, électriques, hydrauliques, thermiques,...* [Wikipedia, 2017]. L'intégration des différents travaux réalisés au cours de ce travail de recherche et qui sont détaillés dans ce manuscrit est synthétisée dans l'article 9 à l'aide de cet outil.

4 Modélisation du transport de l'énergie thermique

La modélisation du transport de l'énergie au sein d'un réseau de distribution de chaleur forme l'une des trois contributions originales de ce travail de recherche¹. Ce chapitre propose donc de rappeler les objectifs principaux de la modélisation du transport de l'énergie thermique et de présenter les solutions proposées concernant les méthodes de modélisations utilisées ainsi que leur validation expérimentale.

Le lecteur souhaitant davantage d'informations est invité à consulter l'article 2 pour la modélisation des pertes à l'ambiance d'une canalisation et les articles 3, 4 et 8 ainsi que la référence [Sartor, 2015] pour la modélisation dynamique proprement dite du transport de l'énergie thermique au sein d'une canalisation.

1. Objectifs

Parmi les objectifs de la modélisation dynamique du transport d'énergie thermique au sein d'un réseau de chaleur qui ont été largement détaillés dans le chapitre 2, Section 2.4, il est nécessaire de déterminer les pertes à l'ambiance résultant de l'utilisation d'un réseau de chaleur. En effet, le transport de l'énergie thermique utilise un réseau de canalisations dont la température du fluide est différente de celle de l'ambiance. Dès lors, cet aspect implique des pertes à l'ambiance réduisant l'énergie disponible dans les canalisations afin d'alimenter les bâtiments connectés au réseau. Par ailleurs, l'outil développé est dédié à simuler de nombreux scénarii et configurations de réseau de chaleur; il est donc indispensable de pouvoir estimer correctement les pertes en ligne en fonction de la configuration des canalisations utilisée. Cette étape passe par la modélisation détaillée des pertes d'une ou plusieurs canalisations (enterrées ou non)² en fonction de la structure du réseau de chaleur, de leur isolation ainsi que du niveau de température utilisé. L'article 2, section 3.4, traite de cet aspect et propose une modélisation thermodynamique quasi-stabilisée afin de déterminer les pertes par mètre courant de canalisation.

¹ L'historique de la mise en place du modèle a été abordé dans le chapitre 3 section 3.1.

² Afin de tenir compte de leurs interactions éventuelles.

D'un autre côté, le comportement dynamique du transport de l'énergie thermique doit être correctement évalué afin d'estimer où celle-ci est présente dans le réseau. En effet, les canalisations constituant un réseau de chaleur peuvent atteindre plusieurs kilomètres comme de nombreux réseaux de chaleur décrits dans les références [Moscow United Energy Company, 2008, Frederiksen et Werner, 2013]. La vitesse du fluide caloporteur y circulant est en général inférieure à 2 m/s pour limiter les pertes de charge comme les nombreuses références suivantes [Skagestad et Mildenstein, 1999, EUDP, 2014, Woods, 2014, Frederiksen et Werner, 2013] le préconisent afin de limiter la consommation électrique des pompes d'alimentation du réseau de chaleur. Dès lors, l'énergie fournie par les unités de production au réseau de chaleur peut mettre jusqu'à plusieurs dizaines de minutes pour arriver aux points de consommations les plus lointains. Par ailleurs, un système de stockage d'énergie³ peut être couplé à un réseau de chaleur pour limiter les pics de puissance thermique nécessaires et diminuer les coûts d'investissement liés à la puissance installée des systèmes de production d'énergie thermique. Ce type de système permet, en outre, une augmentation de la fréquence d'utilisation à charge nominale de ces systèmes de production augmentant ainsi leur rendement annuel. Dans l'ensemble des cas qui viennent d'être évoqués, il est alors nécessaire de déterminer le niveau de température en tout point du réseau à tout moment afin d'identifier le niveau de charge du réseau et vérifier que l'ensemble des consommateurs disposent d'une puissance suffisante pour l'alimentation de leur bâtiment. En effet, il est primordial d'estimer correctement le moment auquel l'énergie fournie par une source de production arrive à un point de consommation pour vérifier le confort dans ce dernier. Cet aspect est d'ailleurs tout particulièrement important lors de l'étude de la régulation d'un réseau de chaleur afin d'assurer un confort optimal à l'ensemble des consommateurs desservis par le réseau tout en limitant la consommation des pompes et les pertes à l'ambiance des canalisations comme le soulignent les références [Basciotti et al., 2011, Frederiksen et Werner, 2013].

2. Modélisations

2.1 Pertes à l'ambiance

L'énergie thermique produite par la ou les sources de production n'est pas intégralement délivrée aux points de consommation à cause des pertes à l'ambiance des canalisations. L'estimation précise de ces pertes est importante car, comme abordé précédemment, celles-ci peuvent représenter jusqu'à 40 % de la puissance totale annuelle transférée au réseau. Dès lors, la modélisation du transfert de chaleur d'une canalisation est étudiée dans ce travail afin d'estimer le coefficient de transfert de chaleur et donc les pertes à l'ambiance des canalisations composant le réseau de chaleur et donc finalement l'efficacité globale du réseau de chaleur qui sera utilisée ultérieurement pour estimer les aspects financiers et énergétiques d'un réseau

³Un système de stockage d'énergie thermique peut se présenter sous la forme d'un réservoir installé à proximité des installations de production ou près de certains consommateurs mais, il peut également être réalisé au sein même du réseau de chaleur en exploitant son inertie thermique.

de chaleur.

Bien que le transfert de chaleur dont il est question soit un problème à trois dimensions, il est proposé d'utiliser un modèle de transfert de chaleur bidimensionnel quasi-stabilisé qui est détaillé dans l'article 2 section 3.4. Cette simplification peut s'expliquer par la géométrie du problème. En effet, la longueur de la canalisation est d'un ordre de grandeur beaucoup plus important que celle du diamètre. De plus, les gradients de température entre l'entrée et la sortie d'une canalisation sont faibles pour autant que celle-ci soit isolée⁴. Pour ces raisons, la dimension selon l'axe longitudinal de la canalisation peut être omise. Stricto sensu, de la convection forcée peut toutefois apparaître autour de la canalisation selon l'axe longitudinal de celle-ci à cause de la différence des conditions ambiantes entre les extrémités de la canalisation étudiée, ce qui peut générer un «courant d'air». Toutefois, cet aspect est négligé dans ce travail.

Dès lors, l'approche proposée permet de décomposer la résolution du transfert de chaleur général en une série de sous problèmes élémentaires de transfert de chaleur afin de modéliser de très nombreuses configurations de canalisations. La Figure 4.1, issue de l'article 2, montre la décomposition du transfert de chaleur d'une des tranchées étudiées du cas d'étude (représentée à gauche) sous la forme d'une résolution d'un schéma électrique équivalent (représenté à droite) du problème thermique à résoudre.

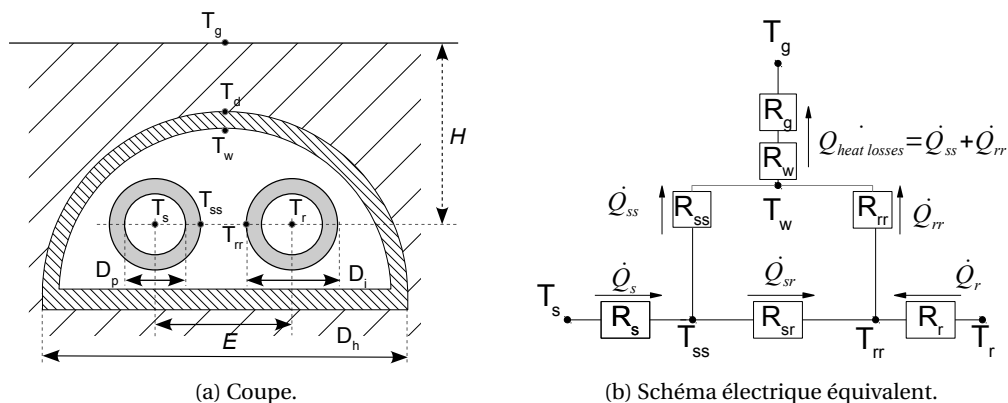


Figure 4.1 – Tranchée enfermant les canalisations étudiées [Sartor et al., 2014a].

Ce modèle de pertes à l'ambiance a été validé sur des données expérimentales réalisées sur le cas d'étude [Vincotte, 1986] et issues de la littérature scientifique [Paul, 1999, Gary et al., 1991, Gabrielaitiené et al., 2011]⁵. Ces mesures ont permis de valider le modèle sur de nombreuses configurations de canalisations afin de renforcer le domaine d'application du modèle tant pour la gamme de vitesses considérées du fluide caloporteur que pour les configurations de canalisations étudiées à savoir:

⁴La différence de température aux bornes d'une canalisation d'un kilomètre peut être inférieure à quelques dixièmes de degré. Un exemple est disponible sur la Figure 12 de l'article 4.

⁵Ces données expérimentales ont été réalisées sur le site du cas d'étude, sur des réseaux de chaleur existants ainsi que sur une installation expérimentale réalisée en laboratoire.

Chapitre 4. Modélisation du transport de l'énergie thermique

- deux canalisations isolées séparées enterrées dans un conduit cylindrique commun;
- deux canalisations isolées séparées enterrées dans une tranchée en béton rectangulaire;
- deux canalisations isolées séparées enterrées dans une tranchée en béton dont la forme est un demi disque (représentées sur la Figure 4.1);
- deux canalisations isolées séparées dans une boîte rectangulaire en laboratoire.

La Figure 4.2 montre les résultats de la validation expérimentale réalisée dans l'article 2: le modèle estime les pertes à l'ambiance dans la gamme de 50 à 140 watt par mètre de canalisation avec une erreur relative généralement inférieure à 5 % par rapport aux résultats expérimentaux. Il est important de souligner que cette méthodologie a été utilisée avec succès dans d'autres références tels que [Bøhm, 2000, Bohm, 2001, Kristjansson et Bøhm, 2006, van der Heijde et al., 2017] pour des gammes de pertes à l'ambiance inférieures à 50 watt par mètre de canalisation⁶, ce qui permet de considérer la méthodologie comme valide sur une large gamme de configurations.

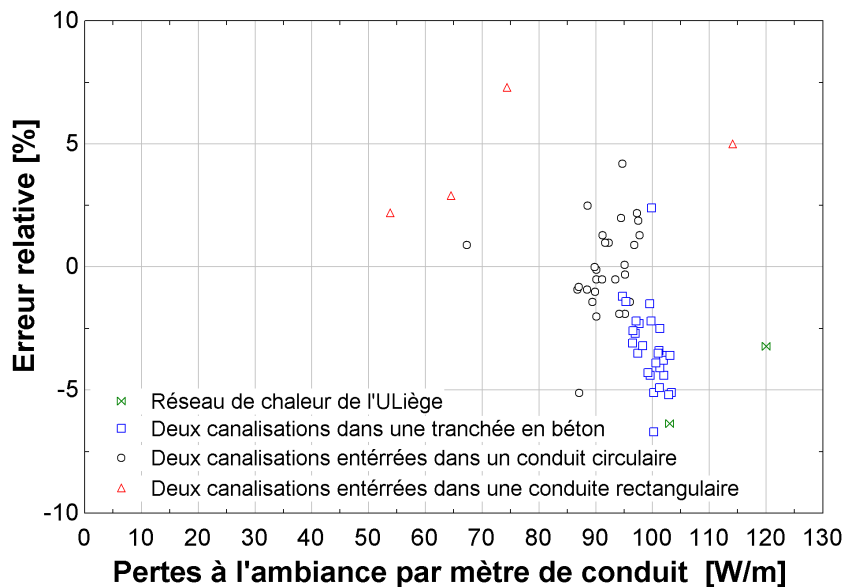


Figure 4.2 – Validation expérimentale du modèle de pertes à l'ambiance d'une canalisation [Sartor et al., 2014a].

À l'aide de ce modèle, il est donc possible d'estimer un coefficient de transfert de chaleur global de la canalisation et donc les pertes à l'ambiance des canalisations constituant le réseau de chaleur à chaque pas de temps dans le cas d'une modélisation quasi-stabilisée du réseau de chaleur. Comme annoncé précédemment, cette modélisation permet alors de calculer l'efficacité thermique du réseau de chaleur pour l'utiliser dans le modèle économique pour calculer le coût de la chaleur du réseau considéré.

⁶ Des diamètres de canalisations de l'ordre de quelques centimètres sont envisagés dans ces références contre plusieurs dizaines de centimètres dans les données utilisées pour la validation expérimentale.

2.2 Modélisation dynamique

Un bref historique des méthodes de modélisation existantes concernant la modélisation dynamique du transport de l'énergie thermique dans un réseau de chaleur est introduit dans l'article 8, Section 1.1.

Il ressort de cet état de l'art que bien que la modélisation dynamique du transport de l'énergie thermique au sein d'un réseau de chaleur soit étudiée depuis de nombreuses années⁷, l'estimation dynamique des pertes à l'ambiance ainsi que la détermination précise des vagues de chaleur au sein du réseau restent souvent deux lacunes des modèles existants. Parmi les nombreuses méthodes de modélisation existantes, la méthode des volumes finis décrite dans le livre de référence [Patankar, 1980]⁸ a été considérée comme point de comparaison pour la modélisation dynamique du transport de l'énergie thermique au sein d'un réseau de chaleur avec la solution proposée dans ce travail. Les limitations de la méthode des volumes finis ont été étudiées dans l'article 3 afin d'estimer la robustesse et la précision de cette méthode. Cette étude a montré que la méthode des volumes finis mène généralement à une mauvaise estimation du transport de l'énergie thermique quel que soit le schéma d'intégration spatial utilisé. Par ailleurs, cette méthode nécessite généralement une discrétisation de la canalisation en un nombre de cellules important afin de diminuer l'erreur par rapport aux mesures expérimentales. Cependant cette discrétisation, bien qu'elle ne permette pas de minimiser systématiquement l'erreur obtenue dans tous les systèmes étudiés, mène également à une complexification du système d'équations à résoudre menant indubitablement à une augmentation du temps de calcul voire à la non convergence de l'algorithme utilisé pour résoudre le système d'équations. C'est pourquoi, dans ce travail, il est proposé de considérer une méthode alternative pour modéliser une large gamme de configurations de réseaux de chaleur afin d'estimer correctement la dynamique du transport de l'énergie thermique.

Dans ce travail, le choix s'est porté sur méthode de modélisation basée sur une approche Lagrangienne dite « *plug-flow* » qui est issue des références [Bennett, 2006, Dahm, 2001]. Cette méthode consiste à suivre dans le temps chaque particule élémentaire de fluide le long de leur trajectoire. Une première version de ce modèle est implémentée sous Matlab et est détaillée dans les articles 3 et 4⁹. Cette version considère une approche pseudo-dynamique afin de faciliter la résolution du système d'équations. Cette approche, qui est détaillée dans la référence [Bohm, 2002], consiste à découpler la partie thermique du problème à résoudre (transport de l'énergie) de la partie hydraulique (onde de pression) afin de simplifier le système d'équations à résoudre. En effet, les ondes de pression se transmettent dans les

⁷Les premières références datent de la fin des années 60.

⁸Cette méthode est nativement implémentée dans le langage de modélisation Modelica qui dispose de nombreuses bibliothèques de modélisations libres dont l'une est développée par le laboratoire de Thermodynamique.

⁹L'article 3 traite des différences et limitations de la méthode des volumes finis et propose les bases théoriques de l'implémentation du modèle « *plug flow* » sous Matlab. L'article 4, quant à lui, propose la validation expérimentale de ce modèle sur une portion de canalisation du cas d'étude et une installation expérimentale qui sera détaillée plus loin dans cette section.

Chapitre 4. Modélisation du transport de l'énergie thermique

canalisations en des temps extrêmement courts, de l'ordre de la seconde, par rapport aux temps nécessaires au transport de l'énergie thermique qui peuvent atteindre, comme cela l'a été abordé précédemment, plusieurs dizaines de minutes en fonction des longueurs des canalisations et de la vitesse du fluide qui y circule.

Finalement, l'article 8 détaille l'implémentation de l'approche « plug flow » dans le langage Modelica et valide également ce modèle à l'aide des données expérimentales issues de l'article 4 ainsi que de données issues d'un cas d'étude constitué de plusieurs consommateurs, chacun possédant sa propre sous-station. Il est bon de noter que dans la version du modèle implémentée sous Modelica, une approche purement dynamique est considérée et couple donc les aspects thermiques et hydrauliques.

Toutefois, dans les deux versions du modèles, plusieurs hypothèses sont réalisées:

- le fluide caloporteur est incompressible: seul un fluide sous forme liquide et non gazeuse peut être utilisée avec le modèle développé. Ce choix se justifie car les réseaux de chaleur des deuxième, troisième et quatrième générations utilisent de l'eau comme fluide caloporteur. L'utilisation de la vapeur est, en général, dédiée à des applications plus spécifiques comme des procédés industriels (industrie du papier) [Frederiksen et Werner, 2013];
- la conduction longitudinale dans le fluide est négligée: il conviendra donc de minimiser les périodes où le fluide est à l'arrêt. Toutefois, la majorité des réseaux de chaleur opérationnels fonctionnent généralement tout le temps ce qui est détaillé dans les références [Ralf-Roman Schmidt et Basciotti, 2013, Gadd et Werner, 2013, Frederiksen et Werner, 2013]. Dès lors, cette hypothèse est valide. De plus, pour des réseaux de chaleur spécifiques où le transport de chaleur est arrêté quelques heures par jour¹⁰, la température dans la canalisation peut être considérée comme homogène, ce qui limite les phénomènes de conduction longitudinale au sein du fluide;
- la conduction longitudinale dans le matériau constitutif de la canalisation est également négligée pour les mêmes raisons qu'évoquées au point précédent;
- les pertes à l'ambiance sont considérées;
- l'inertie thermique de la canalisation est considérée;
- l'inertie thermique de l'isolant de la canalisation est négligée. En effet, celle-ci est négligeable par rapport à celle de la canalisation ¹¹.

Les pertes à l'ambiance sont estimées par l'intermédiaire d'un coefficient de transfert de chaleur estimé par le modèle de la section 2.1. En toute rigueur, ce coefficient varie en fonction de divers paramètres car la conductivité thermique de l'isolant augmente avec le temps [Kang et al., 2015], la température et l'humidité ambiante [Milo et Robert, 2012, Ochs, 2005]. Toutefois dans cette étude, cet aspect n'est pas considéré, faute de données propres au

¹⁰Il s'agit en général de réseaux de petite taille où l'inertie du réseau est suffisante pour alimenter les bâtiments durant certaines périodes où la demande est plus faible (la nuit par exemple).

¹¹Dans le cas d'une canalisation en acier d'une épaisseur 1 cm isolée par 10 cm de laine de verre, l'inertie thermique de l'isolant est 30 à 40 fois inférieure à celle de l'acier.

cas d'étude, mais peut être pris en compte par l'introduction d'un coefficient variable avec ces conditions. Il est rappelé que les pertes à l'ambiance se traduisent dans les résultats par une température à la sortie de la canalisation plus faible que celle à l'entrée¹². L'inertie de la canalisation, quant à elle, induit un délai complémentaire dans le transport de l'énergie. En effet, lors d'une augmentation de température à l'entrée de la canalisation, une partie de l'énergie disponible est échangée avec la canalisation. Lorsque l'équilibre est atteint, la température finale à la sortie de la canalisation correspond à celle de l'entrée minorée de l'énergie perdue à l'ambiance.

Méthodologie

Dans le cas de l'implémentation de la méthode « plug flow » sous Matlab, le principe de la modélisation repose sur la discrétisation d'une canalisation constituant le réseau de chaleur en X cellules de fluide et en Y cellules pour la canalisation proprement dite (X et Y peuvent prendre des valeurs différentes). Une représentation de cette discrétisation est détaillée pour une canalisation de longueur L sur la Figure 4.3 où les cellules constitutives de la canalisation sont représentées en bleu et une cellule de fluide est représentée à deux instants. Les échanges de chaleur entre chaque cellule de fluide et une ou plusieurs cellules de la canalisation qui sont en contact sont alors calculés tout comme les échanges de chaleur entre chaque cellule composant la canalisation et l'ambiance. Cette méthode permet alors d'estimer le profil de température de chaque cellule de fluide ou de la canalisation à chaque instant. Les coefficients de transfert de chaleur utilisés pour calculer les échanges thermiques entre le fluide et la canalisation sont estimés à l'aide de corrélations issues de [Nellis et Klein, 2009] et [VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen and Gesellschaft, 2010] tandis que la méthodologie détaillée précédemment dans la section 2.1 est utilisée pour calculer le coefficient de transfert de chaleur global entre la canalisation et l'ambiance. La variation de pression au sein de la cellule de fluide qui résulte des pertes de charge est négligée (modélisation pseudo-dynamique). Toutefois, la pression de sortie de la canalisation est corrigée en fonction de la vitesse du fluide y circulant selon une loi quadratique¹³ pour tenir compte des pertes de charge et pouvoir estimer la consommation électrique des pompes de circulation (voir la section 2.3). Finalement, la position de la cellule de fluide au sein de la canalisation est déterminée en fonction du profil de la vitesse du fluide.

Dans le cas de l'implémentation de la méthode « plug flow » sous Modelica, l'approche est similaire à celle développée dans Matlab. Cependant, la méthode proposée et détaillée dans l'article 8 permet de s'affranchir de discrétiser le fluide contenu dans la canalisation et la canalisation elle-même. En effet, dans l'approche proposée, le temps auquel une particule de fluide entre dans la canalisation est stocké en tant que propriété intrinsèque de cette particule du fluide. Cette propriété permet alors de calculer le temps de parcours de cette particule de fluide au sein d'une canalisation en fonction du profil de vitesse du fluide parcourant la

¹²Dans le cas où la température ambiante est plus faible que celle du fluide régnant au sein la canalisation.

¹³Issue du livre [Nellis et Klein, 2009], section 5.2.3.

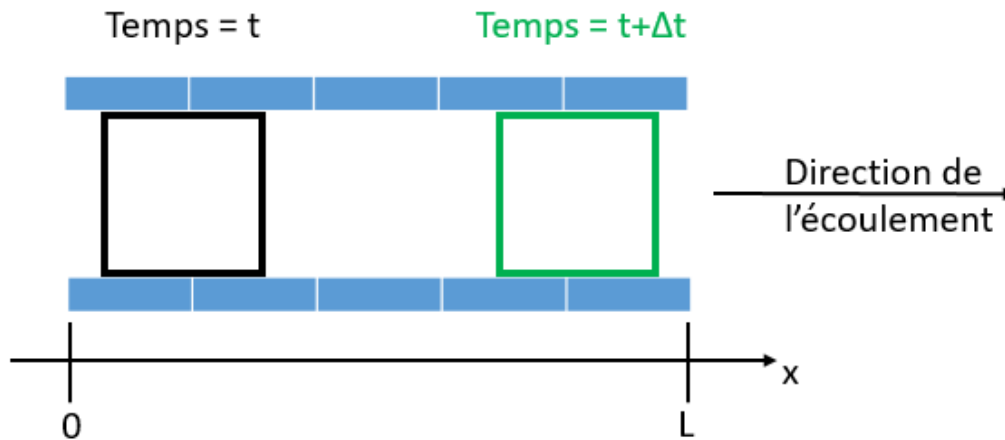


Figure 4.3 – Représentation d'une cellule de fluide de la canalisation dans le temps.

canalisation¹⁴. Cette caractéristique temporelle permet alors de connaître les propriétés du fluide à la sortie de la canalisation en fonction du profil de vitesse parcourant la canalisation à l'aide de l'équation:

$$\frac{\partial z(x, t)}{\partial t} + v(t) \frac{\partial z(x, t)}{\partial x} = 0 \quad (4.1)$$

où $z(x, t)$ est la propriété du fluide considérée¹⁵, x la coordonnée spatiale, t le temps et $v(t)$ le profil de vitesse du fluide.

L'inertie thermique de la canalisation est modélisée comme une seule et unique capacité thermique. Les pertes de charge sont calculées à l'aide d'une relation quadratique liée au débit (et donc à la vitesse du fluide dans la canalisation) comme dans la modélisation réalisée sous Matlab. Cette approche permet alors de coupler les aspects thermiques et hydrauliques et de réaliser une modélisation purement dynamique du transport de l'énergie thermique.

Validation expérimentale

La validation du modèle développé sous Matlab a été réalisée dans l'article 4 sur une portion de canalisation du cas d'étude (d'une longueur de 106 mètres) ainsi que sur une installation réalisée en laboratoire (d'une longueur de 39 mètres) afin de pouvoir faire varier les conditions expérimentales (vitesse et température du fluide) et élargir le domaine de validité du modèle.

La validation du modèle développé dans le langage Modelica a été réalisée dans l'article 8,

¹⁴Cette approche est réalisable à l'aide d'une fonction implémentée nativement dans le langage Modelica.

¹⁵La propriété principale considérée est ici l'enthalpie afin de déterminer la température de sortie de la canalisation.

section 3 pour les mêmes configurations de conduites que celles de l'article 4. De plus, la section 4 de l'article 8 complète la validation expérimentale en comparant les performances de ce modèle par rapport à l'utilisation d'un autre modèle utilisant¹⁶ l'approche des volumes finis (détaillée dans l'article 3) sur une portion de réseau de chaleur existant alimentant plusieurs bâtiments.

Dans l'ensemble des validations expérimentales, les tendances des variations de la température du fluide à la sortie de la canalisation en fonction des conditions opératoires ont montré une adéquation avec les mesures, ce tenant compte des erreurs expérimentales liées aux dispositifs de mesures. Par ailleurs, une amélioration du temps de calcul significative¹⁷ pour la résolution du système d'équations est constatée par rapport à l'utilisation du modèle basé sur la méthode des volumes finis.

2.3 Consommation des pompes

Le transport de l'énergie au sein d'un réseau de chaleur entraîne indubitablement une consommation électrique pour l'alimentation de pompes de circulation. En effet, les pertes de charge au sein des canalisations dont il a été question dans la section précédente, impliquent l'utilisation de pompes pour véhiculer le fluide caloporteur dans l'ensemble du réseau primaire de canalisations. L'estimation de ces consommations électriques est également importante car elles représentent une part non négligeable de la consommation des auxiliaires d'une centrale de production¹⁸.

Le calcul de cette consommation électrique est réalisée dans ce travail à l'aide d'un modèle issu de la référence [Wetter, 2013] qui est basé sur l'équation suivante:

$$\dot{W} = \frac{\dot{V} * \Delta p}{\eta} \quad (4.2)$$

où \dot{W} est la consommation électrique de la pompe [W], \dot{V} est le débit volumique balayé par la pompe [m^3/s], Δp est la différence de pression aux bornes de la pompe [Pa], η le rendement de la pompe [-] (qui considère le rendement électrique et le rendement hydraulique).

Le rendement de la pompe peut être estimé à l'aide de fiches techniques des pompes utilisées pour l'alimentation du réseau de chaleur considérée, de mesures expérimentales ou à l'aide de modèles détaillés comme ceux proposés par les livres de références suivants [Lobanoff et Ross, 2013, Brennen, 2011].

La différence de pression aux bornes de la pompe représente l'ensemble des pertes de charge du réseau de chaleur. Celles-ci sont estimées à l'aide de relations qui prennent en compte

¹⁶Sous la même plateforme de simulation.

¹⁷En fonction des configurations étudiées, le temps de calcul est réduit d'un facteur compris entre 10 et 100.

¹⁸Des mesures réalisées sur le réseau de canalisations alimentant l'hôpital ont montré une consommation électrique annuelle des pompes d'alimentation d'environ 500 MWh pour une énergie thermique annuelle fournie à ce réseau de canalisations d'environ 35 GWh.

les pertes de charge dans chacune des canalisations et de la structure du réseau de chaleur selon [Nellis et Klein, 2009], Section 5.2.3. en fonction des caractéristiques géométriques de la canalisation ainsi que des conditions opératoires (vitesse, température, pression du fluide, rugosité interne de la canalisation). Il est toutefois bon de considérer qu'il s'agit d'une estimation de ces pertes de charge (et donc de la consommation des pompes qui y est liée) car les pertes de charge ne sont pas connues avec exactitude et évoluent dans le temps. En effet, l'évolution des pertes de charge peut être due d'une part à l'encrassement des canalisations comme le soulignent les références [Genić et al., 2013, Wollerstrand, 1997] mais également car il est parfois difficile de connaître en détail l'ensemble des caractéristiques dimensionnelles ou constitutives des canalisations (vannes, coudes...).

3. Conclusions

Des modèles de simulation quasi-stabilisé et dynamique ont été présentés dans ce chapitre. Ceux-ci permettent l'estimation des pertes à l'ambiance des canalisations constituant un réseau de chaleur. Ces pertes étant connues, il est alors possible de calculer l'efficacité globale d'un réseau de chaleur (ξ_{DHN})¹⁹ qui est nécessaire afin de pouvoir traiter les aspects économiques d'un réseau de chaleur. D'autre part, la simulation du comportement dynamique du fluide et donc de l'énergie véhiculée qui est transportée au sein de ces canalisations a également été présentée. Cette modélisation dynamique du transport de chaleur permet d'étendre les possibilités de modélisations des systèmes composant un réseau de chaleur et de vérifier où l'énergie thermique est disponible²⁰.

Les modèles développés²¹ ont été validés expérimentalement sur un grand nombre de configurations de canalisations et de conditions opératoires afin d'étendre leur domaine de validité et permettre la modélisation de nombreuses configurations de réseaux de chaleur.

À l'aide de ces modèles et de ceux détaillés dans le chapitre suivant, l'outil de simulation sera donc à même d'estimer les performances de l'ensemble des composants d'un réseau de chaleur et d'en estimer les coûts, ce qui constitue une deuxième contribution originale du travail.

¹⁹Définie précédemment dans la section 2.2 de l'introduction.

²⁰Une liste non exhaustive des possibilités offertes par la modélisation dynamique des réseaux de chaleur a été précédemment établie dans le chapitre 2, section 2.4.

²¹Le modèle dynamique du transport de l'énergie thermique réalisé dans le langage Modelica est librement téléchargeable à l'adresse <https://github.com/ibpsa/modelica-ibpsa>.

5 Analyse d'un réseau de chaleur

Ce chapitre présente les deux autres contributions originales de ce travail. La première consiste à exposer les possibilités d'analyse d'un réseau de chaleur à l'aide de l'outil de simulation développé qui regroupe l'ensemble des modèles des composants constituant un réseau de chaleur afin d'en calculer les performances énergétiques, économiques et environnementales. La seconde contribution est le développement d'un modèle capable d'estimer les émissions de polluants issus de la combustion qui sont réglementés, à savoir les oxydes de soufre et d'azote afin de déterminer l'éventuelle introduction de moyens de dépollution dans les unités de production et donc permettre d'affiner le modèle économique de l'outil de simulation du point précédent. Ce modèle est également utilisé dans l'outil de simulation afin d'estimer les performances environnementales d'unités de production du point de vue des émissions de CO_2 .

Les principaux résultats obtenus à l'aide de cet outil de simulation sont présentés: à savoir les performances de l'état actuel du réseau de chaleur ainsi que celles de plusieurs alternatives étudiées afin d'améliorer l'utilisation du réseau de chaleur pour diminuer ses coûts et l'énergie primaire nécessaire.

L'originalité de cet outil de simulation réside dans la prise en compte des nombreuses interactions entre les différents composants constituant un réseau de chaleur. En effet, les performances énergétiques ou environnementales des installations de production thermique sont considérées à charge partielle car ces performances influencent fortement le bilan financier et environnemental de ces installations. Plusieurs logiciels de simulations commerciaux sont disponibles pour simuler le comportement d'un réseau de chaleur comme ceux développés par Bentley [of Bentley et Solution, 2017], Modelon [Modelon, 2017] ou encore Schneider Electric [Electric, 2017b]. Toutefois, ces logiciels se focalisent sur l'optimisation du réseau de chaleur lui-même du point de vue de la température du réseau pour minimiser les pertes thermiques¹ ou de la pression pour minimiser la consommation des pompes... Cependant, certains de ces logiciels permettent de réaliser un bilan financier

¹Tout en s'assurant d'un niveau de température minimal pour assurer le confort thermique des bâtiments.

des installations mais ils ne considèrent pas les politiques de subsides liées à l'exploitation de certaines unités de production, ce qui est le cas de l'outil de simulation. De plus, le bilan environnemental des installations n'est pas toujours présent dans ces logiciels. En effet, ces derniers se limitent généralement à estimer les émissions de CO_2 alors que l'outil de simulation développé permet également d'estimer les émissions de certains polluants pour compléter tant l'analyse environnementale qu'économique (par la prise en compte ou non de moyens de dépollution).

1. Approche quasi-stabilisée

L'approche quasi-stabilisée consiste à évaluer les performances stabilisées des différents composants du réseau de chaleur durant chaque intervalle de temps envisagé². Certains des processus de production d'énergie sont en effet prévus pour fonctionner de manière continue et en régime stabilisé, c'est-à-dire la quantité d'énergie produite varie lentement dans le temps. Dès lors, comme il n'y a pas ou peu de transitoires pour ces processus, l'approche quasi-stabilisée est alors suffisante pour estimer correctement les performances du processus considéré sur base annuelle comme cela a été décrit dans la littérature au travers de différentes études et rapports [Skagestad et Mildenstein, 1999, del Hoyo Arce et al., 2018, Benonysson et al., 1995]. Moyennant cette hypothèse et à l'aide d'un modèle économique, cette analyse permet d'estimer quels sont les coûts associés à l'utilisation d'une technologie et à son éventuelle introduction dans la partie production d'un réseau de chaleur. Elle permet donc de comparer plusieurs moyens de production afin de sélectionner le meilleur d'entre eux selon des critères spécifiques (économique, énergétique, environnemental, financier ou une combinaison de ceux-ci).

1.1 Implémentation d'un réseau de chaleur

La première étape à envisager lors du dimensionnement d'un réseau de chaleur est de vérifier si l'implémentation de celui-ci au sein d'un parc de bâtiments déterminés permet de réduire les coûts liés à la production d'énergie thermique. En effet, l'installation d'un réseau de chaleur permet d'utiliser des unités de production d'énergie thermique centralisées qui sont généralement plus efficaces qu'un ensemble de petites unités installées dans chacun des bâtiments connectés. Cependant, l'utilisation d'un réseau de chaleur implique indubitablement des pertes d'énergie thermique dues à l'utilisation de canalisations pour le transport de l'énergie thermique des unités de production vers les bâtiments connectés au réseau. De plus, comme cela a été abordé dans le chapitre 2, les coûts d'installation des canalisations d'un réseau de chaleur peuvent être significatifs³. Dès lors, l'étape de prédimensionnement d'un réseau de chaleur permet de s'assurer que le réseau de chaleur envisagé propose un coût de la chaleur au maximum du même ordre de grandeur que celui de

²Dans le cas des études réalisées dans le cadre de ce travail, le pas de temps étudié est de 30 minutes car il s'agit de la fréquence d'enregistrement des données du cas d'étude.

³Le coût de l'installation du réseau de chaleur étudiée est de 2.25 € par MWh délivré.

l'utilisation d'unités de production séparées dans l'ensemble des potentiels bâtiments connectés au réseau. Dans le cas contraire, il pourrait être difficile de proposer à d'éventuels clients de se connecter au réseau de chaleur sans aide extérieure.

Pour réaliser cette analyse de coûts, il est nécessaire d'utiliser les modèles proposés dans le chapitre 3 afin d'estimer les performances des différents composants du réseau de chaleur. Les modèles utilisés dans ce travail sont largement détaillés dans l'article 2, section 3.

Cette analyse préliminaire a été réalisée a posteriori⁴ sur le cas d'étude pour vérifier son adéquation avec le contexte économique actuel (Article 2, Section 4.4). Le choix de la comparaison s'est porté sur l'utilisation de chaudières conventionnelles alimentées au gaz naturel tant dans les bâtiments que pour l'unité de production thermique principale du réseau de chaleur. Ce choix se justifie au vu du régime de température nécessaire dans les bâtiments étudiés interdisant toute condensation éventuelle de l'eau dans les gaz de combustion et par le fait que le réseau de chaleur considéré peut être connecté au réseau de gaz de ville de par sa géolocalisation.

Outre les différents avantages d'un réseau de chaleur qui ont été évoqués pour l'utilisateur final dans le chapitre d'introduction, cette analyse montre que l'utilisation d'un réseau de chaleur alimenté par des chaudières centralisées au gaz naturel par rapport à l'utilisation de chaudières séparées dans chaque bâtiment permet une économie financière d'environ 25 % pour les bâtiments étudiés. En effet, le coût de la chaleur passe de 78.3 € par MWh thermique délivré à l'utilisateur final pour l'utilisation d'unités de production séparées à 58.3 € dans le cas de l'utilisation d'un réseau de chaleur. Le réseau de chaleur est donc tout indiqué pour l'alimentation des bâtiments considérés.

À partir de ce résultat préliminaire, il est alors possible d'envisager de nombreuses autres configurations du réseau de chaleur afin d'estimer les gains possibles par leur utilisation. Certaines alternatives sont donc envisagées dans les sections suivantes et ont fait l'objet d'études spécifiques au travers des articles 2, 6 et 7 qui seront détaillés ultérieurement dans ce chapitre. Il convient de rappeler au lecteur que le gain peut être tant économique qu'environnemental en fonction du choix de l'utilisateur de l'outil de simulation. En effet, l'aspect environnemental devient de plus en plus prépondérant pour le concepteur et/ou l'opérateur tant pour respecter la législation en vigueur que pour permettre une utilisation accrue des énergies renouvelables ou encore pour la réalisation d'une opération de *green washing* comme les références suivantes le soulignent [Lightfoot et Burchell, 2004, Zhang et al., 2018, Grimont, 2015, Weber et Hornung, 2013].

⁴Le réseau de chaleur étudié fonctionne depuis les années 60.

1.2 Unité de cogénération alimentée par de la biomasse

Pour compléter l'étude précédente réalisée dans l'article 2⁵, une unité de cogénération alimentée par de la biomasse a été étudiée afin d'évaluer son intégration dans le réseau de chaleur étudié. En effet, l'opérateur du réseau a installé en 2011 ce type d'installation afin de réduire ses émissions de CO_2 . L'implémentation de cette unité de cogénération et son adéquation avec le contexte économique actuel a été étudiée au moyen de la même méthodologie que celle utilisée dans la section précédente. Un modèle thermodynamique de l'unité de cogénération détaillé dans l'article 2 (Section 3), permet d'estimer les performances énergétiques de cette unité de cogénération. Ce modèle permet de déterminer les rendements thermique ($\eta_{th,chp}$) et électrique ($\eta_{el,chp}$) à charge nominale et à charge partielle de l'unité de cogénération quelles que soient les conditions opératoires et climatiques afin d'en extrapoler les performances énergétiques annuelles, la consommation d'énergie primaire et les émissions qui en résultent.

Sur la Figure 5.1 sont représentées les performances énergétiques de l'unité de cogénération du cas d'étude à charge partielle et à charge nominale dans des conditions standards de température et pression. Son rendement maximum avoisine les 69 %, ce qui représente une valeur plutôt faible pour une unité de cogénération biomasse basée sur un cycle de Rankine construite en 2011 au vu des standards de l'époque qui sont disponibles dans la référence [Agency, 2012]. A charge thermique maximale (pour une puissance thermique de 7 MW), le rendement thermique de l'unité de cogénération est de 59.8 % alors que son rendement électrique net est de 8.7 %.

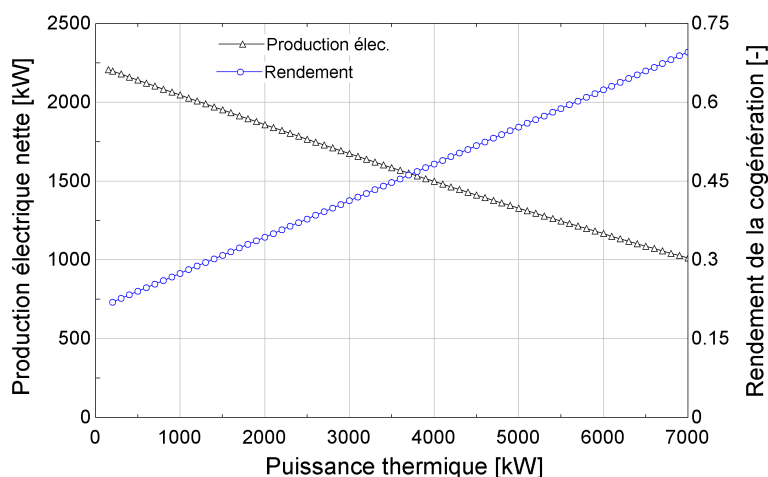


Figure 5.1 – Rendement et production électrique de la cogénération étudiée en fonction de sa puissance thermique.

Une brève analyse permet d'identifier quelles sont les pertes du cycle à pleine charge. Celles-ci

⁵Il est conseillé au lecteur de lire la dernière section du chapitre «Erratum» avant de continuer la lecture de ce chapitre.

sont représentées sur la Figure 5.2. Près de 17% de l'énergie primaire est perdue au condenseur à une température d'environ 40 °C après la détente de la vapeur au sein des deux turbines constituant le cycle. 3.6 % de l'énergie totale est utilisée pour l'alimentation des auxiliaires composés principalement de pompes de circulation et de ventilateurs. Même si cette fraction peut sembler réduite, elle représente environ 30 % de la production électrique brute délivrée par les turbines à vapeur de l'unité de cogénération. Les pertes réalisées dans les fumées représentent 8.3 % car la température minimale de sortie de celles-ci est fixée à 170 °C pour éviter une condensation acide et une détérioration des échangeurs. Cette limite est toutefois sécuritaire au vu du point de rosée de ce type de fumées qui est généralement comprise entre 40 et 50 °C [Ngendakumana et al., 2017, Obernberger et Thek, 2010]. Cependant, une température minimale des fumées de 120 °C est généralement conseillée. En effet, la présence de soufre dans la biomasse produit de l'acide sulfurique qui se retrouve dans les fumées [Obernberger et Thek, 2010]. La perte à l'ambiance est de 2% mais au vu de la configuration du bâtiment, elle est partiellement utilisée pour chauffer les locaux alentours. La part «Autres» comprend principalement les pertes dues aux fuites de vapeur dans le cycle.

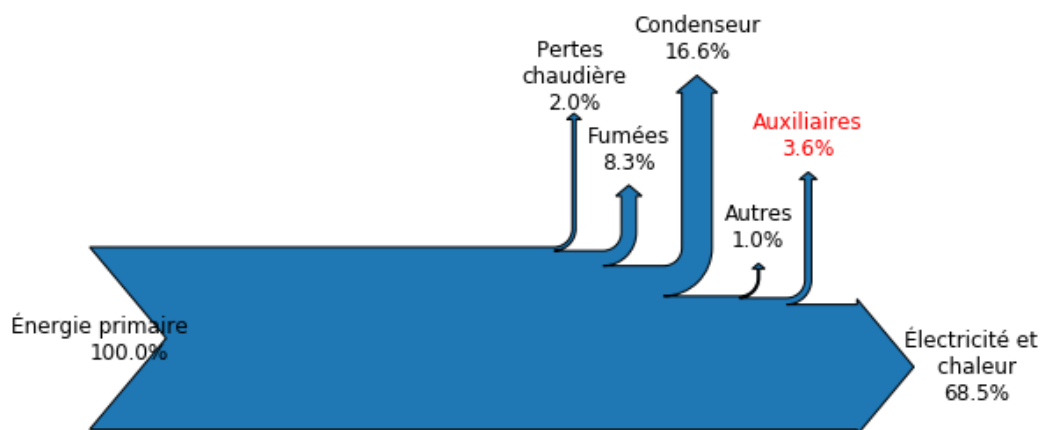


Figure 5.2 – Cascade énergétique de la cogénération étudiée à pleine charge thermique.

Améliorations du cycle

À l'aide du modèle de l'unité de cogénération, il est possible d'étudier des améliorations du cycle et de voir quels en sont les bénéfices (économiques et environnementaux). La section 5 de l'article 2 résume les pistes d'amélioration qui ont été envisagées⁶ pour l'unité de cogénération:

- une réduction de l'excès d'air de la chaudière biomasse est étudiée pour limiter la

⁶Les pertes au condenseur pourraient également être valorisées dans un processus utilisant de l'énergie à 40°C ou couplée à une pompe à chaleur moyenne ou haute température. L'une des utilisations possibles est l'amélioration globale du cycle afin de produire de l'eau chaude pour le réseau de distribution de chaleur. Il convient évidemment de réaliser la même approche que celle développée dans ce chapitre afin d'estimer le bilan économique, énergétique et environnemental d'une telle installation.

dilution des gaz produit par la combustion de biomasse et ainsi augmenter le rendement de la chaudière (environ 4 %) et donc le rendement total du cycle grâce à une meilleure utilisation du combustible.

- l'utilisation d'un échangeur de chaleur dédié à récupérer une partie de l'énergie des fumées afin de préchauffer l'air de combustion est également envisagé. Une augmentation du rendement de la chaudière de 1.3 % est réalisable pour une température minimale des fumées de 150 °C, ce qui reste supérieure à la limite des 120 °C précédemment abordée.

Il est bon de souligner que ce modèle permet donc également d'estimer l'intérêt les améliorations économiques et énergétiques du cycle.

Intégration dans un réseau de chaleur

Comme annoncé dans l'introduction, une étude détaillée est indispensable pour l'intégration d'une unité de cogénération au sein d'un réseau de chaleur. En effet, il est généralement préférable que l'unité de cogénération fonctionne à son rendement maximal le plus longtemps possible. Une étude du profil de consommation (Figure 2.6), montre que la puissance thermique maximale de l'unité cogénération qui a été envisagée est importante pour épouser correctement le profil de la demande de chaleur. En effet, durant la période dite «estivale» qui représente environ 5 mois de l'année, seul un nombre réduit de bâtiments sont alimentés par le réseau de chaleur (dont l'hôpital fait partie). Dès lors, l'unité de cogénération fonctionnera constamment à charge partielle puisque la puissance thermique nécessaire pour le réseau de chaleur est généralement en dessous de 2 MW durant cette période⁷. Cependant, à ce niveau de chaleur, le rendement de l'installation est de l'ordre de 30%.

Les résultats montrent que le profil de consommation du réseau de chaleur étudié influence fortement les rendements annuels de l'unité de cogénération qui passent alors à environ 43.5 % pour la partie thermique et à 11 % pour la partie électrique contre 59.8 et 8.7 % précédemment.

Par ailleurs, en tenant en compte de la maintenance annuelle, qui se réalise durant une peu moins d'un mois lors de la période estivale, et d'une fréquence de fonctionnement de 98 %, l'unité de cogénération peut être capable de fournir au maximum 66.3 % de la demande de chaleur totale du réseau de chaleur.

Finalement, il est bon de noter que le coût de la chaleur produite à l'aide de cette unité de cogénération couplée à des chaudières de secours est supérieur de 4 % à celui de celle produite par l'utilisation de chaudières conventionnelles alimentées au gaz naturel: soit 60.6 contre 58.3 € par MWh. Ce résultat est obtenu en tenant compte de la vente des certificats verts octroyés pour la production d'électricité verte ainsi que de la vente de l'électricité produite au prix de l'électricité achetée. Cette tendance est notamment due au fait que les chaudières de secours sont peu utilisées au vu de l'investissement initial réalisé. En effet, elles doivent

⁷La valeur moyenne de cette puissance fournie au réseau de chaleur est de 1.6 MW avec un écart type de 1.3 MW.

couvrir la pointe de la demande qui peut être élevée par rapport à la puissance nominale de l'unité de cogénération mais elles couvrent moins de 35 % de la demande de chaleur annuelle.

Économie d'énergie primaire

L'outil de simulation permet également d'estimer l'économie d'énergie primaire réalisée par l'utilisation d'un processus de conversion d'énergie donnée. Dans le cas d'une unité de cogénération, cette économie d'énergie primaire se calcule par la formule suivante:

$$EEP = 1 - \frac{1}{\left(\frac{\eta_{el, chp}}{\eta_{el, ref}} + \frac{\eta_{th, chp}}{\eta_{th, ref}}\right)} \quad (5.1)$$

où $\eta_{el, ref}$ et $\eta_{th, ref}$ sont les rendements de référence des processus de production séparés. Dans le cas d'un processus alimenté par de la biomasse, les rendements thermique et électrique de référence valent respectivement 86 et 33 % pour une installation construite avant 2012 selon [European Parliament et of the Council, 2015].

Pour rappel, dans le cas étudié, les rendements thermique et électrique nominaux nets valent respectivement environ 60 et 9 %. Dès lors, l'économie d'énergie primaire correspondante est quasi nulle (moins de 0.1 % d'économie). Une réduction des émissions de CO_2 du même ordre de grandeur sera donc réalisée par rapport à la production séparée d'énergie thermique et électrique réalisée à l'aide de biomasse. Toutefois, le bilan carbone par rapport à une production séparée à l'aide d'un combustible fossile (ici le gaz naturel sera considéré) est étudiée dans la section suivante et est quant à lui positif.

Cependant si l'estimation de l'économie d'énergie primaire est réalisée sur base annuelle, les rendements thermique et électrique nets annuels à considérer sont d'environ 43 et 11 %. Dans ce cas, l'utilisation de l'unité de cogénération étudiée conduit à une augmentation de 19 % de l'énergie primaire nécessaire par rapport à des moyens de production séparés alimentés par de la biomasse.

Impact environnemental

L'impact environnemental dans ce travail s'établit en comparant les émissions générées par la combustion de biomasse pour l'unité de cogénération, ici considérées à 30 g/kWh d'énergie primaire⁸ (voir chapitre 2) avec les émissions générées par des moyens de productions de chaleur et d'électricité séparés alimentés au gaz naturel au prorata des productions électrique et thermique produites par l'unité de cogénération. Pour une année standard, une réduction des émissions de CO_2 d'environ 12000 tonnes est réalisée. Celle-ci correspond à une consommation d'énergie primaire sous forme de biomasse de 95.2 MWh (soit environ 19 000 tonnes de pellets) et une production thermique et électrique respectives de 40.6 MWh et 10.3

⁸La biomasse utilisée est d'origine belge et donc locale, ce qui permet de limiter l'impact du transport et donc le bilan carbone de la biomasse.

MWh.

D'autre part, le modèle de combustion⁹ (détailé dans l'article 1) permet de vérifier que la combustion de la biomasse utilisée ne nécessite pas de processus complémentaires de traitement des fumées pour satisfaire les normes environnementales de la région où la chaudière est installée et donc ne nécessite pas des investissements supplémentaires. À l'aide du modèle de combustion réalisé, il est donc possible de générer des cartographies des émissions de polluants pour plusieurs modes opératoires et différentes compositions du combustible. Des exemples issus de l'article 1 sont représentés sur les Figures 5.3 et 5.4 pour les émissions d'oxydes d'azote et de soufre en fonction de l'excès d'air et de la teneur respective en azote ou en soufre du combustible.

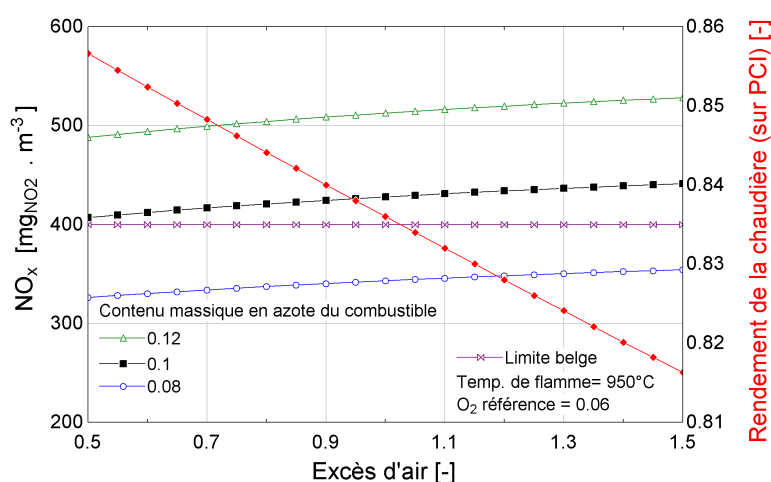


Figure 5.3 – Cartographie de performance énergétique et environnementale (émissions de NO_x en mg de NO_2 équivalent par Nm^3) d'une chaudière biomasse.

Tenant compte de diverses normes de qualité de pellets présentes sur le marché: Din+, EN+A, EN+A2, EN-B, la teneur en soufre maximale est de 0.05 % ce qui induit que la combustion de ce type de pellets ne devrait jamais dépasser les limites maximales d'émissions de SO_x actuelles. Cet aspect est d'autant plus renforcé que le contenu en soufre du combustible est en moyenne six fois inférieur à la norme et que les mesures expérimentales confirment ce résultat. Cependant, la teneur en azote dans ces pellets peut atteindre au maximum 0.4 % en masse du combustible. Dans ce cas, un traitement complémentaire des fumées peut être nécessaire. En pratique, dans le cas de l'unité de cogénération étudiée, une analyse de composition des pellets utilisés a été réalisée à plusieurs reprises [AIB-Vinçotte, 2012, AIB-Vinçotte, 2014] et a identifié que le contenu en azote du combustible était de 0.09 et 0.03 %. Lors de l'utilisation de la biomasse contenant 0.09 % d'azote, la limite a été dépassée de peu à savoir $406 \text{ mg}/Nm^3$ au lieu de $400 \text{ mg}/Nm^3$. Sachant que la teneur en azote de la biomasse peut atteindre 0.3 % et

⁹Le modèle est actuellement développé sur la plateforme EES. Toutefois, une conversion de celui-ci dans le langage ouvert Python sera disponible prochainement sur https://github.com/k-sartor/Incomplete_Combustion

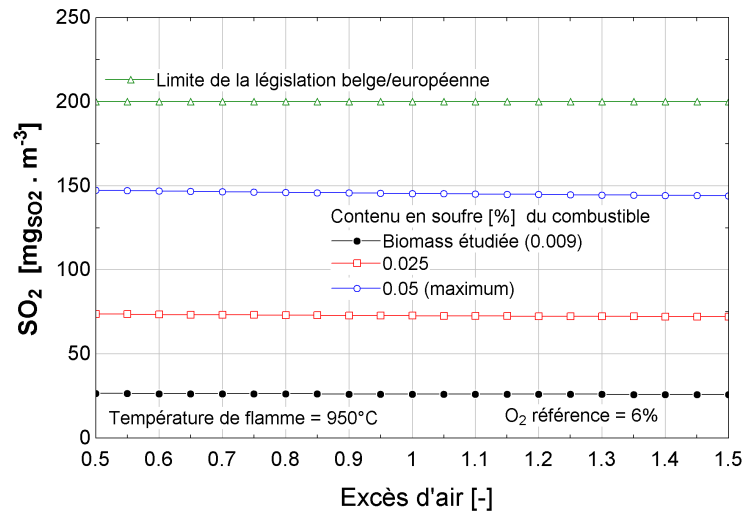


Figure 5.4 – Cartographie de performance environnementale (émissions de SO_x en mg de SO_2 équivalent par Nm^3) d'une chaudière biomasse.

que le contenu en azote dépend de l'essence de bois utilisée pour fabriquer les pellets comme cela est décrit dans les références [Holubcik et al., 2016, Hui, 2013, Hamzah et al., 2017], un contrôle plus fréquent des émissions pourrait conduire l'opérateur de la centrale à devoir installer un processus de traitement des fumées afin de satisfaire la législation en vigueur.

Il est bon de souligner que les émissions maximales d'oxyde d'azote permises par la législation de 2011 d'une unité de cogénération sont au minimum quatre fois supérieures à celles émises par une chaudière alimentée par du gaz naturel. De plus, la présence de soufre dans le gaz naturel est négligeable comme le souligne la référence [Fronski et Steczko, 2003] (voire nulle au vu de la réglementation européenne de la Directive UE 2015/2193 et des mesures réalisées par l'ALG¹⁰). Cela implique une fois encore que la combustion de biomasse génère davantage d'oxyde de soufre même si celles-ci sont largement inférieures à celles permises par la législation pour l'unité de cogénération étudiée. Par ailleurs, la combustion du gaz naturel ne génère pour ainsi dire aucune poussière (dont la taille est réglementée) de par sa constitution gazeuse.

Dès lors, bien que les émissions de CO_2 soient généralement utilisées pour caractériser les performances environnementales de l'utilisation de la biomasse, une analyse d'impact environnemental comme celle réalisée par [Perilhon et al., 2012] pourrait également être réalisée sur l'unité de cogénération afin de comparer l'usage de la biomasse et celui de combustibles conventionnels. Toutefois, cet aspect sort du cadre de ce travail et n'est pas étudié mais il est convenit de le signaler au lecteur.

¹⁰ Les mesures pour la détermination de la composition volumique de soufre dans le gaz naturel ne sont pas réalisées mais l'erreur sur la composition du gaz naturel est au plus de 10^{-5} .

1.3 Réseau de chaleur

Pertes à l'ambiance

A l'aide de l'outil développé ainsi que des caractéristiques du réseau de chaleur obtenues sur les plans d'implémentation du réseau, il est possible d'évaluer les pertes à l'ambiance du réseau de chaleur pour les conditions opératoires utilisées. En effet, le modèle de pertes à l'ambiance détaillé dans le chapitre précédent permet d'estimer qu'environ 10 % de la chaleur fournie au réseau de chaleur étudié est perdue à l'ambiance (ce qui porte l'efficacité de transport à 90%). Cette valeur reflète une isolation performante malgré la vétusté du réseau comme l'atteste les références suivantes [Frederiksen et Werner, 1993, Thorsen et al., 2011, Christiansen, 2010]. Un coefficient d'environ 0.9 W/K par mètre de tranchée (contenant les canalisations aller et retour) a été évalué à l'aide de ce modèle. Ce coefficient a été validé à l'aide de mesures expérimentales sur le réseau de chaleur réalisées lors d'un essai de performances du réseau de canalisation détaillé dans le rapport [Vincotte, 1986]. Toutefois, les éventuels ponts thermiques présents n'ont pas été considérés: il existe en effet des contacts entre les canalisations et le sol au niveau des lyres de dilatations ou encore des zones non identifiées où l'isolant pourrait être absent ou endommagé.

Améliorations

Tout comme pour les autres composants constituant le réseau de chaleur, il est possible d'envisager une amélioration de l'efficacité de transport de l'énergie au sein du réseau de chaleur à l'aide de l'outil de simulation. Cette amélioration peut passer par le renforcement de l'isolation des canalisations ou par une réduction de la température d'alimentation du réseau afin d'estimer quels en seront les impacts économiques et environnementaux. Ces alternatives ont été étudiées dans la section 5.3 de l'article 2 et montre que le remplacement de l'isolation est moins intéressant que la diminution de température du réseau. Cette conclusion est logique au vu l'efficacité initiale du transport de l'énergie au sein du réseau abordé dans la section précédente. Toutefois, l'étude de la diminution de la température du réseau qui avait été réalisée dans l'article 2 ne s'intéressait qu'à l'économie réalisable sans envisager les aspects pratiques et les mesures à réaliser pour l'utilisation du réseau à un niveau de température réduit. Dès lors, cette étude a été complétée dans l'article 7 par l'intégration d'une pompe à chaleur haute température afin de répondre aux besoins ponctuels de l'un des bâtiments (l'hôpital) connecté au réseau de chaleur qui nécessite de la vapeur pour ses installations tout en alimentant l'ensemble du réseau de chaleur à une température plus faible.

La Figure 5.5 présente les principaux résultats de cette étude complémentaire et montre qu'une réduction de 40 °C permet une réduction d'environ 40 % des pertes à l'ambiance et une économie annuelle significative. Sachant que le coût d'installation d'une pompe à chaleur haute température avoisine les 1000 €/kW installé en 2018 selon [Engines, 2016], il est économiquement rentable d'en utiliser une pour réduire la température moyenne du réseau tout en permettant l'alimentation en vapeur de l'hôpital.

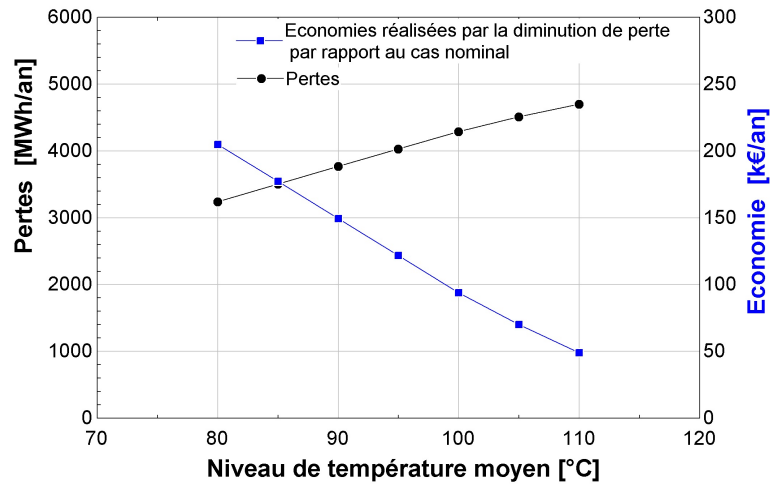


Figure 5.5 – Réduction des pertes à l’ambiance du réseau de chaleur et économie annuelle équivalente pour une réduction de la température d’alimentation du réseau.

1.4 Contrôle

Comme discuté dans la section détaillant le cas d’étude du chapitre 2, le contrôle de la puissance injectée dans le réseau de chaleur étudié est assez simple. Il découle d’une consigne de température dépendant de plusieurs paramètres, la loi d’eau. Par ailleurs, le débit est régulé en fonction du débit passant dans deux bâtiments caractéristiques (un par réseau de canalisation primaire utilisé).

De cette simplicité de contrôle résulte une différence de température moyenne annuelle relativement faible sur les différents réseaux de canalisations constituant le réseau de chaleur analysé. En effet, la différence de température du réseau mesurée est généralement comprise entre 10 et 13 °C ces dernières années. Cette différence de température est faible par rapport à celles qui sont fréquemment rencontrées sur des réseaux de chaleur et qui peuvent dépasser la trentaine de degrés comme l’attestent les références [Woods, 2014, EUDP, 2014, Danfoss, 2008, Frederiksen et Werner, 2013]. Dès lors, pour une puissance thermique donnée fournie au réseau de chaleur, ces faibles différences de température impliquent des débits plus élevés qui à leur tour entraînent une consommation électrique importante des pompes d’alimentation.

Toutefois, les pompes d’alimentation du réseau de chaleur ont été dimensionnées initialement pour fournir un débit nominal avoisinant les 1000 t/h. Cependant, les débits mesurés sur le réseau de chaleur sont significativement inférieurs comme illustrés sur la Figure 5.6 malgré la faible différence de température relevée. En effet, près de la moitié du temps, les pompes fonctionnent à un débit inférieur à 200 t/h ce qui implique une utilisation des pompes à un rendement inférieur à 45 %.

Partant de ces constats, une étude réalisée dans l’article 9 envisage l’économie annuelle d’un

simple remplacement de pompe sans pour autant changer la régulation qui y est liée. En première approximation, une pompe de même efficacité ¹¹ est considérée pour un débit nominal de 600 t/h afin de satisfaire au débit maximal relevé sur le réseau. L'utilisation de cette nouvelle pompe permettrait, sur base annuelle, une réduction d'environ 30 % de la consommation électrique d'une pompe qui se chiffre par une économie de 18 k€ sur les frais électriques et une réduction de 72 tonnes de CO₂ sur les émissions liées à la consommation électrique.

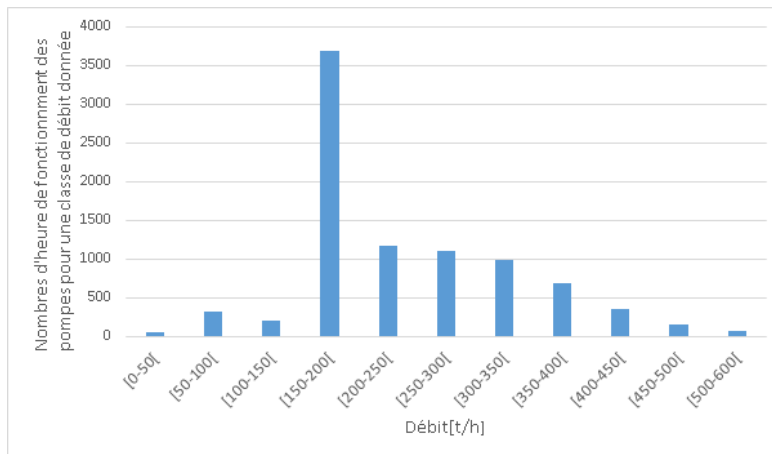


Figure 5.6 – Nombre d'heures de fonctionnement de la pompe du réseau de canalisations alimentant l'hôpital (feeder 3) en fonction du débit.

1.5 Analyses exergetiques

Pour clôturer cette section dédiée aux résultats de l'approche quasi-stabilisée, une analyse exergetique complémentaire est réalisée à l'aide de l'outil de simulation sur l'unité de cogénération du cas d'étude pour estimer la façon dont l'exergie du combustible disponible est récupérée en travail et en énergie thermique.

De plus, une seconde étude est également réalisée afin d'estimer la conversion de l'exergie primaire jusqu'à son utilisation finale dans les bâtiments. Cette analyse est détaillée dans l'article 5 et a été réalisée pour plusieurs configurations de systèmes de chauffage ainsi que plusieurs types de combustible afin de tenter d'établir un classement des méthodes d'alimentation thermique de bâtiments afin de positionner les réseaux de chaleur parmi ces systèmes. Toutefois, il convient d'effectuer la réserve suivante sur les résultats: les rendements de conversion des systèmes de chauffage qui ont été considérés sont ceux couramment utilisés dans le domaine résidentiel (à l'exception du réseau de chaleur où une méthodologie complémentaire a été proposée). Cependant, les rendements annuels généralement obtenus sur les installations réelles peuvent parfois s'éloigner fortement des

¹¹Au vu de la vétusté des pompes et des techniques de régulation actuelles, il serait possible d'envisager des pompes de plus haute efficacité. Toutefois, cet exemple se limite à utiliser l'outil développé à des fins d'analyse préliminaire et envisage une approche conservatrice.

rendements de référence, ce pour diverses raisons: mauvais dimensionnement, rendement plus faible à charge partielle... comme le soulignent les références suivantes [Ransy et al., 2018, Tanton et al., 1987, Reddy et al., 2016] pour les chaudières et les pompes à chaleur. Dès lors, une analyse au cas par cas peut donc être nécessaire pour affiner les conclusions qui sont énoncées dans ce travail qui se veut généraliste afin de positionner les réseaux de chaleur parmi les différents systèmes envisagés et démontrer l'intérêt de la méthodologie employée.

Processus de conversion d'énergie

Pour compléter l'analyse énergétique réalisée sur l'unité de cogénération du cas d'étude, une étude exergetique complémentaire est réalisée. Dans cette analyse, la variation de l'exergie de l'eau chaude sous pression produite est considérée pour une différence de température de 30 °C et une température de départ de 130 °C . L'exergie du combustible est, quant à elle, déterminée grâce à la relation détaillée dans l'article 5 (section 2.5.3) pour la détermination de l'exergie de combustibles solides.

Partant de ces hypothèses, il est possible de déterminer le rendement exergetique de l'unité de cogénération étudiée qui est de 22 % à charge nominale. Il se décompose respectivement entre 14 % de rendement thermique et 8 % de rendement électrique. A charge partielle, le rendement exergetique diminue jusqu'à 17.5 % lorsque la puissance thermique tend vers 0 (les tendances sont représentées sur la Figure 5.7). Le rendement exergetique en fonction de

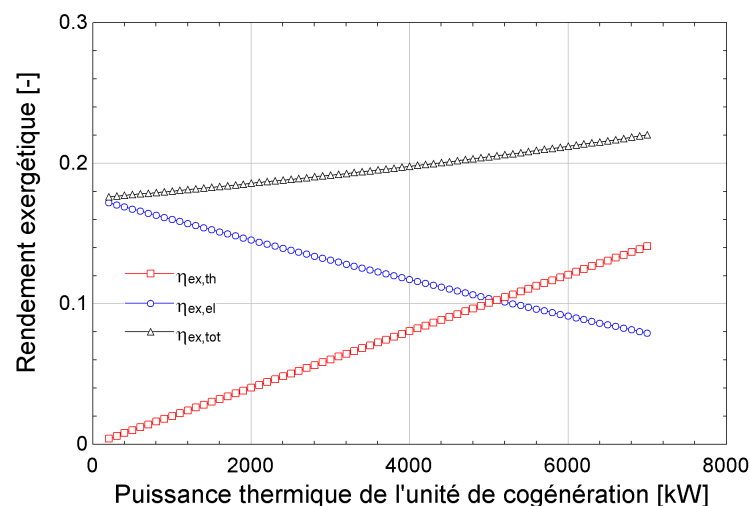


Figure 5.7 – Performances exergetiques de l'unité de cogénération étudiée en fonction de la puissance thermique.

la température de l'eau chaude produite par l'unité de cogénération (Figure 5.8) est également analysé: celui-ci (carré noir) augmente avec le rendement exergetique thermique (carré rouge), comme attendu, plus la température de l'eau est élevée. En effet, dans ce cas, les pertes exergetiques associées à une température de départ plus élevées sont plus faibles

(pour une même différence de température à l'échangeur). Une étude approfondie de la décomposition du rendement exergetique montre que l'exergie produite via la production d'électricité est constante (carré bleu). Cela est du au fait que le soutirage du cycle pour alimenter l'échangeur s'effectue à une pression fixe au travers d'une vanne de laminage. Dès lors, lorsque la température d'eau nécessaire pour l'alimentation de l'échangeur diminue, l'exergie correspondante est dégradée dans cette vanne de laminage au lieu d'être récupérée en travail. L'aspect exergetique permet donc d'identifier les limitations d'une unité de production afin d'éventuellement y remédier.

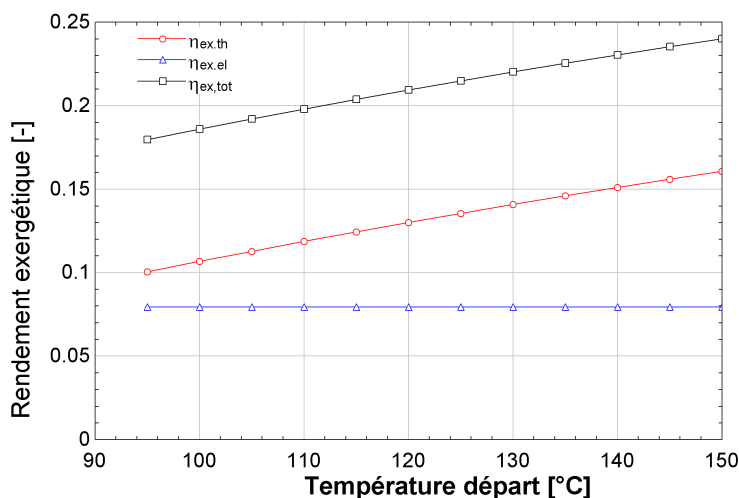


Figure 5.8 – Performances exergetiques (thermique et électrique) de l'unité de cogénération du cas d'étude pour différentes températures d'eau alimentant le réseau de chaleur (ΔT fixe de 30 °C).

Analyse des moyens de chauffage d'une habitation

Dans l'optique de l'utilisation optimale de l'énergie primaire, ce travail s'est également intéressé aux différents systèmes permettant l'alimentation en énergie thermique d'un bâtiment donné afin de les classer.

Le point de départ de cette étude repose sur le constat suivant: le domaine des bâtiments résidentiels considère comme système de chauffage de référence¹² l'utilisation d'une chaudière au gaz naturel à condensation couplée à un plancher chauffant. Ces systèmes sont utilisés afin de minimiser la température de départ et de retour de l'eau chaude produite par la chaudière. Dès lors, cette diminution de température permet d'une part de maximiser la récupération d'énergie sous forme latente dans les gaz d'échappement en condensant la vapeur d'eau qui y est présente et d'autre part de minimiser les pertes liées au système d'émission et de transport de la chaleur au sein du bâtiment de par l'utilisation d'une

¹²Tant dans le cadre d'une rénovation que dans le cadre d'une nouvelle construction.

température moyenne plus faible. Toutefois, le rendement énergétique de ce type de système est proche de l'unité mais la qualité de l'énergie y est dégradée. En effet, il est possible de montrer, en utilisant la théorie de [Martin et Wauters, 2011], que le rendement exergetique d'une combustion dans une chaudière alimentée au gaz naturel (assimilé à du méthane pur) pour un excès d'air de 0.15¹³ est d'environ 65 %. De plus, il est important de s'intéresser aux irréversibilités qui sont générées durant l'échange de chaleur entre les produits de combustion avec l'eau de chauffage¹⁴. Dans ce cas, le rendement exergetique de la chaudière en fonction de la température de l'eau chaude produite est illustré sur la Figure 5.9:

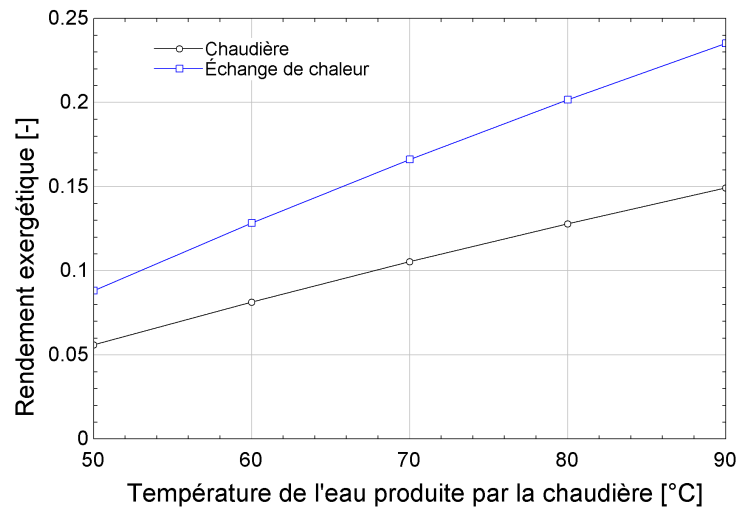


Figure 5.9 – Rendement exergetique d'une chaudière domestique alimentée au gaz naturel et de son échangeur.

Le rendement exergetique d'une chaudière est largement inférieur au rendement énergétique (proche des 100 %) à cause des irréversibilités des processus qui dégrade l'exergie du combustible. Au vu de ce constat préliminaire, il est proposé d'étudier d'autres moyens d'alimentation en énergie thermique des bâtiments afin de les classer. C'est cette analyse qui est largement détaillée dans l'article 5 et dont les principaux résultats sont résumés ci-après.

Cette étude porte sur quatre bâtiments représentatifs¹⁵ du parc immobilier belge, à savoir deux bâtiments quatre façades (dont un est isolé), un bâtiment semi-mitoyen et un bâtiment mitoyen. Pour l'ensemble de ces bâtiments les performances du système de chauffage ont été considérés pour leur configuration et performance actuelles. De plus, ceux-ci ont été également analysés dans le cadre d'une rénovation pour différents systèmes de chauffage ainsi que deux systèmes d'émissions de chauffage complémentaires: le chauffage central

¹³Il s'agit de conditions opératoires rencontrées en pratique comme le soulignent les études [Wégria et al., 2012, Sartor et al., 2014b].

¹⁴Dans cette analyse, une pression d'eau de 1.5 bar ainsi qu'une différence de température entre le départ et le retour à la chaudière de 20 °sont considérés.

¹⁵Ces types de bâtiments représentent 82 % du parc immobilier belge en 2015 selon les chiffres du SPF Economie [ICEDD, 2011].

Chapitre 5. Analyse d'un réseau de chaleur

traditionnel couplé à des radiateurs haute température (régime 80/60 °C) ou à un système d'émissions basse température (chauffage par le sol). La liste des systèmes de chauffage envisagés est la suivante:

- chaudière alimentée par plusieurs combustibles: gaz naturel, mazout et biomasse sous forme de pellets;
- réseau de chaleur alimenté à l'aide d'une unité de cogénération réalisée à postériori sur une centrale électrique;
- pompe à chaleur;
- radiateur électrique.

Les principales conclusions de ce travail ont montré que:

- l'alimentation en énergie thermique par un réseau de chaleur alimenté par une unité de cogénération permet une demande en exergie (et en énergie) relativement réduite par rapport au cas de référence (Figure 5.10) qu'est l'utilisation de la chaudière alimentée au gaz naturel à condensation couplée à un plancher chauffant;
- les pompes à chaleur se placent en seconde position;
- les différents types de chaudières ont significativement les mêmes performances exergétiques et énergétiques et ne se distinguent que par leur production de CO_2 ;
- la chaudière à pellets émet le moins d'émissions de CO_2 . Suivent ensuite les réseaux de chaleur¹⁶ et les pompes à chaleur¹⁷ de par leur meilleure utilisation de l'énergie primaire;
- comme attendu, le chauffage électrique provenant du réseau électrique est à proscrire tant d'un point de vue énergétique qu'exergétique.

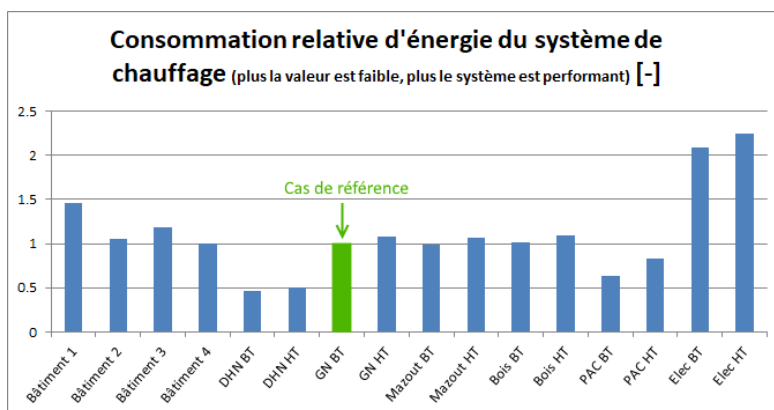


Figure 5.10 – Ratio de performance du système de chauffage.

Toutefois, il est bon de souligner que contrairement aux performances des chauffages électriques et des chaudières qui restent généralement similaires dans une large gamme de

¹⁶Voir le chapitre 7 - Erratum.

¹⁷Les mises en garde contre les autres polluants issus de la combustion de la biomasse restent toutefois en vigueur, comme cela a été abordé dans l'introduction générale et dans la section 1.2.

fonctionnement, les performances des pompes à chaleur peuvent largement varier en fonction du constructeur et des conditions opératoires comme l'étude [Gendebien et al., 2014] l'a déterminé expérimentalement. D'un autre côté, le cas considéré du réseau de chaleur alimenté par une unité de cogénération installée sur une centrale électrique est l'un des plus performant. En effet, l'alimentation des bâtiments étudiés par l'unité de cogénération du cas d'étude aurait conduit à des performances moindres de l'ensemble puisque celle-ci consomme davantage d'énergie primaire que lors d'utilisation de processus séparés. Une fois encore, il est important de souligner que la méthodologie doit être utilisée au cas par cas pour estimer correctement les performances de ces systèmes mais qu'elle possède la capacité de classer des processus de conversion d'énergie entre eux.

2. Politique wallonne de subsides

Au cours des différentes analyses qui ont été réalisées sur le réseau de chaleur de l'Université de Liège, certaines d'entre elles ont montré que l'utilisation optimale de l'unité de cogénération, c'est-à-dire son utilisation à puissance nominale durant une durée supérieure à celle opérée dans le cas de référence, n'impliquait pas une diminution des coûts de la chaleur. Ce comportement est d'autant plus inattendu que le rendement annuel de l'unité de cogénération augmente et permet donc une économie d'énergie primaire et une diminution des émissions globales de CO_2 devant donc naturellement permettre une diminution des coûts liés à l'utilisation de l'unité de cogénération. Cette tendance apparaît clairement dans l'article 6 qui traite de l'utilisation d'un stockage d'énergie thermique afin d'augmenter la durée d'utilisation de l'unité de cogénération à charge nominale et diminuer l'utilisation des chaudières alimentées au gaz naturel. Cependant, même si le système de stockage d'énergie intégré dans le réseau (grâce à l'inertie thermique de celui-ci et une stratégie de régulation adaptée) ne nécessite pas d'investissement supplémentaire, aucune diminution notable du coût de la chaleur n'a été relevée alors que le rendement moyen de l'unité de cogénération a augmenté. Une étude détaillée du coût de la chaleur réalisée à l'aide de l'outil de simulation montre que cette tendance n'est pas imputable à la composante du coût issue des chaudières de secours alimentées au gaz naturel. En effet, lorsque l'utilisation de l'unité de cogénération augmente, le coût de la chaleur de ces chaudières augmente puisque leur durée d'utilisation diminue au profit de l'unité de cogénération. Toutefois, cette augmentation devrait être contrebalancée par la diminution du coût de la chaleur de l'unité de cogénération puisqu'elle est utilisée plus fréquemment à un rendement annuel plus élevé, ce qui n'est pas le cas.

Compte tenu de ces conclusions préliminaires, l'article 6 section 5.5 analyse le cas d'école suivant: l'unité de cogénération est utilisée sans prendre en compte le profil de la demande réelle du réseau de chaleur et est considérée comme fonctionnant constamment à pleine charge selon une fréquence d'utilisation variable afin d'estimer la composante du coût de la chaleur de l'unité de cogénération indépendamment de celle des chaudières de secours. Dans cette analyse, seul le coût de la chaleur de l'unité de cogénération est donc considéré afin d'identifier les tendances de celui-ci en fonction de la fréquence équivalente à laquelle

l'unité de cogénération fonctionne à charge nominale (en heure par an). Le fonctionnement de l'unité de cogénération n'est toutefois pas considérée jusqu'à 8760 heures par an puisqu'un taux de panne et un taux de disponibilité¹⁸ sont considérés comme pour tout processus thermique.

La Figure 5.11 résume les résultats de cette analyse et montre que le coût de la chaleur de l'unité de cogénération diminue avec l'augmentation de son utilisation à charge nominale jusqu'à ce que son utilisation équivalente à puissance nominale n'atteigne les 4200 heures par an environ (courbe bleue). Au delà, le coût de la chaleur a tendance à très légèrement augmenter. Ce minimum local apparaît lorsque la limite d'octroi des subsides de l'unité de cogénération, à savoir les certificats verts, est atteinte soit 2 certificats verts par MWh électrique produit. Le nombre de certificats verts octroyés en fonction de la fréquence d'utilisation de l'unité de cogénération est représenté sur la courbe verte.

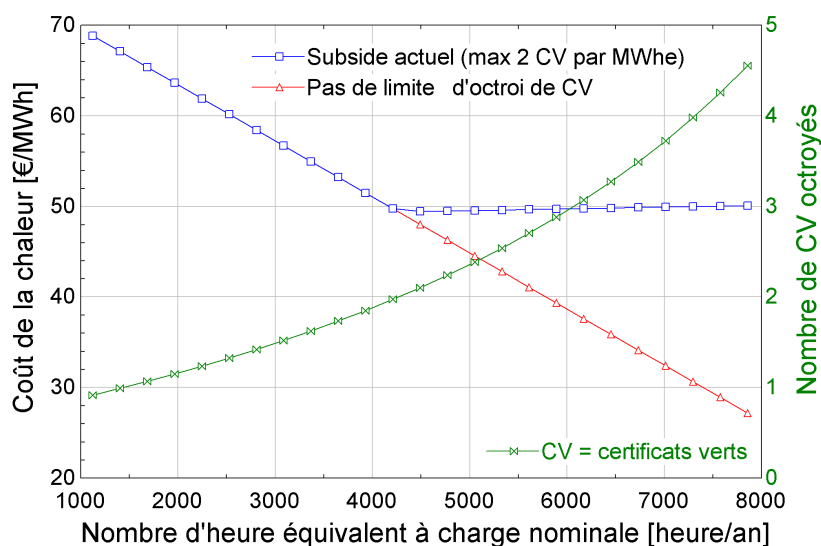


Figure 5.11 – Influence théorique d'une cogénération fonctionnant à puissance constante sur le coût de la chaleur.

Dans l'analyse initiale de l'unité de cogénération, la puissance thermique annuelle de référence qui est produite est d'environ 40 GWh par rapport à la demande du réseau qui est de 61 GWh. Cela correspond donc à un temps équivalent où l'unité de cogénération fonctionne à charge nominale de 5800 heures environ. Dès lors, quels que soit les moyens mis en place afin de maximiser le rendement annuel de la cogénération, ceux-ci impliqueraient un coût de la chaleur légèrement plus élevé¹⁹. Dans le cas où la limite d'octroi des certificats verts était levée, le cout de la chaleur diminuerait avec l'augmentation du nombre d'heures

¹⁸Ceux-ci valent respectivement 2 % et 98 % dans le cas d'une unité de cogénération alimenté par de la biomasse [Rolf et al., 1999].

¹⁹C'est pourquoi le coût de la chaleur de l'unité de cogénération ne compense pas l'augmentation du coût de la chaleur des chaudières de secours du cas d'étude.

équivalent où l'unité de cogénération fonctionne à puissance nominale, tendance qui est représentée sur la courbe rouge. La situation actuelle concernant l'octroi des certificats verts n'est donc pas propice à l'augmentation de l'efficacité énergétique du cycle ainsi qu'à la diminution des émissions de CO_2 qui y serait liée alors que la politique de subsides concernée est dédiée, a priori, à ces objectifs.

Il s'agit donc d'un autre aspect capable d'être traité par l'outil de simulation.

3. Approche dynamique

L'atout majeur de la modélisation dynamique du transport de l'énergie thermique détaillé dans le chapitre précédent réside essentiellement dans sa capacité à vérifier que les utilisateurs finaux disposent de la puissance thermique et du niveau de température nécessaire pour alimenter leur sous-station afin d'assurer le confort des occupants dans les bâtiments connectés au réseau de chaleur. En effet, plus la température d'alimentation de ces sous-stations diminue, plus la puissance thermique échangée diminue (pour un même débit massique). Une solution peut consister à augmenter le débit passant dans la sous-station mais, en général, l'accroissement de puissance échangée est relativement faible alors que la consommation électrique des pompes d'alimentation du réseau augmente, elle, de manière significative. Ce comportement est d'autant plus problématique, qu'il en est de même pour les émetteurs de chaleur au sein des bâtiments étudiés qui sont en cascade avec la sous-station. Ceux-ci ont généralement été dimensionnés pour un régime de température donné, par exemple pour de nombreux vieux bâtiments, le régime de température 90/70 °C²⁰. Il est donc indispensable de s'assurer que les utilisateurs les plus lointains des sources de production de chaleur puissent être alimentés avec une température suffisante sans quoi les performances des émetteurs s'en verront diminuées avec un risque potentiel d'inconfort. Pour quantifier cette perte de puissance d'un corps de chauffe, la Figure 5.12 montre la puissance échangée avec l'ambiance d'un radiateur de type 21²¹ d'une puissance nominale de 2 kW dont le régime de température nominal est le régime 90/70 °C pour une différence de température constante de 20 °C. Par exemple, lorsque la température d'alimentation du radiateur est de 80°C, le radiateur échange environ 20 % d'énergie en moins avec l'ambiance. Dès lors, dans certaines conditions, cette diminution de température à l'entrée de la sous-station et donc à l'entrée du corps de chauffe peut mener à un inconfort d'autant plus important que le corps de chauffe a été correctement dimensionné c'est-à-dire sans coefficient de sécurité démesuré.

Le modèle dynamique de transport de l'énergie au sein du réseau détaillé dans l'article 8 permet donc de considérer cet aspect puisque le moment auquel un bâtiment est atteint par une onde de chaleur est évalué. Cette approche dynamique globale permet également

²⁰ Un corps de chauffe développe sa puissance thermique nominale pour une température d'entrée de 90 °C et une température de sortie de 70 °C.

²¹ Il s'agit d'un type de radiateur composé de deux parois verticales dont une possède des ailettes.

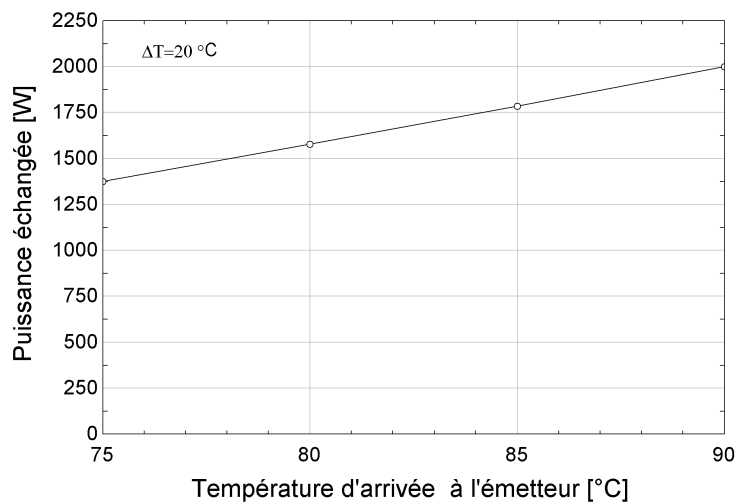


Figure 5.12 – Influence théorique de la température sur la puissance dissipée d'un radiateur de type 21 selon [et climat Université catholique de Louvain,].

d'envisager des stratégies de contrôle (au sens large du terme) tout en s'assurant du confort des occupants des différents bâtiments connectés au réseau. Finalement, bien que cet aspect ne soit pas traité dans ce travail, il est également possible d'évaluer quelle serait l'influence de consommateurs devenant producteurs comme par exemple un rejet à basse température d'un processus industriel ou encore des particuliers envoyant sur le réseau de chaleur de l'énergie thermique provenant de panneaux solaires thermiques et envisager quels seraient les impacts sur le ou les processus de production.

Pour illustrer la comportement dynamique du réseau, un exemple d'analyse est traité dans l'article 9 dans lequel l'étude du contrôle du débit du réseau de chaleur est évalué pour l'un des deux réseaux primaires principaux du cas d'étude. En effet, la différence de température annuelle moyenne relevée entre le départ et le retour de la chaufferie centrale est assez faible, de l'ordre de 13 °C alors que l'on s'attend à obtenir une valeur de loin supérieure à 20 °C. En général cette différence de température peut atteindre 30 voire 40 °C afin de minimiser la température de retour et les pertes à l'ambiance qui y sont liées ainsi que le débit et donc la consommation électrique des pompes comme le soulignent les références [EUDP, 2014, Woods, 2014, Danfoss, 2008]. Des mesures réalisées sur quelques sous-stations du cas d'étude indiquent que certaines d'entre elles fonctionnent par ailleurs avec une différence de température de l'ordre de 5 °C environ. Il est dès lors envisagé de simuler une régulation alternative du débit d'alimentation des sous-stations pour maximiser cette variation de température. Afin d'atteindre cet objectif, un régulateur PID est implémenté sur chacune des sous-stations du côté primaire afin de maximiser la différence de température à chaque sous-station à 25 °C à l'aide d'une vanne pilotée lorsque cela est possible. En effet, il est indispensable d'imposer une contrainte supplémentaire au système et de limiter la température de retour à un seuil minimal qui est considéré dans cette étude à 80 °C. Cette

limite est nécessaire pour s'assurer de la puissance échangée à la sous-station au vu de son dimensionnement nominal. En effet, en dessous de cette température, un inconfort pourrait être ressenti dans le bâtiment puisque l'échangeur de la sous-station et par extension les corps de chauffe ne seraient plus à même de satisfaire les besoins thermiques du bâtiment²². Cette contrainte supplémentaire permet, en outre, d'obtenir un débit minimal dans l'échangeur même lorsque la température d'alimentation de celui-ci devient élevée.

Cette étude est donc dédiée à comparer les profils de température obtenus à la sortie de l'échangeur de la sous-station avec la régulation actuelle et la régulation proposée (Figure 5.13) pour s'assurer que le fonctionnement de cette régulation alternative n'altère pas les performances de la sous-stations et donc permet de maintenir le confort dans les bâtiments. Elle ne tient cependant pas compte des aspects économiques liés à l'implémentation de la régulation sur les sous-station mais permet de mettre en avant ses bénéfices.

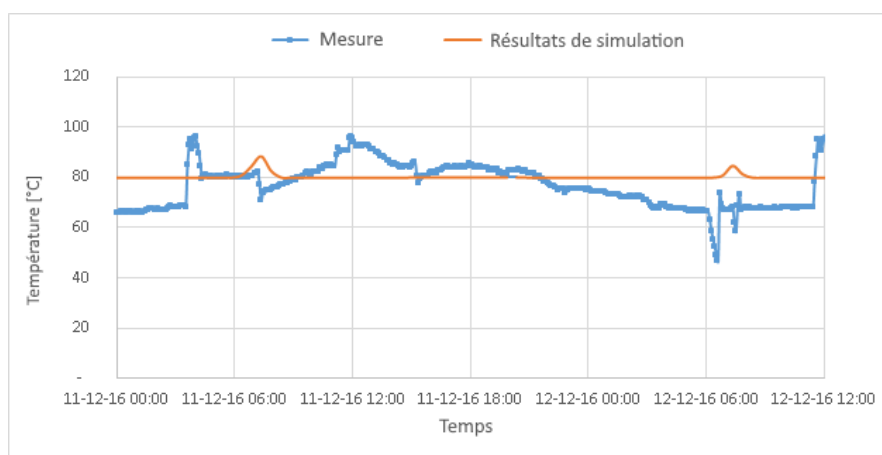


Figure 5.13 – Exemple de profil de température d'alimentation d'un bâtiment du réseau de chaleur mesuré (en bleu) et simulé lorsque le débit est régulé à l'aide d'un régulateur PID (en orange).

La présence d'un système de régulation dédié permet de maintenir à une température de 80°C la température de départ de la sous-station. De plus, cela permet de diminuer significativement la consommation de la pompe d'alimentation du réseau (-30 %) vu la plus grande différence de température aux sous-stations et donc le plus faible débit nécessaire dans le réseau de chaleur pour une même puissance échangée. Cette diminution de consommation électrique permet une économie financière annuelle de 9.4 k€ et réduit les émissions de CO₂ de 70 tonnes. Finalement puisque la différence de température aux sous-stations est plus élevée, il en va de même pour celle du réseau de chaleur. Dès lors, la température moyenne du réseau est plus faible et donc les pertes du réseau diminuent d'environ 7 %.

²²Une température de départ du circuit secondaire de la sous-station de 80°C est nécessaire pour que les radiateurs puissent assurer le confort dans le bâtiment.

La présence de petits rebonds périodiques sur le profil de température simulé à la sortie de l'échangeur de la sous-station s'explique par la limite imposée au régulateur sur la différence de la sous-station, à savoir 25 °C. En effet, il peut arriver que la température d'alimentation de l'échangeur de la sous-station soit supérieure à 105 °C, ce qui peut augmenter la puissance échangée à l'échangeur et donc la température de départ.

4. Conclusions

Les différentes analyses exposées dans ce chapitre qui ont été réalisées sur le cas d'étude à l'aide de l'outil de simulation développé permettent donc d'estimer les performances des différents composants d'un réseau de chaleur et de calculer le coût de la chaleur de ce réseau tout en tenant compte des différentes interactions entre ses composants. Il est bon de souligner que ces analyses sont renforcées par la prise en compte du contexte économique et des politiques de subside pour la détermination de ce coût de la chaleur. De plus, le modèle de combustion développé, qui permet de déterminer la nécessité ou non d'utiliser des moyens de dépollution pour certaines unités de production, permet de compléter le bilan économique et environnemental de l'outil de simulation.

Finalement, le modèle dynamique du transport de l'énergie thermique d'un réseau de chaleur décrit dans le chapitre précédent a été utilisé sur le cas d'étude. Bien que cette analyse complémentaire ne soit qu'une des alternatives décrites dans le chapitre 2 liés à la dynamique des réseaux de chaleur, elle permet de compléter l'outil de simulation et d'envisager de nombreuses perspectives à ce travail qui seront exposées dans le chapitre suivant.

6 Conclusions et perspectives

Ce dernier chapitre reprend les principales conclusions du travail de recherche décrit tout au long de ce manuscrit. Des perspectives sont également envisagées pour étendre le travail de recherche actuel et proposer des pistes d'amélioration.

1. Conclusions

Dans le contexte énergétique actuel, des scénarios d'économie d'énergie doivent être étudiés pour réduire la consommation énergétique mondiale et les émissions polluantes qui y sont liées; non seulement pour respecter divers engagements que de nombreux états ont ratifiés sur la scène internationale, mais également, car les émissions sont dévastatrices tant pour la santé humaine que pour l'environnement. Parmi ces consommations, le secteur du chauffage et de la climatisation des bâtiments représente environ 30 % de la consommation totale d'énergie en Europe. C'est donc dans ce contexte que ce travail de recherche s'inscrit en étudiant les possibles réductions de ces consommations par l'intermédiaire de l'utilisation des réseaux de chaleur. En effet, ceux-ci permettent d'intégrer de nombreuses technologies et sources d'énergie. Dès lors, il est possible de renforcer le développement des systèmes à haute efficacité énergétique comme les unités de cogénération et favoriser l'utilisation des énergies renouvelables malgré le caractère intermittent de certaines d'entre elles.

Pour tenter d'atteindre cet objectif, le développement d'un outil synthétique permettant d'estimer les gains tant énergétiques, économiques qu'environnementaux de différentes configurations de réseaux de chaleur a été réalisé. Celui-ci est composé de nombreux modèles capables de simuler les performances des différents systèmes constituant un réseau de chaleur. Une fois couplés, l'outil est capable d'estimer l'efficacité globale du système de chauffage de bâtiments. Cette étape permet d'améliorer le processus décisionnel tant lors d'études de faisabilité et de conception d'un réseau de chaleur que lors d'études portant sur la rénovation comportant des scénarios d'amélioration d'un réseau existant. Ces modèles permettent alors de chiffrer d'un point de vue économique et environnemental les avantages et éventuels inconvénients de ces scénarios alternatifs. Un soin tout particulier a été réalisé quant à

L'analyse du cheminement de l'énergie selon l'axe «production-transport-consommation» (les sources de production d'énergie, le réseau de chaleur et les bâtiments) afin d'étudier les nombreuses interactions et influences entre ces différents composants. Parmi ceux-ci, les unités de cogénération sont étudiées dans ce travail, car elles représentent une solution à haute efficacité énergétique qui est donc à même d'opérer une réduction significative des besoins en énergie primaire. De plus, l'alimentation de ces unités de cogénération peut s'effectuer à l'aide d'un grand nombre d'énergies alternatives, dont la biomasse, sur laquelle ce travail de recherche s'est concentré, ou encore la valorisation des déchets ou des rejets industriels. L'outil de simulation développé permet d'estimer d'une part les performances d'un système de production à charge nominale, mais également à charge partielle lorsque celui-ci est couplé à un réseau de chaleur. En effet, la variabilité du profil de demande de chaleur des consommateurs peut influencer de façon significative la performance annuelle de l'ensemble du système et donc les conclusions que l'on peut tirer de l'utilisation de tels systèmes lorsqu'ils sont couplés à un réseau de chaleur. Finalement, une estimation des pertes mécaniques (pompes d'alimentation...) et thermiques (réseau de chaleur, système de production...) est également réalisée afin d'étendre les interactions considérées entre les différents composants du réseau. L'intégration de tous ces aspects en un outil de simulation synthétique et générique est donc l'une des principales contributions du présent travail.

La deuxième contribution majeure de ce travail est la participation à l'implémentation d'un modèle du transport de l'énergie thermique au sein d'une canalisation. Ce modèle est à la fois complet d'un point de vue physique, puisqu'il tient compte de l'inertie de la canalisation et des pertes à l'ambiance, mais est également robuste et plus rapide que de nombreuses méthodes disponibles dans la littérature et dans les logiciels de simulation actuels (commerciaux ou non). La robustesse et la rapidité de ce modèle constituent deux éléments complémentaires de cet outil, car il est destiné, à terme, à réaliser des études portant sur de longues périodes et de très nombreuses configurations différentes de réseau de chaleur afin de trouver celle qui est optimale selon des critères définis.

La troisième contribution majeure de ce travail est la réalisation d'un modèle de combustion incomplète qui améliore les résultats obtenus par l'outil de simulation d'un point de vue environnemental. Celui-ci est utilisé afin d'estimer les émissions de plusieurs polluants atmosphériques dont les oxydes d'azote et de soufre qui sont réglementés ainsi que les émissions de CO_2 émises lors d'une combustion pour la production d'énergie. La réglementation sur les émissions de polluants peut en effet impliquer l'utilisation de procédés coûteux afin de les réduire à des seuils acceptables. Dès lors, les aspects financiers liés à leur éventuelle introduction dans le système global peuvent être considérés par l'exploitant à l'aide de ce modèle. Bien que ce modèle soit capable d'estimer certaines émissions découlant de l'utilisation du gaz naturel, l'accent de celui-ci est toutefois porté sur la combustion de la biomasse de par son rôle dans la transition énergétique. En effet, celle-ci représente (et devrait représenter) la majeure partie des énergies renouvelables qui sont utilisées en Europe.

Il est également notable de souligner que les informations nécessaires à l'établissement

de ces analyses, outre les caractéristiques dimensionnelles des composants du réseau de chaleur, sont peu nombreuses et sont facilement accessibles dans la littérature ou peuvent être estimées par le biais de modèles qui ont été abordés dans ce travail. Il est donc possible d'étendre ce type de travail à de très nombreuses configurations de réseaux de chaleur et de systèmes de production. En effet, les configurations présentées dans ce travail ne forment qu'une parcelle des possibilités qu'il est possible d'envisager. De par son caractère générique, l'outil permet également d'adapter les études en fonction des contextes énergétiques propres à d'autres régions ou nations: politique de subsides, coût de l'énergie, contexte (géo)-politique et social (habitude de consommations et moyens de chauffage employés historiquement).

L'ensemble de cette approche synthétique utilisée dans l'outil de simulation a été appliquée sur un cas d'étude réel, à savoir le réseau de chaleur de l'Université de Liège. L'analyse préliminaire et continue de ce cas d'étude tout au long de ce travail de recherche a permis d'obtenir de précieuses données expérimentales. Ces données ont été utilisées pour la validation de certains des modèles développés dans l'outil de simulation, mais également afin de se rendre compte des différents aspects qui jalonnent le cheminement de l'énergie selon l'axe «production-transport-consommation» et de guider le travail de recherche en fonction. En effet, alors qu'un modèle de combustion complète avait été initialement envisagé, un modèle de combustion incomplète a finalement été implémenté au vu des nombreuses réglementations qui ont évolué quant à l'usage de la biomasse. D'autre part, l'impact significatif du profil de la demande de chaleur sur les performances de l'unité de cogénération couplée à un réseau de chaleur a également pu être démontré. Finalement, l'analyse du cas d'étude a souligné l'inadéquation du mécanisme de subsides de l'unité de cogénération étudiée. En effet, ce mécanisme ne favorise pas l'exploitant à améliorer la gestion du réseau de chaleur ni ses unités de production. De plus, l'absence de critères permettant une économie d'énergie primaire significative a également été mise en avant puisque l'unité de cogénération du cas d'étude consomme davantage d'énergie primaire que la production séparée d'énergie thermique et électrique.

Pour conclure, l'étude exergétique de l'unité de cogénération ainsi que des systèmes de chauffage a permis de montrer l'importance du niveau de température sur les performances de l'unité de cogénération. De plus, cette dernière étude a montré l'intérêt de l'usage de ces systèmes de production; lorsqu'ils sont correctement dimensionnés, pour minimiser la consommation d'énergie primaire dans le domaine du chauffage des bâtiments par une utilisation optimale de l'exergie disponible.

2. Perspectives

Ce travail de recherche s'est focalisé sur les aspects liés au cas d'étude comme la possible utilisation de pompes à chaleur pour réduire la température du réseau et donc les pertes, la récupération d'énergie sur les gaz d'échappement de l'unité de cogénération pour augmenter son rendement, la combustion incomplète pour estimer les polluants... Toutefois, l'outil

développé est évidemment capable d'étudier d'autres systèmes telles que l'utilisation d'énergie solaire, éolienne... Par ailleurs, le choix de ne pas s'être penché davantage sur l'intégration d'électricité renouvelable est conditionné par la géolocalisation du cas d'étude qui est peu propice à l'éolien et par la grande consommation d'électricité relevée qui permet d'installer du solaire photovoltaïque tout en autoconsommant la quasi intégralité de la production jusqu'à une certaine puissance installée. En effet, l'installation d'une centrale de production photovoltaïque d'environ 466 kWc a d'ailleurs récemment été construite à l'Université de Liège. Des mesures réalisées sur cette installation ont montré une autoconsommation de près de 99.8 %. Toutefois, ces aspects mériteraient d'être également envisagés pour d'autres réseaux belges ou européens en fonction des politiques de subsides et/ou du contexte législatif¹.

Par ailleurs, les propositions initiales de pistes d'amélioration ne sont évidemment pas les seules qu'il conviendrait d'envisager. En effet, le chauffage solaire, la mise en place d'un réseau de chaleur basse température couplé à des pompes à chaleur dans chaque bâtiment ainsi que l'utilisation de réseaux (tant électrique que thermique) dits «intelligents» ne sont que quelques-uns des nombreux thèmes qu'il conviendrait d'approfondir et d'incorporer au présent travail pour étendre son domaine d'application.

La modélisation de la combustion de la biomasse devrait également être étendue à d'autres types de biomasse et à la combustion de déchets qui sont de composition très variable de par leur nature. En effet, l'incinération de déchets peut devenir un atout majeur tant dans la production durable d'énergie que dans la gestion durable des déchets qui se développe peu à peu en Belgique. Par ailleurs, une étude approfondie portant sur les émissions de particules devrait compléter l'approche qui a été développée dans ce travail. En effet, les particules sont néfastes pour la santé humaine. Sachant que la génération actuelle des particules dans le domaine du chauffage provient essentiellement de la combustion du bois, il conviendrait d'étudier des moyens techniques pour les réduire. De plus, des estimations sont nécessaires afin de déterminer si les poussières générées par l'utilisation de biomasse en tant qu'énergie primaire n'aient pas une influence négative sur la santé humaine par rapport à celles qui sont actuellement issues de la combustion de combustibles conventionnels.

D'un autre côté, il a été constaté que sur le cas d'étude la régulation de la puissance injectée était fort simpliste. Or, la régulation a un impact significatif sur les pertes du réseau de chaleur, la consommation des pompes d'alimentation et le confort des usagers. Dès lors, il serait souhaitable de s'intéresser davantage à cette thématique. Un autre aspect lié à des stratégies de régulation réside dans la prédiction de la demande en chaleur des bâtiments. Cette prédiction permettrait d'améliorer la régulation, mais aussi le dimensionnement des installations afin de limiter la dégradation énergétique (et économique) qui est liée à un surdimensionnement de ces installations. Bien que des modèles relativement précis afin d'estimer les consommations

¹En Belgique, le climat politique concernant le solaire photovoltaïque est, à l'heure de la rédaction de cette thèse, ambigu et pourrait ajouter au calcul de rentabilité de ces installations des frais supplémentaires sous forme de taxes qui n'existent pas actuellement.

de bâtiments aient été abordés, il convient également de prendre en compte une variable supplémentaire qui est le facteur humain. Ce facteur devrait être étudié de manière plus spécifique pour les «petits» réseaux où ces effets peuvent devenir significatifs et ne sont plus masqués par une large gamme de comportements différents.

Concernant la programmation de l'outil de simulation, celui-ci est développé dans un langage open source mais la plateforme de modélisation ne l'est quant à elle pas. Afin de permettre à tout un chacun d'utiliser cet outil, une validation de ce travail pourrait être réalisée sur une plateforme open source comme OpenModelica ou encore JModelica.

À l'aide des différents modèles réalisés dans ce travail, il est possible d'envisager le développement d'un outil décisionnel complémentaire afin d'optimiser le réseau de canalisations d'un réseau de chaleur selon les caractéristiques d'une zone. En fonction de la densité de bâtiments de cette zone, du relief du terrain ainsi que des profils de consommation des différents bâtiments, la rentabilité économique du réseau peut être maximisée en réduisant les coûts d'installation des canalisations. De plus, une meilleure gestion des sources de production, de par leur implémentation dans la zone considérée, est également réalisable. En effet, l'influence de la consommation des bâtiments sur les performances de certaines unités de production a été démontré dans ce travail. Dès lors, il serait possible de réduire l'énergie primaire utilisée ainsi que des émissions qui y sont liées.

Finalement, il serait également intéressant d'étudier la détection de fuite ou d'anomalies des composants constituant le réseau de chaleur. En effet, les anomalies sont généralement critiques tant pour les coûts que pour l'environnement. Dès lors, il serait opportun de pouvoir les diagnostiquer au plus vite pour maîtriser les coûts qui y sont liées en cas de panne et limiter leurs impacts sur l'environnement.

Bibliographie

- [Ab et al., 2008] Ab, Z. W. E., Nyköping, S., Energiteknik, B., et Vtt, D. (2008). District Heating Distribution in Areas with Low Heat Demand Density. *Symposium A Quarterly Journal In Modern Foreign Literatures*, pages 23–25.
- [ADEME, 2013] ADEME (2013). Les avis de l’ADEME - Bois énergie et qualité de l’air. Technical report, Ademe.
- [ADEME, 2014] ADEME (2014). Base carbone v11. Technical report, ADEME.
- [ADEME, 2015] ADEME (2015). Forêt et atténuation du changement climatique. Technical report, ADEME.
- [ADEME et al., 2014] ADEME, SER, et Uniclimate (2014). Charte de qualité « Flamme Verte ».
- [Agency, 2012] Agency, E. E. (2012). Combined heat and power (CHP). Technical report, Danish Energy Agency.
- [AIB-Vinçotte, 2012] AIB-Vinçotte (2012). Chaudière biomasse du Sart Tilman - Test de performance - Rapport d’essai. Technical report, AIB-Vinçotte, Bruxelles.
- [AIB-Vinçotte, 2014] AIB-Vinçotte (2014). Chaudière biomasse du Sart Tilman - Test de performance - Rapport d’essai. Technical report, AIB-Vinçotte, Bruxelles.
- [Ajah et al., 2007] Ajah, A. N., Patil, A. C., Herder, P. M., et Grievink, J. (2007). Integrated conceptual design of a robust and reliable waste-heat district heating system. *Applied Thermal Engineering*, 27(7 SPEC. ISS.):1158–1164.
- [Andersen et al., 2011] Andersen, E., Furbo, S., et Chen, Z. (2011). Thermal stratification in hot water storage tanks with fabric stratification inlet pipes. In *International Solar Energy Society*, page 8.
- [APERe ASBL, 2017] APERe ASBL (2017). Observatoire des prix. Technical report, APERe ASBL.
- [Association, 2016] Association, I. B. (2016). Study on Biomass Combustion Emissions. Technical report, Fehily Timoney & Co.

Bibliographie

- [Aubry, 1991] Aubry, M. (1991). Tuyauteries- Compensateurs de dilatation. Technical report, Techniques de l'ingénieur.
- [AUROY et al., 2011] AUROY, R., BOUTEFEU, D., RICHEZ, N., et Samri, D. (2011). Le développement du bois énergie : solution durable pour répondre au défi énergétique ? Technical report, Ecole Nationale des Ponts et Chaussées.
- [Averfalk et al., 2017] Averfalk, H., Ingvarsson, P., Persson, U., Gong, M., et Werner, S. (2017). Large heat pumps in Swedish district heating systems.
- [Basciotti et al., 2011] Basciotti, D., Judex, F., Pol, O., et Schmidt, R.-r. (2011). Sensible heat storage in district heating networks: a novel control strategy using the network as storage. In *6th International Renewable Energy Storage Conference and Exhibition (IRES 2011)*.
- [Bayón et Rojas, 2014] Bayón, R. et Rojas, E. (2014). Analytical function describing the behaviour of a thermocline storage tank: A requirement for annual simulations of solar thermal power plants. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 68:641–648.
- [Bennett, 2006] Bennett, A. (2006). *Lagrangian Fluid Dynamics*. Cambridge Monographs on Mechanics. Cambridge University Press.
- [Bennett, 2017] Bennett, L. (2017). Deforestation and Climate Change. Technical report, Climate Institute, Washington.
- [Benonysson et al., 1995] Benonysson, A., Bøhm, B., et Ravn, H. F. (1995). Operational optimization in a district heating system. *Energy Conversion and Management*, 36(5):297–314.
- [Bernard, 2011] Bernard, J. (2011). *Génie énergétique - Énergie solaire*. Ellipses edition.
- [Blandin, 2010] Blandin, D. (2010). *Modélisation et validation expérimentale de nouveaux concepts de ballons solaires à forte stratification*. PhD thesis, Université de Lyon.
- [Bøhm, 2000] Bøhm, B. (2000). On transient heat losses from buried district heating pipes.
- [Bohm, 2001] Bohm, B. (2001). Experimental determination of heat losses from buried district heating pipes in normal operation. *Heat Transfer Engineering*, 22(3):41–51.
- [Bohm, 2002] Bohm, B. (2002). IEA District heating and cooling annex VI: Simple models for operational optimisation. Technical report, Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark.
- [Book, 2003] Book, T. (2003). Plant Engineer's Reference Book. *Plant Engineer's Reference Book*, pages 1–7.
- [BOUVOT, 2001] BOUVOT, S. (2001). Etude de valorisation des cendres de chaufferies bois. Technical report, ADEME.

- [Boyce, 2002] Boyce, M. P. (2002). *Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants*. ASME Press.
- [Boyle, 2014] Boyle, K. (2014). District heating and heat network design.
- [Breeze et Breeze, 2014] Breeze, P. et Breeze, P. (2014). Chapter 6 – Combined Heat and Power. In *Power Generation Technologies*, pages 111–127.
- [Brennen, 2011] Brennen, C. E. (2011). *Hydrodynamics of pumps*, volume 9781107002.
- [Bublitz et al., 2017] Bublitz, A., Keles, D., et Fichtner, W. (2017). An analysis of the decline of electricity spot prices in Europe: Who is to blame? *Energy Policy*, 107:323–336.
- [CEEB, 2017] CEEB, S. (2017). Evolution du coût des énergies en centimes d'€ TTC/kWh PCI pour un usage en chauffage principale. Technical report, Propellet France.
- [Center, 2012] Center, B. E. R. (2012). Biomass supply and carbon accounting for Southeastern Forests. Technical report.
- [Cherubini et al., 2011] Cherubini, F., Peters, G. P., Berntsen, T., Strømman, A. H., et Hertwich, E. (2011). CO₂ emissions from biomass combustion for bioenergy: Atmospheric decay and contribution to global warming. *GCB Bioenergy*, 3(5):413–426.
- [Christiansen, 2010] Christiansen, H. F. (2010). Small scale biomass co-generation Danish experience and perspective. Technical report, Danish Energy Agency.
- [Collins, 2015] Collins, R. W. (2015). *A Power Plant Primer for District Energy Systems*. Lulu.com.
- [Colmenar-Santos et al., 2017] Colmenar-Santos, A., Borge-Díez, D., et Asensio, E. R. (2017). *District Heating and Cooling Networks in the European Union*. Springer International Publishing.
- [Commission, 1997] Commission, E. (1997). Livre blanc établissant une stratégie et un plan d'action communautaires. Technical report, Commission Européenne.
- [Commission, 2005] Commission, E. (2005). Biomass action plan. Technical report, Commission Européenne.
- [Commission, 2011] Commission, E. (2011). Energy Roadmap 2050. Technical report, Commission Européenne.
- [CWAPE, 2016] CWAPE (2016). CWAPE.
- [Dahm, 2001] Dahm, J. (2001). District Heating Pipelines in the Ground - Simulation Model. Technical report, Dept. of Building Services Engineering, Chalmers University of Technology.

Bibliographie

- [Danfoss, 2008] Danfoss (2008). The heating book 8 Steps - Control of heating systems. Technical report, Danfoss.
- [de Cherisey, 2014] de Cherisey, H. (2014). Consommer du granulé de bois français en France, plu efficace pour le climat. *Bioénergie internationale*, 32:17–19.
- [del Hoyo Arce et al., 2018] del Hoyo Arce, I., Herrero López, S., López Perez, S., Rämä, M., Klobut, K., et Febres, J. A. (2018). Models for fast modelling of district heating and cooling networks.
- [DHCNews, 2014] DHCNews (2014). Gestion de la dilatation : mode d'emploi.
- [Dimitrijević et Tatić, 2012] Dimitrijević, Z. et Tatić, K. (2012). The economically acceptable scenarios for investments in desulphurization and denitrification on existing coal-fired units in Bosnia and Herzegovina. *Energy Policy*, 49:597–607.
- [Dlestrac, 2016] Dlestrac, D. (2016). Cargos, la face cachée du fret.
- [Dobos et Abonyi, 2011] Dobos, L. et Abonyi, J. (2011). Controller tuning of district heating networks using experiment design techniques. *Energy*, 36:4633–4639.
- [Duffie et Beckman, 2013] Duffie, J. A. et Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons, Inc.
- [DUMITRESCU et MINCIUC, 2015] DUMITRESCU, I.-S. et MINCIUC, E. (2015). Réseaux de chaleur - Transport. Technical report, Techniques de l'Ingénieur.
- [Durable, 2008] Durable, D. d. l. e. d. B. (2008). Les émissions de polluants liée à la consommation énergétique.
- [Edwards et al., 2011] Edwards, R., Larivé, J.-F., et Beziat, J.-C. (2011). Well-to-wheels Analysis of Future Automotive Fuels and Powertrains in the European Context. Technical report, European Commission Joint Research Centre, Institute for Energy; EUCAR, CO.
- [Electric, 2017a] Electric, G. (2017a). HA technology now available at industry-first 64 percent efficiency.
- [Electric, 2017b] Electric, S. (2017b). Thermis.
- [Energi Styrelsen, 2012] Energi Styrelsen, L. (2012). Technology data for energy plants: Generation of Electricity and District Heating. *Energy Storage and Energy Carrier Generation and Conversion*.
- [energy Agency, 2012a] energy Agency, D. (2012a). Technology data for energy plants - Generation of Electricity and District Heating, Energy Storage and Energy Carrier Generation and Conversion.
- [energy Agency, 2012b] energy Agency, D. (2012b). Technology data for energy plants - Individual Heating Plants and Energy Transport. Technical report, Danish energy agency.

- [Engines, 2016] Engines, V. H. (2016). New industrial heat pump produces heat in the very high temperature range.
- [Ertesvåg, 2007] Ertesvåg, I. S. (2007). Sensitivity of chemical exergy for atmospheric gases and gaseous fuels to variations in ambient conditions. *Energy Conversion and Management*, 48(7):1983–1995.
- [et climat Université catholique de Louvain,] et climat Université catholique de Louvain, U. d. r. A. EnergiePlus - Le site: Les radiateurs.
- [EUDP, 2014] EUDP (2014). Guidelines for Low-Temperature District Heating. Technical report.
- [EURELECTRIC, 2014] EURELECTRIC (2014). CHP as part of the energy transition. Technical report, Eurelectric.
- [EURELECTRIC “Preservation of Resources” Working Group’s Collaboration et VGB, 2003] EURELECTRIC “Preservation of Resources” Working Group’s Collaboration et VGB (2003). Efficiency in electricity generation. Technical report, EURELECTRIC.
- [European Parliament et of the Council, 2015] European Parliament et of the Council (2015). Commission Delegated Regulation (EU) 2015/2402 of 12 October 2015 reviewing harmonised efficiency reference values for separate production of electricity and heat in application of Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council and rep.
- [Eurostat, 2017a] Eurostat (2017a). Detailed statistics on the EU and candidate countries, and various statistical publications for sale.
- [Eurostat, 2017b] Eurostat (2017b). Eurostat - Simplified energy balances - annual data.
- [Eurostat, 2017c] Eurostat (2017c). La part des énergies renouvelables dans la consommation énergétique toujours en hausse dans l’UE à près de 17% en 2015.
- [FERN, 2015a] FERN (2015a). Note d’information 1 – Le bois utilisé à des fins énergétiques : une ressource limitée. Technical report, FERN.
- [FERN, 2015b] FERN, N. (2015b). L’histoire de la consommation.
- [Forestry Commission Scotland, 2007] Forestry Commission Scotland (2007). Biomass Action Plan for Scotland. Technical report.
- [Frangopoulos, 2017] Frangopoulos, C. A. (2017). Cogeneration : technologies, optimisation and implementation.
- [Frederiksen et Werner, 1993] Frederiksen, S. et Werner, S. (1993). *Fjärrvärme : Teori, teknik och funktion*. PhD thesis, Lund University, Sweden.

Bibliographie

- [Frederiksen et Werner, 2013] Frederiksen, S. et Werner, S. (2013). *District Heating and Cooling*. Studentlitteratur AB.
- [Frederiksen et Werner, 2016] Frederiksen, S. et Werner, S. (2016). *District Heating and cooling*. Studentlitteratur, Lund.
- [Fridleifsson et al., 2008] Fridleifsson, I., Bertani, R., Huenges, E., Lund, J. W., Ragnarsson, A., et Rybach, L. (2008). The possible role and contribution of geothermal energy to the mitigation of climate change. In Trittin, H. et T., editors, *IPCC Scoping Meeting on Renewable Energy Sources*, Luebeck.
- [Fronski et Steczko, 2003] Fronski, A. et Steczko, K. (2003). Existing standards and regulations on permissible concentrations of harmful components in gaseous fuels and gaseous fuels combustion products. Technical report, UNECE.
- [FRW, 2015] FRW (2015). Fondation rurale de Wallonie.
- [Fuchs et Müller, 2017] Fuchs, M. et Müller, D. (2017). Automated Design and Model Generation for a District Heating Network from OpenStreetMap Data. In *15th IBPSA Conference*, pages 2050–2059.
- [Gabrielaitienė et al., 2011] Gabrielaitienė, I., Bøhm, B., et Sundén, B. (2011). Dynamic temperature simulation in district heating systems in Denmark regarding pronounced transient behaviour. *Journal of Civil Engineering and Management*, 17(1):79–87.
- [Gadd et Werner, 2013] Gadd, H. et Werner, S. (2013). Heat load patterns in district heating substations. *Applied Energy*, 108:176–183.
- [Gadd et Werner, 2015] Gadd, H. et Werner, S. (2015). Fault detection in district heating substations. *Applied Energy*, 157:51–59.
- [Gary et al., 1991] Gary, E. P., Marlin, J. K., et David, L. C. L. F. (1991). Field Measurements of Heat Losses from Three Types of Heat Distribution Systems.
- [Gazière, 2018] Gazière, S. a. S. (2018). Les granulés sont-ils plus polluants que fioul ou gaz ?
- [Gebremedhin et Moshfegh, 2004] Gebremedhin, A. et Moshfegh, B. (2004). Modelling and optimization of district heating and industrial energy system - An approach to a locally deregulated heat market. *International Journal of Energy Research*, 28(5):411–422.
- [Gendebien et al., 2014] Gendebien, S., RANSY, F., GEORGES, E., et LEMORT, V. (2014). Flexipac Project: Database of parameters for modelling residential heat pumps. Technical report, Université de Liège.
- [Genić et al., 2013] Genić, S. B., Jaćimović, B. M., Jarić, M. S., et Budimir, N. J. (2013). Analysis of fouling factor in district heating heat exchangers with parallel helical tube coils. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 57(1):9–15.

- [Georges, 2017] Georges, E. (2017). *Modulation strategies of integrated HVAC systems used in residential buildings for demand-side management at different scales*. PhD thesis, University of Liege.
- [Gerhard et al., 2008] Gerhard, S., Robert, S., Selma, Z., et Ingwald, O. (2008). Experimental investigation of nitrogen species release from different solid biomass fuels as a basis for release models.
- [GIEC, 2000] GIEC (2000). Rapport spécial du GIEC - Utilisation des terres, changements d'affectation des terres et foresterie. Technical report, Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat.
- [Graphiline, 2016] Graphiline (2016). La papeterie belge Stora Enso reliée à l'usine Volvo par un pipeline.
- [Greenpeace, 2015] Greenpeace (2015). Les limites de la biomasse en Belgique. Technical report, Greenpeace.
- [Gregg et al., 2014] Gregg, J. S., Bolwig, S., Solér, O., et Vejlgård, L. (2014). Experiences with biomass in Denmark. Technical report, Department of Management Engineering, Technical University of Denmark.
- [Grimont, 2015] Grimont, B. (2015). Menaces sur la forêt française.
- [Guardian, 2017] Guardian, T. (2017). EU must not burn the world's forests for 'renewable' energy. *The Guardian*.
- [Gueudet et Buitrago, 2015] Gueudet, A. et Buitrago, M. (2015). Etude Préliminaire A La Réalisation De Bilans Environnementaux Sur Le Chauffage Au Bois. Technical report, ADEME.
- [Guo et al., 2013] Guo, W., Lim, C. J., Bi, X., Sokhansanj, S., et Melin, S. (2013). Determination of effective thermal conductivity and specific heat capacity of wood pellets. *Fuel*, 103:347–355.
- [Hamzah et al., 2017] Hamzah, N., Zandi, M., Tokimatsu, K., et Yoshikawa, K. (2017). Woody Biomass Characterization for 100 Megawatt-hours (MW) Power Generation. In *Energy Procedia*, volume 105, pages 413–418.
- [Hewitt et al., 2011] Hewitt, J., Fenton, E., et FERN., F. E. R. N. (2011). *Flows of Biomass to and from the EU: An Analysis of Data and Trends*. Fern Publications.
- [Hinz et al., 2017] Hinz, D. F., Graner, S., et Breitsamter, C. (2017). Stratification in hot water pipe-flows. In *Energy Procedia*, volume 116, pages 324–333.
- [Holmgren et al., 2015] Holmgren, W. F., Andrews, R. W., Lorenzo, A. T., et Stein, J. S. (2015). PVLIB Python 2015. In *2015 IEEE 42nd Photovoltaic Specialist Conference, PVSC 2015*.

Bibliographie

- [Holmgren et Groenendyk, 2016] Holmgren, W. F. et Groenendyk, D. G. (2016). An Open Source Solar Power Forecasting Tool Using PVLIB-Python. In *43rd IEEE Photovoltaic Specialists Conference*.
- [Holubcik et al., 2016] Holubcik, M., Jandacka, J., et Durcansky, P. (2016). Energy properties of wood pellets made from the unusual woody plants. In *AIP Conference Proceedings*, volume 1768.
- [Horlock, 1987] Horlock, J. H. (1987). Cogeneration–combined heat and power (CHP) : thermodynamics and economics. *Thermodynamics and fluid mechanics series*, pages xxii, 210 p.
- [Hui, 2013] Hui, Y. (2013). Comparison of woody pellets, straw pellets, and delayed harvest system herbaceous biomass (switchgrass and miscanthus): analysis of current combustion techniques determining the value of biomass. Technical report, Wageningen University.
- [ICEDD, 2011] ICEDD, A. (2011). BILAN ÉNERGÉTIQUE DE LA WALLONIE 2009 - BILAN DE CONSOMMATION DU SECTEUR RESIDENTIEL. Technical report.
- [IEA et OECD, 2014] IEA et OECD (2014). Electric power transmission and distribution losses (% of output). Technical report.
- [Irisnet, 2013] Irisnet (2013). Contenu du dossier ?
- [Jägemann et al., 2013] Jägemann, C., Fürsch, M., Hagspiel, S., et Nagl, S. (2013). Decarbonizing Europe's power sector by 2050 - Analyzing the economic implications of alternative decarbonization pathways. *Energy Economics*, 40:622–636.
- [Joly et al., 2017] Joly, M., Ruiz, G., Mauthner, F., Bourdoukan, P., Emery, M., et Anderson, M. (2017). A methodology to integrate solar thermal energy in district heating networks confronted with a Swedish real case study. In *Energy Procedia*, volume 122, pages 865–870.
- [JRC European Commission, 2014] JRC European Commission (2014). Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS). *Joint Research Centre - Institute for Energy and Transport*, page 10.
- [Kalogirou et al., 2005] Kalogirou, S., Tripanagnostopoulos, Y., et Souliotis, M. (2005). Performance of solar systems employing collectors with colored absorber. *Energy and Buildings*, 37(8):824–835.
- [Kang et al., 2015] Kang, J.-S., CHOI, G.-S., JEONG, Y.-S., et Lee, S.-E. (2015). AGING OF THERMAL INSULATION MATERIALS BY ACCELERATED LABORATORY TEST METHODS. Technical report, Korea Institute of Construction Technology.
- [Köhl et al., 2017] Köhl, M., Neupane, P., et Lotfiomran, N. (2017). The impact of tree age on biomass growth and carbon accumulation capacity: A retrospective analysis using tree ring data of three tropical tree species grown in natural forests of Suriname. *PLoS ONE*, 12(8).

- [Kotas, 1985] Kotas, T. (1985). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Elsevier.
- [Kotas, 1980] Kotas, T. J. (1980). EXERGY CONCEPTS FOR THERMAL PLANTS.
- [Kristjansson et Bøhm, 2006] Kristjansson, H. et Bøhm, B. (2006). Optimum design of distribution and service pipes.
- [Kučinskas et al., 2014] Kučinskas, V., Jasinskas, A., et Eglė, J. (2014). Analysis and environmental assessment of biomass and biofuels usage possibilities. *Journal of Biomass to Biofuel*, 1.
- [Lai et Bodvarsson, 1986] Lai, C. et Bodvarsson, G. (1986). A second-order Upwind Differencing Method for Convection-Diffusions equations. *Earth Sciences Division annual Report*, pages 93–97.
- [Lauster et al., 2014] Lauster, M., Remmen, P., Fuchs, M., Teichmann, J., Streblow, R., et Mueller., D. (2014). Modelling long-wave radiation heat exchange for thermal network building simulations at urban scale using Modelica. In *Proceedings of the 10th International Modelica Conference*, pages 125–133.
- [Lightfoot et Burchell, 2004] Lightfoot, S. et Burchell, J. (2004). Green hope or greenwash? The actions of the European Union at the World Summit on sustainable development.
- [Lobanoff et Ross, 2013] Lobanoff, V. S. et Ross, R. R. (2013). *Centrifugal Pumps: Design and Application*.
- [Logic, 2011] Logic, C. (2011). Empreinte CO2 des pellets et palettes du Groupe François - Rapport final. Technical report, CO2 Logic.
- [Lund et al., 2010] Lund, H., Moller, B., Mathiesen, B. V., et Dyrelund, A. (2010). The role of district heating in future renewable energy systems.
- [Lund et al., 2014] Lund, H., Werner, S., Wiltshire, R., Svendsen, S., Thorsen, J. E., Hvelplund, E., et Mathiesen, B. V. (2014). 4th Generation District Heating (4GDH). *Energy*, 68:1–11.
- [MacRae et Institute, 1992] MacRae, M. et Institute, C. E. R. (1992). *Realizing the Benefits of Community Integrated Energy Systems*. Realizing the Benefits of Community Integrated Energy Systems. Canadian Energy Research Institute.
- [Madsen et al., 1994] Madsen, H., Sejling, K., Søgaaard, H. T., et Palsson, O. P. (1994). On flow and supply temperature control in district heating systems. *Heat Recovery Systems and CHP*, 14(6):613–620.
- [Maes, 2014] Maes, P. (2014). Réseaux de chaleur - Principes, atouts et enjeux. Technical report.
- [Magdelaine, 2018] Magdelaine, C. (2018). La déforestation : causes et conséquences.

Bibliographie

- [Martin et Wauters, 2011] Martin, J. et Wauters, P. (2011). *Installations thermiques motrice : analyse énergétique et exergétique*. Presses Universitaires de Louvain, 2nd editio edition.
- [Merk, 2014] Merk, O. (2014). Shipping Emissions in Ports. Technical report, International Transport Forum.
- [Milo et Robert, 2012] Milo, J. et Robert, E. (2012). Effect of moisture content on heat and moisture transport and storage properties of thermal insulation materials.
- [Mladenović et al., 2018] Mladenović, M., Paprika, M., et Marinković, A. (2018). Denitrification techniques for biomass combustion.
- [Modelon, 2017] Modelon (2017). Modelon.
- [Morris et al., 2016] Morris, A. L., Guegan, J.-F., Andreou, D., Marsollier, L., Carolan, K., Le Croller, M., Sanhueza, D., et Gozlan, R. E. (2016). Deforestation-driven food-web collapse linked to emerging tropical infectious disease, *Mycobacterium ulcerans*. *Science Advances*, 2(12):e1600387–e1600387.
- [Moscow United Energy Company, 2008] Moscow United Energy Company (2008). Infrastructure monopoly of the Moscow government in heat energy distribution. Technical report, Moscow United Energy Company, Moscow.
- [Narjot, 2015] Narjot, R. (2015). Réseaux de chaleur - Transport (B2170). Technical report, Techniques de l'Ingénieur.
- [Nellis et Klein, 2009] Nellis, G. et Klein, S. (2009). *Heat transfer*. Cambridge University Press.
- [Ngendakumana, 2007] Ngendakumana, P. (2007). Mesures des grandeurs thermofluides (cours).
- [Ngendakumana et al., 2017] Ngendakumana, P., Gabriele, F., Restivo, Y., et Sartor, K. (2017). Energetic and Environmental Performances of a Domestic Hot Water Condensing Boiler Fired by Wood Pellets. *Energy Procedia*, 120(Supplement C):270–277.
- [Noussan, 2018] Noussan, M. (2018). Performance indicators of District Heating Systems in Italy – Insights from a data analysis. *Applied Thermal Engineering*, 134:194–202.
- [Oberberger et Thek, 2010] Oberberger, I. et Thek, G. (2010). *The pellet handbook: The production and thermal utilisation of biomass pellets*.
- [Ochs, 2005] Ochs, H. M.-S. F. (2005). Temperature and Moisture Dependence of the Thermal Conductivity of Insulation Materials.
- [of Bentley et Solution, 2017] of Bentley, D. E. N. P. et Solution, D. (2017). Bentley.
- [Omar Ellabban, Haitham Abu-Rub, 2014] Omar Ellabban, Haitham Abu-Rub, F. B. (2014). Renewable and Sustainable Energy Reviews. Renewable energy resources: Current status, future prospects and their enabling technology. *Elsevier*.

- [Organisation, 2016] Organisation, W. H. (2016). WHO releases country estimates on air pollution exposure and health impact.
- [Østergaard et Andersen, 2016] Østergaard, P. A. et Andersen, A. N. (2016). Booster heat pumps and central heat pumps in district heating. *Applied Energy*, 184:1374–1388.
- [Patankar, 1980] Patankar, S. (1980). Numerical heat transfer and fluid flow. In Phillips, M. A. et Millman, E. M., editors, *Series in computational methods in mechanics and thermal sciences*, pages 1–197. McGraw-Hill, New-York.
- [Patel et al., 1985] Patel, M. K., Markatos, N., et M., C. (1985). Method of reducing false-diffusion errors in convection – diffusion problems. *Center for Numerical and Process Analysis*.
- [Paul, 1999] Paul, W. R. (1999). Two-Dimensional Analysis of Natural Convection and Radiation in Utilidors.
- [Pearce, 2009] Pearce, F. (2009). How 16 ships create as much pollution as all the cars in the world. *Daily Mail*.
- [Perilhon et al., 2012] Perilhon, C., Alkadee, D., Descombes, G., et Lacour, S. (2012). Life cycle assessment applied to electricity generation from renewable biomass. In *Energy Procedia*, volume 18, pages 165–176.
- [Persson et al., 2014] Persson, U., Möller, B., et Werner, S. (2014). Heat Roadmap Europe: Identifying strategic heat synergy regions. *Energy Policy*, 74:663–681.
- [Persson et Münster, 2016] Persson, U. et Münster, M. (2016). Current and future prospects for heat recovery from waste in European district heating systems: A literature and data review. *Energy*, 110:116–128.
- [Persson et Werner, 2011] Persson, U. et Werner, S. (2011). Heat distribution and the future competitiveness of district heating. *Applied Energy*, 88(3):568–576.
- [Petroleum.co.uk, 2015] Petroleum.co.uk (2015). Petroleum Formation.
- [Pirouti, 2013] Pirouti, M. (2013). *Modelling and Analysis of a District Heating Network*. Phd thesis, Cardiff University.
- [Pol et Schmidt, 2016] Pol, O. et Schmidt, R.-R. (2016). *Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems*. Woodhead Publishin.
- [Power Solutions France, 2012] Power Solutions France (2012). Représentation d’un réseau de chauffage urbain.
- [Pöyry Management Consulting et al., 2015] Pöyry Management Consulting, E., IEA, et Commission, O. o. t. U. i. T. (2015). Les limites de la biomasse en Belgique. Technical report, N.D.

Bibliographie

- [Prévoit, 2010] Prévoit, G. (2010). Valorisation énergétique des déchets de biomasse d'origine végétale. Technical report, Envalys.
- [Raj et al., 2011] Raj, N. T., Iniyan, S., Goic, R., et Ranko, G. (2011). A review of renewable energy based cogeneration technologies.
- [Ralf-Roman Schmidt et Basciotti, 2013] Ralf-Roman Schmidt et Basciotti, D. (2013). Demand side management in district heating networks. Technical report, Austrian Institute of Technology.
- [Ransy et al., 2018] Ransy, F., Sartor, K., GENDEBIEN, S., et Lemort, V. (2018). Performance analysis of a mini exhaust air heat pump integrated into a low energy detached house: experimental on-site performance. In *Proceedings of the 5th International High Performance Buildings Conference at Purdue*.
- [Recknagel et al., 1980] Recknagel, H., Cauchepin, J. L., et Sprenger, E. (1980). *Manuel pratique du génie climatique*. Pyc édition.
- [Reddy et al., 2016] Reddy, T. A., Kreider, J. F., Curtiss, P. S., et Rabl, A. (2016). *Heating and Cooling of Buildings: Principles and Practice of Energy Efficient Design, Third Edition*.
- [Region, 2007] Region, W. (2007). <http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=15568>.
- [Rezaie et Rosen, 2012] Rezaie, B. et Rosen, M. A. (2012). District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements. *Applied Energy*, 93:2–10.
- [Rezende et al., 2009] Rezende, H. C., Navarro, M. A., Jordao, E., et Santos, A. A. C. (2009). EXPERIMENTS ON ONE-PHASE THERMALLY STRATIFIED FLOWS IN NUCLEAR REACTOR PIPE LINES. In *2009 International Nuclear Atlantic Conference*.
- [Ringler et al., 2017] Ringler, P., Keles, D., et Fichtner, W. (2017). How to benefit from a common European electricity market design. *Energy Policy*, 101:629–643.
- [(RNCAN), 2016] (RNCAN), R. n. C. (2016). Production de bioénergie à partir de la biomasse.
- [Rolf et al., 1999] Rolf, B., Henrik, N., et Judy, W. (1999). Combined - Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants.
- [Rosen et Koochi-Fayegh, 2016] Rosen, M. A. et Koochi-Fayegh, S. (2016). *Cogeneration and District Energy Systems: Modelling, Analysis and Optimization*. Energy Engineering. Institution of Engineering and Technology.
- [Rosillo-Calle et al., 2015] Rosillo-Calle, F., de Groot, P., Hemstock, S. L., et Woods, J. (2015). *The Biomass Assessment Handbook*, volume 1.
- [Sartor, 2015] Sartor, K. (2015). Annex 60: subtask 2.2 Modeling heat transport in district heating networks. Technical report.

- [Sartor et Dewallef, 2016] Sartor, K. et Dewallef, P. (2016). Exergetic, Environmental and Economical Analysis of a Cogeneration Plant Connected to a District Heating Network. In Sayigh, A., editor, *Renewable Energy in the Service of Mankind Vol II: Selected Topics from the World Renewable Energy Congress WREC 2014*, pages 961–972. Springer International Publishing, Cham.
- [Sartor et al., 2014a] Sartor, K., Quoilin, S., et Dewallef, P. (2014a). Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network. *Applied Energy*, 130:474–483.
- [Sartor et al., 2014b] Sartor, K., Restivo, Y., Ngendakumana, P., et Dewallef, P. (2014b). Prediction of SO_x and NO_x emissions from a medium size biomass boiler. *Biomass and Bioenergy*, 65.
- [Sawerysyn, 2012] Sawerysyn, J.-P. (2012). La combustion du bois et ses impacts sur la qualité de l'air. *Air pur*, 81.
- [Sayegh et al., 2018] Sayegh, M. A., Jadwiszczak, P., Axcell, B. P., Niemierka, E., Bryś, K., et Jouhara, H. (2018). Heat pump placement, connection and operational modes in European district heating.
- [Service Public Fédéral, 2018] Service Public Fédéral, B. (2018). Permis d'urbanisme.
- [SGSBiomass, 2012] SGSBiomass, S. L. (2012). Biomass verification procedure - Energy and Carbon Balance Form.
- [Sikkema et al., 2011] Sikkema, R., Steiner, M., Junginger, M., Hiegl, W., Hansen, M. T., et Faaij, A. (2011). The European wood pellet markets: Current status and prospects for 2020. *Biofuels, Bioproducts and Biorefining*.
- [Sjaak van et loo handbook Jaap Koppejan, 2010] Sjaak van, L. et loo handbook Jaap Koppejan, L. (2010). The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing.
- [Skagestad et Mildenstein, 1999] Skagestad, B. et Mildenstein, P. (1999). District Heating and Cooling Connection Handbook. Technical report, International Energy Agency.
- [Song et al., 2017] Song, J., Wallin, F., et Li, H. (2017). District heating cost fluctuation caused by price model shift. *Applied Energy*, 194:715–724.
- [Specht et al., 2015] Specht, M. J., Pinto, S. R. R., Albuquerque, U. P., Tabarelli, M., et Melo, F. P. (2015). Burning biodiversity: Fuelwood harvesting causes forest degradation in human-dominated tropical landscapes. *Global Ecology and Conservation*, 3:200–209.
- [Stein et al., 2016] Stein, J. S., Holmgren, W. F., Forbess, J., et Hansen, C. W. (2016). PVLIB: Open source photovoltaic performance modeling functions for Matlab and Python. In *Conference Record of the IEEE Photovoltaic Specialists Conference*, volume 2016-Novem, pages 3425–3430.

Bibliographie

- [Stephenson et al., 2014] Stephenson, N. L., Das, A. J., Condit, R., Russo, S. E., Baker, P. J., Beckman, N. G., Coomes, D. A., Lines, E. R., Morris, W. K., Rüger, N., Álvarez, E., Blundo, C., Bunyavejchewin, S., Chuyong, G., Davies, S. J., Duque, Á., Ewango, C. N., Flores, O., Franklin, J. F., Grau, H. R., Hao, Z., Harmon, M. E., Hubbell, S. P., Kenfack, D., Lin, Y., Makana, J. R., Malizia, A., Malizia, L. R., Pabst, R. J., Pongpattananurak, N., Su, S. H., Sun, I. F., Tan, S., Thomas, D., Van Mantgem, P. J., Wang, X., Wiser, S. K., et Zavala, M. A. (2014). Rate of tree carbon accumulation increases continuously with tree size. *Nature*, 507(7490):90–93.
- [Stubenberger et al., 2007] Stubenberger, G., Scharler, R., et Obernberger, I. (2007). Nitrogen release behaviour of different biomass fuels under lab-scale and pilot-scale conditions. In *15th European Biomass Conference & Exhibition*, pages 1412–1420.
- [Sundarapandian et Devaradjane, 2007] Sundarapandian, S. et Devaradjane, G. (2007). Performance and Emission Analysis of Bio Diesel Operated CI Engine. *Engineering, Computing and Architecture*, 1(2):1–22.
- [Svetlana Proskurina et al., 2017] Svetlana Proskurina, Heinimö, J., et Vakkilainen, E. (2017). Wood pellet export from Russia: review of main importers. In *Young Researchers Conference: Energy Efficiency & Biomass*.
- [Tahir et al., 2010] Tahir, S., Rafique, M., et Alaamer, A. (2010). Biomass fuel burning and its implications: Deforestation and greenhouse gases emissions in Pakistan. *Environmental Pollution*, 158(7):2490–2495.
- [Tanton et al., 1987] Tanton, D. M., Cohen, R. R., et Probert, S. D. (1987). Improving the effectiveness of a domestic central-heating boiler by the use of heat storage. *Applied Energy*, 27(1):53–82.
- [Thomson et al., 2000] Thomson, M., Twigg, P. M., Majeed, B. A., et Ruck, N. (2000). Statistical process control based fault detection of CHP units. *Control Engineering Practice*, 8(1):13–20.
- [Thorsen et al., 2011] Thorsen, J. E., Christiansen, C. H., Brand, M., Olesen, P. K., et Larsen, C. T. (2011). Experiences On Low-Temperature District Heating In Lystrup - Denmark. In *Proceedings of International Conference on District Energy*, Portorož, Slovenia.
- [Tola et Pettinau, 2014] Tola, V. et Pettinau, A. (2014). Power generation plants with carbon capture and storage: A techno-economic comparison between coal combustion and gasification technologies. *Applied Energy*, 113:1461–1474.
- [Tomita, 2001] Tomita, A. (2001). *Emissions Reduction: NOx/SOx Suppression*. Elsevier energy compendium. Elsevier.
- [TPF, 2013] TPF (2013). Réseau de chaleur aux serres de Laeken – Avant-projet.
- [TWEED, 2013] TWEED, C. (2013). Secteur biomasse.
- [ULg, 2011] ULg (2011). Le campus du Sart Tilman chauffé grâce à la cogénération biomasse.

- [Union, 2003] Union, E. (2003). Directive 2003/96/CE du Conseil du 27 octobre 2003 restructurant le cadre communautaire de taxation des produits énergétiques et de l'électricité (Texte présentant de l'intérêt pour l'EEE).
- [Union, 2004] Union, E. (2004). Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council of 11 February 2004 on the promotion of cogeneration based on a useful heat demand in the internal energy market and amending Directive 92/42/EEC.
- [Union, 2009] Union, E. (2009). Directive 2009/28/CE du Parlement européen et du Conseil du 23 avril 2009 relative à la promotion de l'utilisation de l'énergie produite à partir de sources renouvelables et modifiant puis abrogeant les directives 2001/77/CE et 2003/30/CE (Texte présentan.
- [Union, 2010a] Union, E. (2010a). Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings.
- [Union, 2010b] Union, E. (2010b). Directive 2010/75/UE du Parlement européen et du Conseil du 24 novembre 2010 relative aux émissions industrielles (prévention et réduction intégrées de la pollution) Texte présentant de l'intérêt pour l'EEE.
- [Union, 2012] Union, E. (2012). Directive 2012/27/UE du Parlement européen et du Conseil du 25 octobre 2012 relative à l'efficacité énergétique, modifiant les directives 2009/125/CE et 2010/30/UE et abrogeant les directives 2004/8/CE et 2006/32/CE Texte présentant de l'intérêt pour l'EE.
- [Union, 2015] Union, E. (2015). Directive (EU) 2015/2193 of the European Parliament and of the Council of 25 November 2015 on the limitation of emissions of certain pollutants into the air from medium combustion plants.
- [Union, 2016a] Union, E. (2016a). EU: Heating and cooling.
- [Union, 2016b] Union, E. (2016b). European Commission. Communication from the commission to the european parliament, the council, the european economic and social committee and the committee of the regions on an EU Strategy for heating and cooling. Technical report. Brussels: European Com. Technical report, Union Européenne.
- [Union, 2016c] Union, E. (2016c). Towards Energy Union: The Commission presents sustainable energy security package. Technical report.
- [Union, 2017a] Union, E. (2017a). Energy from renewable sources. Technical report, Union Européenne.
- [Union, 2017b] Union, E. (2017b). Heating and Cooling - Facts and Figures. Technical report, Union Européenne.
- [Union, 2018] Union, E. (2018). Renewable energy statistics. Technical report.

Bibliographie

- [Valbiom, 2014] Valbiom (2014). Réseau de chaleur coopératif au bois. Technical report, Valbiom.
- [Valh et al., 2000] Valh, D., Tovornik, B., Furman, J., et Vukić, Z. (2000). Introduction to Steam Boiler Fault Detection and Insulation Analyses. *IFAC Proceedings Volumes*, 33(13):549–554.
- [Valorical, 2017] Valorical (2017). Valorical.
- [Van den Bossche, 2015] Van den Bossche, G. (2015). *Lokale temperatuurverhoging versus tijmodulatie in lage temperatuur warmtenetten*. Master thesis, KULeuven.
- [van der Heijde et al., 2017] van der Heijde, B., Aertgeerts, A., et Helsen, L. (2017). Modelling steady-state thermal behaviour of double thermal network pipes. *International Journal of Thermal Sciences*, 117:316–327.
- [Vandermeulen et al., 2018a] Vandermeulen, A., van der Heijde, B., et Helsen, L. (2018a). Controlling district heating and cooling networks to unlock flexibility: A review.
- [Vandermeulen et al., 2018b] Vandermeulen, A., van der Heijde, B., et Helsen, L. (2018b). Controlling district heating and cooling networks to unlock flexibility: A review.
- [VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen and Gesellschaft, 2010] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen and Gesellschaft, V. D. I. (2010). *VDI heat atlas*. Springer.
- [Viaspace,] Viaspace. Biomass Compared to Fossil Fuels, Solar and Wind.
- [Vincotte, 1986] Vincotte (1986). Déperditions calorifiques des réseaux de distribution de chaleur au Sart-Tilman. Technical report, AIB-Vinçotte, Bruxelles.
- [Vito, 2015] Vito (2015). Next step in deep geothermal energy project - Balmatt site.
- [Walker et al., 2010] Walker, T., Cardellicchio, P., Colnes, A., Gunn, J., Kittler, B., Perschel, B., Recchia, C., et David, S. (2010). Biomass Sustainability and Carbon Policy Study. Technical report, Manomet Center for Conservation Sciences.
- [wallone de l'air et du Climat, 2014] wallone de l'air et du Climat, A. (2014). Inventaires d'émission par polluants.
- [Wallonne, 2017] Wallonne, R. (2017). LEGISLATION RELATIVE A LA POLLUTION ATMOSPHERIQUE. Technical report, Région wallonne.
- [Weber et Hornung, 2013] Weber, S. et Hornung, R. (2013). La fausse promesse d'une énergie propre.
- [Wégria et al., 2012] Wégria, G., Michotte, J., et Verbeke, J.-B. (2012). Entretien de la chaudière : Kesako ? Technical report, IECCD, 3J-Consult.

- [Wei et al., 2013] Wei, Y., Li, M., Chen, H., Lewis, B. J., Yu, D., Zhou, L., Zhou, W., Fang, X., Zhao, W., et Dai, L. (2013). Variation in Carbon Storage and Its Distribution by Stand Age and Forest Type in Boreal and Temperate Forests in Northeastern China. *PLoS ONE*, 8(8).
- [Werner, 2017] Werner, S. (2017). International review of district heating and cooling.
- [Wetter, 2013] Wetter, M. (2013). Fan And Pump Model That Has A Unique Solution For Any Boundary Condition And Control Signal. In *13-th IBPSA Conference*, pages 3505–3512.
- [Wetter et al., 2014] Wetter, M., Zuo, W., Nouidui, T. S., et Pang, X. (2014). Modelica Buildings library. *Journal of Building Performance Simulation*, 7:253–270.
- [Wikipedia, 2017] Wikipedia (2017). Wikipedia.
- [Wollerstrand, 1997] Wollerstrand, J. (1997). *District Heating Substations - Performance, Operation and Design*. PhD thesis, LUND INSTITUTE OF TECHNOLOGY.
- [Woods, 2014] Woods, P. (2014). Heat networks: Code of practice for the UK. Technical report, CIBSE.
- [Woodwell et al., 1983] Woodwell, G. M., Hobbie, J. E., Houghton, R. A., Melillo, J. M., Moore, B., Peterson, B. J., et Shaver, G. R. (1983). Global Deforestation: Contribution to Atmospheric Carbon Dioxide. *Science*, 222(4628):1081–1086.
- [Xue et al., 2017] Xue, P., Zhou, Z., Fang, X., Chen, X., Liu, L., Liu, Y., et Liu, J. (2017). Fault detection and operation optimization in district heating substations based on data mining techniques. *Applied Energy*, 205:926–940.
- [Zhang et al., 2018] Zhang, L., Li, D., Cao, C., et Huang, S. (2018). The Influence of Greenwashing Perception on Green Purchasing Intentions: the mediating role of Green Word-of-Mouth and moderating role of Green Concern. *Journal of Cleaner Production*.
- [Zheng et al., 2018] Zheng, J., Zhou, Z., Zhao, J., et Wang, J. (2018). Integrated heat and power dispatch truly utilizing thermal inertia of district heating network for wind power integration. *Applied Energy*, 211:865–874.
- [Zsebik et Sitku, 2001] Zsebik, A. et Sitku, G. (2001). Heat exchanger connection in substations—: A tool of decreasing return temperature in district heating networks. *Energy Engineering: Journal of the Association of Energy Engineering*, 98(5):20–31.
- [Zurigat et Ghajar, 1990] Zurigat, Y. H. et Ghajar, A. J. (1990). Comparative Study Of Weighted Upwind And Second Order Upwind Difference Schemes. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 18:61–80.

Articles scientifiques **Partie II**

1. Prediction of SO_x and NO_x emissions from a medium size biomass boiler. Biomass and Bioenergy.

1. Prediction of SO_x and NO_x emissions from a medium size biomass boiler. Biomass and Bioenergy.

Available online at www.sciencedirect.com

ScienceDirect

<http://www.elsevier.com/locate/biombioe>

Prediction of SO_x and NO_x emissions from a medium size biomass boiler

K. Sartor*, Y. Restivo, P. Ngendakumana, P. Dewallef

Department of Aerospace and Mechanics, Thermodynamics Laboratory, University of Liège, Chemin des Chevreuils 7, B-4000 Liège, Belgium

ARTICLE INFO

Article history:

Received 19 August 2013

Received in revised form

6 April 2014

Accepted 8 April 2014

Available online 14 May 2014

Keywords:

Biomass

Wood pellet

Combined heat and power generation

Emissions

Sustainable

ABSTRACT

While small and medium size biomass combined heat and power (CHP) plants (i.e., up to 5 MW of electrical rated power) represent an attractive option to exploit locally available biomass resources at low cost, the corresponding investment per unit of rated power significantly rises when the installed power decreases. In these cases, secondary pollutant emissions control measures are most of the time not economically viable and primary emissions control must be used alone to avoid the formation of undesired compounds such as NO_x and SO_x. Primary control measures require the careful optimization of fuel quality and combustion process. For plant operators, being able to accommodate biomass quality changes in order to minimize the fuel cost can be of great importance in order to guarantee the profitability of the plant. This contribution is dedicated to the development of a zero-dimensional (input–output) combustion simulation model able to predict the pollutants emissions resulting from complete and incomplete combustion with respect to varying combustion operation (ambient temperature, humidity, fumes recirculation, ...). This tool is intended to be integrated in a global simulation model of the CHP plant and the attached district heating network installed on the University campus in Liège. Doing so, the plant operation can be optimized with respect to economic as well as environmental and energetic aspects (3E approach) thus ensuring the sustainability of the approach.

© 2014 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

In the current context of greenhouse gases emissions reduction, small and medium sized combined heat and power biomass plants with an installed rated electrical power up to 5 MW represent a good opportunity to exploit cheap and/or locally available biomass. While the positive effect of biomass use from a CO₂ balance is relatively straightforward (see for example Refs. [1,2]), biomass combustion releases other

pollutants resulting from both complete (for SO_x) and incomplete combustion (for NO_x). The concentrations of these pollutants being strictly regulated, pollutants emissions control measures have to be put in place either by avoiding their creation (primary measures) or by removing them from the flue gases (secondary measures). On small biomass plants, secondary measures are most of the time not economically viable and only primary measures are used. Primary measures comprise a wide range of techniques such as the modification of fuel composition or humidity, the fuel particle size and the

* Corresponding author. Tel.: +32 (0) 4 366 48 20.

E-mail addresses: kevin.sartor@ulg.ac.be (K. Sartor), yrestivo@ulg.ac.be (Y. Restivo), pngendakumana@ulg.ac.be (P. Ngendakumana), p.dewallef@ulg.ac.be (P. Dewallef).

<http://dx.doi.org/10.1016/j.biombioe.2014.04.013>

0961-9534/© 2014 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Nomenclature			
<i>Acronyms</i>		N	nitrogen
CFD	computational fluid dynamics	NO _x	nitrogen oxides
CHP	combined heat and power	O	oxygen
LHV	low heating value	S	sulfur
temp.	temperature	s	entropy, J kg ⁻¹ K ⁻¹
<i>Roman symbols</i>		SO ₂	sulfur dioxide
<i>m</i>	Mass flow rate, kg s ⁻¹	T	temperature
C	carbon	<i>Greek symbols</i>	
CO	carbon monoxide	η	efficiency (–)
CO ₂	carbon dioxide	<i>Subscripts</i>	
G	Gibbs free energy, J kg ⁻¹	air	ambient air
H	hydrogen	c	combustion
h	enthalpy, J kg ⁻¹	fg	flue gases
H ₂ O	water	fuel	fuel
		recirc	recirculation gases

type of combustion equipment, the excess air control, the flue gases recirculation and the injection of catalytic converters. For an existing plant, the combustion equipment is fixed and the operator can modify the fuel composition and humidity, the amount of excess air as well as the quantity of flue gases recirculated in the furnace.

An important issue for plant operators is to forecast the influence of changing the combustion process on the plant efficiency and pollutant emissions level at the same time. For example, it is well known that changing the amount of excess air has a direct influence on the boiler efficiency which can be predicted by a flowsheet thermodynamic calculation. However, linking the boiler efficiency drift to the combustion efficiency and the pollutant emissions is not that common and few such integrations are reported in the literature for biomass fuels. The prediction of plant conversion efficiency and pollutant emissions level is again more challenging when it comes to varying biomass composition. A significant amount of information can be found on the qualitative effect of changing biomass composition but deriving quantitative effects rapidly turns out to be more difficult.

A previous publication by some of the authors (see Ref. [3]) considers the simulation of a biomass CHP plant together with the attached district heating network installed on the University campus in Liège (Belgium). This simulation model is able to estimate the effect of excess air and flue gases recirculation on the boiler efficiency and therefore on the whole plant conversion efficiency but is limited to a complete combustion process from a generic biomass fuel of the type C_mH_nO_xN_yS_z. As a result, only the CO₂ and SO₂ emissions are simulated. Like many of the small and medium biomass CHP plants, the plant installed at the University campus does not have any secondary measures and, as a result, operates close to the limit in terms of NO_x emissions. In order to correctly forecast the plant operation and to respect the maximum emissions levels enforced by the legislation, incomplete combustion and NO_x formation must be taken into account.

The biomass combustion models found in the literature range from complete combustion based on fuel species composition (see for example Ref. [4]) to incomplete combustion model coupled to 3-dimensional computational fluid

dynamics [5,6]. A rather complete review of different approaches for biomass combustion in fixed bed boilers can be found in Ref. [7]. While incomplete combustion models coupled with CFD solvers give a high degree of prediction, their complexity and computational load often prevent them from being used operationally. The use of these advanced simulation code is reserved to biomass furnace manufacturers. In order to obtain low computational load and ease of use, a zero-dimensional combustion model based on the resolution of kinetic equilibrium equations related to fifteen common species in the combustion products is selected. The developed model is simple enough to be easily integrated into the complete simulation model of the biomass plant and district heating network but is robust enough to give good indications of emissions levels for a wide range of fuel composition and combustion configurations (excess air, humidity and flue gases recirculation).

The pollutants emissions levels predicted by the developed model have been validated on emissions measurements performed on two different boilers available at the Thermodynamics Laboratory and on the University Campus, namely:

- a semi-industrial natural gas boiler (370 kW) and
- an industrial biomass furnace (12 MW).

Some emissions levels found in the literature for a wide range a biomass fuels are also used to validate the present combustion model in terms of NO_x emissions. While this capability to cope with different types of biomass is not exploited in the present application framework, it confirms the validity of the model. As a second step, the developed model is coupled to a quasi steady-state simulation model of biomass CHP plant connected to a district heating network installed on the Campus of the University of Liège to study the possible improvements and demonstrate their opportunity.

2. Problem statement

The combustion model developed herein considers chemical reaction kinetics coupled to a zero-dimensional steady-state

thermodynamic model. This model is basically used to assess the equilibrium composition in relevant species in the flue gases. A particular emphasis is given to CO and NO_x emissions calculations which is performed by a more detailed simulation of their formation process. The influence of the main parameters controlling the combustion process, namely the excess air, the fuel composition and atmospheric conditions on the emissions level and combustion efficiency is exhibited which enables their optimization. This aspect is addressed at the end of the contribution.

Both the combustion air and the flue gases are assumed as a mix of perfect gases with a combustion pressure equals to the atmospheric pressure (the pressure drop in the combustion chamber is neglected). The flue gases temperature is calculated through the mass and energy balance equations:

$$\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_{\text{fuel}} + \dot{m}_{\text{fg,recirc}} = \dot{m}_{\text{fg}} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{\text{air}} \cdot h_{\text{air}} + \dot{m}_{\text{fuel}} \cdot (h_{\text{fuel}} + \eta_c \cdot \text{LHV}_{\text{fuel}}) + \dot{m}_{\text{fg,recirc}} \cdot h_{\text{fg,recirc}} = \dot{m}_{\text{fg}} \cdot h_{\text{fg}} \quad (2)$$

where the suffix air, fuel, fg and recirc refer respectively to combustion air, fuel, flue gases and recirculation gases. \dot{m} stands for the mass flow rate, h is the enthalpy, LHV_{fuel} is the lower heating value of the fuel and η_c is the combustion efficiency.

The combustion air is considered as humid air where the humidity is set through the web-bulb temperature. The combustion air is a mixture of oxygen, nitrogen, argon and water where argon is considered as neutral. For the sake of experimental validation two types of fuels are investigated: biomass and natural gas. Natural gas composition is relatively standardized and supplied under the form of a general model $C_m H_n O_x N_y He_z$ where helium (He) is considered neutral to the combustion reaction. The higher and lower heating values are supplied by the natural gas provider. Similarly, biomass composition is specified through a general model $C_m H_n O_x N_y S_z$ where the subscripts are the ratio between wet basis mass fraction of each component to its molar mass. This proposed biomass composition and its lower heating value can be determined from existing specifications (see EN 15104, EN 14774, EN 14775, EN 15289). Others components like chlorine, chromium, ... are not considered in the combustion process as their concentrations are below 1% (see EN 14961-2).

As the system is assumed to be only composed of perfect gases, the concentrations in the relevant species can be determined from the calculation of the equilibrium concentrations in the different species found in the combustion products. If R reactants are considered ($R = 5$ for biomass fuels) and the combustion products are made of M relevant species at a known pressure p , the resolution of the combustion process comes down to the determination of the M molar fractions in the M relevant species plus the temperature of the products. Using the R atoms conservation equations, the problem possesses $M - R + 1$ degrees of freedom. Therefore, the problem can be solved by the specification of $M - R$ formation/dissociation equations of the form:

$$\alpha A + \beta B \rightleftharpoons \rho R + \sigma S \quad (3)$$

each of which being characterized by an equilibrium constant denoted K_p and expressed as:

$$K_p = \frac{p_R^\rho \cdot p_S^\sigma}{p_A^\alpha \cdot p_B^\beta} \quad (4)$$

In the above equation, A,B and R,S are respectively the reactants and products and $\alpha, \beta, \rho, \sigma$ are their stoichiometric coefficients. p_{el} is the partial pressure of the element el. If the temperature is known, the resolution of the combustion model is done by determining the constant K_p (from JANAF tables for example) and solves the M concentrations from $M - R$ formation/dissociation equations and the R atom conservation equations.

Alternatively, the values of the equilibrium constant K_p can be calculated from the Gibbs free energy $G \triangleq h - Ts$ through:

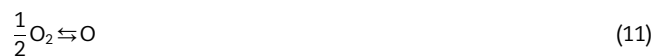
$$K_p = \exp \frac{-(\rho G_R + \sigma G_S - (\alpha G_A + \beta G_B))}{RT} \quad (5)$$

where T is the flame temperature in Kelvin and R the gas constant (8314 J/mol K). Here h stands the enthalpy and s for the entropy. These thermodynamic properties are easily determined from NASA tables [8].

As the flame temperature is unknown, it is determined through the energy conservation equation (2) and the problem comes down to the resolution of $M - R + 1$ equations and unknowns. An engineering equation solver (EES32) is used to determine the flame temperature and the concentrations of the M species. The establishment of this combustion model is the scope of the next section.

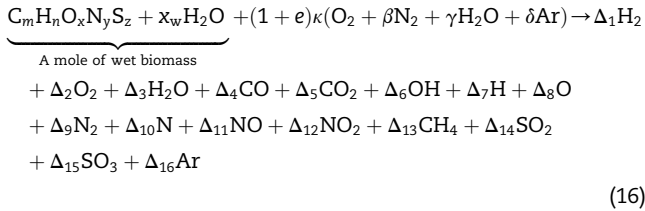
3. Combustion model

In the case of the present biomass combustion model, 5 reactants are considered (C,H,O,N,S) and 15 species are considered in the combustion products, namely H₂, O₂, H₂O, CO, CO₂, OH, H, O, N₂, N, NO, NO₂, CH₄, SO₂, SO₃. As a result, $M - R = 10$ formation/dissociation equations must be supplied. The following equilibrium equations are used:



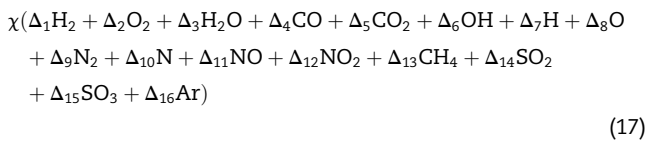


Others species like argon, helium or ashes are considered in an equilibrium state. The combustion equation for biomass yields (a similar equation is used for natural gas):



where e the air excess, x_w is the mole fraction of water in biomass, β is the ratio between molar fraction of nitrogen and oxygen in wet air, γ is the ratio between molar fraction of water and oxygen in wet air, δ is the ratio between molar fraction of argon and oxygen in wet air, $\kappa = m + n/4 - x/2 + 1z$ and Δ_{sp} the molar coefficients of the combustion equation of each species $_{sp}$.

As flue gases recirculation is also investigated, the previous combustion equation is extended through the adjunction of the following term to both members of the combustion equation (16):



where χ is defined as the volume fraction of recirculated flue gases. As the temperature is unknown. It has to be noted that although an engineering equation solver is used to solve the iterative resolution process, the initialization of the unknowns requires attention (the interested reader is referred to Ref. [9] for further information on this topic).

The calculation of the incomplete combustion enables the concentrations in unburnt fuels (CO, H₂ and unburnt hydrocarbon species) to be calculated allowing the combustion efficiency to be estimated through:

$$\eta_c = \left(1 - \frac{\sum_i \bar{x}_i \text{LHV}_i}{\text{LHV}_{\text{fuel}}} \right) \quad (18)$$

where \bar{x}_i is mass fraction of species i (i.e., CO, CH₄ and H₂).

The thermodynamic state as well as the equilibrium composition of the flue gases can be estimated from the aforementioned combustion model. However, the dynamic of certain formation/dissociation mechanisms is slower than others. When the reaction dynamics is slower than the residence time of the flue gases in the combustion chamber a non-equilibrium state must be considered. The two following sections study the formation mechanisms of NO_x and CO in order to identify the actual thermodynamic state of the flue gases at the combustion chamber chimney.

4. NO_x formation

The word NO_x refers to both nitric oxide (NO) and nitrogen dioxide (NO₂) even if it must be noted that, in combustion processes, NO emissions are generally much larger than NO₂ emissions. NO_x occurs in the flue gases through three main formation processes respectively referred to as thermal NO_x, fuel NO_x and prompt NO_x. In the present contribution, prompt NO_x are neglected as their formation occurs in fuel-rich and high temperature conditions [10,11] whereas in a boiler furnace, the conditions of air/fuel mix are generally lean to promote complete combustion and limit the CO emissions. The two remaining mechanisms are developed in the following sections.

4.1. Thermal NO_x

The thermal NO_x formation can be represented by three reactions called the extended Zeldovich mechanism:



The quantity of NO_x increases with temperature but also with oxygen concentration and residence time in the combustion chamber. The residence time of the flue gases in the furnace (t_{res}) is assessed by the following equation:

$$t_{\text{res}} = \frac{V_{\text{cc}}}{\dot{V}_{\text{fg}}} \quad (22)$$

where V_{cc} is the combustion chamber volume (m³) and \dot{V}_{fg} is the volume flow rate of the flue gases (m³ s⁻¹). The residence time is approximately of several seconds in conventional boiler configurations like those studied.

A detailed kinetic analysis [12] is used in this model to determine the real NO formation rate from the theoretical thermodynamic NO equilibrium state which was previously defined. This kinetic analysis considers the kinetic reaction rate of the three Zeldovich mechanisms leading to the real NO formation in function of the time residence (equation (22)) of the flue gas. This can be assessed by the following equation:

$$y_{\text{NO},r} = \theta \cdot y_{\text{NO},\text{eq}} \quad (23)$$

where y is the molar fraction, θ is determined by the chemical kinetic analysis of the NO formation mechanisms, the subscript eq stands for the equilibrium state assessed by the equilibrium model whereas the subscript r stands for real molar fraction of NO (i.e., non equilibrium concentrations).

Practically, thermal NO formation takes place mainly when the flame temperature exceeds 1600 °C as the residence time required to achieve the equilibrium state of NO (τ_{NO}) is reached in several hundredths of seconds (the exact time depending on the flame temperature and fuel composition). As the flame temperature is much lower in biomass combustion chambers (typically about 1000 °C), thermal NO_x are usually neglected (see Refs. [13,14]).

4.2. Fuel NO_x

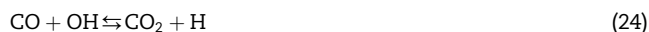
During combustion, fuel NO is formed as a result of the oxidation of the nitrogen contained in the fuel. Indeed the nitrogen bound in the fuel is released as a free radical and ultimately forms N₂ or NO through a large number of intermediate reactions. Concerning the nitrogen mass fraction, the two fuels studied must be distinguished since in natural gas nitrogen is under gaseous form (N₂) whereas nitrogen is linked to several compounds in biomass. This implies that fuel NO appears mainly in biomass combustion since the nitrogen gaseous form is considered similar to nitrogen of the combustion air. As a result, fuel NO of natural gas combustion is neglected. The factors affecting fuel NO formation are fuel nitrogen mass fraction and the concentration of oxygen in the mix.

Since biomass is a solid fuel, the mechanisms of fuel NO_x formation are considered similar to the one corresponding to coal. Two main schemes of formation are generally investigated for the NO_x fuel formation of solid fuel combustion [15]. In the first scheme, all fuel N converts to HCN (or NH₃) which is then partially converted to NO. The second one assumes all fuel N converts to NO directly which leads to a more important production of NO. In order to obtain reliable estimation of fuel NO_x formation, some authors have experimentally determined the fraction of fuel N converted to NO_x for biomass wood pellet and coal. The conclusion of these search works is that, for very low mass nitrogen fraction content in fuel, fuel N converts almost totally (70%–100%) into NO [16–19].

In Ref. [17], the authors investigate experimentally the ratios H/N and O/N content of the biomass and their relation to NO fuel formation for a lot of biomass data set found in the literature. Some trends can be identified: for weight ratio H/N above 25 and ratio O/N above 140, all fuel N converts to NO. As biomass wood pellets are approximately made of 50% C, 6% H and 44% O (weight fraction) with a maximal nitrogen weight fraction of 0.3% (DIN + Norm), the maximal ratio H/N and O/N is respectively equal to about 20 and 145. Consequently, all fuel N contained in the wood pellets are converted to NO.

4.3. CO formation

CO is an intermediate species in the oxidation of hydrocarbon fuel to CO₂ and H₂O when flame temperature is higher than 1000 °C [12]. The predominant equation leading to carbon monoxide oxidation is



A kinetic chemical analysis can be performed as previously done for thermal NO_x formation (see Ref. [12]) yet some authors have studied the characteristic time to get the equilibrium state of CO. This resulted in empirical trends stating that, for an air excess until 1.5, the CO equilibrium is achieved quite quickly (typically lower than 1 s). In the application presented herein, CO equilibrium is assumed to be achieved as the effective flue gases residence time in the furnace is much longer than 1 s.

5. Model validation

In order to assess the different uncertainties, a model sensitivity study is performed. Indeed, for the case of the industrial biomass boiler, errors on relative humidity of ±3%, on the air mass flow rate of ±5% and on ambient air temperature of ±2 °C are considered. Moreover the mass fractions in the different constituent components of the fuel are assumed to be known with an absolute error of 0.001% on the dry weight ratio. The main factor affecting the CO₂, O₂, CO, SO₂ emissions and the flame temperature is the air mass flow rate as it generates 98% of the total uncertainty. Concerning the water mass fraction of the flue gases, the main influence factor is the air humidity (56%), then the air mass flow rate (27%) and the air temperature (16%). Concerning NO_x emissions, the error is mainly due to fuel nitrogen mass fraction (>85%) and to air humidity (8%). This analysis clearly exhibits that the plant operator must ensure the most accurate knowledge on the air mass flow rate (it can alternatively be measured through the O₂ concentrations and fuel flow rate) and the fuel nitrogen mass fraction.

When the air excess increases above 15% (i.e., $e > 0.15$), as it is done in conventional combustion chambers to limit CO emissions, the concentrations in CO₂, O₂, N₂ and H₂O assessed by the complete combustion model are very close to those given by the incomplete combustion model developed above as the dissociation of the flue gases products is quite low. This effect can readily be seen in Fig. 1 where the green “bow tie” (in web version) curve representing the CO₂ predicted by the incomplete combustion model matches the red upper triangle (in web version) curve representing the CO₂ concentrations assessed by the complete combustion model. Similar conclusions can be drawn for the O₂ concentrations. Of course, the incomplete combustion model allows, as expected, an assessment of others flue gases species. If the air excess is canceled or becomes negative, the corresponding emissions of

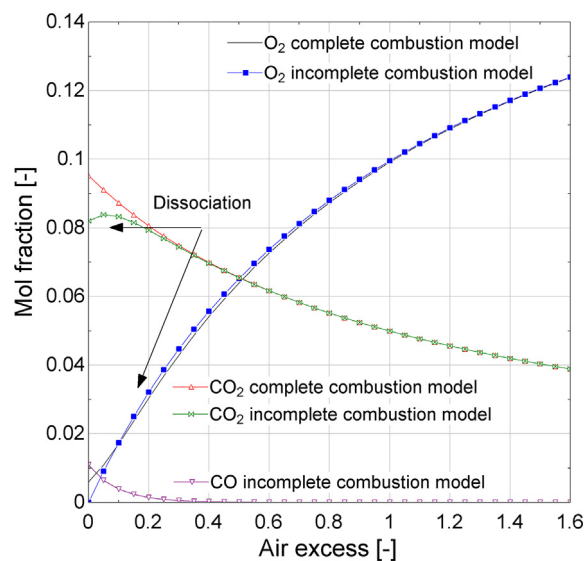


Fig. 1 – Influence of the excess air on the dissociation on CO₂ and O₂ for the complete and incomplete combustion model.

CO₂, O₂, N₂ and H₂O largely differ from the predictions of the complete combustion model with an increase of CO and NO_x.

The flame temperature assessed by the incomplete combustion model is also coherent as it increases when air excess tends to 0 and when the weight water mass fraction in fuel (especially biomass) decreases. This effect is depicted in Fig. 2.

The trends given by the developed model for NO_x formation and emissions (Fig. 3) are similar to those found in the literature ([4]) for biomass combustion. Indeed thermal NO_x appear at about 1400 °C and then increase rapidly with temperature (beyond 1600 °C) while fuel NO_x independent from the flame temperature level.

In order to validate the developed model, two configurations are used for which the fuel composition and the emissions measurements are available. The combustion model is first validated on the industrial grate biomass boiler of 12 MW primary power considered in the application detailed further. It is fed continuously in wood pellets for which the composition of the flue gases was measured for steady-state conditions. The measured emissions consisted of concentrations in CO, CO₂, O₂, NO_x, SO₂ and H₂O. These measurements were performed during about one day every 20 s and averaged. During the whole test, the same biomass composition has been used thus providing real able measurement set. In the following, this configuration is referred to as *biomass CHP*.

The second configuration is a natural gas semi-industrial boiler of 300 kW. The emissions measurements (CO, CO₂, O₂ and NO_x) are performed every 2 s and averaged. Contrary to the previous case, the combustion chamber is directly immersed in water therefore the flame temperature is far below the adiabatic flame temperature. The heat transfer from the combustion chamber to the water is assessed by a previously validated model of the boiler. Datasheets of the gas sensors are not available, an uncertainty of 1% of the sensor range is considered.

The fuel composition for the different validation test cases are supplied in Table 1. The simulated emissions compare well to the measured ones (on a dry gas volume fraction basis excepted for NO_x and SO_x which are expressed in mg m⁻³). Here, the cubic meter is defined for “normal conditions” i.e., a temperature and a pressure of 0 °C and 101,325 Pa respectively. A more accurate picture is given by Table 2 where the

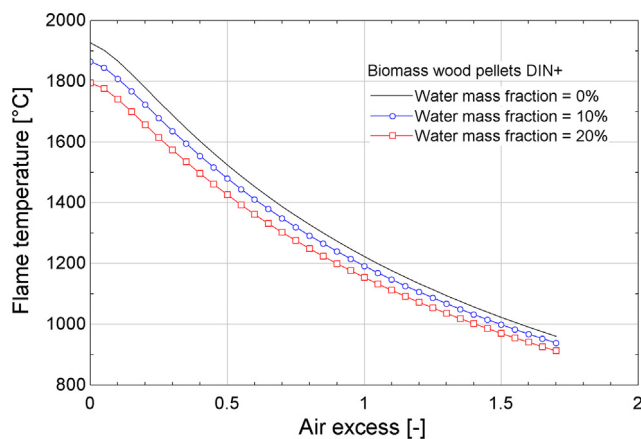


Fig. 2 – Influence of air excess and humidity on maximal flame temperature.

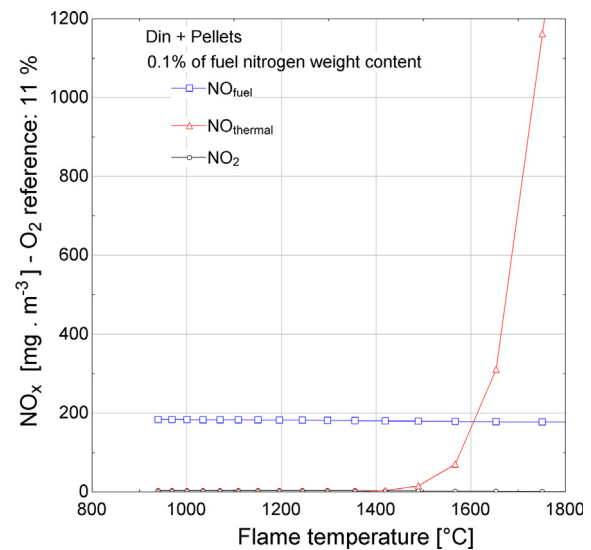


Fig. 3 – Simulation results of NO_x emissions versus temperature.

different emissions of interest are summarized. For sake of simplicity, data are expressed in the units used by the plant operators. Simulated emissions of CO₂, O₂, H₂O, NO_x, SO₂ match the measured ones within the model and measurement accuracies. The CO level is however, well underestimated by the model probably due to an uneven mix of fuel/air mixture within the furnace induced by the discrete points for primary combustion air injection. The fuel located above the air injection nozzles has a high excess of combustion air while those located outside this zones may have less air which generates CO (some more insight on this topic can be found in Ref. [20]). These local variations of the excess air are not taken into account in the presented model and the resulting CO emissions are underestimated. As the CO emissions are low with respect to the legislation their accurate prediction is not of paramount importance for the plant operators and this aspect has not been further investigated.

The results corresponding to the case of natural gas combustion are summarized in Table 3. The dry gas concentrations (volume fraction) exhibit that CO₂, O₂, CO and SO₂ are well assessed. The case of NO_x emissions is interesting as the emissions are under-estimated. Due to the low flame temperature, no thermal NO_x should appear and no fuel NO_x can be produced as nitrogen is present in the fuel under gaseous form. Once again, the explanation comes from some local conditions on the air/fuel mix inside the burner that are not

Table 1 – Dry fuel mass composition in each main species [%] of the different fuels used to validate the model.

	Biomass CHP	Natural gas boiler
C	50.2	69
H	6.1	21.5
O	43.2	3.4
N	0.09	6.1
He	0	2.18E-03
S	0.009	0

Table 2 – Experimental (Exp.) and model emissions predicted for 12 MW biomass boiler with a good agreement except for CO emissions.

	Exp.	Model
Volume gas fraction		
CO ₂ [%]	7.7 (±0.13)	8.0 (±0.15)
O ₂ [%]	12.8 (±0.08)	12.7 (±0.16)
H ₂ O [%]	8.18 (NC)	8.1 (±0.3)
CO [%]	56 · 10 ⁻⁶ (NC)	0 · 10 ⁻⁶ (±0)
Others gas concentration		
NO ₂ [mg m ⁻³]	406 (±4)	399 (±5)
SO ₂ [mg m ⁻³]	34 (±4)	27 (±3)
Flame temp. [°C]	1050 (±10)	1020 (±15)

taken in to account in the model. However, the model inaccuracies induce small prediction errors with respect to legislations and the model can still be used for analysis purposes provided that the combustion process is free from important local variation of temperature and air/fuel mix which is the case for well designed combustion chamber.

In order to investigate the robustness of the model for different kind of biomass fuels, data from the literature are used. In the present study NO_x emissions for biomass combustion from Refs. [21,22] are used additionally to data for DIN + wood pellets used in the industrial biomass plant. The results are presented in Fig. 4 showing a good agreement between the NO_x emissions assessed by the developed model and the real conversion rate (represented by blue (in web version) squares). The only exception is the miscanthus for which the model overestimates the NO_x emissions. The link between nitrogen fuel mass fraction and NO_x emissions is also clear. The more important the nitrogen fuel mass fraction is, the larger are the NO_x emissions.

6. CHP plant improvements

The aforementioned combustion model is used in a second step to simulate several improvement scenarios of a combined heat and power (CHP) plant. The plant consists of a moving grate biomass boiler generating steam at 4.2 MPa and 420 °C. The steam is expanded first in a back-pressure turbine. The exhaust steam is split in one flow that is condensed to generate pressurized hot water at 1.2 MPa and 120 °C, while the remaining is expanded in a condensing steam turbine. The plant can generate 7 MW of hot water and 2.4 MW of electricity. The hot water is used to heat the University campus

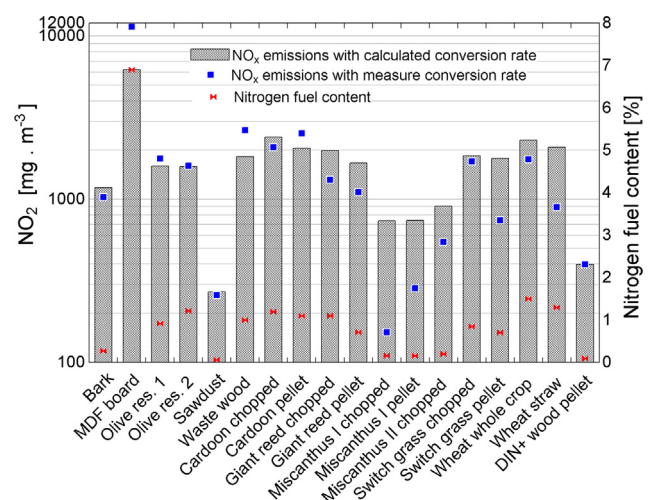
Table 3 – Experimental (Exp.) and model emissions in volume fraction [%] predicted for 300 kW natural gas boiler.

	Exp.	Model
Volume gas fraction		
CO ₂ [%]	12 (±0.2)	11.8 (±0.5)
O ₂ [%]	0.43 (±0.2)	0.43 (±0.15)
CO [%]	[9 (±2)] · 10 ⁻⁶	[19 (±4)] · 10 ⁻⁶
NO _x [%]	[40 (±4)] · 10 ⁻⁶	<1 · 10 ⁻⁶
Flame temp. [°C]	1274 (±10)	1283 (±5)

through a 10 km long district heating network while the electricity is used on the campus. A schematic of the plant is supplied in Fig. 5. The nominal cogeneration efficiency is around 75%. The actual decrease of the green certificate price in Belgium and the growing cost of biomass are the main drivers for the search of improvement scenarios. Basically, this is done through the increase of the conversion efficiency but also through the flexibility on the fuel composition in order to obtain the lowest biomass cost. A thermodynamical model of the CHP plant, previously developed by the authors in Ref. [3], is used to simulate the influence of the biomass composition and plant operation set points (excess air, boiler feed-water temperature, temperature of heat generated, ...) on the conversion efficiency. In Ref. [3], a simple complete combustion model is used which prevent NO_x and CO emissions from being predicted.

As the most effective scenarios were based on the modification of the excess air and flame temperature through flue gases recirculation, taking into account NO_x and CO emissions rapidly turned out to be mandatory in order to guarantee the safe operation of the plant. Indeed, the CHP plant operates near the maximum allowable NO_x emissions (i.e., 400 mg m⁻³ allowed at 6% of O₂ and expressed in NO₂ equivalent). As the installed power is relatively low, investing in secondary measures intended to remove the NO_x from the flue gases is not profitable and guaranteeing optimized operation could not be done without taking into account the level of pollutant emissions.

As the decrease of the air excess is the most effective parameter to improve the boiler efficiency it is the first measure to be considered. Currently the air excess used in the studied CHP plant is too high (i.e., $e = 1.5$) and the boiler efficiency is relatively low. Reducing the air excess involves an increase of the flame temperature which, besides the important thermal stresses on the grate, increases the level of NO_x emissions. As the fuel consists in wood pellets, the water mass fraction is low and the flame temperature resulting from a significant reduction of excess air exceeds the resistance of

**Fig. 4 – Comparison of calculated results of NO_x emissions for several biomass types and nitrogen mass fraction with those measured in Refs. [21,22].**

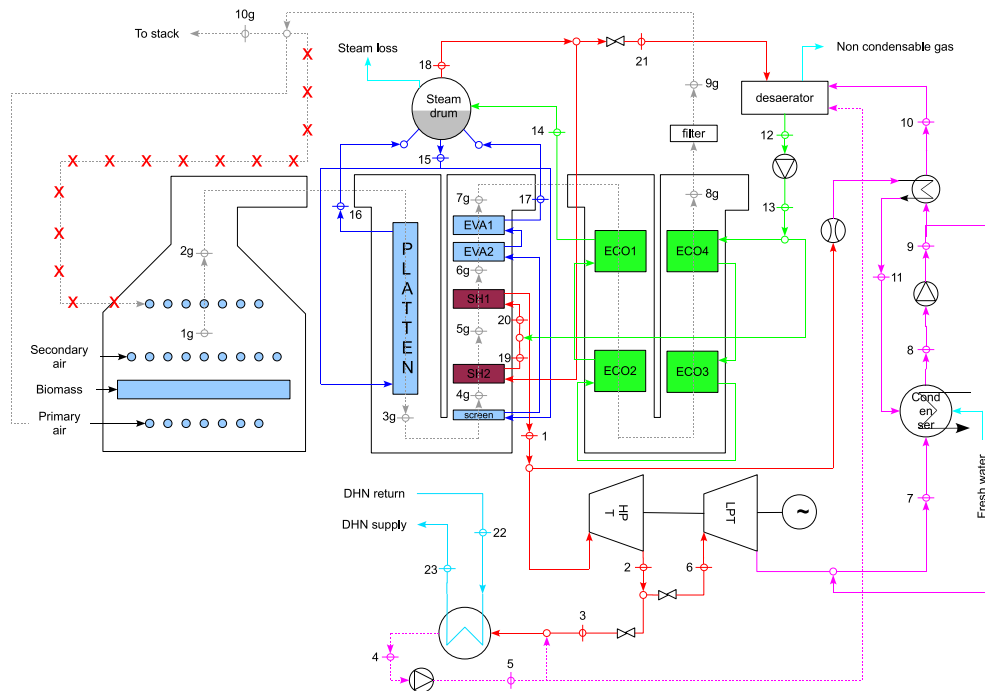


Fig. 5 – Schematic of biomass CHP plant studied.

the grate. In order to avoid this temperature increase, flue gases recirculation is used at the level of the primary air injection rather than at the level of the secondary air (see Fig. 5 for details). This proposed improvement is currently built on the CHP plant and measurements will be performed to validate the emissions when several flue gas recirculation rates will be used.

One important added value of the combustion model developed herein is that it allowed to determine that the source of the NO_x is the fuel nitrogen. Several measurements confirmed that there was no hot point in the boiler capable of generating thermal NO_x. As NO_x emissions are directly proportional to N-fuel mass fraction, the second measure to ensure safe operation is to carefully limit the level of N-fuel mass fraction in the biomass feeding the plant. These two conclusions enabled a characteristic map of the boiler to be sketched by gathering the influence of excess air and fuel nitrogen mass fraction on the boiler efficiency and NO_x emissions. Such a diagram for a flame temperature of 950 °C is represented in Fig. 6.

The same can be done for other pollutant emissions as SO₂ for several fuel sulfur mass fraction (Fig. 7):

For a desired boiler efficiency, one can easily derive the corresponding excess air level and the maximum fuel nitrogen mass fraction necessary to achieve a given limit on NO_x emissions. For example, 85% of efficiency is reached in the boiler if an excess air of 0.6 is used. Given the actual level of allowable NO₂ equivalent emissions (400 mg m⁻³ expressed at 6% of O₂), the maximum nitrogen mass fraction into the fuel is around 0.09%. If the legislation becomes stricter and falls to a level of 300 mg m⁻³ (the future 2016 level limit), the maximum level of nitrogen mass fraction into the fuel will be 0.067%.

It has to be noted that even if the conversion rate of nitrogen fuel to NO_x decreases when the ratio O/N and H/N decrease, i.e., when nitrogen fuel mass fraction increases, this reduction of the conversion rate is not sufficient to compensate the total nitrogen converted into NO_x and the NO_x emissions increase.

From Fig. 4, it can be noticed that the predicted NO_x emissions are below the maximal allowed emissions levels only for dry sawdust as nitrogen fuel mass fraction is very low (0.06%). Alternatively, miscanthus biomass would be a promising biomass as NO_x emissions can be under the emissions levels for two of the three studied species. However, the presented model does not predict the improvement in terms of NO_x emissions with miscanthus and more

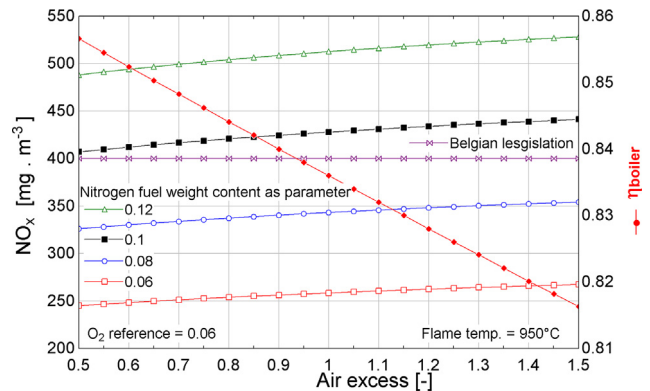


Fig. 6 – Influence of air excess on NO₂ equivalent emissions and boiler efficiency when flue gas is recirculated with primary air for several nitrogen fuel mass fractions.

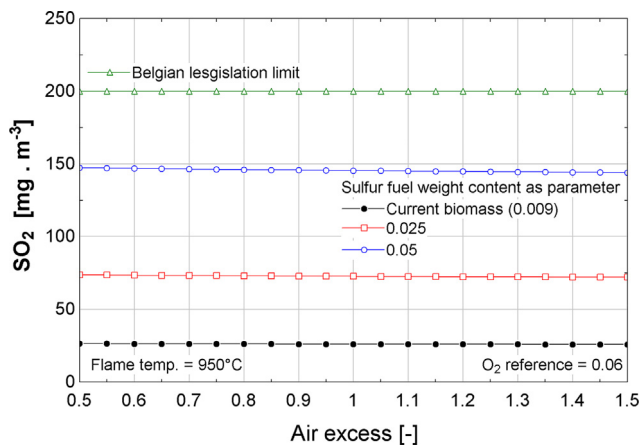


Fig. 7 – Influence of air excess on SO₂ emissions when flue gas is recirculated with primary air for several sulfur fuel mass fractions.

developments are needed to completely understand the process.

In conclusion, a low nitrogen and sulfur mass fraction biomass must be used to satisfy pollutants emissions legislation limits without an exhaust gas post-cleaning.

7. Conclusions and perspectives

An incomplete fuel combustion model is developed to assess easily the composition of several flue gases resulting from biomass combustion. These compositions allow the plant operator to optimize the cost of heat keeping into account the pollutant emissions level. A particular emphasis is given to NO_x and CO emissions. The model consists in a zero-dimensional chemical equilibrium calculation, i.e., dissociation and recombination, of 15 species of interest. A detailed chemical kinetic of NO_x and CO formation is also realized to determine if the chemical equilibrium of these two species is well estimated. CO emissions are correctly predicted but NO_x emissions are overestimated. Kinetic chemical analysis is performed and leads to a corrected thermal NO_x formation calculation together with an assessment of the fraction of fuel nitrogen converted into NO_x.

The resulting incomplete combustion model is experimentally validated on emissions and flame temperature measurements performed on two existing boilers (biomass and natural gas). A literature review is also performed to validate the correlations used to assess the conversion rate of nitrogen fuel mass fraction into NO_x. In conclusion, assessed NO_x emissions fit the experimental emissions as far as the fuel nitrogen mass fraction is low (under 7%) for a large variety of biomass type.

In this work, the decrease of air excess coupled with the use of flue gas recirculation is investigated and leads to a better boiler efficiency and slightly lower NO_x emissions. This improvement will be soon implemented on the existing CHP plant and further validation is expected. Additionally to the

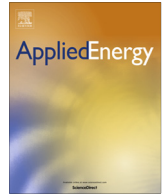
plant optimization, some maximum bounds for the nitrogen mass fraction of the fuel have been derived in order to ensure NO_x emissions level within bounds. In order to increase the range of biomass type, a deeper characterization of fuel nitrogen volatilization process leading to NO formation must be performed.

REFERENCES

- [1] Varun, Bhat IK, Prakash R. LCA of renewable energy for electricity generation systems – a review. *Renew Sustain Energy Rev* 2009;13(5):1067–73.
- [2] Lund H, Moller B, Mathiesen BV, Dyrelund A. The role of district heating in future renewable energy systems. *Energy* 2010;35(3):1381–90.
- [3] Sartor K, Quoilin S, Dewallef P. Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network. In: Yan J, editor. *Applied energy. Proceedings of 5th International Conference on Applied Energy*; 2013 Jul 1-4; Pretoria; 2013. pp. 1–10.
- [4] van Loo S, Koppejan J, editors. *The handbook of biomass combustion and co-firing*. London: Earthscan; 2008.
- [5] Optimisation of biomass grate furnace with a new 3D packed bed combustion model. In: *Energies ER, editor. Proceedings of 18th European Biomass Conference and Exhibition*; 2010 May 3-7; Lyon (FR). Florence (IT): ETA Florence; 2010. pp. 1412–20.
- [6] Ranzi E, A PC, Pierucci S, Stringa S. Comprehensive and detailed kinetic model of a traveling grate combustor of biomass. *Energy Fuels* 2011;25(11):4195–205.
- [7] van Kuijk H. *Grate furnace combustion: a model for the solid fuel layer*. Eindhoven, (NL): Technical University of Eindhoven; 2008.
- [8] McBride BJ, Zehe MJ, Gordon S. *NASA Glenn coefficients for calculating thermodynamic properties of individual species*. Cleveland (OH): Glenn Research Center (US); 2002 Sep. Report No.: NASA/TP-2002-211556.
- [9] Strehlow RA. *Combustion fundamentals*. McGraw-Hill; 1984. Appendix E1.
- [10] Fenimore CP. Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames. *Proc Combust Inst* 1971;13:373–80.
- [11] Hayhurst AN, Vince IM. Nitric oxide formation from N₂ in flames: the importance of prompt NO. *Prog Energy Combust Sci* 1980;6(1):35–51.
- [12] Flagan RC, Seinfeld JH. *Fundamentals of air pollution engineering*. Dover civil and mechanical engineering series. Dover Publications; 2012.
- [13] Tariq AS, Purvis MRI. NO_x emissions and thermal efficiencies of small scale biomass-fuelled combustion plant with reference to process industries in a developing country. *Fuel Energy Abstr* 1996;37(2):144.
- [14] Glarborg P, Jensen AD, Johnsson JE. Fuel nitrogen conversion in solid fuel fired systems. *Prog Energy Combust Sci* 2003;29(2):89–113.
- [15] ANSYS. *ANSYS FLUENT theory guide*. Release 14.0. Canonsburg, PA: Ansys Inc; 2011.
- [16] Bartok W, Sarofim AF. *Fossil fuel combustion: a source book*. Wiley Interscience publication. New York: Wiley; 1991.
- [17] Vermeulen I, Block C, Vandecasteele C. Estimation of fuel-nitrogen oxide emissions from the element composition of the solid or waste fuel. *Fuel* 2012;94(0):75–80.
- [18] Ninomiya Y, Yokoi K, Arai N, Hasatani M. Characteristics of emission of char NO during the combustion of a single particle of coal char. *Int Chem Eng* 1989;29(3):512–6.

-
- [19] Miettinen H, Paulsson M, Stromberg D. Laboratory study of N_2O formation from burning char particles at FBC conditions. *Energy Fuels* 1995;9(1):10–9.
- [20] Ross AB, Jones JM, Chaiklangmuang S, Pourkashanian M, Williams A, Kubica K, et al. Measurement and prediction of the emission of pollutants from the combustion of coal and biomass in a fixed bed furnace. *Fuel* 2002;81(5):571–82.
- [21] Stubenberger G, Scharler R, Zahirovic S, Obernberger I. Experimental investigation of nitrogen species release from different solid biomass fuels as a basis for release models. *Fuel* 2008;87(6):793–806.
- [22] Stubenberger G, Scharler R, Obernberger I. Nitrogen release behavior of different biomass fuels under lab-scale and pilot-scale conditions. In: In proceedings of 15th European Biomass Conference and Exhibition; 2007 May 7–11; Berlin. Florence (IT): ETA Florence; 2007. pp. 1412–20.

2. Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network.



Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network



K. Sartor*, S. Quoilin, P. Dewallef

Department of Aerospace and Mechanics, Thermodynamics Laboratory, University of Liège, Chemin des Chevreuils 7, B-4000 Liège, Belgium

HIGHLIGHTS

- Estimation of economical, environmental and energetic performances of CHP plant.
- Quasi-steady state simulation model of CHP plant.
- Quasi-steady state simulation model of district heating network.
- Energy saving scenario.

ARTICLE INFO

Article history:

Received 29 October 2013
Received in revised form 18 January 2014
Accepted 29 January 2014
Available online 1 March 2014

Keywords:

Biomass
Combined heat and power
Power plant
DHN
District heating network
Wood pellet

ABSTRACT

Biomass combined heat and power (CHP) plants connected to district heating (DH) networks are recognized nowadays as a very good opportunity to increase the share of renewable sources into energy systems. However, as CHP plants are not optimized for electricity production, their operation is profitable only if a sufficient heat demand is available throughout the year. Most of the time, pre-feasibility studies are based on peak power demand and business plans only assume monthly or yearly consumption data. This approach usually turns out to overestimate the number of operating hours or oversize the plant capacity.

This contribution presents a methodology intended to be simple and effective that provides accurate estimations of economical, environmental and energetic performances of CHP plants connected to district heating networks. A quasi-steady state simulation model of a CHP plant combined with a simulation model of the district heating network installed on the Campus of the University in Liège (Belgium) is used as an application framework to demonstrate the effectiveness of the selected approach. Based on the developed model and actual consumption data, several scenarios for energy savings are considered and ranked.

The potential energy savings and resulting energy costs are estimated enabling more general conclusions to be drawn on the opportunity of using district heating networks in urban districts for Western Europe countries.

© 2014 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

Biomass CHP plants are often seen as an efficient way to reduce greenhouse gases emissions due to their very low CO₂ emissions level [1,2]. Biomass pellet price per unit of primary energy is also lower than that of fossil fuels (e.g. 36.55 against 55.9 € per MW h [3] for natural gas). Another attractive aspect of biomass lies in the fact that the resource is more equally spread over the earth which can be an advantage from the energy independence point of view. However, due to the nature and the diversity of the

biomass fuels, achieving high efficiency together with clean combustion is far more difficult for biomass than for traditional fossil fuels. Therefore, the investment required to build a biomass CHP plant is significantly higher than that of a corresponding natural gas CHP plant based on reciprocating engines or gas turbines.

Because of the significant cost, the conversion efficiency of the primary energy into electricity and heat must be maintained to a maximum during the maximum number of hours throughout the year. Practically, this means that the heat produced by the CHP plant must be useful to some consumers for some minimum number of hours per year. The assessment of the threshold below which the cost of heat from the CHP is above the one generated by a traditional natural gas boiler depends upon the application at hand and is addressed in the following. Clearly, industries needing a

* Corresponding author. Tel.: +32 (0)4 366 48 20.

E-mail addresses: kevin.sartor@ulg.ac.be (K. Sartor), squoilin@ulg.ac.be (S. Quoilin), p.dewallef@ulg.ac.be (P. Dewallef).

Nomenclature*Acronyms*

CHP	combined heat and power
COH	cost of heat (€ per MW h)
DH	district heating
LHV	low heating value
NG	natural gas
ULg	University of Liège

Roman symbols

A	area (m ²)
C	capital cost (€ per kW installed)
D	diameter (m)
d	discounting rate (-)
E	distance between the two buried pipes (m)
H	depth of buried pipe (m)
h	enthalpy (J/kg)
K	characteristic turbine parameter (-)
\dot{m}	mass flow rate (kg/s)
N	number of years (-)
P	power (W)
p	pressure (Pa)
\dot{Q}	heat rate (W)
R	thermal resistance (m ² K/W)
T	temperature (°C)
U_{fix}	fixed costs of operation, maintenance and administration (€ per year per MW h)
u_{var}	variable costs of operation, maintenance and administration (€ per MW h)
y	price (€ per MW h)

Greek symbols

ΔT_{lm}	logarithmic mean temperature difference (°C)
ϵ	efficiency (-)
η	efficiency (-)
λ	global heat transfer coefficient per unit length (W/°C/m)

λ	conductivity (-)
ψ	annuity factor (year ⁻¹)
τ_e	availability factor (-)
ζ	fraction (-)

Subscripts

alt	alternator
amb	ambient
aux	auxiliaries
a	air
bck	back up natural gas boiler
chp	combined heat and power
cv	green certificate
c	combustion
el	electricity
ex	exhaust
fd	average temperature of the water circulating in DH network
fg	flue gas
f	fuel
g	ground
hpt	high pressure turbine
h	concrete pipe
is	isentropic
i	installed
lpt	low pressure turbine
$prim$	primary
$recirc$	recirculation
rr	surface of return pipe
r	return pipe
ss	surface of supply pipe
st	steam
su	supply
s	supply pipe
th	thermal
w	wall

steady and important amount of heat throughout the year are the best case for biomass CHP plants, yet most of these industries are already equipped with CHP plants of some kind. A developing idea is to use the heat produced by a CHP plant in district heating networks. The practice of district heating networks is not new and installations were realized throughout Europe for several decades (mostly Germany, Scandinavian countries and Eastern Europe countries).

The new context of rising price of fossil fuels and pressure towards lower greenhouse gases emissions shed a new light on district heating networks and lots of new such installations have been realized during the last 10 years across the whole Europe. The attractive property of a CHP plant connected to a district heating network is the possibility to massively include renewable sources of energy into energy systems at a reasonable cost.

However, one must always keep in mind that even if a DH network enables the heat to be transported over long distances (typically several kilometers) which therefore guarantees a large amount of heat demand, the load profile throughout the year is far from being constant. In these conditions, a good practice consists in designing the CHP plant on the minimum heat demand. However, in the case of DH networks, the minimum heat demand is often very low and does not justify the installation of a CHP plant. Finding the right size and technology for CHP plant connected to DH networks that minimizes the cost of heat turns out

to be a delicate exercise requiring a careful estimation of both the average conversion efficiencies for electricity/heat production and the equivalent utilization time of the plant at rated output.¹

The high level of conversion efficiencies (in the range 70–90% [4]) combined to the allocation of subsidies enables a significant decrease of the heat cost. However, at the level of feasibility studies, rule of thumbs based on existing installations are often used which does not guarantee a competitive cost of heat. While methodologies exist to integrate CHP systems, the considered conversion efficiencies are most of the time based on correlation from existing plants and whose generalization is not guaranteed (e.g., [5,6]). Some more detailed models, even dynamic models, can be found in the literature [7], yet their integration on the basis of the demand curve along a typical year is not considered.

The scope of this contribution is to present a simple, yet complete, methodology to simulate a biomass CHP plant based on a steam cycle with extraction turbines and connected to a DH network. The simulation model is used to assess the average conversion efficiencies over a complete year of operation, thus providing reliable estimates for energy cost predictions. The methodology is applied to an existing installation available on the

¹ The equivalent utilization time at rated output is the energy generated by the plant in a period of time divided by the electrical energy which could be produced by the plant running the whole year at rated output.

University campus in Liège (Belgium) for which consumption data is available. The example application enables the estimation of meaningful cost and environmental parameters related to the use of such an installation.

2. Problem statement

When using a CHP plant to feed a DH network, the goal is to optimize the conversion efficiency of the primary energy into useful energy (electricity and heat). If $P_{el, chp}$ and $P_{th, chp}$ represent respectively the electrical and thermal power generated by the CHP plant and $P_{prim, chp}$ denotes the primary energy used to generate $P_{el, chp}$ and $P_{th, chp}$, the electrical and thermal efficiencies are defined respectively as:

$$\eta_{el, chp} = \frac{P_{el, chp}}{P_{prim, chp}} \quad \text{and} \quad \eta_{th, chp} = \frac{P_{th, chp}}{P_{prim, chp}} \quad (1)$$

The total CHP efficiency is defined as $\eta_{chp} = \eta_{el, chp} + \eta_{th, chp}$. Burning one kilowatt-hour (kW h) of natural gas releases 251 g of CO₂² while the same primary energy of biomass releases between 0 and 30 g of CO₂ only. Biomass fuels can be of very different types and it is beyond the scope of the present contribution to list them all and it will be assumed that the biomass fuel used herein generates 30 g of CO₂ per kilowatt-hour of primary energy. Most of the European countries have policies to reward the use of biomass fuels under the form of subsidies or premium on the energy produced from biomass fuels. More recently, other methodologies such as *life cycle analysis* take into account the whole production process from the construction of the plant to its decommissioning to assess the actual saving in terms of CO₂ emissions.

However, the most critical and decisive criteria for the development of such technologies is the cost of the energy. The problem of optimizing a CHP plant connected to a DH network is considered herein as designing the CHP plant minimizing cost of heat supplied to the user. To that end, a cost model for the heat production must be designed which takes into account the cost of capital, the fuel costs, the operation and maintenance cost as well as the selling price of the electricity produced. The previous consideration translates the fact that the plant is supposed to be heat-driven, the electricity being considered as a by-product sold to the grid operator or consumed locally.

The cost model per unit of thermal energy used herein is derived similarly to the one defined for electricity in [8]. According to this model, the cost of heat is expressed as:

$$COH = \underbrace{\frac{C \cdot \psi + U_{fix}}{P_{i, th, chp} \cdot \tau_e}}_{\text{Fixed cost}} + \underbrace{\frac{y_f}{\bar{\eta}_{th, chp}} + u_{var}}_{\text{Variable cost}} - \underbrace{(y_{el} + \tau_{cv} y_{cv})}_{\text{Elec. selling price}} \frac{\bar{\eta}_{el, chp}}{\bar{\eta}_{th, chp}} \quad (2)$$

where C is the total investment cost, ψ is the annuity factor which takes into account the present value of money and represents the annual repayment for the initial investment expressed in year⁻¹. The annuity factor is assessed according to:

$$\psi = \frac{d}{1 - (1 + d)^{-N}} \quad (3)$$

where d is the discounting rate per year and N the number of years for which the installation is used (e.g., the life time of the plant). $P_{i, th, chp}$ is the installed thermal power of the CHP plant in MW and τ_e is the equivalent utilization time at rated power output. τ_e embeds the availability factor of the plant (around 92% for a biomass CHP plant). y_f is the cost of fuel in €/MW h, U_{fix} is the fixed cost of operation, maintenance and administration in €/year and u_{var} is

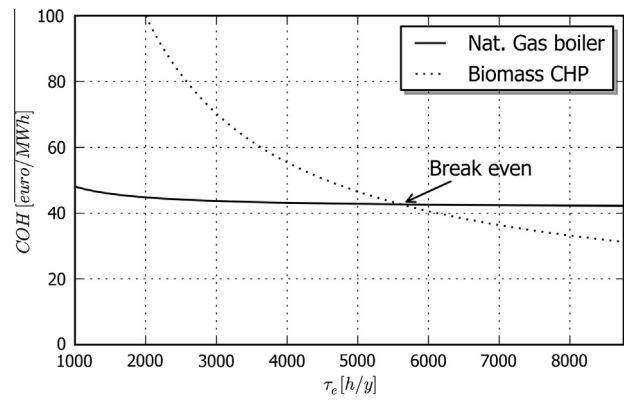


Fig. 1. Influence of the equivalent utilization time on the cost of heat.

the variable cost of operation, maintenance and repair in €/MW h. $\bar{\eta}_{th, chp}$ is the annual average thermal efficiency defined similarly to $\eta_{th, chp}$ yet taking into account the start/stop procedures (if any) and the part load efficiency. y_{el} is the price of electricity in €/MW h while τ_{cv} and y_{cv} are respectively the number of green certificates per MW h of electricity produced³ and the unit price of green certificate. The term $\tau_{cv} y_{cv}$ is replaced by the premium on the electricity selling when feed-in tariffs are used instead.

The determination of C , U_{fix} , u_{var} , d and N is not within the scope of the present contribution and reliable estimates can be found e.g., in [9,8]. Neither the influence of fuel cost y_f nor the one of the supporting policies $\tau_{cv} y_{cv}$ will be long discussed herein and representative value of the market in Belgium will be used, as it is relatively straightforward for the reader to include his proper data into the above model.

However, the determination of τ_e , $\bar{\eta}_{e, chp}$ and $\bar{\eta}_{th, chp}$ is not straightforward and very often overlooked as these values strongly depend upon the size of the CHP plant and the time profile of heat demand. Studying how the CHP plant matches the heat demand and assessing the resulting performance is the main scope of the present contribution. In order to support the discussion, it is insightful to study the influence of τ_e on the cost of heat for two typical situations, namely a CHP plant and a natural gas boiler. The two COH are presented in Fig. 1 for a wide range of τ_e . It can readily be seen that for a natural gas boiler the cost of heat is nearly constant since fixed costs are negligible compared to variable costs. For the CHP plant however, the fixed costs are far more important and create a strong dependency between the cost of heat and the utilization time.

When connected to a DH network, the CHP plant is designed to supply the base load while backup boilers supply the peak load. The situation is depicted in Fig. 2 representing the evolution of a building heating load during the day. The area denoted $E_{th, chp}$ (light grey) represents the heat supplied by the CHP below the installed thermal power while the area $E_{th, bck}$ (dark grey) is for the thermal energy supplied by the backup boilers.

When integrating the scheme on the whole year, the total heat demand can be represented as a cumulative load diagram such as the one represented in Fig. 3.

Such a diagram is very useful to assess the equivalent utilization time corresponding to a specific installed thermal power as well as the thermal energy provided by a CHP plant given a specific thermal demand. In Fig. 3, the thermal energy supplied by the CHP plant is the light grey area. The remaining area under the demand

² By convention the primary energy is based on the higher heating value rather on the lower heating value.

³ For the Walloon region of Belgium one green certificate is granted for every 456 kg of CO₂ saving. A maximum of 2 green certificate is allowed per MW h of electricity produced.

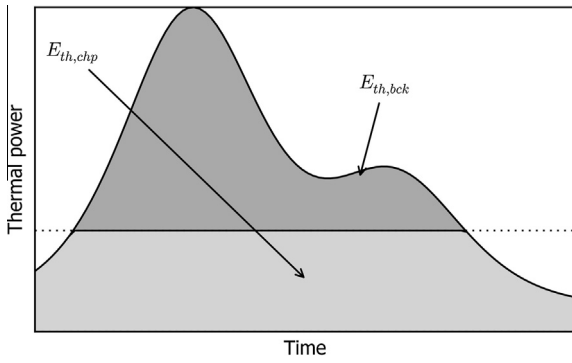


Fig. 2. Variation of load during the day for a typical heating application.

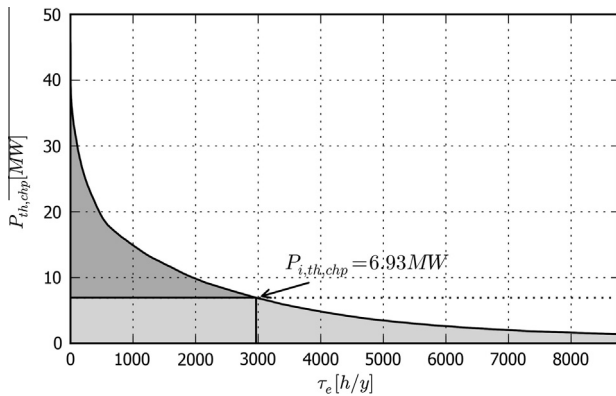


Fig. 3. Cumulative demand curve of a district heating network.

curve (dark grey) is the amount of heat supplied by the backup boiler. The equivalent utilization time τ_e used in Eqs. (2) is obtained by dividing the light grey area (expressed in MW h) by the installed power (expressed in MW) and multiplying the result by the reliability ratio of the plant (typically 98%). The time step used for the simulation presented herein is 1 h. It is however too coarse to catch the detailed behavior of the plant and a further refinement will consist in reducing the time step to 15 min or less if transient effects are taken into account.

If the costs of heat generated through relation (2) for the CHP plant and backup boiler are denoted respectively by COH_{chp} and COH_{bck} and θ is the ratio of the thermal energy generated by the CHP plant to the total thermal energy for the considered time interval, the average cost of heat is assessed through:

$$\text{COH} = \theta \text{COH}_{\text{chp}} + (1 - \theta) \text{COH}_{\text{bck}} \quad (4)$$

In addition to the cost model summarized by relation (2), it is interesting to study the influence of the heat losses due to the DH network and to express the cost of heat per unit of heat delivered to the customer. This is achieved through the definition of a transport efficiency ζ_{DHN} defined as the ratio of the heat delivered to the consumer to the heat produced by the plant. With this transport efficiency, relation (2) yields:

$$\text{COH} = \frac{1}{\zeta_{\text{DHN}}} \left[\frac{C \cdot \psi + U_{\text{fix}}}{P_{i,\text{th,chp}} \cdot \tau_e} + \frac{y_f}{\eta_{\text{th,chp}}} + u_{\text{var}} \right] \quad (5)$$

$$- \left(y_{\text{el}} + \tau_{\text{cv}} y_{\text{cv}} \right) \frac{\eta_{\text{el,chp}}}{\eta_{\text{th,chp}}} \quad (6)$$

3. The simulation model

Section 2 aimed at assessing the exact amount of heat supplied by a CHP plant to a DH network whose heat demand profile is

known. The scope of the present section is to introduce a more detailed simulation model to assess the thermal and electricity conversion efficiencies during the whole year, thus taking into account off-design ambient conditions and part load operation of the plant.

The considered biomass CHP plant consists of a biomass furnace connected to a boiler made of an economizer, an evaporator and super-heater section. A schematic of the cycle is represented in Fig. 4.

In essence, the complete simulation model of the plant is made of basic 0-dimensional components where the relation input–output satisfies the energy, mass and momentum balances. The components mentioned in Fig. 4 are detailed in the next subsections.

3.1. Biomass combustion

The model developed is intended to predict the thermodynamic state of the flue gas at the exhaust of the furnace. Assuming that both combustion air and flue gases can be modeled by perfect gas and neglecting pressure losses, the temperature of the flue gas can be assessed by the resolution of the mass and energy balance. Basically, the approach considered herein is the one advised in [10] to which several modifications have been made to take into account combustion air humidity and flue gas recirculation.

When introducing flue gas recirculation, the mass and energy balance equations yield:

$$\dot{m}_{\text{fg}} = \dot{m}_{\text{fg,recirc}} + \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (7)$$

$$\dot{m}_{\text{fg}} h_{\text{fg}} = \dot{m}_{\text{fg,recirc}} h_{\text{fg}} + \dot{m}_a \cdot h_a + \dot{m}_f (h_f + \varepsilon_c \text{LHV}_f) \quad (8)$$

where the suffix a, f and fg refer respectively to combustion air, fuel and flue gases. \dot{m} stands for the mass flow rate, h is the enthalpy, LHV_f is the fuel lower heating value and ε_c is the combustion efficiency. The resolution of the above equations requires thermodynamic properties of the flue gases. For fossil fuels, such properties are available for several values of the excess air but when dealing with biomass whose composition is highly variable, a combustion model is needed to assess the thermodynamic properties of the flue gas.

Again, the combustion model is inspired from the one advised in [10] where complete combustion of the biomass is assumed. This is compatible with the high air excess commonly used in biomass boilers where CO emissions are most of the time very low. This model also neglects the SO_3 formation and assumes that sulfur is completely transformed into SO_2 . The biomass composition is handled through a general model $\text{C}_m\text{H}_n\text{O}_x\text{N}_y\text{S}_z$ where the subscripts are the ratio between wet basis mass fraction of each component

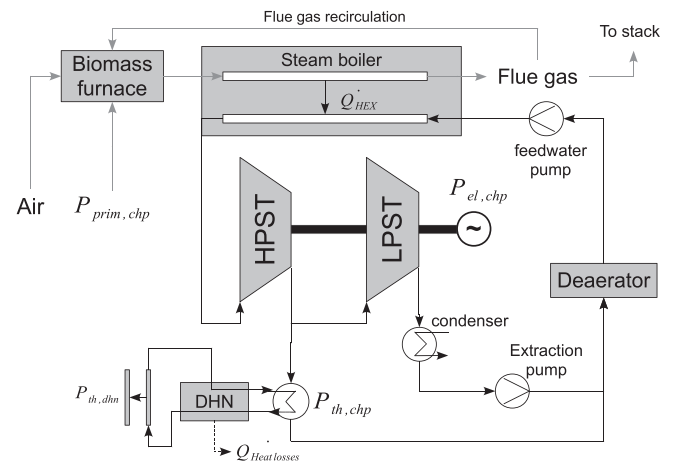


Fig. 4. Schematic of CHP plant.

to its molar mass. This proposed biomass composition is easily determined if biomass is normalized (EN 15104, EN 14774, EN 14775, EN 15289). Others components like Cl, Cr, ... are neglected while EN 14961-2 involves their content inside sold biomass is less than 1%.

The formulation proposed in [10] is extended to take into account air humidity (Eq. (9)).

$$\underbrace{C_m H_n O_x N_y S_z + x_w \cdot H_2O}_{\text{A mole of wet biomass}} + (1 + e) \cdot \kappa \cdot (O_2 + \beta \cdot N_2 + \gamma \cdot H_2O) \\ \Rightarrow m \cdot CO_2 + \left(\frac{n}{2} + x_w + \gamma\right) \cdot H_2O + \left(\beta \cdot \kappa + \frac{y}{2}\right) \cdot N_2 + e \cdot \kappa \cdot O_2 + z \cdot SO_2 \quad (9)$$

In the above equation e is the excess air, x_w is the mole fraction of water in biomass, β is the ratio between molar fraction of nitrogen and oxygen in wet air, γ is the molar fraction between water and oxygen in wet air and $\kappa = (m + \frac{n}{4} - \frac{x}{2} + z)$. The ashes are considered as neutral for combustion reaction. As flue gas recirculation will be investigated further, the above combustion equation can be extended to take into account the flue gas recirculation which can be done by adding the following term to both members of the combustion Eq. (9):

$$\chi \cdot \left[m \cdot CO_2 + \left(\frac{n}{2} + x_w + \gamma\right) \cdot H_2O + \left(\beta \cdot \kappa + \frac{y}{2}\right) \cdot N_2 + e \cdot \kappa \cdot O_2 + z \cdot SO_2 \right] \quad (10)$$

where χ is defined as the molar fraction of recirculated combustion gases. In this case, ashes are not recirculate as they are captured before recirculation.

For given ambient conditions, excess air, biomass composition and mass flow rate and the above equations allow the determination of flues gas thermodynamic properties for any given furnace exhaust temperature. The advantage of the developed model, is the high flexibility regarding biomass fuel and operating conditions allowing accurate prediction of the boiler efficiency.

3.2. Steam boiler

Once the thermodynamic properties of the flue gas at the exhaust of the furnace are known, the heat transferred from the flue gases to produce the steam must be determined. The energy balance together with the calculation of the heat transfer between the water and the flue gases can be used which gives the following balance equations:

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_{fg} (h_{su,fg} - h_{ex,fg}) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_{st} (h_{ex,st} - h_{su,st}) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{HEX} = \int_A U_{loc} (T_{fg} - T_{st}) dA = AU \Delta T_{lm} \quad (13)$$

where \dot{Q}_{HEX} is the rate of heat transferred from the flue gas to the steam, \dot{m}_{fg} the flue gas mass flow rate determined by the furnace model, \dot{m}_{st} is the steam mass flow rate, $h_{su,fg}$ and $h_{su,st}$ are the known enthalpy of the flue gas and steam at the boiler supply. A is the exchange area of the heat exchanger, U the average overall heat transfer coefficient and ΔT_{lm} is the logarithmic mean temperature difference between the water and the flue gas (see [11] for further details and definitions). As water undergoes a phase change, the heat transfer coefficient U cannot be considered constant for the whole boiler and the heat exchanger is split up into three parts, namely the economizer for the heating of subcooled water, the evaporator for the wet steam and the superheater for the superheated steam.

For sake of robustness, the number of transfer unit (NTU) has been used instead of the logarithmic mean temperature difference.

When the product AU is known and given a set point on the steam mass flow rate, the exhaust temperatures for the flue gas and steam can be calculated thus enabling the assessment of the boiler efficiency. This is an interesting feature of this simple model as boiler efficiency can be assessed when the boiler operates outside nominal conditions.

Practically, AU can be determined from the heat exchanger geometry and existing correlations (see [12]) or be determined from the value of the pinch point for nominal operation. In the application presented herein, the latter approach has been selected since it was the only data available.

Additionally to the rate of heat exchanged, the boiler model is completed by a prediction of the heat exchangers pressure drop which enables the calculation of the fan consumption. If experimental data are not available, some empirical correlations could be used to determine these pressure drops [13]. It has to be noted that the heat exchanger transferring the heat from the steam to the DH network is also modeled by the same methodology.

3.3. Steam turbines

In the above section, the mass flow rate was assumed to be known. In effect, the effective mass flow rate is obtained by adapting the feedwater pressure to the turbine permeability. Indeed, the steam turbine can be seen as a nozzle whose mass flow rate depends upon the inlet pressure and temperature and outlet pressure. The dependency between these parameters is expressed by the so-called Stodola line [14] expressed below:

$$\frac{\dot{m}_{st} \sqrt{T_{su,st}}}{\sqrt{p_{su,st}^2 - p_{ex,st}^2}} = K \quad (14)$$

The parameter K is constant for a very wide range of operation and therefore can be determined from the nominal operation. Once, K is determined, the mass flow rate can be calculated from the inlet pressure and temperature together with the pressure drop across the turbine. The gross electrical power delivered by the turbine is given by:

$$P_{el,turb} = \dot{m}_{st} \cdot \eta_{alt} \cdot \varepsilon_{is} \cdot (h_{su,st} - h_{ex,st}) \quad (15)$$

where η_{alt} is the alternator efficiency, ε_{is} is the isentropic efficiency of the turbine and $h_{ex,st}$ the enthalpy at the exhaust of the turbine resulting from an isentropic expansion from p_{su} to p_{ex} . The isentropic efficiency is considered constant on the whole operating range of the turbine. The latter assumption does not strictly holds and the efficiency decreases with the mass flow rate. However, the decrease in efficiency is limited in the operating range of the high pressure turbine and is only noticeable for the low pressure turbine when an important steam flow is extracted for the district heating network.

The net electrical power generated is assessed by:

$$P_{el,chp} = \dot{m}_{st} \eta_{alt} [\varepsilon_{is,hpt} \cdot (h_{su,hpt} - h_{ex,s,hpt}) + (1 - \zeta) \varepsilon_{is,lpt} \cdot (h_{su,lpt} - h_{ex,s,lpt})] - P_{aux} \quad (16)$$

where the suffix hpt and lpt refer to the high and low pressure turbine respectively, P_{aux} is the power consumed by the auxiliaries (pumps, fan, ...) and ζ is the fraction of steam extracted at the back-pressure turbine outlet.

3.4. District heating network

As indicated in Fig. 4, the heat produced by the CHP plant is not fully delivered to the consumption point due to the heat transfer losses across the DH network piping. The estimation of these losses

is important as they can represent a significant amount of the heat produced when the thermal consumption is low (during summer time).

To introduce the discussion, a cross-section of the trench containing the supply and return pipes of the DH network is supplied in Fig. 5a. District heating pipes can be insulated pipes buried in the ground or alternatively placed in a buried concrete duct. The present contribution is not intended to be a review of the literature on the calculation of heat losses in district heating and the interested reader is referred to [15,16] for a more complete information.

Strictly speaking, the problem is a multi-dimensional unsteady heat transfer problem whose resolution falls beyond the scope of the present study and the problem will be treated herein as a steady-state two-dimensional conduction–convection problem. When only conduction is present, the problem of two-dimensional heat transfer between two isothermal surfaces A_1 and A_2 is generally expressed as:

$$\dot{Q} = -\lambda \iint_{A_1} \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_1 dA_1 = \lambda \iint_{A_2} \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_2 dA_2 \quad (17)$$

which can be simplified by the definition of a shape factor S_l per unit length as:

$$\dot{Q} = \lambda \cdot S_l \cdot l \cdot (T_1 - T_2) \quad \text{with} \quad S_l = \frac{\int_{A_1} \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_1 dA_1}{l(T_2 - T_1)} \quad (18)$$

The attractive property of the above formulation is that shape factors for various geometries can be found in the literature (see for example [12]). Therefore, it is possible to decompose the DH cross-section as a superposition of several elementary conduction problems each of which being modeled by a heat transfer equation of the form:

$$\dot{Q} = \lambda S_l l (T_2 - T_1) = \frac{T_2 - T_1}{R} \quad (19)$$

In the above equation, the equivalent heat transfer resistance R is defined which enables the heat transfer problem to be translated into an electrical equivalent. For example, the situation depicted

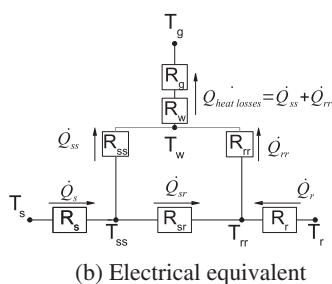
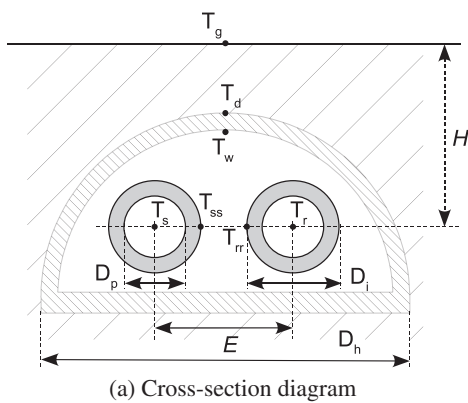


Fig. 5. Trench used in the district heating network at ULg.

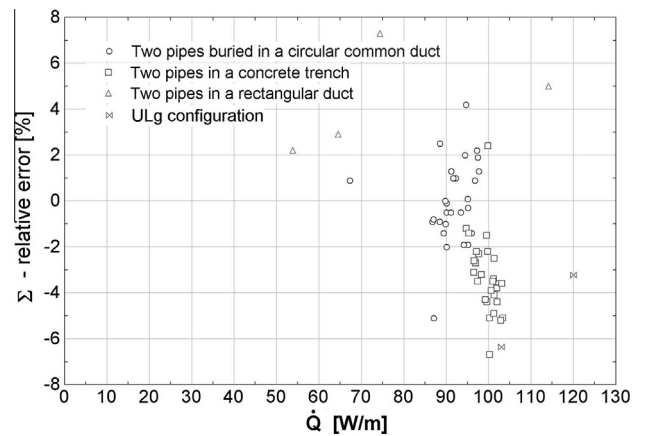


Fig. 6. Prediction error between the presented model for DHN losses calculation and measured losses for several configurations.

in Fig. 5a is represented below in Fig. 5b where the DH network losses are represented as Q_{DHloss} .

In Fig. 5b, the resistances R_s, R_r and R_w are calculated for two concentric cylinders and adding the thermal resistance from the water to the inner tube surface when applicable. The resistance R_g is obtained for a cylinder buried into the ground (similar formulation is available for square ducts) and the resistance R_{sr} is obtained for two tubes in a medium of wide extent. If the inner space of the duct around the pipes is filled with a solid insulation material, the resistance are simply modeled by considering eccentric tubes but if this space is filled with air then convection must be taken into account. The latter problem is more difficult but an estimate of the thermal resistance can be found by using the assuming free convection around horizontal cylinders. The convective heat transfer coefficient is corrected to take into account the radiative component of the heat transfer (see [12] for details). The air temperature inside the duct is approximated as $T_a = (2T_d + T_{rr} + T_{ss})/4$.

Using the Kirchhoff law, the model represented in Fig. 5b is solved for the temperatures T_{rr}, T_{ss}, T_w for given value of T_s, T_r and T_g (taken equal to the ambient air temperature). The obtained model has been validated on experimental data available in the literature ([17,18] as well as some measurements performed on the DH network available in Liège). The interesting conclusion of this validation process is that even though the wide range of considered configurations the heat loss prediction obtained by the presented model remains within 5% accuracy for heat losses in the range 50–140 W/m (see Fig. 6). The tested configurations are two pipes buried in a common cylindrical duct, two pipes in a concrete rectangular trench, two pipes in an insulated rectangular box for laboratory experiments, two buried pipes in separate ducts and the configuration represented in Fig. 5a.

4. Application

4.1. Description

The aforementioned simulation model composed by the different sub-models detailed in the previous section is applied to a typical district heating application available on the University campus in Liège. The installed network has a total length of 10 km and distributes pressurized hot water at 125 degrC to approximately 70 buildings located in the University campus representing a total heated area of about 470,000 m². Buildings are very different in nature namely, classrooms, administratives offices, research centers, laboratories and a hospital. The hospital represents about 25% of the total heated area and requires steam for the kitchen

and air humidity control system. The effective peak power of the network is around 56 MW for a total of 60,000 MW h per year.

While all the buildings are heated between 4:00 and 20:00, the hospital needs heating and steam 24 h a day, 365 days per year. The resulting daily repartition of the heat demand is similar to the one provided in Fig. 2 and exhibits a peak demand at 7:00 to heat the buildings in the morning and a secondary peak around 16:00.

The DH network is operating since the 60s where the heat was generated by natural gas boilers. In order to cope with the quotas on the CO₂ emissions level, the University of Liège decided to invest in biomass CHP plant whose purpose is to feed the base heat demand of the campus. The CHP plant has started full operation in 2012. It is made of a moving grid biomass boiler with nominal primary power of 12 MW providing the steam to a back-pressure turbine and an extraction condensing turbine with nominal power of 2.4 MW. The extracted steam is condensed in a heat exchanger feeding the DH network with a nominal power of 7 MW. The remaining thermal power needed by the DH network is provided

by two natural gas boilers. The primary energy is made of wood pellets whose wet basis mass composition is 46.38% of C, 5.64% of H, 40.01% of O, 0.08% of N, 0.28% of ashes, 7.6% of water and less than 0.01% of S. Combustion model was validated with data measurements of this boiler with good agreement (Table 1).

A schematic of the plant configuration is supplied in Fig. 7.

The biomass feeding system is a moving grid in a simple combustion chamber without staged-air combustion supply. As the biomass fuel consists of wood pellets, flame temperature is too high and exhaust fumes must be recirculated and introduced after the secondary air injection. High excess air is also required to keep grid temperature in acceptable ranges. The flue gas at the exhaust of the furnace passes successively through an evaporator (platen), screen tubes, two super-heaters, one evaporator and four economizers. Exhaust gases are filtered before being directed to the stack. The steam cycle is representative of a traditional cycle with extraction turbines.

The district heating network is divided into twenty-three sections having the same geometric characteristic but pipe diameters ranging from 50 to 350 mm. The insulation used is mineral wool with an identified thermal conductivity of 0.047 W/m/K.

Table 1
Comparison between experimental data and model of combustion gases composition.

	Experimental	Combustion model
CO ₂ dry (%)	7.7 ± 0.08	8
O ₂ dry (%)	12.8 ± 0.08	12.7
N ₂ dry (%)	79.7 ± 0.08	79.3
H ₂ O dry (%)	8.1	7.9
SO ₂ (mg/N m ³)	34 ± 11	29

4.2. Model calibration

The model detailed in Section 3 is generic and must be calibrated on the existing plant in order to generate meaningful results. The simulation has been developed so as to minimize the number of parameters to be determined. In this case, the parameters to be assessed are (a) the coefficients *AU* from relation (13) and pressure

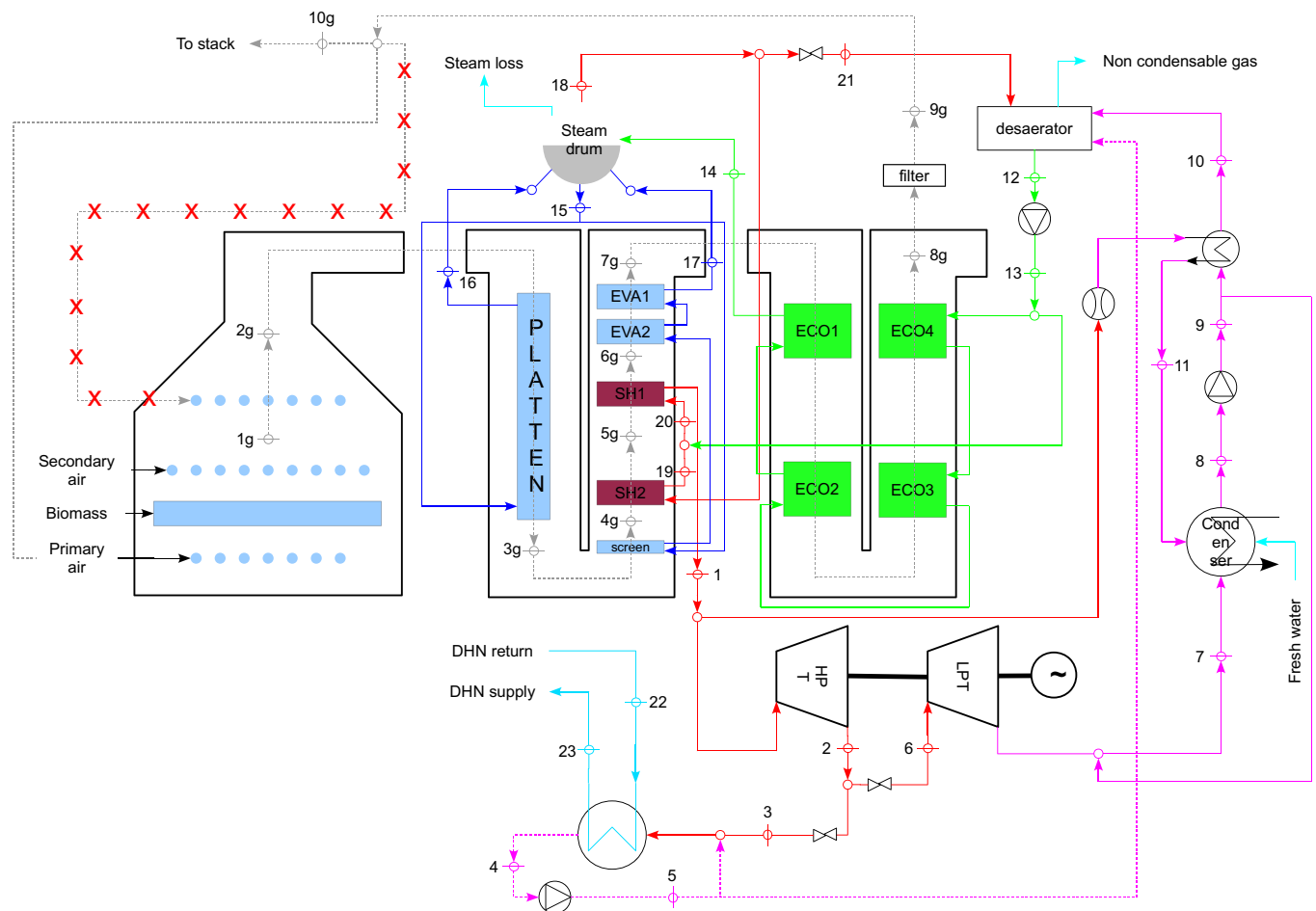


Fig. 7. Schematic of CHP plant.

losses for the two evaporators, the screen tubes, the two superheaters and the four economizers (b) the coefficients K from relation (14) together with the turbines isentropic efficiencies and alternator efficiency, (c) pumps and fans efficiency, (d) the combustion efficiency, boiler and furnace thermal losses and (e) different bypass and recirculation steam flow rates. All these parameters have been deduced from the manufacturers data sheets enabling the model to be calibrated. Generally speaking, the model prediction is within the measurements accuracies for the steam mass flow rate and temperature, the exhaust flue gas mass flow rate and temperature and for the DH network thermal power. The model is also in good agreement with the measured flue gas composition.

The electricity production was well predicted yet with a systematic overestimation of about 4% on the whole operating range. A correction multiplying factor of 96% has been set to correct the model prediction (see Fig. 8 for details).

4.3. Simulation results

In order to deduce results that can be extrapolated for future years, consumption data from 2009, 2010 and 2011 have been used and corrected based on the ambient temperature of the last 12 years (the degree-days method is used). Based on this study, the average thermal consumption is 60,834 MW h per year. The corresponding demand curve is similar to the one depicted in Fig. 3.

When the thermal consumption profile is fed into the simulation model of the CHP plant and DH network, the resulting CHP thermal production is 36,394 MW h while 8945 MW h of electricity are generated. This represents approximately 60% of the thermal needs of the University campus. On average, the thermal and electrical efficiencies are respectively 38.1% and 9.4% giving a total efficiency $\eta_{chp} = 47.5\%$. Despite the fact that the studied CHP plant has a nominal efficiency of about 75%, similar to other conventional cogeneration plants, this efficiency decreases when the mass flow rate of steam extracted from the turbine decreases (i. e. heat production decreases). In the limit, when no heat is produced, the global efficiency reaches the maximal electrical efficiency (around 20%). Therefore the efficiency mentioned in this section are average efficiencies embedding part load operation. Based on the thermal energy and installed power, the equivalent utilization time can be assessed which gives $\tau_e = 5200$ h/y. In the above results it has been assumed that the plant is stopped 21 days during summer time and a reliability factor of 2% for the remaining time of the year.

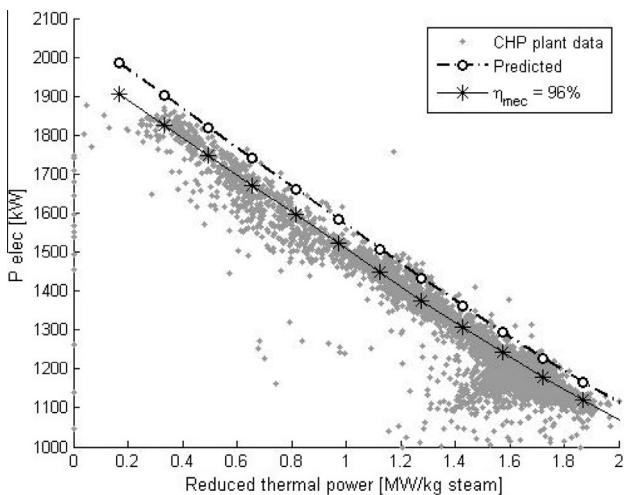


Fig. 8. Calibration of the electricity production to the available measurements.

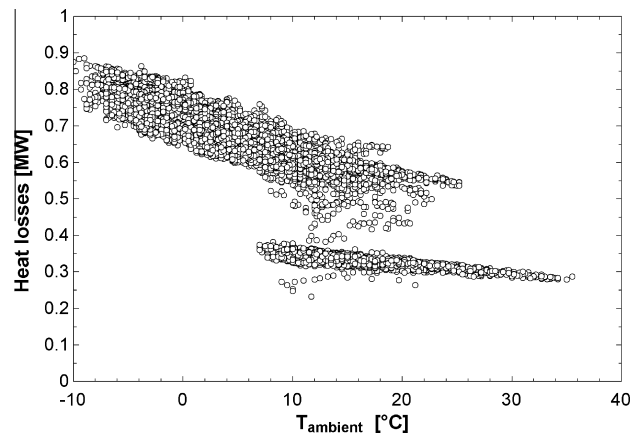


Fig. 9. Simulated DHN total heat losses versus the ambient temperature using the model developed in Section 3.4.

An interesting outcome of the model is the assessment of the total heat losses from the DH network which are estimated at 5212 MW h per year thus representing 8.5% of the total heat generated by both the CHP plant and backup boilers. The heat losses averaged on a daily basis are represented in Fig. 9 which exhibits the different loss patterns for summer time (lower cloud) when only the hospital is supplied and winter time (upper cloud) when the whole campus is heated.

From the environmental point of view, the CHP plant allows a significant saving in terms of CO₂ emissions. Indeed, when compared to the separate generation of electricity and heat, where electricity is supposed generated by natural gas combined cycle power plant with average efficiency of 55% thus emitting 456 kg of CO₂ per MW h and thermal energy produced by a natural gas boiler with 90% efficiency thus emitting 279 kg of CO₂ per MW h, the CHP plant reduces the CO₂ emissions of about 12,800 tons per year. With respect to the total energy consumption of the University campus, this represents a reduction of 38% of the CO₂ emissions.

4.4. Cost of heat

Besides the environmental and energetic study it is worth looking at the economic side of the problem. To that end, 3 basic configurations are considered, namely:

1. the heat is produced in every single building by natural gas hot water boilers,
2. the heat is produced by a natural gas hot water boiler and delivered by the district heating network,
3. the heat is produced by the CHP plant together with the natural gas backup boilers and delivered by the district heating network.

These configurations are limited as the focus of this article is on CO₂ emissions reduction for previous and current situation of ULg heat production.

Based on the simulation results already presented, it is possible to use relations (2) and (6) to assess the unit cost of heat provided that other data such as investment, operation and maintenance costs plus the primary energy cost are available. Reliable data can be easily found in the literature, for example the interested reader is referred to [9,19]. The data used herein are summarized in Table 2.

The lifetime of the installation is taken to be equal to 20 years with a discount rate of 5%. Concerning the DH network, the investment cost is considered to be 250 €/m with a lifetime of 50 years. The fuel cost is 33 €/MW h for the biomass (wood pellets) and

Table 2

Cost data for the calculation of the COH (for the CHP plant the costs are mentioned per electrical installed power rather than thermal power).

	C (€/kW)	U_{fix} (€/y/kW)	u_{var} (€/MW h)
CHP	3000	150	5
NG boiler (<1 MW)	25	6	5
NG boiler (>1 MW)	20	4	3

Table 3

Breakdown of the cost of heat.

(in €/MW h)	Case 1	Case 2	Case 3		
			NG boilers	CHP	Average
Fixed	7.52	5.76	12.81	28.18	
Variable	70.76	50.31	50.31	100.10	
Electricity	0.00	0.00	0.00	−70.63	
DHN	0.00	2.25	2.25	2.25	
Total	78.28	58.32	65.37	59.90	62.09

Significance of the bold figures is to underline the total heat cost.

36.55 €/MW h for the natural gas. For the test case 1 where the heat is produced locally, the natural gas costs 55.9 €/MW h [3].⁴ The electricity produced by the CHP plant is used by the University and accounted at the value of 112.7 €/MW h e. Based on the actual CO₂ savings, approximately 3 green certificates should be allocated per every MW h of electricity produced by the CHP plant, however the maximum number of green certificates allowed per MW h of electricity is two. Green certificates are supposed to have a value of 75 €.

The resulting breakdown of the cost for the different test cases are summarized in Table 3. The table gathers unit cost of heat split up into fixed, variable and electricity selling contribution. The part coming from the investment of the DH network is also mentioned. For test case 3, the costs related to the backup boilers and CHP are mentioned and the average is assessed through relation (4).

The first conclusion to be drawn is that the heat from the district heating network is cheaper than from a natural gas boiler and this even if DH network transport losses are taken into account. The most important difference is of course the selling of the electricity which decrease the cost of heat generated by the CHP plant. On the other hand, when comparing the backup natural gas boilers, the table exhibits that the heat generated by the CHP plant is not economically viable even if the quotas on the emissions level are considered.⁵

5. Improvement scenarios

The study of the cost of heat is interesting to simply monitor the profitability of a given investment, however, the most important aspect of the methodology is its ability to investigate saving measures.

5.1. Excess air decrease

One of the most evident way to decrease the cost of heat is to improve the conversion efficiency of the biomass into heat and

⁴ The energy cost data are extracted from the Eurostat web site for the Belgian market in 2011.

⁵ A selling price of 17.9 €/tCO₂ is necessary to make CHP plant economically viable whereas it is currently 6 €/tCO₂. Notice the price of the carbon ton was quite high (about 30 €/tCO₂) when the plant was designed. Moreover the biomass fuel price has increased more as expected whereas the natural gas price decreased. For all these reasons, the cost of heat of the CHP plant is currently higher than natural gas boilers solution.

electricity. As already mentioned before, the excess air of the existing is important to guarantee sufficient cooling of the moving grid in the furnace which generates low boiler efficiency. Decreasing the excess air together with a recirculation of the flue gas at the level of the primary air rather than after the secondary air enables a better boiler efficiency and a more efficient use of the biomass. Besides, the higher efficiency, it can be expected that NO_x emissions will decrease when using flue gas recirculation with the combustion air.

Using the aforementioned model of the plant makes it relatively easy to simulate the resulting boiler efficiency on the whole operating range of the plant and thus studying the influence on the cost of heat. Practically, the flue gas recirculation enables an improvement of the boiler efficiency of around 4% which in turn improves the electrical and thermal efficiency respectively to 9.6% and 39%. The resulting decrease in the cost of heat is around 1.35 €/MW h to reach 60.74 €/MW h.

5.2. Regenerative heat exchanger

While the previous improvement scenario enhances the boiler efficiency by decreasing the flue gas rejected to the atmosphere, another way to improve the plant consists in installing a regeneration heat exchanger intended to preheat the combustion air by cooling the flue gas at the exhaust. The actual exhaust temperature being around 170 °C, a temperature difference of 20 degrC is available until the acid dew point is reached (150 °C for biomass boilers). If the regenerator efficiency is supposed equal to 87% (see [20]) a power of 150 kW can be transferred to the combustion air thus increasing the boiler efficiency by another 1.3%. The boiler efficiency increase is somehow balanced with an increase fan consumption due to the increased pressure losses in the combustion air supply line and flue gas recirculation. Due to the latter remark, the additional decrease in the cost of heat is moderate and around 0.52 €/MW h if the two improvements are combined. The cost of heat evolution of the two previous improvements are summarized in Fig. 10.

5.3. Reduction of heat transport losses

The third scenario considers the decrease of the transport heat losses by decreasing the temperature of the circulating water. To support the discussion, it is convenient to consider a simple model for the average heat losses per unit length of DH pipes:

$$\dot{q}_{DHloss} = A \cdot (T_{fd} - T_{amb}) \quad (20)$$

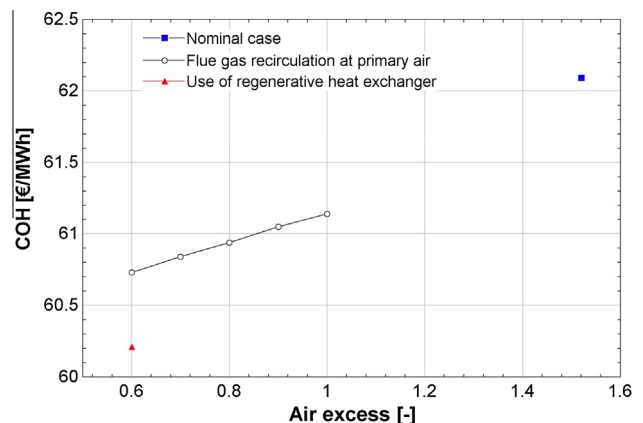


Fig. 10. Cost of heat for several conditions as a function of excess air.

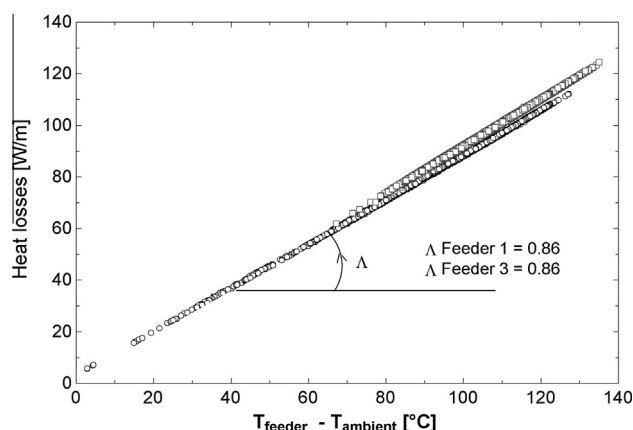


Fig. 11. Simulated heat losses corrected by the effective heating area as a function of the temperature difference between feeder and ambient temperature.

where T_{fd} is an average temperature of the water circulating in the DH network, T_{amb} is the ambient temperature and λ is a global heat transfer coefficient per unit length. To identify the global heat transfer coefficient, the daily heat losses from Fig. 9 are plotted against the temperature difference $T_{fd} - T_{amb}$ and corrected to take into account the effective exchange surface coming from the different operation of the district heating network (all the branches are not used during the whole year). The resulting trend is represented in Fig. 11 where it can be seen that the two feeders have similar transfer coefficients (the slope of the resulting line is similar). The slight difference can be explained by the different level of temperature in the two feeders which can be responsible of a drift in the pipe insulation thermal conductivity (see [21] for more details).

From the above discussion, it is clear that decreasing the temperature of the water circulating into the network by 40 °C saves half of the energy lost in the heat transport. A detailed calculation by the simulation gives a saving of 2010 MW h per year. For sake of comparison, changing the pipe insulation from mineral wool to PUR would save only 1450 MW h per year. The effect of decreasing the water temperature by 40 °C generates an additional saving in the cost of heat of about 0.81 €/MW h compared to the decrease of air excess.

6. Conclusions

Analysing the opportunity to invest in a CHP plant or monitoring the efficiency of a CHP plant connected to a DH network is not an easy task as energetic, environmental and economic aspects must be combined for the whole operation envelope of the plant. This contribution presents a synthetic way to achieve such a task using only simple models from thermodynamic, combustion process, heat transfer and finance. The interesting aspect is that a somehow generic combustion model is coupled to a boiler and district heating network covering the whole supply chain from the production to the transport of the energy and taking into account the specific profile of the heat demand.

The resulting cost and environmental information constitutes a reliable and meaningful way of presenting the main characteristics of a specific application which may dramatically improve the

decision making process. The basic information required is not very important and may, most of the time, be found in the existing literature. The only specific information used herein is the heat consumption data. These data must be carefully analyzed as the influence of the CHP plant part load operation is very important. It is important to note that, depending on the annual heat demand characteristic, the annual average efficiency can be much lower than the nominal efficiency thus leading to an increased cost of heat. The conclusions in terms of cost are representative of the presented application but can be easily extended to other countries by substituting energy costs and subsidizing policies.

In order to improve the estimation of the environmental impact, incomplete combustion models should be integrated so as to forecast pollutants emissions (CO , NO_x , ...). Also heat storage is not considered herein which could dramatically improve the profitability of the CHP plant by increasing its equivalent utilization time. Finally, the dynamic behavior of the DH network is neglected in the present study. Taking into account dynamic effect could improve the efficiency assessment yet with an important increase of the model complexity.

References

- [1] Varun, Bhat I, Prakash R. Lca of renewable energy for electricity generation systems – a review. *Renew Sustain Energy Rev* 2009;13:1067–73.
- [2] Lund H, Moller B, Mathiesen B, Dyrrelund A. The role of district heating in future renewable energy systems. *Energy* 2010;35:1381–90.
- [3] EUROSTAT. <http://ec.europa.eu/eurostat>; 2013 [last consulted the 26.01.13].
- [4] Raj NT, Iniyas S, Goic R. A review of renewable energy based cogeneration technologies. *Renew Sustain Energy Rev* 2011;15:3640–8.
- [5] Savola T, Keppo I. Off-design simulation and mathematical modeling of small-scale CHP plants at part loads. *Appl Therm Eng* 2005;25:1219–32.
- [6] Barelli L, Bidini G, Pinchi E. Implementation of a cogenerative district heating: optimization of a simulation model for the thermal power demand. *Energy Build* 2006;38:1434–42.
- [7] Pirouti M, Wu J, Ekanayake J, Jenkins N. Dynamic modeling and control of a direct-combustion biomass CHP unit. In: Universities power engineering conference (UPEC), 2010 45th international; 2010. pp. 1–6.
- [8] Bachmann R, Nielsen H, Warner J. Combined – cycle gas & steam turbine power plants. Tulsa, Oklahoma: Pennwell Books; 1999.
- [9] Styrelsen E. Technology data for energy plants: generation of electricity and district heating. Energy storage and energy carrier generation and conversion, technical report. Energi Styrelsen; 2012.
- [10] Loo Sv, Koppejan J. The handbook of biomass combustion and co-firing. Reprint ed., Routledge; 2010.
- [11] Moran M, Shapiro H. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. 6 ed. New York, NY: John Wiley and Sons Inc.; 2009. URL: <http://eu.wiley.com/WileyCDA/WileyTitle/productCd-0470540192.html>.
- [12] und Chemieingenieurwesen V-GV, editor. *VDI heat atlas*. Springer; 2010.
- [13] Shah R, Sekulić D. *Fundamentals of heat exchanger design*. Wiley; 2003.
- [14] Stodola LCLA. *Steam and gas turbines*, 1. McGraw-Hill; 1927.
- [15] Böhm B. On transient heat losses from buried district heating pipes. *Int J Energy Res* 2000;24:1311–34.
- [16] WP. Steady-state heat loss from insulated pipes, PhD thesis. Sweden: Department of Building Physics, Lund Institute of Technology; 1991.
- [17] Phetteplace GE, Kryska MJ, Carbee DL. Field measurements of heat losses from three types of heat distribution systems. Technical report. Hanover NH: Cold Regions Research and Engineering Lab; 1991.
- [18] Richmond PW. *Two-dimensional analysis of natural convection and radiation in utilidors*. US Army Corps of Engineers 1999.
- [19] Streckiene G, Andersen AN. Analyzing the optimal size of CHP-unit and thermal store when a German CHP-plant is selling at the spot market. Technical report v1.2, EMD international A/S; 2008.
- [20] McDonald CF. Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines. *Appl Therm Eng* 2003;23:1463–87.
- [21] Ochs HM-SF. Temperature and moisture dependence of the thermal conductivity of insulation materials. *NATO Adv Study Inst Therm Energy Storage Sustain Energy Consum (TESSEC)* 2005.

3. A comparative study for simulating heat transport in large district heating networks.

3. A comparative study for simulating heat transport in large district heating networks.

A comparative study for simulating heat transport in large district heating networks

Kevin Sartor*, David Thomas, P. Dewallef

Aerospace and Mechanical Engineering Department - Laboratory of Thermodynamic and Energetic, University of Liège, 17 Allée de la découverte, 4000 Liège, Belgium

Corresponding Author Email: Kevin.sartor@ulg.ac.be

<https://doi.org/10.18280/ijht.360140>

ABSTRACT

Received: 4 May 2017

Accepted: 26 January 2018

Keywords:

district heating network, DHN, pipe, dynamic simulation, heat transport.

District heating networks are a convenient, economic and environmental-friendly way to supply heat to buildings connected to a central heating plant. However, the control of such a system becomes challenging if the total length of the network reaches several kilometers because the travel time of the information into the system is over hours. One solution consists in instrumenting all the parts of the network and performing a closed loop control to optimize the temperature and the mass flow rate supplied to every single consumption point. However this solution is generally expensive and difficult to implement in existing networks. What is proposed in this paper is to dynamically model the heat waves in the network to determine the temperatures and mass flow rates at key locations considering the ambient losses and the pipe thermal inertia. A study is performed to check the possibility to use the one-dimensional finite volume method to simulate heat waves propagation. First, an adiabatic pipe is considered as a reference test case to determine the limitations of this method. The results are compared to a 2D computational fluid dynamic simulation and numerical diffusion is exhibited for low spatial discretization. Therefore, an improved alternative model is developed to overcome this problem.

1. INTRODUCTION

District heating networks appeared in Europe since the 14th century (in France) [1] and they have been developed since 1950 [2]. Nowadays, they are generally considered as a convenient way to supply heat to a large number of buildings with a central heating plant generating high conversion efficiency and fuel flexibility [3], [4]. Moreover the DHN allows a variety of energy sources to feed them especially the renewable ones such as biomass, industrial waste heat or geothermal resources [5]. The size of DHN varies widely: from several dozen meters (for industry or small communities) to several kilometers (such as Moscow city network [6]). The control of large DHN is a key challenge to reduce heat losses and to minimize the heat cost while ensuring the user comfort in buildings. To achieve this, an open-loop control is often implemented [7] because of the simplicity of use and the limited investments related to this method. The control of the studied application detailed herein basically consists of holding a water temperature set point supplying to the network inlet to ensure thermal comfort in buildings. This supply temperature is a function of the hour of the day and the ambient temperature. However they are not adapted for widespread networks or DHN fed by multiple heat plants. Indeed this control often leads to observe large variation of the return temperature at the heat plant. In the case where the heat supplied to the network is more important compared to the heat demand of the buildings, the return temperature increases. Therefore the heat losses of the pipes increase too while the pipe temperature is more important than the one which is required. Moreover it often involves an over-sizing of the installations (pumps, heat plants...) leading to a higher investment costs because of the unwanted variations of

temperature and flow rates. Finally, thermal discomfort can also appear in some buildings, even if the rated power plant is oversized: typically the fluid velocity is about one meter per second and the heat transport delay can reach hours to feed correctly the furthest buildings connected to pipes of several kilometers.

One solution is to instrument the network at numerous key locations to measure the temperatures, and the mass flow rates. Doing so, a closed-loop control and some dedicated control techniques of thermal systems [8], [9] can be used. However this method is generally expensive because of the numerous expensive sensors which have to be used; especially if a retrofit of the system is performed while these sensors are generally intrusive.

In this paper, the heat waves in the network are dynamically modeled to determine at each key location the flow rates and the temperatures of the transport fluid to avoid these costs. Notice, only water as fluid transport is considered in this paper.

Some existing models are compared to show their limitations and a new one is proposed. The ways of improvement of the new model are investigated to consider the thermal losses and the inertia of the pipes. While the ambient losses have been generally considered in studies related to heat transport in DHN [10], [11], the inertia of the pipes influence is often neglected. However it also induces delays in the heat transport especially in the large DHN with large temperatures variations at the inlet network.

The developed model allows for a further study to be coupled to predictive heat demand methods to implement control at a lower cost. In this paper, large networks for which the time delays are quite long, typically hours, are focused but the conclusions can be extended to small ones. To support the discussion, an existing cogeneration plant connected to a

district heating network installed on the University Campus in Liège (Belgium) is used as an application test case and to determine the main parameters of the study.

2. PROBLEM STATEMENT

In large networks, the length of pipes can reach several kilometers. When heat is injected at one end of the pipe, the heat propagation to buildings located further in the network depends on the fluid velocity, and can take a significant amount of time. While the order of magnitude of the fluid velocity is generally the meter per second, to limit the pressure loss and the related pump consumption, the delay to transport heat can reach minutes or hours. As for example, the hospital connected to the DHN of the University of Liège is at a distance of about 3 kilometers from the heating plant and the fluid velocity is generally between 0.5 and 1 m/s leading to a heat transport delay from one to two hours.

In this contribution, a reference pipe is modeled by a finite-volume approach [12]. The pipe is discretized along its longitudinal axis in a finite number of cells of equal volume V , as depicted for the one-dimensional problem in Figure 1 where h stands for the enthalpy; ρ for the fluid density; \dot{m} for the mass flow rate; \dot{Q} for the heat flux and Δx for the spatial discretization. Two types of variables are present: cell variables and node variables (at cells interface). The latter ones are indicated by subscript “su” (supply) and “ex” (exhaust), and correspond to the inlet and outlet nodes of the cell. The variables with a “star” superscript are related to the adjacent cells. To compute the node values, a discretization scheme is implemented in the cell component. In the one-dimensional finite volume approach investigated in this study, the upwind scheme is used: $h = h_{ex}$ [13]. To consider flow reversal, a conditional statement is added in function of the flow rates at the inlet nodes:

$$h_{su} = \begin{cases} h & \text{if } \dot{m}_{su} < 0 \\ h_{ex}^* & \text{if } \dot{m}_{su} \geq 0 \end{cases} \quad (1)$$

where $\dot{m}_{su} \geq 0$ when the fluid flows in the nominal direction (from left to right in Figure 1).

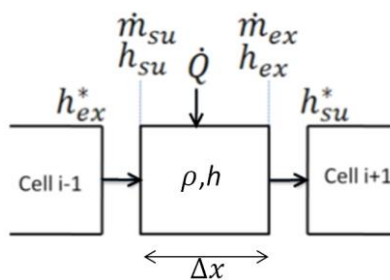


Figure 1. Discretization of the pipe in cells and representation of the variables [13].

In each cell, conservation laws are integrated, namely the mass Eq(2), momentum Eq (3) and energy Eq (4) balances [14], as given hereunder for the one-dimensional incompressible flow problem:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x} - \tau - \rho g \sin \theta, \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho e u)}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial t} + \dot{Q} - \rho u g \sin \theta, \quad (4)$$

where, u for the velocity, p for the pressure, τ for the shear stress per unit length of the flow channel, g the net acceleration and $e=h+u^2/2$.

Assuming that the section of the pipe is constant; there is no elevation between the inlet and the outlet pipe ($\sin(\theta)=0$); the fluid is incompressible (ρ is independent of the pressure) and a static momentum balance is considered therefore the pressure is assumed constant, the equations 2-4 become:

$$\dot{m}_{ex} - \dot{m}_{su} = V \frac{d\rho}{dt} \quad (5)$$

$$p_{su} - p_{ex} = 0, \quad (6)$$

$$V \rho \frac{dh}{dt} = \dot{m}_{su}(h_{su} - h) - \dot{m}_{ex}(h_{ex} - h) + \dot{Q}, \quad (7)$$

The upwind scheme, previously described, is often used because it is quite robust and avoids numerical oscillations and divergence if a stability criterion is satisfied. This criterion is called the CFL (Courant – Friedrichs – Lewy) condition [15] and is defined for the one dimension problem by

$$CFL = \frac{u \cdot \Delta t}{\Delta x} \leq 1, \quad (8)$$

where Δt , the time step in s and Δx , the spatial discretization in m. Notice that if CFL condition is equal to 1, the exact solution of the problem is found by the one-dimensional finite volume method. Indeed in this case, the entering flux covers the entire cell during the time step and the lumped properties at the nodal point correspond to the properties at the interface that are obtained by the upwind scheme. If CFL value is lower than 1, the upwind scheme can induce some numerical diffusion [16], [17] because of the fact that the entering flux does not cover the entire cell.

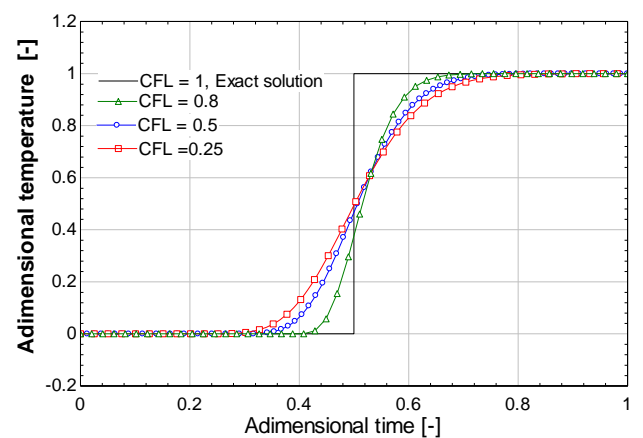


Figure 2. The numerical diffusion due to CFL conditions for a step input for several CFL conditions

Figure 2 illustrates the numerical diffusion of the upwind scheme: in the case of a temperature step applied to the inlet

of a pipe at initial time, it can be noticed that the adimensional temperature response at the pipe outlet is a function of the CFL value. When CFL is lower than 1, the numerical diffusion appears: the adimensional temperature increases before the exact solution but reaches the final temperature after the exact solution. The more the CFL value is low, the more the temperature begins to increase soon and the more the temperature reaches the final temperature later.

Notice that for a fixed fluid velocity, the time step is directly linked to the spatial discretization to ensure convergence. For a fixed CFL value, here 0.5, Figure 3 shows the influence of the spatial and time discretization due to the numerical diffusion. Of course, the solution is closer to the exact solution for higher spatial and time discretization but it involves a more important computational time which could be not compatible with predictive control especially for large networks as studied here.

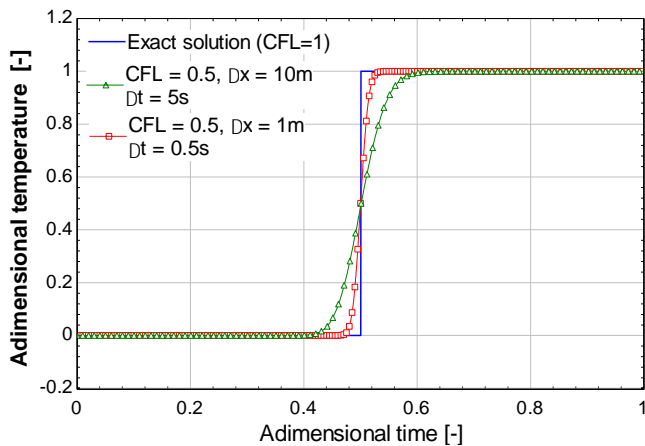


Figure 3. The numerical diffusion due to CFL conditions equal to 0.5 for varied spatial/time steps.

Various numerical alternatives to reduce the numerical diffusion of the upwind scheme are available in the literature, such as second or higher order upwind schemes [17]–[20], but they are not be studied herein because they can introduce oscillations or convergence issue once implemented, especially when the spatial discretization is high, i.e. the number of variables is high. To conclude this discussion of finite volume method, notice that it can be extended to two or three dimensions.

To avoid being subjected to numerical diffusion, an alternative modeling method based on the standard TRNSYS Type 31 component is proposed. For further information about the original model, the reader can refer to [10], [21]. This modeling method is based on a Lagrangian approach, i.e. the properties of each fluid particle are considered along their direction in function of time, considering the energy balance in each cell according to the Figure 4.

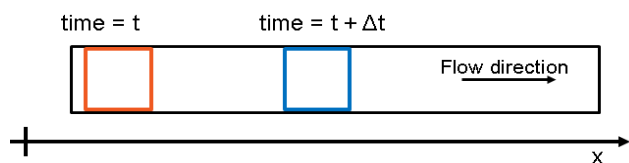


Figure 4. Lagrangian coordinate system for one dimensional system

In this approach, the momentum balance is neglected and the fluid is considered as incompressible, so the mass and energy balance are expressed by:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = 0, \quad (9)$$

$$V \rho \frac{\partial h}{\partial t} = \dot{Q}, \quad (10)$$

This component models the thermal behavior of fluid flow in a pipe whose cell volume and density are considered as constant. That is valid for low temperature variation of a fluid cell covering the pipe which occurs in an insulated pipe as the studied case. This assumption involves a constant density. The pipe is divided in cells that follow the heat wave propagation: the entering fluid shifts the position of the existing cell and the energy balance is applied to each cell.

The diffuse heat transport through the pipe is neglected. This is justified when the Péclet number, which is the product of Prandtl and Reynolds number Eq. (11), is larger than 1.

$$Pe = \frac{Lu}{k/(\rho c_p)}, \quad (11)$$

where k is the fluid diffusivity [m^2/s] and C_p the heat capacity at constant pressure of the fluid [$J/kg/K$]

This coefficient depends especially of pipe length and flow velocity while the fluid is determined as water and the diffusivity in the water is in the order of magnitude $10^{-7} m^2/s$. According to [22]–[25], the flow velocity can range 1 to 2 meters per second in common district heating networks. Therefore the Péclet number is larger than one as assessed and the assumption is valid.

Finally, the pipe friction and the related energy dissipation is neglected as it is the case in the related literature which studies heat transport in district heating networks [26], [27].

3. METHODOLOGY

In order to simplify the resolution, the flow was considered as incompressible which is valid if the fluid is water and for low pressure variations [28]. To simplify and show the limitations of each investigated method, an adiabatic pipe is considered in the first part of this study. A temperature profile is applied to the pipe inlet and the pipe outlet is analyzed.

The main approach investigated is the one-dimensional finite volume method developed and available under Modelica platform. This software is particularly adapted to solve complex transient systems (thermal, mechanical...) and a lot of components are already available that can be interconnected by a graphical interface. Here a validated library called Thermocycle [29] is used to solve the transient problem.

A bi-dimensional modeling of the pipe is considered as the reference case of the studied flow problem. It takes place under OpenFoam platform. A turbulence model $k-\epsilon$ is considered and the natural convection influence is neglected to consider the case as axisymmetric while high Reynolds number are studied (between 105 and 106). The turbulence intensity, the turbulent Prandtl number and the turbulent to molecular viscosity ratio can be calculated by [30]–[32]. This bi-dimensional modeling method involves a radial velocity and

temperature profile in the pipe. This method is called “2D finite volume method”.

The third approach considered is the Lagrangian approach explained in the previous section which is called “plug flow”. It is assumed that there is no pressure loss into the cells to simplify the equation system resolution. However, due to the pipe length of DHN parts, it is proposed to set a pressure loss only at the pipe outlet to consider the pump work. This pressure loss is defined by the non-linear Darcy-Weisbach equation [33]. This assumption is also implemented in the one-dimensional finite volume method to consider the pressure loss at the outlet pipe.

To anticipate the discussion results, the other physical phenomenon occurring in a pipe, i.e. the heat losses and the pipe inertia influences, are introduced. The constituting pipe material itself is divided into cells initialized to a fixed temperature. Each cell has a thermal inertia (TI) depending on the geometrical characteristic of the pipe:

$$TI = V \rho C_p, \quad (12)$$

where V is the cell volume [m^3] is defined as $\frac{\Delta x (D_{out} - D_{in}) \pi}{4}$ and where ρ and C_p are respectively the density [kg/m^3] and the specific heat [$J/kg/K$] of the constituting material of the pipe and D_{out} and D_{in} respectively the outer and inner pipe diameter [m].

The heat exchanges between the fluid cell and the constituting pipe cell or between the constituting pipe cell and the ambient are computed by using a heat transfer coefficient. The heat transfer coefficient corresponding to the heat exchange between the fluid and the pipe can be computed from the flow characteristics by [34]. The present contribution is not intended to be a review of the literature on the calculation of heat losses and thermal resistance in district heating and the interested reader is referred to [15, 16] for a more complete information concerning the heat transfer between the pipe and the ambient. Herein, previous experimental studies are used to determine the heat loss coefficient of the pipe [35], [36].

4. RESULTS AND DISCUSSION

4.1 Introduction

To support the discussion, a typical district heating application available on the University campus in Liège is used. The installed network has a total length of 10 km and distributes pressurized hot water to approximately 70 buildings located in the University campus representing a total heated area of about 470000 m^2 . Buildings are very different in nature namely, classrooms, administrative offices, research centers, laboratories and a hospital. The effective peak power of the network is around 56 MW for a total of 60000 MWh per year. Heat losses represent approximately 10% of the annual energy supplied to the DHN.

The district heating network is divided into twenty-three sections having the same geometric characteristic but pipe diameters ranging from 50 to 350 mm. The insulation used is mineral wool with an identified thermal conductivity of 0,047 W/m/K. The insulation thickness varies between 80 and 130 mm. Mass flow rate range in the biggest pipes (0.35m of diameter) is between 50 and 200 kg/s corresponding to a velocity range of 0.4 to 1.8 m/s.

In this study, a pipe of 0.35m of diameter (the main pipes of the network which ensure the main part of the heat transport) is considered and the corresponding heat transfer coefficient was previously identified [35] at the value of 0.76 W/m²/K.

First, an adiabatic pipe of 20 meters is investigated in which a velocity of 1m/s is considered, which is close to the annual average velocity of the DHN studied. The temperature profile at the inlet pipe is a “step” of 10K from 323K to 333K in 10s. It is approximated by the first part of a sinus which approaches a temperature increase in DHN (see Figure 4 plain line).

4.2 Adiabatic case study

The first results concern the spatial discretization of the 2D finite volume method: 400, 800 and 1600 cells are investigated corresponding to a $\Delta x = 5, 2.5$ and 1.25 cm. Doing so, the accuracy level can be identified as a function of the spatial discretization. Here, the outlet temperature, drawn in the following figures dedicated to 2D finite volume method, is the average temperature of 40 equidistant check points on the radial axis from the pipe center to the wall to consider the outlet temperature profile.

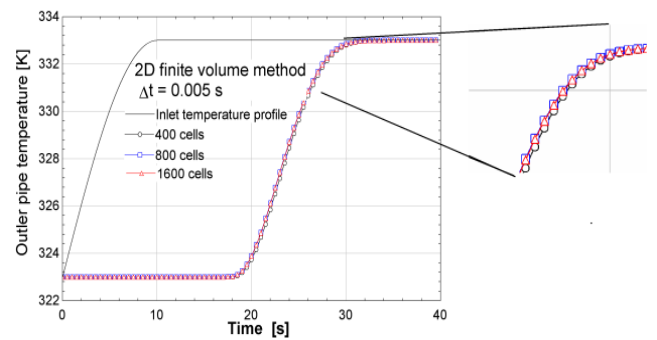


Figure 5. 2D finite volume results for several spatial discretizations to determine the accuracy level

The increased cell number from 400 (black dots) to 800 cells (blue squares) does not involve a significantly higher accuracy level: the outlet pipe temperature results do not change a lot (Figure 5). This is particularly true when the cell number grows from 800 to 1600 cells (red triangles) where the results are quasi identical. Therefore for the first spatial discretization considered, the solution of this bi-dimensional finite volume method can be considered reliable.

Figure 6, the comparison results of the 1D finite volume method (blue circles) and the 2D finite volume method (black squares) is drawn in the same spatial discretization (400 cells): the outlet pipe temperature response follows the same trend in both cases. In this case, the numerical diffusion occurs, CFL value is 0.5, so the 1D finite volume method “acts” like the more accurate bi-dimensional simulations where a velocity profile in the pipe is considered. However, for the exact solution of the 1D finite volume method problem (straight red line in Figure 5), the increase of the temperature appears a little bit later than the 2D finite volume method but then, the temperature outlet follows the trend of the 2D finite volume method. It is due to the fact that the model is only one-dimensional and does not consider a radial velocity profile involving a higher velocity in the pipe center, and therefore, quicker heat propagation. However the difference of the temperature outlet between these two methods is quite limited and the actual behavior is correctly assessed.

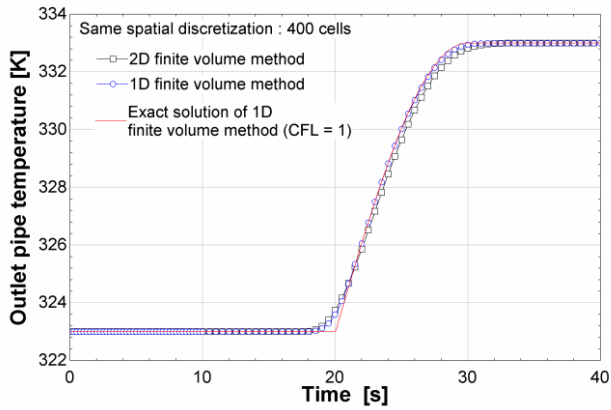


Figure 6. Comparison of the 2D and 1D finite volume method for a same spatial discretization

Despite the fact that the 1D finite volume method assesses the trend of the outlet pipe temperature as the 2D finite volume method for an important spatial discretization, an issue appears with the use of the one-dimensional finite volume method available under Modelica platform. When the pipe length increases, the number of cells and the variable number increases. It leads to a higher computational time cost (second order). However beyond about 50 meters the software does not converge anymore. If the spatial discretization is reduced (from 0.05 m to 0.1 m by cell), this issue occurs for a higher pipe length: about 100 meters. It is supposed that this issue could come from the higher variables number whose orders of magnitude are very different. While the aim of this study is to model large network, it is proposed to decrease the spatial discretization. Unfortunately, if the spatial discretization is reduced to allow the resolution of the equation system of longer pipes, the numerical diffusion appears more significantly than before and leading to a dispersion of the outlet pipe temperature as it is shown in Figure 7.

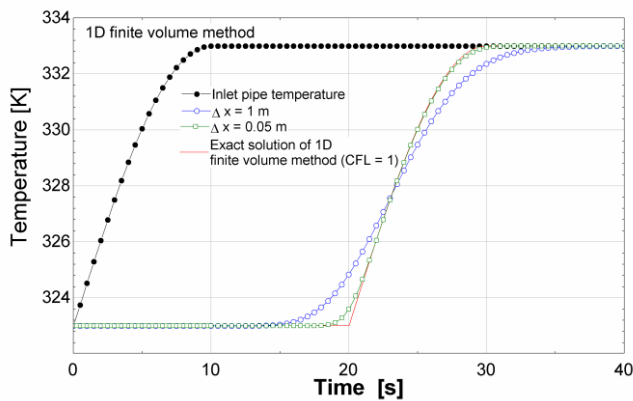


Figure 7. The influence of the numerical diffusion of the outlet pipe temperature for the twenty meters pipe

Nevertheless, the influence of the numerical diffusion of the outlet temperature for a twenty meters pipe is quite limited: the temperature increase occurs about four seconds sooner and the temperature reaches the maximal value about four seconds later. In the case of a one-kilometer pipe, which makes the university network up, is studied: the reader can notice in Figure 8 the significant influence on the outlet temperature due to the numerical diffusion. Indeed the rise of the temperature pipe outlet can occur very soon (up to about 600 seconds

earlier if the spatial step is 100 meters) compared to the exact solution (straight black line).

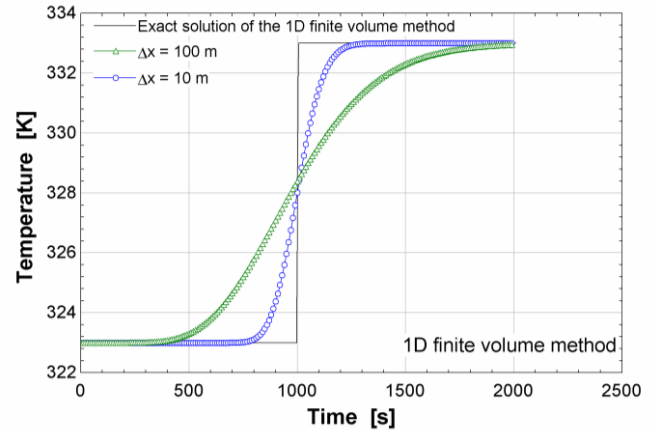


Figure 8. The influence of the numerical diffusion of the outlet pipe temperature for one thousand meter pipe

Generally in the DHN Modelica model found in the literature [29], [37], the spatial discretization is very poor, typically 2 or 3 cells for several dozen meters, a priori, to allow the convergence of these complex model. However this spatial discretization leads to a lack of precision in the results as it was previously shown. While the aim of this article is to assess the temperatures at some key locations to perform control of the network, the 1D finite volume method available in Modelica is not suitable to reach this aim. Moreover these first two approaches need important computational time due to the spatial discretization considered. This characteristic reinforced the fact that these approaches are not suitable for their use coupled to a predictive control.

The results of the “plug flow” model are drawn in Figure 9: the exact solution of the one-dimensional finite volume method (black dots) is found with the plug flow model with spatial discretizations of one meter (blue dots line). If the spatial discretization is more refine, 0.5 m, the exact solution of the 1D finite volume method is found too (red line) without numerical diffusion. In the opposite case, if the spatial discretization is rougher, 2 m, discontinuities are noticed in the results due to the lower spatial discretization. In this last case, there are not enough cells to describe correctly the fluctuations of the inlet pipe temperature. The “plug flow” model allows a quicker resolution of the system by a factor 103 compared to the resolution of 1D finite volume method. From now, this model is the only one to be investigated to consider the heat losses and the thermal inertia of the pipe influence.

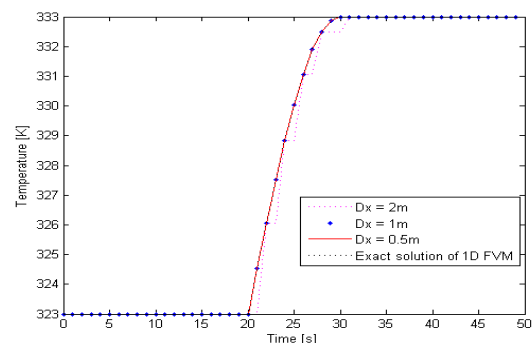


Figure 9. Plug flow results for several spatial discretization

4.3 Influence of the heat losses and pipe thermal inertia

Since the “plug flow” model can assess the exact solution of the 1D finite volume pipe problem, the model is extended to catch the physical behavior of a real network, i.e. the ambient losses and the thermal inertia of the pipe. While the length of pipes can reach several kilometers, the ambient losses have an influence on the temperature. In a previous study [35], these annual losses were identified at about 10% of the annual heat supplied for the district heating network studied. It is the same order of magnitude that found in other studies [38]–[40] but notice that these losses can reach 20% of the annual heat supplied [39]. On the other hand, the thermal inertia of the pipes should also be considered. Indeed it induces a delay in the heat transport: when the fluid temperature increases (respectively decreases) in the pipe, there is a delay of the increase (respectively the decrease) temperature at the outlet pipe while the pipe is heated (resp. releases heat). This effect is more important when the thickness of the pipe increases especially if the pipe is in a metal constituting material, which is generally the case for large district heating networks.

A pipe of one thousand meters is considered to see the influence of the heat losses. Indeed, for small pipe length, the heat losses have no significant influence on the outlet temperature since the pipe is insulated. In this case the ambient temperature is taken equal to 293 K. The influence of the thermal inertia of the pipe is considered with a pipe thickness of 0 cm (no thermal inertia) and 1 cm (a conventional thickness for the pipe diameter considered).

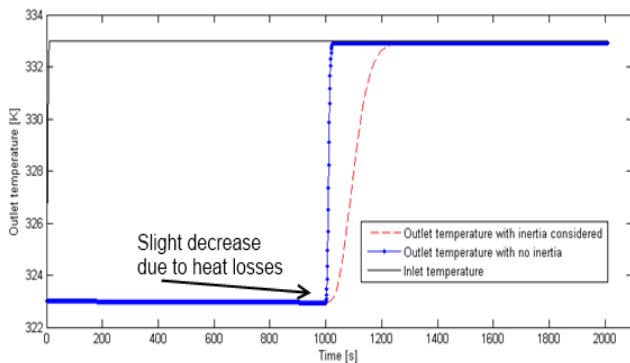


Figure 10. Heat losses and pipe inertia influences on the outlet pipe temperature for the plug flow modeling

Figure 10 shows that the outlet temperature pipe begins to slightly decrease due to the heat. Since the velocity is 1 m/s, this temperature decrease takes one thousand seconds to appear at the outlet and is worth 0.1 K. Then the outlet temperature increases due to the temperature “step” at the inlet. However the temperature increase is slower when the thermal inertia is considered (red dashed line) while the pipe is heated up. Indeed, the thermal inertia induces a significant delay on the thermal response: the time required for the temperature to reach the steady state level is about 200 seconds (blue dots line) instead of 10 seconds when the pipe inertia is not considered. Of course in the case of a temperature decrease, the delay also exists due to the release of the heat inside the pipe.

Through these results, the significant influence of the pipe thermal inertia on the heat transport in pipes is demonstrated. Indeed for more complex and longer network this delay has to be considered during the early morning heating boost for

example. To guarantee the thermal comfort of the users, this heating boost is generally performed too soon leading to more important and useless heat losses. Coupled to predictive control of energetic needs of buildings, it could be possible to feed only the required heat demand in the network.

5. CONCLUSIONS

A comparison between several modeling methods is performed to determine the most convenient way to model the heat transport in large district heating networks to improve their control at low cost, i.e. by model the DHN behavior instead of their costly instrumentation.

First, an adiabatic pipe is considered to show the limitations of each modeling method investigated and an existing district heating network is used to determine the main parameters of the study.

For the same spatial discretization, the bi-dimensional finite volume model does not bring substantial details in the results (i.e. the outlet temperature of the pipe) compared to a one-dimensional finite volume modeling. However to get reliable results, spatial discretization of the pipe is important, as it involves a high computational time incompatible with the final use of this model, namely the predictive control. On the other hand, the decrease in the spatial discretization level involves a significant numerical diffusion linked to the discretization scheme used, and therefore an anticipation of the heat waves at the pipe outlet. Finally, the use of one-dimensional modeling is restricted by a non-convergence issue appearing when the length of the pipes, and so the variable number, increases. The authors suppose that it could be due to the numerous variables whose order of magnitudes are very different causing inconstancy in the resolution method. An alternative method should be to assume that the density is constant in this model while the heat losses of the pipe and so temperature variations are reduced to simplifying the equations system.

The results of the “plug flow” model give us the same accuracy as the exact solution of the one-dimensional problem model. Moreover, these results are obtained with a rough spatial discretization leading to a very quick simulation. Since the “plug flow” results of the adiabatic case are equal to the exact solution of the one-dimensional finite volume problem, heat losses and pipe thermal inertia influences are also considered. For an insulated pipe, the heat losses have a slight influence on the outlet temperature of the pipe especially for short pipe length. However, they have to be considered while they generally represent 10% of the heat supplied to the network. On the other hand, the influence of the thermal inertia of the pipe on the outlet pipe temperature has been exhibited as this induces a significant delay in the heat transport.

This final model will serve in the future work dedicated to assess the behavior of a complete heat district network. Once validated, a control will be implemented to reduce the heat consumption of the district network and to assess the economic and environmental benefits.

ACKNOWLEDGMENT

The main author would like to thank the team of Thermodynamic Laboratory, especially Bernard Georges and Rémi Dickes, for their support during the writing of this article.

REFERENCES

- [1] Rezaie B, Rosen MA. (2012). District heating and cooling): review of technology and potential enhancements. *Appl. Energy* 93): 2-10. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.04.020>
- [2] Dobos L, Abonyi J. (2011). Controller tuning of district heating networks using experiment design techniques. *Energy* 36): 4633-4639. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.04.014>
- [3] Wissner M. (2014). Regulation of district-heating systems. *Util. Policy* 31: 63-73.
- [4] Cannistraro G, Cannistraro M, Cannistraro A, Galvagno A, Trovato G. (2015). Evaluation On The Convenience Of A Citizen Service District Heating For Residential Use. A New Scenario Introduced By High Efficiency Energy Systems. *Int. J. Heat Technol* 33(4): 167-172. <https://doi.org/10.18280/ijht.330421>
- [5] Carotenuto A, et al. (2016). Energy analysis of a small geothermal district heating system in southern Italy. *Int. Journal Heat Technol* 34(2): 519-527. <https://doi.org/10.18280/ijht.34S246>
- [6] Moscow United Energy Company. (2008). Infrastructure monopoly of the Moscow government in heat energy distribution. Moscow.
- [7] Madsen H, Sejling K, Søgaard HT, Palsson OP. (1994). On flow and supply temperature control in district heating systems. *Heat Recover. Syst. CHP* 14(6): 613-620. [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(94\)90031-0](https://doi.org/10.1016/0890-4332(94)90031-0)
- [8] Laajalehto T, Kuosa M, Mäkilä T, Lampinen M, Lahdelma R. (2014). Energy efficiency improvements utilising mass flow control and a ring topology in a district heating network. *Appl. Therm. Eng* 69(1-2): 86-95. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.041>
- [9] Jie P, Zhu N, Li D. (2015). Operation optimization of existing district heating systems. *Appl. Therm. Eng* 78: 278-288. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.12.070>
- [10] Dahm J. (2001). District Heating Pipelines in the Ground - Simulation Model.
- [11] Gabrielaitiene I, Kačianauskas B, Sunden B. (2003). Application of the finite element method for modelling of district heating network. *J. Civ. Eng. Manag.* 9(3): 153-162.
- [12] Patankar S. (1980). Numerical heat transfer and fluid flow. Series in computational methods in mechanics and thermal sciences, M. A. Phillips, E. M. Millman, Eds. New-York, McGraw-Hill, pp. 1-197.
- [13] Quoilin S, Bell I, Desideri A, Dewallef P, Lemort V. (2014). Methods to increase the robustness of finite-volume flow models in thermodynamic systems. *Energies* 7: 1621-1640.
- [14] Tannehill JC, Anderson DA, Pletcher RH, (1997). *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*. Hemisphere.
- [15] Courant R, Friedrichs K, Lewy H. (1928). Über die partiellen Differenzgleichungen der mathematischen Physik. *Math. Ann* 100.
- [16] Zurigat YH, Ghajar AJ. (1990). Comparative study of weighted upwind and second order upwind difference schemes. *Numer. Heat Transf. Part B Fundam* 18): 61-80.
- [17] Lai C, Bodvarsson G. (1986). A second-order upwind differencing method for convection-diffusions equations. *Earth Sci. Div. Annu. Rep.*, pp. 93-97.
- [18] Patel MK, Markatos NC, Cross M. (1985). Method of reducing false-diffusion errors in convection - diffusion problems. *Cent. Numer. Process Anal.*
- [19] Tolstykh AI, Lipavskii MV. (1998). On performance of methods with third- and fifth-order compact upwind differencing. *J. Comput. Phys* 140: 205-232.
- [20] Stevanovic VD, Jovanovic ZL. (2000). A hybrid method for the numerical prediction of enthalpy transport in fluid flow. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 27. pp. 23-34. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(00\)00081-6](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(00)00081-6)
- [21] TRNSYS 17 Manual - Volume 4 - Mathematical Reference. p. 486, 2009.
- [22] EUDP. (2014). Guidelines for Low-Temperature District Heating.
- [23] Woods P. (2014). Heat networks: Code of practice for the UK.
- [24] Ljubenko A, Poredos A, Morosuk T, Tsatsaronis G. (2013). Performance analysis of a district heating system. *Energies* 6(3).
- [25] Gabrielaitiene I, Bøhm B, Sunden B. (2008). Evaluation of Approaches for Modeling Temperature Wave Propagation in District Heating Pipelines. *Heat Transf. Eng* 29: 45-56. <https://doi.org/10.1080/01457630701677130>
- [26] Benonysson A, Bøhm B, Ravn HF. (1995). Operational optimization in a district heating system. *Energy Convers. Manag* 36(5): 297-314. [https://doi.org/10.1016/0196-8904\(95\)98895-T](https://doi.org/10.1016/0196-8904(95)98895-T)
- [27] Van der Heijde B, Aertgeerts A, Helsen L. (2017). Modelling steady-state thermal behavior of double thermal network pipes. *Int. J. Therm. Sci* 117: 316-327. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.03.026>
- [28] Hoffman J, Johnson C. (2007). *Computational Turbulent Incompressible Flow*, p. 415.
- [29] Wetter M, Zuo W, Nouidui TS, Pang X. (2014). Modelica buildings library. *J. Build. Perform. Simul* 7: 253-270.
- [30] Compass. (2015). Turbulence handbook, environment for multi-physics simulation, including fluid dynamics, turbulence, heat transfer, advection of species, structural mechanics, free surface and user defined PDE solvers.
- [31] Guidelines for specification of turbulence at inflow boundaries, available: http://support.esi-cfd.com/esi-users/turb_parameters/, accessed on 12-Jan-2014.
- [32] Hasan BO. (2007). Turbulent Prandtl number and its use in prediction of heat transfer coefficient for liquids. *Coll. Eng. J* 10: 53-64.
- [33] Krope A, Krope J, Ticar I. (2000). The reduction of Pipelines, friction losses in district-heating. *J. Mech. Eng* 46(8): 525-531.
- [34] Nellis GF, Klein SA. (2009). *Heat Transfer*. Cambridge University Press.
- [35] Sartor K, Quoilin S, Dewallef P. (2014). Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network. *Appl. Energy* 130: 474-483. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.097>
- [36] Phetteplace GE, Kryska MJ, Carbee DL (1991). Field measurements of heat losses from three types of heat distribution systems.

- [37] Nytsch-Geusen C. (2013). Buildingsystems - A Modelica-library for modeling and simulation of complex energetic building systems. Bauphysik 35(1): 21-29.
- [38] Çomaklı K, Yüksel B, Çomaklı Ö. (2004). Evaluation of energy and exergy losses in district heating network. Appl. Therm. Eng 24(7): 1009-1017.
- [39] Frederiksen S, Werner S. (1993). Fjärrvärme: Teori, teknik och funktion. Lund University, Sweden.
- [40] Hlebnikov A, Siirde A. (2008). The major characteristic parameters of the Estonian district heating networks and their efficiency increasing potential. Energetika 54(4): 67-74.

NOMENCLATURE

A	Heat exchange area, m ²
C _p	specific heat, J. kg ⁻¹ . K ⁻¹
D	Diameter, m

\dot{M}	Mass flow rate, kg/s
p	Pressure, Pa
\dot{Q}	Heat flux, J/s
t	Time, s
T	Temperature, K
u	Velocity, m/s
V	Volume, m ³

Greek symbols

ρ	density, kg/m ³
--------	----------------------------

Abbreviations

DHN	District heating network
FVM	Finite volume method
in	Inner
out	Outer
*	Adjacent cell

4. Experimental validation of heat transport modelling in district heating networks.



Experimental validation of heat transport modelling in district heating networks



K. Sartor^{*}, P. Dewalef

Aerospace and Mechanical Engineering Department - Laboratory of Thermodynamic and Energetic, University of Liège, 17 Allée de la découverte, 4000, Liège, Belgium

ARTICLE INFO

Article history:

Received 14 September 2016

Received in revised form

31 January 2017

Accepted 1 February 2017

Available online 16 March 2017

Keywords:

District heating network

DHN

Pipe

Dynamic simulation

Heat transport

Experimental validation

ABSTRACT

District heating networks (DHN) are generally considered as a convenient, economic and environmental-friendly way to supply heat to a large amount of buildings. Some modelling methods are required to consider the dynamic behaviour of district heating networks to design them correctly, spare the investment costs and limit the heat losses related to the use of a too high operating temperatures. For the same reasons, the DHN control or retrofit of installations also requires the assessment of the DHN dynamic behaviour. To achieve this, the heat transport in DHN, which is one of the key issues in the behaviour of a whole centralized heating system, has to be correctly modelled. Previous work evidenced current limitations of one dimensional finite volume method to model heat transport in pipes and proposed an alternative method considering the thermal losses and the inertia of the pipes. The present contribution intends to experimentally validate this model on a test rig available at the Thermodynamics laboratory of the University of Liege (ULg, Belgium) and on an existing district heating network. For both experimental facilities, the current model shows good agreement between the experimental data and the simulation results for a large range of water velocities. Moreover, it is shown that the thermal inertia of the pipe has a significant influence on the outlet pipe temperature profile.

© 2017 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

District heating networks (DHN) appeared in Europe since the 14th century (in France) [1] and they have been developed since 1950 [2]. Nowadays, they are generally considered as a convenient way to supply heat to a large number of buildings with a central heating plant generating high conversion efficiency and fuel flexibility [3]. Moreover the DHN allows a variety of energy sources to feed them especially the renewable ones such as biomass or industrial waste heat. The size of DHN varies widely: from several dozens of meters (for industry or small communities) to thousands kilometres (such as the Moscow city network [4]). The control of large DHN is a key challenge to reduce heat losses and to minimize the heat cost while ensuring the user comfort in buildings. To achieve this, an open-loop control is often implemented [5] because of the simplicity of use and the limited investments related to this method. The control of the studied application detailed herein basically consists of holding a water temperature

set point supplying to the network inlet to ensure thermal comfort in buildings. This supply temperature is a function of the hour of the day and the ambient temperature. However they are not adapted for widespread networks or DHN fed by multiple heat plants. Indeed this control often leads to large variation of the fluid return temperature to the heat plant. If the heat supplied to the network is greater than the heat demand of the buildings, the return temperature increases. This phenomenon leads to higher heat losses of the pipes since the pipe temperature is higher than the required one. On the other hand, it often involves an oversizing of the installations (pumps, heat plants,...) resulting in a higher investment costs because of the unwanted variations of temperature and flow rates. Finally, thermal discomfort can also appear in some buildings, even if the rated power plant is oversized: typically the fluid velocity is about one meter per second [6–9] and the heat transport delay can reach hours to feed correctly the furthest buildings connected to pipes of several kilometres.

One solution is to instrument the network at numerous key locations to measure the temperatures, and the mass flow rates. Doing so, a closed-loop control and some dedicated control techniques of thermal systems [10,11] can be used. However this method is often expensive because of the numerous expensive

^{*} Corresponding author.

E-mail address: kevin.sartor@ulg.ac.be (K. Sartor).

sensors which have to be used; especially if a retrofit of the system is performed since these sensors are generally intrusive. Therefore it is proposed to model the dynamic behaviour of the system to avoid the costs of the sensors.

In a previous work [12], the heat waves in the network were dynamically modelled to determine at each key location the flow rates and the temperatures of the transport fluid. As others studies related to heat transport in DHN [13,14] the ambient losses are considered but the thermal inertia of the pipes influence is also investigated to complete the available model. It must also be noted that only water was considered as working fluid.

To model the DHN dynamics, a lot of methods [15] are available such as the Finite Volume Method [16], the Method of the Characteristics [17], the plug flow method [13] (studied in this contribution), neural networks [18], etc. On the other hand, some professional software are also available on the market (Bentley [19], Modelon [20], Schneider Electric [21], etc) but they are dedicated to the optimization of the DHN itself (temperature, electric pump consumption) without considering the part load performance of CHP plant, the plant subsidies or the buildings. Therefore the present contribution is dedicated to validate and provide a reliable open-source method to extend the plug flow method available in the literature. Coupled to plants and buildings models [12,22] it can be used to assess the performance of a global system and to design it with the lowest energetic and environmental impacts. In this paper, the model developed in Ref. [12] is validated on a test bench available at the Thermodynamics laboratory of University of Liege (ULg) and on the pipeline of an existing district heating network.

The developed model allows in a further study to be extend to the whole ULg network and coupled to predictive heat demand methods to implement an improved control at a lower cost while reducing energetic and environmental influences. Although the current paper focuses on large-size DHN for which the time scale is relatively long (typically hours), the conclusions of this work may be extended to systems of much smaller size. Indeed even for small DHN, an assessment of its dynamic behaviour could involve a better heat supplied management.

2. Problem statement

In large networks, the length of pipes can reach tens of kilometres. When heat is injected at one end of the pipe, the heat propagation to buildings located further in the network depends on the fluid velocity, and it can take a significant amount of time. The order of magnitude of the fluid velocity is generally the meter per second, to limit pressure losses and the related pump consumption. Therefore the delay to transport heat can reach minutes or hours. As for example, the hospital connected to the DHN of the University of Liege is at a distance of about 3 kilometres from the heating plant and the fluid velocity is generally between 0.5 and 1 m/s leading to a heat transport delay from one to two hours.

Previous work performed by the authors [12] shows that an one-dimensional finite-volume modelling method could be used to model the dynamic behaviour of a pipe but requires an important spatial discretization of the pipe, as it involves a high computational time incompatible with the final use of the modelling, namely the control. On the other hand, the decrease in the spatial discretization level involves a significant numerical diffusion linked to the discretization scheme used, and therefore an anticipation of the heat waves at the pipe outlet. To counter these issues, an alternative model called "plug flow" was developed and will be detailed in the following section of this article. The results of this model give us the same accuracy as the exact solution of the one-dimensional problem model. Moreover, these results are obtained with a "rough" spatial discretisation leading to a very quick

simulation (simulation time is speeding up by a factor 1000). Two major phenomena occurring in a DHN are also considered: heat losses and pipe thermal inertia. For an insulated pipe, the heat losses have a slight influence on the outlet temperature of the pipe especially for short pipe length. However, they have to be considered while they generally represent 5%–20% of the annual heat supplied to the network [23–25]. On the other hand, the influence of the thermal inertia of the pipe on the outlet pipe temperature has been exhibited as this induces a significant delay in the heat transport.

Based on previous work [12], this contribution focusses on the experimental validation of the "plug flow" model on an experimental test rig built at the University of Liege and on experimental data of the ULg DHN. The influence of the pipe thermal inertia and the heat losses on the outlet pipe temperature discussed during the modelling step are finally demonstrated based on experimental data.

3. Modelling

The proposed modelling method is based on the standard TRNSYS Type 31 component. For further information about the original model, the reader can refer to [13,26]. This studied modelling method is based on a Lagrangian approach, i.e. the properties of each fluid particle are considered along their direction in function of time, considering the energy balance in each cell. In order to simplify the resolution, the flow was considered as incompressible which is valid if the fluid is water and for low pressure variations [27]. Moreover, the pressure drop in each cell is currently neglected, so the mass and energy balance are expressed by:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = 0, \quad (1)$$

$$V\rho \frac{\partial h}{\partial t} = \dot{Q}, \quad (2)$$

This component models the thermal behaviour of fluid flow in a pipe whose cell volume and density are considered as constant. That is valid for low temperature variation of a fluid cell covering the pipe which occurs in an insulated pipe as the studied case. This assumption involves a constant density. The pipe is divided in cells that follow the heat waves propagation: the entering fluid shifts the position of the existing cell and the energy balance is applied to each cell. However, due to the pipe length of DHN parts, it is proposed to set a pressure loss only at the pipe outlet to consider the pumping work. This pressure loss is defined by the non-linear Darcy-Weisbach equation [28].

The current model used for the experimental validation in this contribution is an improved model developed in Ref. [12]. It considers the influence on the outlet pipe temperature of the pipe thermal inertia and the heat losses.

The constituting pipe material itself is divided into cells initialized to a fixed temperature. In opposite to fluid cells, pipe cells have a fixed location. Each cell has a thermal inertia (TI) depending on the geometrical characteristic of the pipe:

$$TI = V\rho C_p, \quad (3)$$

where V is the cell volume [m^3] is defined as $\frac{\pi\Delta x(D_{out}^2 - D_{in}^2)}{4}$ and where Δx is the cell length [m], ρ and C_p are respectively the density [kg/m^3] and the specific heat [$\text{J}/\text{kg}/\text{K}$] of the constituting material of the pipe. Finally, D_{out} and D_{in} are respectively the outer and inner pipe diameter [m].

The heat exchanges between the fluid cell and the constituting pipe cell or between the constituting pipe cell and the ambient are computed by using a heat transfer coefficient. The heat transfer coefficient corresponding to the heat exchange between the fluid and the pipe can be computed from the flow characteristics by Refs. [29,30]. The present contribution is not intended to be a review of the literature on the calculation of heat losses and thermal resistance in district heating and the interested reader is referred to [27,28] for a more complete information concerning the heat transfer between the pipe and the ambient. Finally, previous experimental studies are used to determine the heat loss coefficient of the pipe [23,31].

If several pipes reach or leave a key location of the DHN, an energy balance is performed on this location. The mass balance results from a Hardy-Cross algorithm [32] to consider the partition of the fluid in the different pipes knowing the pressure losses in each branch of the DHN.

4. Experimental apparatus

To support the discussion, an experimental test rig (Fig. 1) is built in the Thermodynamics Laboratory of the University of Liege. It is composed of a 39 m steel pipe of 2 inches which is insulated by 13 mm of insulation whose thermal conductivity is 0.04 W/(m.K). The pipe thickness is 0.4 cm, its density is 8000 kg/m³ and its specific heat capacity is considered to be 500 J/kg/K [33]. Natural heat transfer coefficient is calculated by Ref. [29] thanks to the dimensional test rig characteristics and is 4 W/(m².K). The ambient temperature near the pipe is measured by T-thermocouple protected by a dedicated casing to avoid the radiation influence, inlet and outlet water temperatures are measured by type T-thermocouples directly immersed inside the pipe to avoid the time response due to thermal inertia of immersion sleeves. Incoming water is heating up by 300 kW natural gas boiler and the volume flow rate is measured by a mechanical volume flow meter with impulsions (4 per litre) whose nominal flow rate is 6 m³/h. The data acquisition system is a NI cDAQ 9188 coupled with NI9213 for the thermocouple measurement and NI 9401 for the pulse counting. In Table 1, the accuracy of the different sensors are listed:

Before to perform a test, the water-city network is pushed inside the studied pipe during about 10 min to stabilize its temperature, assumed at the water network temperature. Using this test bench, several parameters can be studied: the flow velocity and the temperature step. In district heating network, the flow velocity is

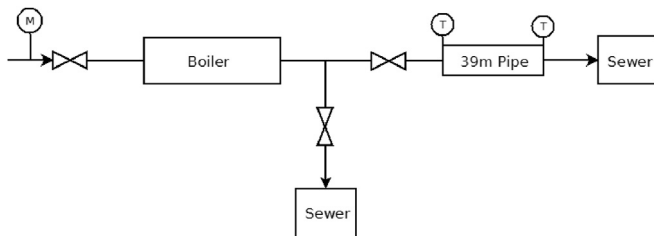


Fig. 1. Test rig diagram.

Table 1
Accuracy and ranges of the sensors used on the test rig.

	Accuracy	Range
T-thermocouple	0.3 °C	–40 to 120 °C
Volume flow rate	3%	0.48 to 12 m ³ /h
NI9213	0.6 °C	–

generally lower than 2 m/s [6,7,34] to avoid large pressure drops. Due to test bench constraints, the maximum flow velocity considered is 1 m/s.

To complete this analysis, the behavior of a real DHN is also investigated. Due to the lack of information available in the literature or mismeasurement [10] in some data available, it is proposed to perform a test on the ULg DHN which has a total length of 10 km and distributes pressurized hot water at 125 °C to approximately 70 buildings located in the University campus (Fig. 2). Due to instrumentation facilities, the supply pipe analyzed is the first pipe which connects the plant to the DHN (encircled in red in Fig. 2). The mass flow rate and the inlet pipe temperature are getting from the heating plant owner. For the information of the reader, the maximal flow velocity in the ULg DHN is 1.5 m/s. The resolution of the mass flow rate is 1 t/h and the one of the temperature is 0.1 °C. Concerning the outlet pipe temperature, three K-thermocouples are directly put on the pipe and averaged. An initial steady state test has been performed to ensure an accurate measurement of the water pipe temperature by this technique. The K-thermocouples are measured by the same data acquisition system as previously.

The analyzed pipe is a 106 m steel pipe with a diameter of 35 cm which is insulated by 15 cm of insulation whose thermal conductivity is 0.03 W/(m.K). Based on experimental data [23], the heat loss coefficient has been previously identified to 0.41 W/(m.K).

5. Results and discussion

To validate the model on the ULg test rig, it is proposed to consider several water velocity which are typical in DHN (0.3–1.1 m/s). A good agreement is found between the experimental data and the model results in Figs. 3–6. Especially the time when the outlet pipe temperature begins to increase. Therefore the time delay is correctly modelled with a very quick simulation (inferior to 0.5 s) without any numerical diffusion as the finite volume method [12]. In the different tests, there is a light overestimation of the outlet pipe temperature at the end of the temperature step. It is mainly due to the sensor accuracy but the authors think the fact the model is a one-dimensional model

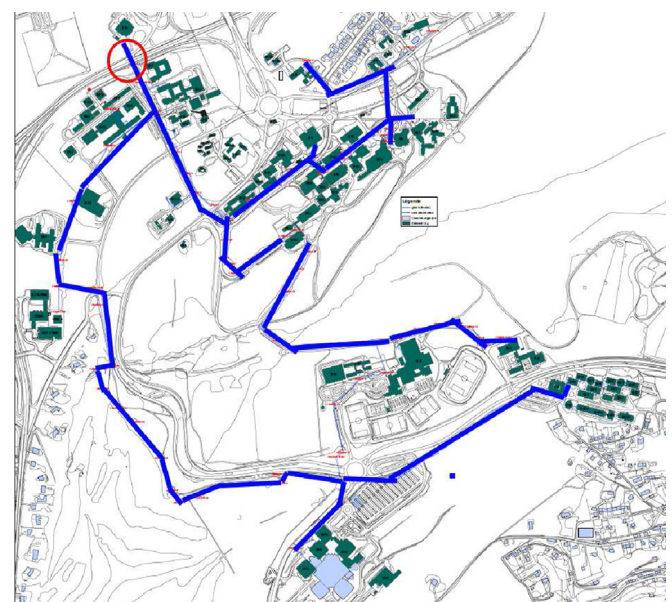


Fig. 2. Diagram of the ULg DHN. Buildings in green, supply pipes in blue, analysed pipe encircle in red. (For interpretation of the references to colour in this figure legend, the reader is referred to the web version of this article.)

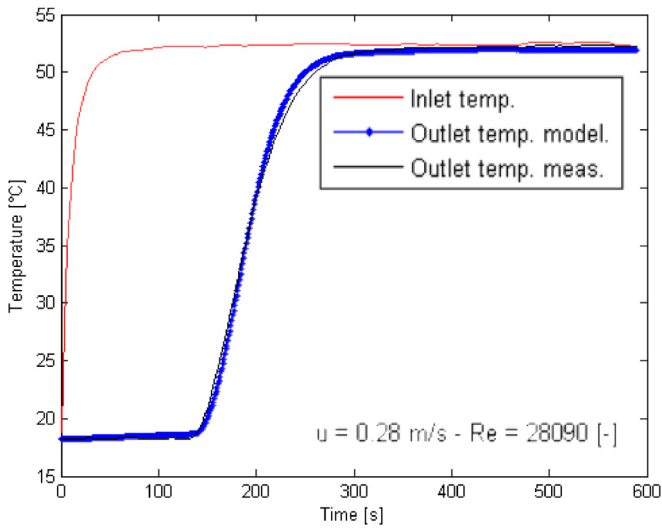


Fig. 3. Test rig results for water velocity of 0.28 m/s.

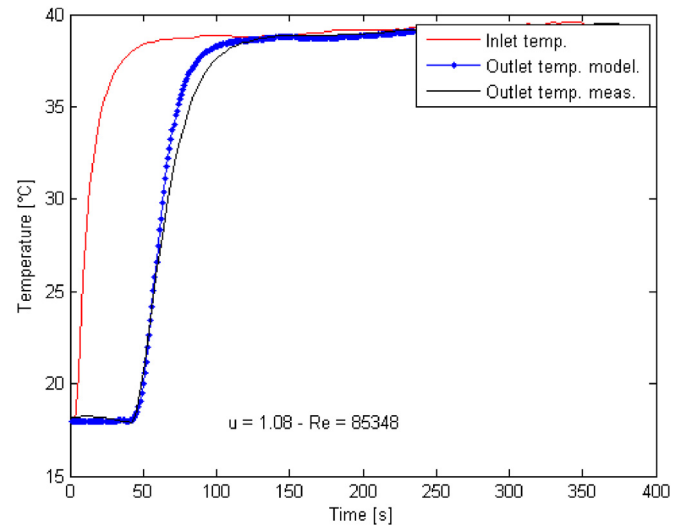


Fig. 6. Test rig results for water velocity of 1.08 m/s.

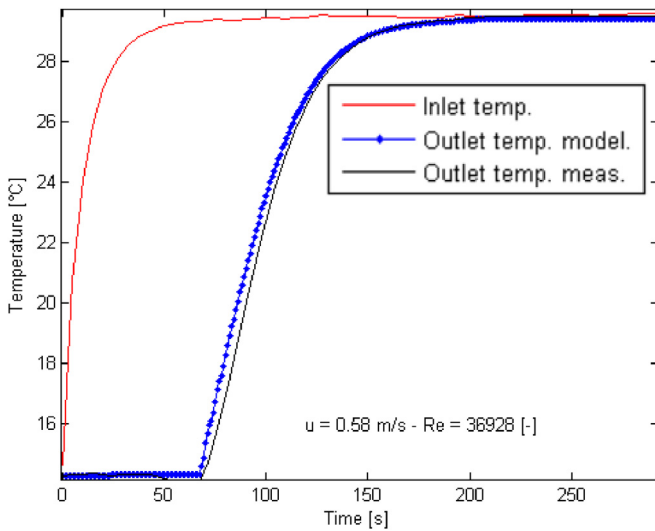


Fig. 4. Test rig results for water velocity of 0.58 m/s.

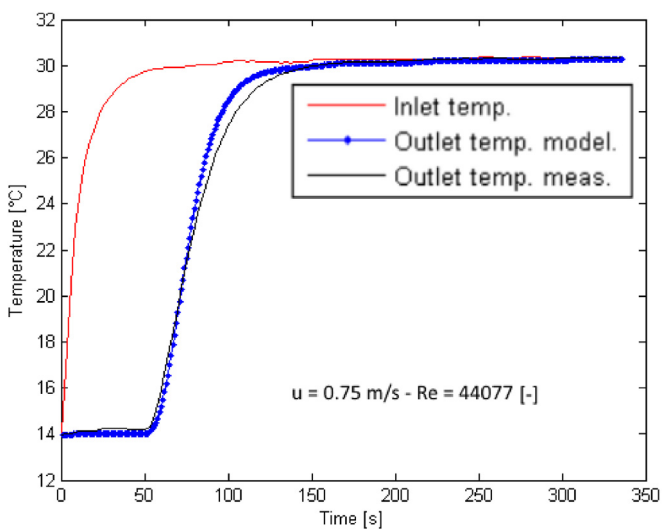


Fig. 5. Test rig results for water velocity of 0.75 m/s.

should explain this tiny difference. Indeed the constituting pipe material is considered as a lot of cells of the same temperature. In the experiment, there is a gradient inside the cell which is not modelled here. However, as described later in this section, there is a good agreement of the thermal inertia influence too.

A complementary test was carried out to check if an increasing step followed by a decreasing step of temperature is correctly assessed (Fig. 7). In this case the pipe is heated during about 10 min to stabilize the water and pipe temperature and then the boiler is shut off.

As shown in previous work [12], the significant influence of the pipe thermal inertia on the heat transport in pipes is demonstrated in Fig. 8. In this case, it is considered that there is no pipe thickness (green crosses). The pipe thermal inertia induces an extra delay on the outlet temperature (blue dots). Even if this delay is quite reduced in this test (about 50 s), it has to be considered in a real network while the pipe length is larger: for example, one kilometre pipe induces an extra-delay of 200 s [12]. Notice that the thermal inertia effect decreases when the pipe diameter increases due to the lower influence of the pipe thermal inertia compared to the

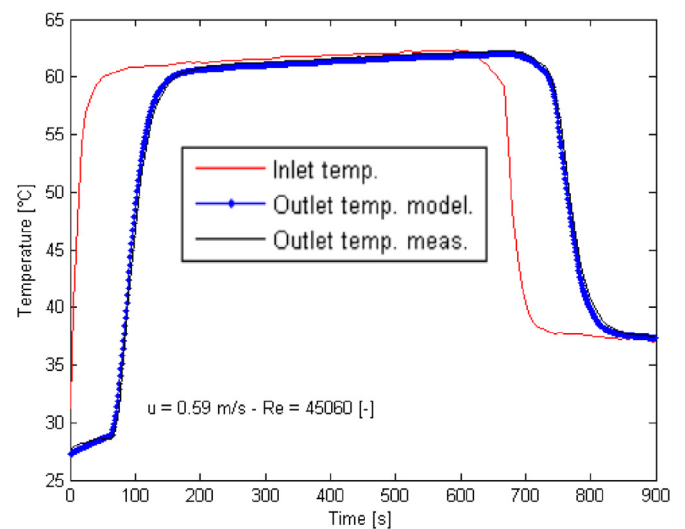


Fig. 7. Test rig results for water velocity of 0.59 m/s and for an increasing and a decreasing step temperature.

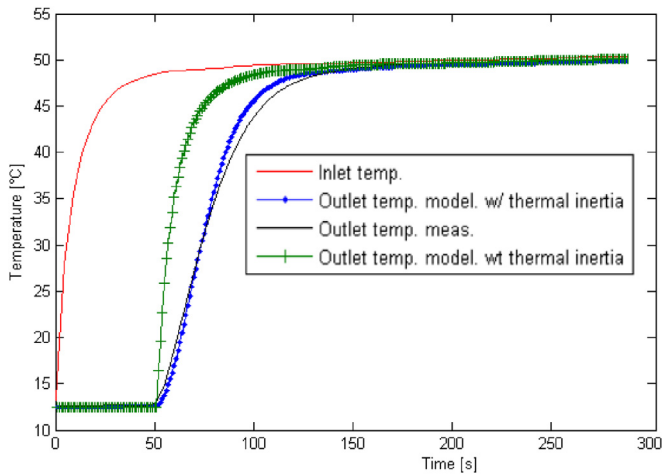


Fig. 8. Influence of the thermal pipe inertia on the results.

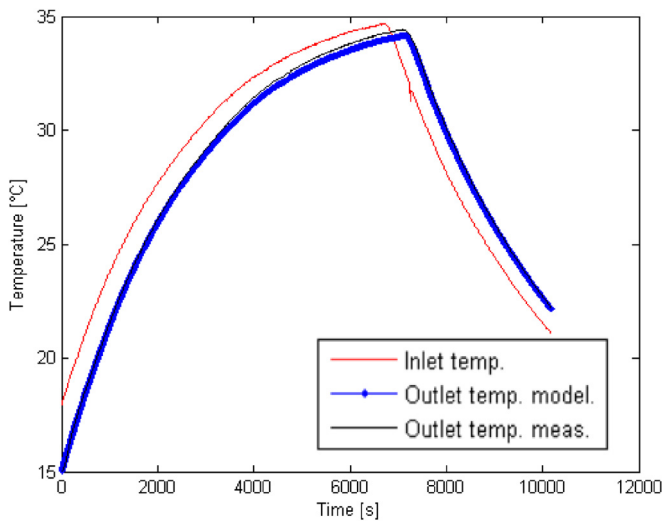


Fig. 9. Results for low water velocity.

energy inside the pipe.

However, this influence should be considered during early morning heating boost and could be treated in more efficient energetic way. Indeed to guarantee the thermal comfort of the users, this heating boost is generally performed too soon leading to more important and useless heat losses due to too high supply water temperatures. Coupled to predictive control of energetic needs of buildings, this current model could be used to feed only the required heat demand in the network and save energy and emissions.

To extend the validity range of the model with low velocity and so low Reynolds number (between 5000 and 10000 [-]), the last experiment (Fig. 9) has been performed with a low water velocity (0.11 m/s). This condition could occur in oversized pipelines and in networks that serve low heat density areas [9]. Once again, there is a good agreement with the experimental data: the absolute error on the outlet pipe temperature is lower (0.2 °C) than the accuracy of the data acquisition system. In this case, the thermal inertia has no influence on the outlet pipe temperature while the fluid velocity is very low.

Concerning the results of the ULg DHN (Fig. 10), the velocity and the temperature at the inlet pipe are imposed by the control of the whole plant. The test has been performed during several winter hours to catch some temperature and mass flow rate variations. Here are the results:

Once again, there is a good agreement between the model and the measurements such as for the time delay that the thermal inertia.

5.1. Sensitivity analysis

To complete the discussion, a sensitivity analysis is performed. Indeed the accuracy of the results can be influenced by some parameters which can sometimes be difficult to measure and/or change in function of their age. The first one is the inside pipe diameter which is a function of the pipe machining tolerance, the pipe roughness or the incomplete information due to past modifications in pipe manufacturing standards. This can led to a pipe thickness variation of 10% [9] and therefore on a variation on the fluid velocity and the time shift on the outlet pipe temperature.

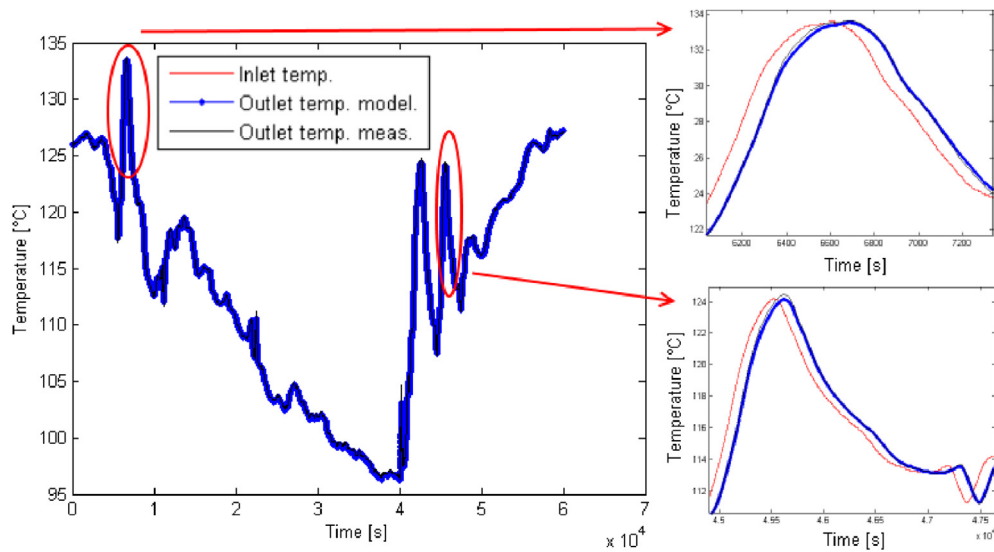


Fig. 10. Results for the ULg DHN.

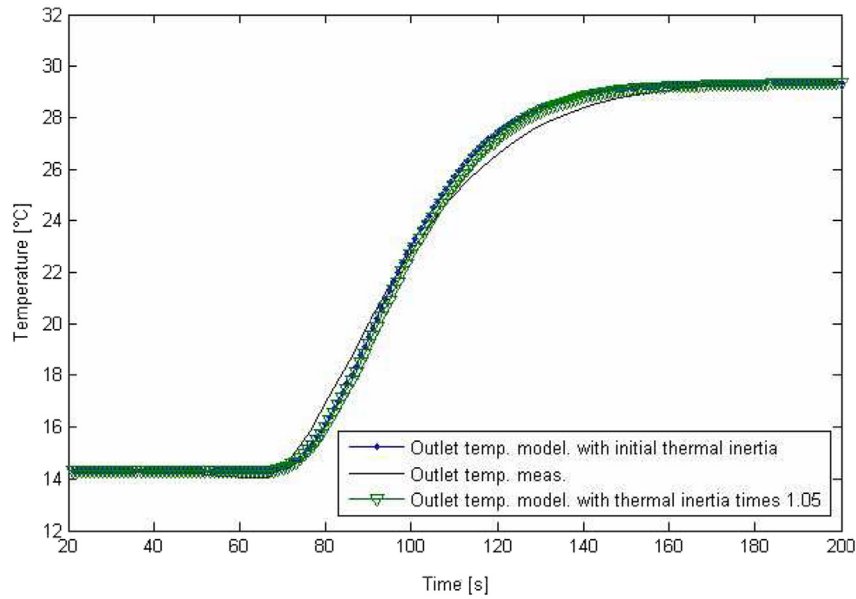


Fig. 11. Reduced influence of thermal inertia on outlet pipe temperature due to uncertainty on specific heat and density of pipe constituting materials.

Notice that the pipe roughness could also involve a variation up to 10% of the heat transfer coefficient between the fluid and the pipe. On the other hand, the thermal inertia is affected by the pipe thickness and the manufacturing standard while the density and the specific heat can vary from 5%. Finally, the thermal coefficient of the insulation is considered while it has a direct influence on the heat losses and on the outlet pipe temperature. It depends of the insulation age, the ambient temperature and the moisture content [35–37]. In this study, a factor of 10% is considered.

Concerning the variation on the velocity due to uncertainty on pipe thickness, the variation is quite reduced. The corresponding relative error on fluid velocity and on corresponding time delay is less than 3% for the ULg test rig and less than 1% for the ULg DHN. These last tiny errors are due to the low ratio between pipe thickness and pipe diameter and so the reduced influence of the uncertainty of the pipe thickness on the fluid velocity and so on the time delay.

The uncertainty of specific heat and density of pipe constituting material involving a variation of the thermal inertia of 5% has a

reduced influence on the outlet pipe temperature (Fig. 11). The mean square error of the outlet temperature is initially 0.02 °C and is 0.002 °C when the initial thermal inertia is increased of 5%.

The influence of the different parameters on the heat losses are also quite reduced. Indeed for the ULg test rig, the higher heat losses due to high heat transfer coefficient involve a temperature reduction at the outlet pipe; but the thermocouple precision (0.3 °C) is higher than this calculated temperature difference (\ll 0.1 °C). This can be seen in Fig. 12. It is due to the heat losses represent less than 0.5% of the heat injected in the considered cases. It is the same for the case of a large DHN such as those ULg DHN. Despite of the length of pipe is larger, the temperature difference is generally difficult to measure while the ratio between the heat losses and the heat injected is low too if the pipe is insulated. Readers are reminded that even this temperature difference is quite reduced the total heat losses of a complete network (not only one pipe) can reach 20% of the annual heat injected and therefore it has to be considered to assess the overall performance of the system.

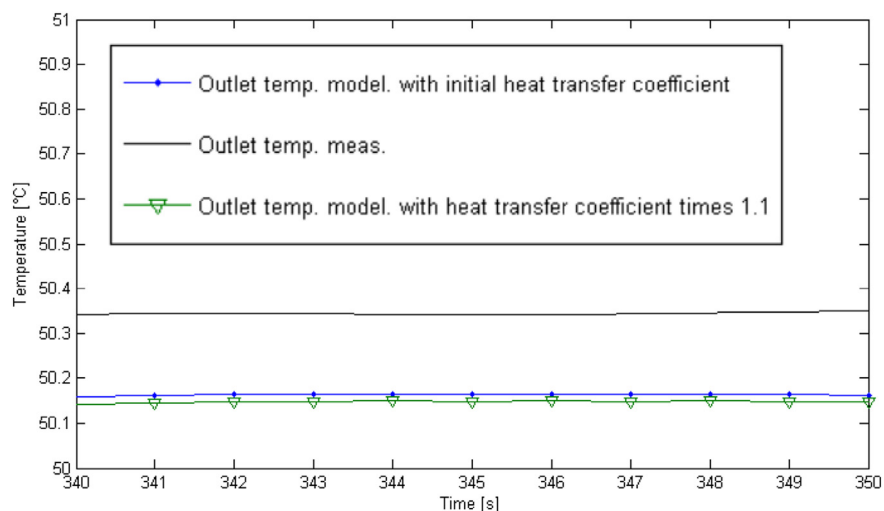


Fig. 12. Non-measurable influence on heat losses and outlet temperature due to uncertainties on pipe thickness and heat transfer coefficients.

6. Conclusions and perspectives

District heating networks are composed of numerous long pipes to supply buildings involving delays in heat transport due to low fluid velocities. These delays could be the source of over-consumption or discomfort in buildings. A practical solution to mitigate these issues consists in instrumenting the whole network and using some dedicated algorithm to control the heat supplied to the DHN. But this solution is generally expensive. Another option resides in detailed heat transport modelling in district heating network. It is a key challenge to assess where and when is the heat injected without sensors to improve the efficiency of energy use.

In this paper, the developed modelling approach is validated on an experimental test rig and on a real district heating network. This approach assumes that the working fluid is in liquid state. The results show a good agreement between experimental data and simulation results for a large range of water velocities. Moreover, it is shown that the thermal inertia of the pipe has a significant influence on the outlet pipe temperature response, especially when quick temperature variations occur such as a morning boost of the network. It is therefore important to take it into account for the control of the whole system.

On the other hand, a sensitivity analysis is performed and shows that the constituting material parameters of the district heating have a reduced influence on the results. That allows the same model to be used for a wide number of system configurations.

To reduce energy consumption and assess correctly the behaviour of the whole system, accurate building consumption models are also required. If the building consumption is not properly modelled, the outlet building temperature could be over or underestimated, leading to a miscalculation of the inlet return pipe temperature and a miscalculation of the whole system. If the building envelope and the energy systems are known, the accuracy of the building consumption depends mainly on the occupant's behaviour in residential buildings. This influence is reduced in sufficiently large DHN for which the average occupancy is known.

The next steps of the work will consist in the modelling of an existing DHN with all branches, implement different control strategies and include renewable energy sources, and so on, to reduce the environmental footprint of the network.

Acknowledgement

The authors would like to thank José Concha and Richard Labenda for their help in the test bench set-up.

References

- [1] Rezaie B, Rosen MA. District heating and cooling: review of technology and potential enhancements. *Appl Energy* 2012;93:2–10. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.04.020>.
- [2] Dobos L, Abonyi J. Controller tuning of district heating networks using experiment design techniques. *Energy* 2011;36:4633–9. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2011.04.014>.
- [3] Wissner M. Regulation of district-heating systems. *Util Policy* 2014;31(0): 63–73. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jup.2014.09.001>. URL, <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0957178714000629>.
- [4] Moscow United Energy Company. Infrastructure monopoly of the Moscow government in heat energy distribution. Moscow (: Moscow United Energy Company; 2008. Tech. rep.
- [5] Madsen H, Sejling K, Søgaard HT, Palsson OP. On flow and supply temperature control in district heating systems. *Heat Recover Syst CHP* 1994;14(6): 613–20. [http://dx.doi.org/10.1016/0890-4332\(94\)90031-0](http://dx.doi.org/10.1016/0890-4332(94)90031-0). URL, <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0890433294900310>.
- [6] Woods P. Heat networks: code of practice for the UK. 2014. Tech. rep.
- [7] EUDP. Guidelines for low-temperature district heating. 2014. Tech. rep.
- [8] A. Ljubenko, A. Poredos, T. Morosuk, G. Tsatsaronis, Performance analysis of a district heating system, *Energies* 6(3). URL <http://econpapers.repec.org/RePEc:gam:jeners:v:6:y:2013:i:3:p:1298-1313:d:23973>.
- [9] Gabrieliatiene I, Bøhm B, Sunden B. Evaluation of approaches for modeling temperature wave propagation in district heating pipelines. *Heat Transf Eng* 2008;29(October 2014):45–56. <http://dx.doi.org/10.1080/01457630701677130>.
- [10] Laajalehto T, Kuosa M, Mäkilä T, Lampinen M, Lahdelma R. Energy efficiency improvements utilising mass flow control and a ring topology in a district heating network. *Appl Therm Eng* 2014;69(1–2):86–95. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.041>. URL, <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431114003056>.
- [11] Jie P, Zhu N, Li D. Operation optimization of existing district heating systems. *Appl Therm Eng* 2015;78(0):278–88. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.12.070>. URL, <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431114011995>.
- [12] Sartor K, Thomas D, Dewallef P. A comparative study for simulating heat transport in large district heating networks. In: Proc. ECOS 2015–28TH Int. Conf. Effic. COST, optim. Simul. Environ. IMPACT ENERGY syst., International conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems; 2015. p. 1–12.
- [13] Dahm J. District heating pipelines in the ground - simulation model. Dept. of Building Services Engineering, Chalmers University of Technology; 2001. Tech. rep.
- [14] Gabrieliatiene I, Kaciunauskas B, Sunden B. Application of the finite element method for modelling of district heating network. *J Civ Eng Manag* 2003;9(3): 153–62.
- [15] Bøhm B. IEA District heating and cooling annex VI: simple models for operational optimisation. Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark; 2002. Tech. rep.
- [16] Patankar S. Numerical heat transfer and fluid flow. In: Phillips MA, Millman EM, editors. Ser. Comput. Methods mech. Therm. Sci. New-York: McGraw-Hill; 1980. p. 1–197.
- [17] Wylie EB, Streeter VL. Fluid transients in systems. 1993. [http://dx.doi.org/10.1061/\(ASCE\)HY.1943-7900.0001067](http://dx.doi.org/10.1061/(ASCE)HY.1943-7900.0001067).
- [18] Sholahudin S, Han H. Simplified dynamic neural network model to predict heating load of a building using Taguchi method. *Energy* 2016;115:1672–8. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.03.057>. URL, <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544216303012>.
- [19] D. E. N. P. of Bentley, D. Solution, Bentley (2017). URL <https://www.bentley.com/en/solutions/district-energy-network-planning-and-design>.
- [20] Modelon, Modelon (2017). URL <http://www.modelon.com/industries/energy-process/district-heating/>.
- [21] S. Electric, Thermis (2017). URL <http://www.schneider-electric.com/en/product-range/61418-termis-software/>.
- [22] IEA. Simulation models of buildings. URL, <http://www.iea-ebc.org/publications/>.
- [23] Sartor K, Quoilin S, Dewallef P. Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network. *Appl Energy* 2014;130:474–83. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.097>.
- [24] Frederiksen S, Werner S. Fjärrvärme : teori, teknik och funktion, Ph.D. thesis. Sweden: Lund University; 1993.
- [25] Thorsen JE, Christiansen CH, Brand M, Olesen PK, Larsen CT. Experiences on low-temperature district heating in lystrup - Denmark, Portoroz, Slovenia. 2011.
- [26] TRNSYS 17 manual – volume 4 – mathematical reference. 2009. URL, <http://www.trnsys.com>.
- [27] Hoffman J, Johnson C. Computational turbulent incompressible flow, October 4. 2007. p. 415. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-46533-1>. URL, <http://www.springerlink.com/index/10.1007/978-3-540-46533-1>.
- [28] Kroppe A, Kroppe J, Tigar I. The reduction of Pipelines, friction losses in district-heating. *J Mech Eng* 2000;46(8):525–31.
- [29] Nellis G, Klein S. Heat transfer. Cambridge University Press; 2009.
- [30] Li P, Seem JE, Li Y. A new explicit equation for accurate friction factor calculation of smooth pipes. *Int J Refrig* 2011;34(6):1535–41. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.03.018>.
- [31] Gary EP, Marlin JK, David LCLF. Field measurements of heat losses from three types of heat distribution systems. 1991.
- [32] Houghtalen RJ, Akan AO, Hwang NHC. Fundamentals of hydraulic engineering systems. Prentice Hall; 2010. URL, <https://books.google.be/books?id=W4Uu2DD2zE0C>.
- [33] Cvema F. ASM Ready Reference: Thermal properties of metals. ASM International; 2002, ISBN 9780871707680.
- [34] Skagestad B, Mildenstein P. District heating and cooling connection handbook, tech. Rep. 1999.
- [35] de Boer S, Korsman J, Smits I. Long term heat loss of plastic polybutylene piping systems. In: 11th Int. Symp. Dist. Heat. Cool. August 31 to sept. 2, 2008, Reykjavik, Icel; 2008. p. 1–8.
- [36] Ochs HM-SF. Temperature and moisture dependence of the thermal conductivity of insulation materials. 2005.
- [37] Kellner J, Dirckx V. Change of thermal conductivity of polyurethane pre-insulated pipes as a function of time, Tech. rep. 1999.

Nomenclature

\dot{m} : mass flow rate, kg/s

\dot{Q} : heat flux, J/s

ρ : density, kg/m³

A : area, m²

C_p : specific heat, J/(kg K)

D : diameter, m

DHN : District heating network

h : enthalpy, J/kg

in : inlet

out : outlet

p : pressure, Pa

Re : Reynolds number [-]

T : temperature, K

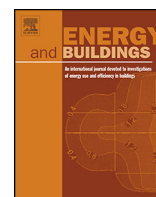
t : time, s

u : velocity, m/s

ULg : University of Liege

V : volume, m³

5. Exergy analysis applied to performance of buildings in Europe.



Exergy analysis applied to performance of buildings in Europe



K. Sartor*, P. Dewallef

Aerospace and Mechanical Engineering Department – Laboratory of Thermodynamic and Energetic, University of Liège, 17 Allée de la découverte, 4000 Liège, Belgium

ARTICLE INFO

Article history:

Received 14 February 2017

Received in revised form 5 May 2017

Accepted 12 May 2017

Available online 17 May 2017

Keywords:

Exergy analysis
Building performance
Exergy
CO₂ reduction
Heat sources

ABSTRACT

Energy performance of buildings generally assesses the energy consumption of buildings such as heating, domestic heat water, ventilation systems, etc. However, this approach is based on the first law of thermodynamics and considers only the quantity of energy used without considering its ‘quality’ and leads to a lack of information about the energy conversion processes. This is particularly true in the new low-energy buildings where sometimes high temperatures sources are used to meet low-temperature needs. The exergy analysis of a system, based on first and second thermodynamic laws, can be used to overcome this. In this work, it is proposed to compare the energy and the exergy consumption and the related CO₂ emissions of several kinds of buildings to determine the best systems in terms of energy and exergy needs. The energy demand calculations are performed using the official software available in Belgium and some assumptions are implemented to consider the exergy approach. As exergy calculations require a reference state, some different climatic conditions are also investigated. Finally, some conclusions are discussed to rank the sources of energy and their related exergy losses.

© 2017 Elsevier B.V. All rights reserved.

1. Introduction

About 40% of the Europe energy is dedicated to the buildings [1,2] and represents about 36% of the CO₂ emissions. Therefore European Union sets up the Directive 2002/91/EC, reinforced in 2010 by Directive 2010/31/EU to try to improve the performance of the buildings and to reduce the energy consumption and greenhouse gases such as CO₂ emissions. Each state member had to determine some minimum requirements for new buildings and to rank the existing ones. In Belgium, dedicated software has been created to rank the buildings’ performance and expressed energy performance based on the primary energy use. This software assesses the energy consumption of buildings such as heating, domestic hot water (DHW) or ventilation needs. However, energy requirements of residential buildings and for a large variety of office buildings are generally on a low-grade, meaning that it is possible to use low quality energy sources. This is due to that space heating and DHW preparation do generally not require more than 55 °C supply temperature in conventional and low energy buildings [3]. In older buildings, space heating can require higher temperature such as 75 °C, which remains low-grade energy. This is due to old heat-

ing systems such as convectors (without fans) and radiators with low heating area. But the way of production of heat use generally high-grade energy i.e. electricity or fuel in a combustion process which reaches 1500 °C [4]. In this case, the energy conversion of this combustion process is currently close to one but the quality of the energy is widely degraded. Indeed the use of the energy analysis to rank a system is often misleading because it does not always provide an indicator how the system is near the ideality [5]. But the exergy analysis, which is detailed later in this paper, does because it is based on the first and the second laws of thermodynamics and states that despite the energy cannot be created or destroyed, its quality can be degraded up to an equilibrium state with the surroundings.

As previous study [6], it is proposed to investigate the energy and the exergy needs as building performance indicators to rank the buildings and to point out the degradation of the exergy supplied to buildings. In this contribution, a larger panel of heating systems solutions are considered to assess the best system to minimize energy and exergy consumption based on Belgian data but this study can be extended to other countries considering databases such as [7–9]. Moreover several kinds of building involving different nominal energy requirements are considered to extend the present study. The point is to compare each building current situation to all the heating systems investigated. The building choice is set to try to represent the Belgian building stock. Notice two

* Corresponding author.

E-mail address: kevin.sartor@ulg.ac.be (K. Sartor).

terraced buildings are selected, one with insulation and the other without while it is important to point out the major influence of the insulation on the energy needs. While the exergy depends on a reference temperature, it is also proposed to investigate some different climatic conditions to assess their influences. Finally, the related CO₂ emissions are also calculated to rank the heating systems.

2. Problem statement

2.1. Energy analysis

Building energy performance can be assessed by the amount of energy required to maintain users comfort inside the building. To assess this amount of energy needs, an energy balance is set up. There are heat losses due to transmission (walls, roof, ground, etc.) and due to free or forced ventilation. Concerning the ambient, average values of outside temperatures are considered month by month. The heat losses can be fully or partly compensated by the energy gains such as appliances, users or solar gains through openings. For the solar energy gains, surface orientation is considered for each surface. The reader interested can refer to [10] to access to all Walloon Region regulations about energy building performance and the related detailed calculations performed in the software. The heating needs calculations are not focussing in this contribution while the major aim deals with the exergy degradation in function of the heating systems.

The main indicator provided by the EPB software is the primary energy use per square metre of the building (specific energy use) expressed in kWh/m²/year. The primary energy use is divided into the heating energy needs, the efficiency of the heating systems, the DHW energy needs, the consumption of auxiliaries (pump, electronic devices, etc.), the cooling energy needs and the available renewable energy systems such as PV systems, solar DHW systems, cogeneration or the use of biomass. In this preliminary study, the heating needs are focused.

2.2. Exergy analysis

Commonly, the use of energy refers to the first law of thermodynamics which states that energy is stored in every device and process and can neither be consumed nor destroyed; it can only be transformed [11]. However, this concept is “inadequate for depicting some important aspects of energy resource utilization” [11] as building performance. The exergy indicates the maximum work potential of a system under determined conditions. There are no conventions widely accepted to define the exergy concept but in the present contribution the exergy analysis proposed by [12] is used. Exergy (Ex) expressed in J/kg is defined as:

$$Ex = (H - H_0) - (T_0 + 273.15) * (S - S_0) \quad (1)$$

where H stands for the enthalpy [J/kg], S for the entropy [J/(kg K)], T for the temperature [°C] and the subscript ₀ the reference or ‘dead’ state. In this study, this reference state is defined as the average annual temperature of a location with a pressure of 1 atm. For the fuel exergy calculations, the air used has a relative humidity of 70% [13] and a composition defined according to [14].

2.3. Buildings description

Three kinds of buildings are investigated: terraced house, semi-detached house and free-standing houses. These three kinds of houses represent about 82% of the Belgian building stock [15]. The main characteristics of the buildings are available in Table 1. There are two terraced houses (Buildings #1 and #4): one insulated

(Building #4) the other (Building #1) no, to mark the influence of insulation on the heating needs. Moreover the total heating system efficiency (ϵ_{HS}) has quite a large influence on the building specific heating use. This heating system efficiency is the product of the heating system, distribution and emission efficiencies. Once again the variation is clear between Buildings #1 and #4.

In all these buildings, a consumption profile is set up for a couple with one child. This parameter involves fixed heat gains due to occupation. All the wall characteristics use for the assessment of transmission heat losses are available in Annex A. No mechanical ventilation is considered to not favour one building considering low heat losses ventilation.

2.4. Weather data

Belgian weather data are available [16] month by month for two locations (Table 2). In Belgium, it is considered the amount of heating hours per year is about 5800, typically from January until May and from October to December, so the mean temperature is respectively 6.4 and 3.9 °C for the cities of Brussels and Bastogne. In this contribution, only the average annual temperature during the heating period is considered as reference state for the results of the exergy analysis but a monthly or weekly average may be used.

2.5. Heating systems

In this contribution, several heating systems are considered to improve the buildings and rank them in an energy and an exergy point of view. In this study water temperature produced is considered at high temperature, 60 °C, for conventional radiators or DHW (to consider the emission and distribution losses) or at low temperature, 35 °C, for heating floor.

2.5.1. Electric heating

The simplest and cheapest heating system is the electric heating system which consists in heating resistors. Its energy and exergy building efficiency is assumed to one while all heat losses in the installation are assumed used to heat the walls/rooms of the building.

2.5.2. Heat pumps

Heat pumps consume power to produce heat. Therefore, its energy and exergy efficiencies depend on its coefficient of performance (COP) which is defined as the ratio of the heat generated (\dot{Q}) over electrical energy consumed i.e. in a first approximation the energy consumed by the compressor (\dot{W}) neglecting the command system and the possible resistor to maintain at temperature the compressor when it is not used. This parameter generally depends on the kind of heat pump (air/air, air/water, etc.), the ambient temperature and the fluid temperature generated. In this study, an air/water heat pump is considered because this kind of heat pump is widely used in buildings during a renovation step while it does not require extra water/ground source. Complementary heat storage is available to reduce the size of the heat pump (and so the investment cost) and the number of start and stop cycles which reduces the compressor lifespan and the mean COP. Nominal air/water heat pump COP depends mainly on the outside temperature (depending on the climate) and the temperature of water generated and so the kind of heating emissions systems: heating floor with low temperature requirements or radiators with high temperature requirements. Previous work [17] intends to assess the COP in several partial load and weather conditions for a large amount of heat pumps available on the Belgian market. Therefore COP can be extrapolated in function of the climate conditions or heating emissions systems. In this case, heating systems with a heating floor is considered has its annual average COP of

Table 1
Buildings characteristics.

Building	Heated area (HA)	Heated volume	Heating needs	Heating system and efficiency
#1 Terraced	209 m ²	745 m ³	70,023 kWh/year	Old NG boiler, no distribution insulation, $\epsilon_{HS} = 0.58$
#2 Semi-detached and insulated	294 m ²	892 m ³	37,926 kWh/year	NG condensing boiler, $\epsilon_{HS} = 0.8$
#3 Free-standing	153 m ²	435 m ³	69,986 kWh/year	Old oil boiler, $\epsilon_{HS} = 0.72$
#4 Terraced	101 m ²	270 m ³	32,685 kWh/year	NG condensing boiler, floor heating, $\epsilon_{HS} = 0.85$

Table 2
Average monthly temperatures for different locations.

Month of the year	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Temperature for Brussels [°C]	2.7	3.1	5.5	8.2	12.8	14.9	16.8	16.4	14	10	5.2	3.4
Temperature for Bastogne [°C]	0	0.2	3.2	5.8	11.1	13.6	15.4	14.2	11.3	7.4	2.7	0.7

3.3 whereas heat pump coupled to conventional radiators has an annual average COP of 2.7. Notice in the buildings studied, the DHW represent less 10% of the total energy needs. The average annual COP of heat pump used herein considers the reduced COP for the DHW production due to higher water temperature production.

2.5.3. Boilers

Buildings boilers use fuel (natural gas, gasoil, wood pellets, etc.) to produce generally hot air or water. The exergy supplied to them depends on the fuel exergy. In the case of liquid and solid fuel, some empiric correlations are available (Eqs. (2) and (3)) to estimate their exergy in function of the mass composition such as carbon (C%), oxygen (O%), hydrogen (H%), nitrogen (N%) or sulfur (S%) [18]. In the case of natural gas, the chemical exergy depends on its gases components. As for the heat pumps, the water level temperature used to heat buildings has an influence on the energetic and exergy efficiency of the system especially if a condensation boiler is used that is conventionally the case in a renovation step in buildings. In this study, a boiler efficiency of 90% is assumed for all fuels considered; considering all boilers are condensing boilers. Solid fuel exergy content is assessed by:

$$E_{Solid} = \frac{1.0438 + 0.1882 \frac{H\%}{C\%} - 0.2509 \left(1 + 0.7256 \frac{H\%}{C\%} + 0.0383 \frac{N\%}{C\%} \right)}{1 - 0.3035 \frac{O\%}{C\%}} \cdot (LHV_0 + W\% \cdot \Delta_h) \quad (2)$$

where W stand for humidity fraction in the solid fuel, Δ_h for the enthalpy of evaporation of the water at the reference temperature and LHV_0 for low heating value. Liquid fuel exergy content is assessed by:

$$E_{Liquid} = \left\{ 1.0401 + 0.1728 \frac{H\%}{C\%} - 0.0432 \frac{O\%}{C\%} + 0.2169 \frac{S\%}{C\%} \cdot \left(1 - 2.0628 \frac{H\%}{C\%} \right) \right\} \cdot LHV_0 \quad (3)$$

To be complete, it is reminded to the reader that the LHV is conventionally defined at a temperature reference of 25 °C. Therefore to consider another temperature reference for the exergy calculations, it is assumed that the following correction is applied:

$$LHV_0 = LHV_{25\text{ °C}} + C_p \Delta_T \quad (4)$$

where C_p is the fuel specific heat capacity [J/(kgK)], assumed as constant for low temperature variation; and Δ_T the temperature difference between 25 °C and the exergy reference. The specific heat capacity is respectively 1.23 kJ/(kgK) and 1.85 kJ/(kgK) for wood pellets [19] and heating oil [20].

2.5.4. District heating network

Hot water produced by a delocalized plant is supplied by pipes to buildings through by a substation. A substation is composed of a heat exchanger, valves and some electronic or mechanical regulation. It is assumed a mean energy efficiency (ϵ_{SS}) of the residential substation of 98% [21] and a heat exchanger pinch point of 3 °C [21]. The amount of exergy supplied to the building mainly depends

on the water temperature used in the buildings. Indeed the pressure losses in a substation are generally about 300 mbar and have a negligible influence on the exergy.

2.5.5. Emissions and distribution systems

Efficiency of emission system is assumed to be a value of 0.95 for radiators and 0.99 for heating floor [22,23]. On the other hand, the efficiency of the distribution system is assumed 0.92 for radiators and 0.95 for heating floor [22,23].

2.6. Domestic heating water systems and insulation

In the buildings studied, there is a DHW tank. This allows the use of lower heating system peak power and therefore lower investments, especially for the heat pumps. But these tanks introduce heat losses which are considered.

On another hand, a convenient way to reduce the energy consumption is to insulate the building by insulating the roof and/or the walls or replacing single glazing windows by double glazing

window. However, building insulation requires a lot of investment and sometimes has a negative influence on the space available in the building or on the visual aspect of them. Despite it, insulation should be the first step to perform to renovate a building to decrease its heating needs.

2.7. Supplied energy and exergy flux

2.7.1. Electricity

Electricity is considered as pure exergy while all the available electricity can be converted into work. However, it has to be produced by plants such as gas turbines, nuclear plants, steam plants, etc. In Belgium, the mean efficiency to produce electricity and transport it to a building is 40% [24]. Therefore electricity supplied to a building has to be inflated by a factor of 2.5 to consider these losses. For an exergy point of view, it is proposed to inflate this last factor by the ratio of the exergy by the LHV of natural gas.

Table 3

Gas volume fraction and LHV of common natural gas used in Belgian boilers.

N ₂	CO ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	iC ₄	nC ₄	iC ₅	nC ₅	C ₆ ⁺	O ₂	He	LHV ₀ [kJ]
1.329	1.391	91.247	4.488	0.935	0.28	0.14	0.055	0.03	0.09	0	0.017	46,725

Table 4

Mass composition of DIN+ wood pellets.

	C%	H%	N%	O%	S%	W%
Wood sample #1 [26]	50.2	6.1	0.09	43.2	0.009	7.6
Wood sample #2 [27]	50.5	6	0.03	43.1	0.021	6.5

2.7.2. Fuel energy and exergy

To assess the exergy flux supplied to the building by the previous correlations available in this paper, the fuel characteristics must be known. The energy flux supplied is determined by its LHV. A typical Belgian composition of natural gas (and its LHV) is available in Table 3 [25].

Herein, a simplified wood pellet mass composition is considered: 50% of C, 6% of H and 44% of O. Nitrogen or sulfur content are neglected while they represent generally less than 2% in the main wood pellet certifications such as EN 14961-2, Din+ or NF norms. Analysis of wood pellets used in the DHN of the University of Liège according to EN15104, EN15289 norms [26,27] are available in Table 4 and confirm this assumption. The LHV₀ considered is 17.5 MJ/kg [28].

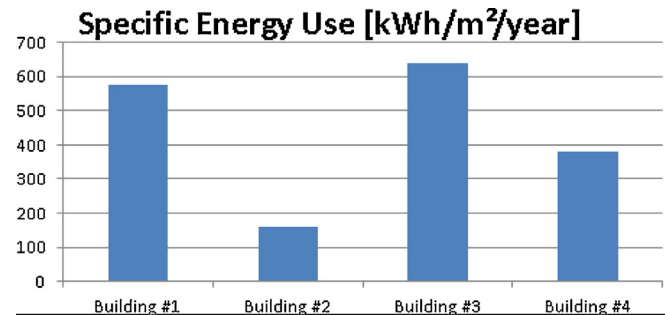
Since the first of January 2016, a Directive (2009/30/CE) of the European Commission involves the use of heating oil with a maximum sulfur content of 50 ppm, therefore its composition could be assumed of 86.5% of C and 13.5% of H [29]. LHV₀ of heating oil is considered equal to 42.6 MJ/kg [30].

2.7.3. District heating network

As for as the electricity, the primary energy/exergy required to supply the building depends on the way of production and the transport. The heat losses due to transport (HL_{DHN}) from plant to buildings vary depending on the linear heat density of the DHN which is defined as the ratio of the annual heat delivered to the total length of the DHN pipes: from 5% for high linear density up to 25% for low linear density [31–33]. In this study, transport efficiency is considered to 10%. Moreover the DHN can be supplied by several systems such as a dedicated boiler (fuelled by renewable or no fuels) or by heat recovery performed on a power plant. In the case of a DHN supplied by the boiler, the energy efficiency is lower than 80% due to production, transport and substation efficiencies. Currently, this configuration system makes sense only if a renewable fuel is used to take advantage of the related policies of the fuel use for economic, environmental and social point of view. These aspects are not focused on this study but the reader interested can refer to [34] for more information. If a heat recovery is performed on a power plant, the energy efficiency of the plant could reach 92% [5]. But a high efficiency power plant supplied by natural gas has currently an efficiency of 55% for power only plant. For CHP activity, the electricity efficiency drops from 55 to 47.5% [35] considering a DHN at medium temperature to supply buildings with medium and low-grade energy (30–80 °C). Finally, a recovery thermal efficiency is considered equal to 80% [36]. It can be as a heat pump, so a unit of electricity (here lost due to cogeneration activity) recovers about 5.5 units of heat from the plant. The final energy supplied to the building is assessed by:

$$COP_{DHN_0} = 5.5 \cdot (1 - HL_{DHN}) \cdot \epsilon_{SS} \quad (5)$$

It is proposed to assume this factor to 4.8, which corresponds to heat losses for the transport of about 10%. This figure corresponds to a typical city or medium town fed by DHN. Notice, this factor could

**Fig. 1.** Specific energy use of four buildings studied.

be higher in the case where the heat is recovered from waste. As electricity or heat pumps, this last figure to be inflated by a factor of 2.5.

2.8. Energy and exergy needs

The energy requirements to maintain user comfort in the building are assessed by the EPB Belgian software. The building exergy needs ($Ex_{building}$) is defined [22] as the exergy load of the building (losses to the environment) and it is assessed by:

$$Ex_{building} = \left(1 - \frac{273.15 + T_0}{273.15 + T_{building}} \right) * ER \quad (6)$$

where ER stands for the energy requirements calculated by the EPB software and $T_{building}$ is the mean temperature inside the building assumed herein to 20 °C.

3. Results and discussion

3.1. Energy and exergy analysis

EBP software assesses the energy consumption of each building and the results of the specific energy use (defined in Section 2.1) are available in Fig. 1. To get the specific energy use, the heating needs of the building (Table 1) are divided by the total heating system efficiency (defined in Section 2.3) and the heated area. The insulation and the performing heating systems installation of the Building #4 reduce significantly the specific energy use compared to Building #1 (same building kind). Therefore the first action to reduce the specific energy (exergy) use is to insulate the building. This can be seen also for the Building #2 which has a higher area of losses but which have the lower specific energy use while its mean envelope heat transfer coefficient is lower due to insulation. However, the insulation could sometimes be very costly or difficult to implement in old buildings especially if the insulation has to be performed inside the buildings for urbanistic reasons. Indeed this insulation reduces the available living space and some thermal bridge can remain.

Specific Energy Use [kWh/m²/year]

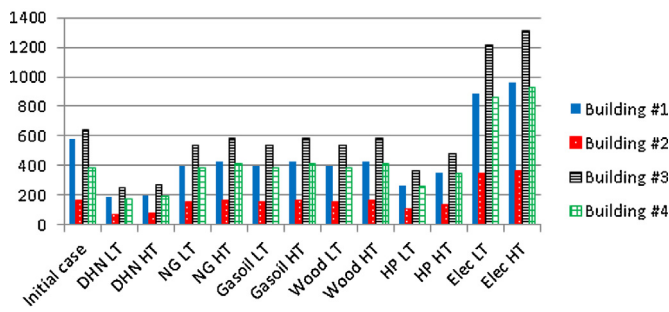


Fig. 2. Specific energy use for different heating systems considered for the four buildings studied.

Exergy building efficiency [-]

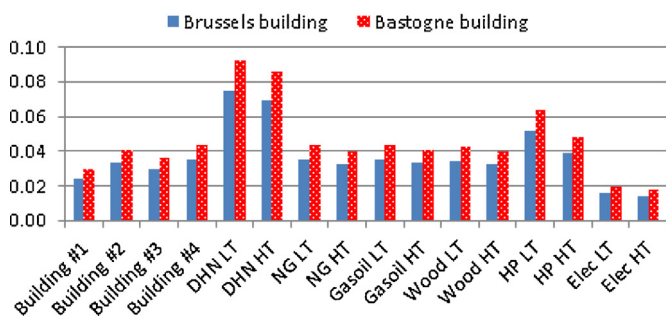


Fig. 3. Exergy building efficiency for two different climates and in function of the heating system.

Another approach is to investigate for the same energy needs of buildings (same insulation) the different heating systems studied in the previous section (Fig. 2). Moreover two emission heating systems are considered to see the influence of the emission and distribution system efficiencies of the building: heating floor (denoted LT) and medium temperature radiators (denoted HT). As expected, the electric heating is the worst heating systems for the primary energy use. All the boiler systems have roughly the same primary energy use for the same emission heating system. Heat pump and DHN as heating system reduce widely the primary energy use especially if the emission heating system is the floor heating. The best case is the use of DHN with floor heating.

For each heating system the exergy building efficiency is higher when a heating floor is used while the emissions and distribution efficiency are higher in this case (Fig. 3). As for the specific energy use, the best case is when the heating needs are supplied by a DHN to a floor heating. In this approach, the insulation has no influence on the exergy building efficiency while this efficiency assesses the way of the exergy is destroyed. Higher exergy building needs lead to higher exergy production needs. The exergy building efficiency is assumed for the two climate conditions studied (Fig. 3). Lower is

Heating system performance ratio [-]

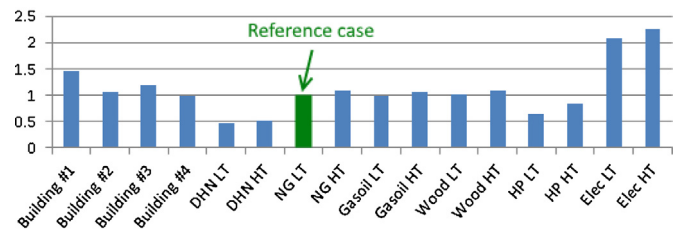


Fig. 4. Heating system performance ratio compared to natural gas boiler with heating floor (lower value is better).

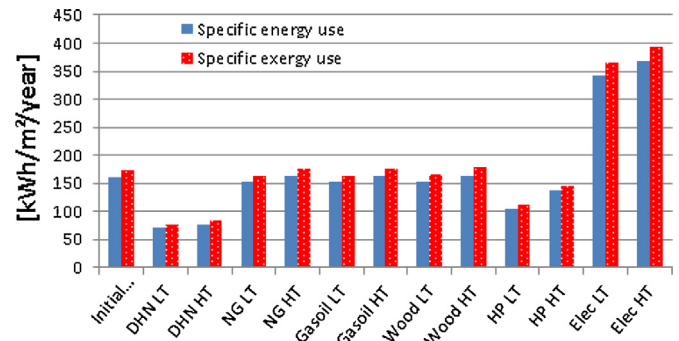


Fig. 5. Specific energy and exergy needs for several heating systems in the Building #2.

the temperature reference state, higher is the exergy building efficiency due to a higher τ . It's why it could sometimes be difficult to use exergy in buildings while the exergy building efficiency of a house (same heating systems, insulation, etc.) varies with the climate conditions. Of course, a common reference could be defined to overcome this.

To rank the studied heating systems, it is proposed to compare the different ones with a reference case: condensing boiler with heating floor denoted NG LT (Fig. 4). Therefore, lower is the heating system performance ratio, higher is its efficiency. Once again, heat pumps and DHN are the best heating system. DHN can reduce the energy/exergy needs compared to the reference case by a factor 2.

Considering the EPB level currently used (Table 5), buildings can improve its level (by one or more levels) simply by replacing its current old boiler by a substation linked to a DHN.

Thanks to the previous assessment of specific energy use, specific exergy needs can be assessed considering the exergy fuel calculated in Section 2.7. For sake of simplicity only the values for Building #2 are available in Fig. 5 but the discussion remains the same for the other ones. The specific exergy use values are higher than specific energy needs due to higher exergy content of the fuel. The conclusions are the same as previously discussed for the best heating systems.

Table 5
EPB specific energy use levels in Belgium.

Level	A++	A+	B	C	D	E	F	G
Specific energy use [kWh/m ²]	≤0]45. .85]]85. .170]]170. .255]]255. .340]]340. .425]]425. .510]	>510

Table 6
CO₂ emissions energy based.

	Electricity	Natural gas	Gasoil	Wood	DHN
Energy based [g/kWh]	456 [24]	251 [37]	306 [37]	42 [38]	112.3

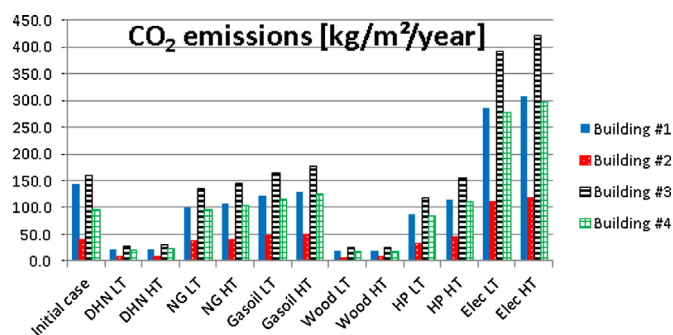


Fig. 6. Annual CO₂ emissions for the different heating systems configuration for the four buildings studied.

3.2. Environmental analysis

To complete the discussion, environmental analysis is also performed. The Belgian CO₂ emissions based on primary energy due to several fuels' use (production, transport and combustion) are reported in Table 6. In the case of DHN, the emissions of electricity are considered. They are inflated by the lower efficiency power production due to heat recovery and lowered by the factor defined in Section 2.7.1.

Based on these figures, the specific CO₂ emissions (kg per square metre of the building) are assessed for the four buildings considered (Fig. 6). As for the energy, an insulated building reduces mainly specific CO₂ emissions (comparison between Buildings #1 and #4 or Building #2). Due to lower emission the use of wood boiler involves a wide reduction of CO₂ emissions compared to the other heating systems.

4. Conclusions and perspectives

Energy in buildings represents about 40% of the total European energy use and CO₂ emissions. To improve buildings, energy performance of buildings software has been developed in Belgium to assess the best ways of improvement. However, this approach is based on the first law of thermodynamics and considers only the quantity of energy used without considering its "quality" and leads to a lack of information about the energy conversion processes such as production, distribution or emission inside a building. The exergy analysis of a system, based on first and second thermodynamic laws, can be used to overcome this. Under some assumptions, specific energy and exergy use of buildings are assessed. First the insulation has a favourable effect only on the primary energy use and on the CO₂ emissions. Indeed the exergy building efficiency depends only on the way of destruction of the exergy and does not depend on the energy building needs. It has been shown the best heating systems is a DHN connection followed by heat pumps according to the energy and exergy point of view. In the first case, it is due to the fact a part of available heat is recovered in power plant increasing the use efficiency of the fuel and in the second case, low-grade temperature is used. Finally, the use of wood and DHN allows a wide reduction of CO₂ emissions while it is a renewable energy with a low CO₂ emission factor for wood and an improve fuel use for DHN fed by a cogeneration power plant. As perspective, a detailed study monthly or weekly base should be considered to catch more precisely the influence of the climate conditions on the exergy building efficiency. To conclude the best energy is the one which is not used. This leads to insulate or to improve the heating systems in the building. In the case of exergy, the best way is not to destroy it in the whole life cycle of heating i.e. from production to emission.

Appendix. Building characteristics

	A (m ²)	U		A (m ²)	U
Building #1					
2x glazed windows (wood)	24.7	1.85	Building #3		
2x glazed window	24.4	2.00	Roof	72.08	2
Door	2.2	2.91	Rear roof	9.45	0.92
Front wall	39.7	1.77	Slate wall	76.87	1.41
Rear wall	25.7	1.77	Stone wall	43.62	1.81
Kitchen wall	8.2	1.60	Wall	105.65	2.48
Second rear wall	82.9	1.77	Wall	20.64	2.48
Cave wall	2.3	1.60	Cave wall	5.08	2.97
Cave wall	1.7	1.70	Insulated wall	13.89	0.33
Floor on cave	32.2	2.10	Insulated floor	62.41	0.78
Floor on ground	62.9	2.00	Floor on cave	18.89	2.1
			2x glazed windows (wood)	12.82	3.1
Window	0.6	5.70	Door	1.89	3.64
Rear door	2.9	5.03	Read door	4.71	3.98
Window	0.4	5.03	Annex door	2.11	2.94
Cave door	1.6	5.03	Cave door	1.26	2.94
Tiled roof	34.4	3.16	Total	451.37	
Flat roof	31.6	3.54	Mean U value (W/m²/K)	1.85	
			Building #4		
Roof	37	1.70	Roof part 1	21.2	4.11
Window	3.1	5.03	Roof part 2	22.7	4.11
Total	418.5		Front wall	30.74	1.01
Mean U value (W/m²/K)	2.16		Rear wall	14.3	1.01
Building #2					
Insulated roof (16 cm)	152.9	0.31	Annex wall	24.07	1.45
Insulated wall (6 cm)	133.44	0.42	Garage wall	20.99	1.01
Stone wall	27.45	3.20	Ceil wall	11.19	1.1
Wall	34.09	1.77	Ceil wall	11.19	1.1
Wall	17.98	1.77	Floor	35.2	0.57
Cave brick wall	4.26	1.53	Floor	15.8	0.68
Cave wall	5.51	2.55	Door	1.91	1.73
Wall	4.17	1.91	Kitchen door	1.8	1.55
Cave floor	65.28	1.87	Front window	10.78	2.31
Cave floor	84.47	1.87	Kitchen windows	0.9	1.55
Insulated floor	7.26	0.18	Window	1.6	2.45
Cave floor	5.21	2.22	One glazed window	0.38	4.65
2x glazed windows	45.98	2.57	Door	1.35	2.79
2x glazed windows (alu)	3.38	3.83	Total	226.1	
Door	1.65	2.94	Mean U value (W/m²/K)	1.68	
Total	593.03				
Mean U value (W/m²/K)	1.25				

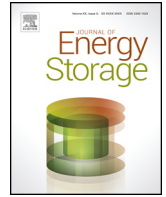
References

- [1] ADEME, Perspectives énergétiques mondiales. Les politiques d'efficacité énergétique dans le Monde: ce qui fonctionne et ce qui ne fonctionne pas, Tech. Rep., 2013.
- [2] European Union, Energy Efficiency in Buildings, 2010 http://ec.europa.eu/energy/efficiency/buildings/buildings_en.htm.
- [3] C.A. Brebbia, A.M. Marinov, A.A. Mammoli, C.A. Safta, Energy and Sustainability IV, WIT Transactions on Ecology and the Environment, Computational Mechanics, 2013 <https://books.google.be/books?id=MRWkN3XOOx8C>.
- [4] K. Sartor, Y. Restivo, P. Ngendakumana, P. Dewallef, Prediction of SO_x and NO_x emissions from a medium size biomass boiler, Biomass Bioenergy 65 (2014) 91–100, <http://dx.doi.org/10.1016/j.biombioe.2014.04.013>.
- [5] I. Dincer, M. Rosen, Exergy Analysis of Renewable Energy Systems, 2013, <http://dx.doi.org/10.1016/b978-0-08-097089-9.00011-5>.
- [6] Y. Nurdan, A. Hepbasli, Exergetic and Sustainability Evaluation of a Building Heating System in Izmir, Turkey (2014). <http://waset.org/Publications?P=93>.
- [7] E. Union, EU Buildings Database, Tech. Rep., 2015 <http://ec.europa.eu/energy/en/eu-buildings-database>.
- [8] Eurostat, Detailed Statistics on the EU and Candidate Countries and Various Statistical Publications for Sale, 2017 <http://ec.europa.eu/eurostat>.
- [9] E.E. Agency, Efficiency of Conventional Thermal Electricity and Heat Production, Tech. Rep., European Environment Agency, 2015 <http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/efficiency-of-conventional-thermal-electricity-generation-3/assessment>.

- [10] W. Region, La réglementation wallonne – PEB. <http://energie.wallonie.be/fr/la-reglementation-wallonne-sur-la-peb.html?IDC=7224>.
- [11] M.J. Moran, H.N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2009.
- [12] T.J. Kotas, *Exergy Concepts for Thermal Plants*, 1980, [http://dx.doi.org/10.1016/0142-727X\(80\)90028-4](http://dx.doi.org/10.1016/0142-727X(80)90028-4).
- [13] J. Szargut, D.R. Morris, F.R. Steward, *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*, Hemisphere, 1988.
- [14] I.S. Ertesvåg, Sensitivity of chemical exergy for atmospheric gases and gaseous fuels to variations in ambient conditions, *Energy Convers. Manag.* 48 (7) (2007) 1983–1995, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2007.01.005>.
- [15] I. Asbl, *Bilan énergétique de la Wallonie 2009 – Bilan de consommation du secteur résidentiel*, Tech. Rep., 2011.
- [16] MeteoBelgique, *Climatogrammes*, 2016 <http://www.meteobelgique.com/article/donnees-statistiques/climatogramme.html?staticfile=climatologie-climatogram.fr.php>.
- [17] S. GENDEBIEN, F. RANSY, E. GEORGE, V. LEMORT, *Flexipac Project: Database of Parameters for Modelling Residential Heat Pumps*, Tech. Rep., 2014.
- [18] T. Kotas, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Elsevier, 1985, <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-408-01350-5.50016-7>.
- [19] W. Guo, C.J. Lim, X. Bi, S. Sokhansanj, S. Melin, Determination of effective thermal conductivity and specific heat capacity of wood pellets, *Fuel* 103 (2013) 347–355, <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2012.08.037>.
- [20] S. Sundarapandian, G. Devaradjane, Performance and emission analysis of bio diesel operated CI engine, *Eng. Comput. Archit.* 1 (2) (2007) 1–22.
- [21] D. energy Agency, *Technology Data for Energy Plants – Individual Heating Plants and Energy Transport*, Tech. Rep., 2012.
- [22] Schmidt, Design of low exergy buildings – method and pre-design tool, *Int. J. Low Energy Sustain. Build.* (3) (2004) 1–47.
- [23] H. Torio, D. Schmidt, *Detailed Exergy Assessment Guidebook for the Built Environment*, Tech. Rep., Fraunhofer, 2011.
- [24] W. Region. <http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=15568>, 2007.
- [25] Fluxys, *Fluxys Operational Data*, 2016 <http://www.fluxys.com/belgium/en/Services/ServicesForConnectedCompanies/OperationalData/OperationalData>.
- [26] AIB-Vinçotte, *Chaudière biomasse du Sart Tilman – Test de performance – Rapport d’essai*, Tech. Rep., 2012.
- [27] AIB-Vinçotte, *Chaudière biomasse du Sart Tilman – Test de performance – Rapport d’essai*, Tech. Rep., 2014.
- [28] S. van Loo, J. Koppejan, *The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing*, 2010.
- [29] C. Küchen, K. Spitzmüller, Heating oil, in: *Ullmann’s Encycl. Ind. Chem.*, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co., KGaA, 2000.
- [30] *Handbook of Energy*, Elsevier, 2013, <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-08-046405-3.00006-1>.
- [31] K. Sartor, S. Quoilin, P. Dewallef, Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network, *Appl. Energy* 130 (2014) 474–483, <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.097>.
- [32] S. Frederiksen, S. Werner, *Fjärrvärme: Teori, teknik och funktion* (Ph.D. thesis), Lund University, Sweden, 1993.
- [33] J.E. Thorsen, C.H. Christiansen, M. Brand, P.K. Olesen, C.T. Larsen, *Experiences on Low-Temperature District Heating in Lystrup – Denmark*, 2011, Portorož, Slovenia.
- [34] B. Rezaie, M.A. Rosen, District heating and cooling: review of technology and potential enhancements, *Appl. Energy* 93 (2012) 2–10, <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.04.020>.
- [35] EURELECTRIC “Preservation of Resources” Working Group’s Collaboration, VGB, *Efficiency in Electricity Generation*, Tech. Rep., EURELECTRIC, 2003 <http://www.eurelectric.org/Download/Download.aspx?DocumentID=13549>.
- [36] R.R. Academy, *CHP – Cogeneration Power*, Tech. Rep., 2015 www.renac.de/fileadmin/renac/CHP-ENG_final.pdf.
- [37] CWAPE, CWAPE. www.cwape.be.
- [38] ADEME, *Base Carbone v11*, Tech. Rep., ADEME, 2014.

6. Integration of heat storage into district heating networks fed by a biomass CHP plant.

6. Integration of heat storage into district heating networks fed by a biomass CHP plant.



Integration of heat storage system into district heating networks fed by a biomass CHP plant



Kevin Sartor*, Pierre Dewallef

Aerospace and Mechanical Engineering Department – Laboratory of Thermodynamic and Energetic, University of Liège, Allée de la découverte 17, 4000, Liège, Belgium

ARTICLE INFO

Article history:

Received 24 August 2017

Received in revised form 12 December 2017

Accepted 14 December 2017

Available online xxx

Keywords:

District heating network

Heat storage system

DHN

Energy savings

CHP

Case study

ABSTRACT

Biomass Combined Heat and Power (CHP) plants connected to district heating networks (DHN) are recognized as a very good opportunity to increase the share of renewable sources into energy systems. However, as CHP plants are not optimized for electricity production, their operation is profitable only if a sufficient heat demand is available throughout the year. On the other hand, these plants often work for baseline operations and back-up boilers are used to supply the peak demand. To extend the use of the CHP plants and reduce costs, conventional fuel use and emissions, it is proposed to study the feasibility of using the DHN itself or additional high temperature heat storage as retrofit of an existing CHP plant.

This work is based on a simple and effective methodology that provides accurate estimations of economic, environmental and energetic performances of CHP plants connected to district heating networks. The focus is performed on the integration of the heat storage as retrofit of existing DHN considering the local policies.

The DHN of the University in Liège (Belgium) is used as an application framework to demonstrate the effectiveness of the selected approach. The potential energy, pollutant emissions savings and resulting energy costs are estimated and the current policy limitations will be discussed.

© 2017 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

Biomass Combined Heat and Power (CHP) plants connected to district heating networks (DHN) are recognized nowadays as a very good opportunity to increase the share of renewable sources into energy systems and a convenient way to supply heat to a large number of individual using a unique central heating plant [1,2]. Indeed, large CHP plants combine high conversion efficiency, high availability and low operation costs. From an environmental point of view, the use of biomass allows a significant reduction of CO₂ emissions compared to the use of natural gas due to their low emission levels [3].

The economical optimum of (biomass) CHP plant coupled to a DHN consists in using the CHP plant for the base load as often as possible while keeping the back-up boilers for the peak load. Yet, in practice, the heat demand can widely vary during the day due to a lot of non-controlled variables such as weather conditions, users' habits Therefore to extend the use of the biomass CHP and

maximize its average efficiency, one solution is to consider a heat storage system to supply heat during the peak load by storing the unused energy produced by the plant from the low heat demand periods [4]. Indeed this solution is generally used to make CHP or biomass boilers more flexible leading to a better environmental and economic efficiencies [5–8]. Several technologies of heat storage are commercially available but this contribution is not intended to be a review of these technologies and the reader interested can refer to [4,9,10]. The focus is to assess the impact of the integration of a heat storage system on an existing DHN. Here the thermal energy storage considered uses water as medium to store the thermal energy inside an insulated tank or inside the DHN itself by a dedicated control of the energy supplied to the DHN. This last solution has the advantage to limit drastically the investment costs of the heat storage system but its capacity is limited by the DHN size and the control strategy.

The purpose of the present study is to determine the best integration of a heat storage system which minimizes the cost of heat of a heating plant feeding a DHN while minimizing its environmental impacts and considering or not the current Belgian policies (green certificate and CO₂ carbon price). To achieve this aim, a previous developed and validated model [11] of a biomass

* Corresponding author.

E-mail address: kevin.sartor@ulg.ac.be (K. Sartor).

Nomenclature

CHP	Combined heat and power plant
COH	Cost of heat
DHN	District heating network
HPST	High pressure steam turbine
LPST	Low pressure steam turbine

CHP plant supplying a district heating network taking into account the heat losses and a hot water heat storage system is used. On the other hand, the DHN itself is considered to store energy by using higher water temperatures while considering the related higher heat losses. Moreover, the dynamic model of the DHN was developed to assess the influence of the variable heat demand and the temperature level on the CHP plant efficiency and on the biomass consumption. In order to improve the profitability of the CHP plant, several scenarios of hot water heat storage (short and long term) and heat demand profile are investigated while the integration of the heat storage coupled to a CHP plant has to be carefully studied [12,13]. Indeed this contribution points out heat storage systems could be not economically profitable depending on the subsidizing policies allocated to the heating plant. Finally, the Belgian subsidizing policy is studied in that context.

The considered approach is performed using the measurements from an existing biomass CHP plant connected to a district heating network installed on the Campus of the University of Liège (Belgium). Due to current electricity regulation and the studied CHP plant constraints (stop to full load cycles take more than 24 h), the SPOT market and the variable electricity selling price won't be analyzed in this study.

2. Problem statement

Thermal energy storage systems will play an important part of the energetic transition. Indeed, they can be integrated into renewable systems which are, by nature, more fluctuating than conventional power and heating plants. On another hand, the integration of heat storage system into a DHN allows the operator to optimize the heating plant. For example, the use of the cheapest production unit can be used continuously when heat storage system is available and well designed. However, the heat demand can vary widely during the year therefore back-up heating systems can be used to ensure the supply of heat demand in peak periods. To reduce their use and their environmental impact, it is proposed to consider a heat storage system to store the surplus of heat produced by the CHP plant during off-peak periods and use in peak periods when the heat demand is higher than the nominal thermal output of the CHP plant. The inherent heat losses of heat storage system are also considered to perform a generic analysis on the CHP plant performances.

On the other hand, seasonal heat storage systems can be used to maintain the profitability of CHP plant and its related high efficiency energy conversion during the summer time when the heat demand is low. In this case too, heat storage systems allow to decouple production and consumption periods on a larger period.

One scope of this study is to investigate the global design and the integration of a heat storage system through available thermodynamic simulation models. It is dedicated to assess the retrofit profitability of an existing biomass CHP plant and back-up boilers connected to a DHN. Here, the focus is put on the determination of volume storage to minimize the operational costs of the global system and its environmental influence; the investments and operating costs of heat storage system come

from data available from the literature [14,15]. To achieve this, a thermodynamic simulation model is implemented to assess the efficiency of the CHP plant at part load and the performance of the DHN used in the assessment of the cost of heat. On another hand, a temperature control strategy is defined to store energy inside the DHN for short-term periods to reduce the natural gas use without extra investment considering the related heat losses due to a higher network temperature.

Previous work [11] based on [16] is used to assess the cost of delivered heat to the final consumer of a CHP plant (or boilers) connected to a DHN in function of the operating conditions previously modeled. According to this work, the cost of heat (in €/MWh) of the CHP plant is expressed as:

$$COH = \frac{1}{\zeta_{DHN}} \left[\frac{C \cdot \psi + U_{fix}}{P_{th,chip} \cdot \tau_e} + \frac{y_f}{\bar{\eta}_{th,chip}} \right] + u_{var} - (y_e + \tau_{cv} y_{cv}) \frac{\bar{\eta}_{el,chip}}{\bar{\eta}_{th,chip}} \quad (1)$$

where C is the total investment cost, ψ is the annuity factor which takes into account the present value of money and represents the annual repayment for the initial investment expressed in € per year. The annuity factor is assessed according to Eq. (2):

$$\psi = \frac{d}{1 - (1 + d)^{-N}} \quad (2)$$

where d is the discounting rate per year and N the number of years for which the installation is used (e.g., the life time of the plant considered herein to 20 years). $P_{th,chip}$ is the installed thermal power of the CHP plant in MW and τ_e is the equivalent utilization time at rated power output in hour. τ_e embeds the availability factor of the plant (around 92% for a biomass CHP plant), y_f is the cost of fuel in €/MWh, U_{fix} is the fixed cost of operation, maintenance and administration in €/year and u_{var} is the variable cost of operation, maintenance and repair in €/MWh. $\bar{\eta}_{th,chip}$ is the average annual thermal efficiency taking into account the start/stop procedures (if any) and the part load efficiency. y_e is the price of electricity in €/MWh while τ_{cv} and y_{cv} are respectively the number of green certificates per MWh of electricity produced¹ and their selling price (65€ per green certificate). The term $\tau_{cv} y_{cv}$ is replaced by the premium on the electricity selling when feed-in tariffs are used instead. ζ_{DHN} is defined as the ratio of the heat delivered to the consumers to the heat produced by the plant depending of the temperature level, the insulation of the network and the ambient conditions.

The determination of C , U_{fix} , u_{var} , d and N is not within the scope of the present contribution and reliable estimates can be found e.g., in [16,17].

If the costs of heat generated through Eq. (1) for the CHP plant and backup boiler are denoted respectively by COH_{chip} and COH_{bck} and Θ is the ratio of the thermal energy generated by the CHP plant to the total thermal energy for the considered time interval, the average cost of heat of the global system is assessed through Eq. (3):

$$COH = \Theta COH_{chip} + (1 - \Theta) COH_{bck} + COH_{DHN} \quad (3)$$

where COH_{DHN} is the cost due to the investment of DHN trench and pipes.

The influence of fuel costs y_f will not be long discussed herein and representative value of the market in Belgium will be used, as it is relatively straightforward for the reader to include his proper data into the above model. The determination of τ_e , $\bar{\eta}_{el,chip}$ and $\bar{\eta}_{th,chip}$

¹ For the Walloon region of Belgium one green certificate is granted for every 456 kg of CO₂ saving. A maximum of 2 green certificates is allowed per MWh of electricity produced.

Finally, the DHN itself can be used to store energy. In this case, it is proposed to increase the DHN supply temperature. This behavior leads to higher heat losses and the optimum temperature control strategy is searched for. The potential heat storage capacity of a DHN (denoted C) is defined as:

$$C = \sum_i c_p \rho \pi L_i \frac{D_i^2}{4} \quad (5)$$

where L_i and D_i are respectively the length and the diameter of the i^{th} segments constituting the DHN, c_p and ρ are the heat capacity and the density of the water at the annual mean temperature of the pipe. Due to the limited storage capacity of this method, only short-term heat storage is considered.

4. Application test case

The aforementioned simulation model is applied to a typical district heating application available on the University campus in Liège (Belgium). The installed network has a total length of 10 km and distributes pressurized hot water at about 125 °C, on average, to approximately 70 buildings located in the University campus representing a total heat area of about 470 000 m². Buildings are very different in nature namely, classrooms, administrative offices, research centers, laboratories and a hospital. The hospital represents about 25% of the total heated area and requires steam for the kitchen and air humidity control system that justified this water temperature level. The designed effective peak power of the network is around 56 MW for a normalized total consumption of 61 000 MWh per year. Typical heat demand of the DHN is available in Fig. 2. The heating season approximately occurs between October and May while the hospital is the only building which is fed continuously throughout the year.

While all the buildings are heated between 4:00 to 20:00, the hospital needs heating and steam 24 h a day. The CHP plant has started full operation in 2012. It is made of a moving grid biomass boiler with nominal primary power of 12 MW supplying steam to a back-pressure turbine and a condensing turbine with nominal power of 2.4 MW. The extracted steam is condensed in a heat exchanger feeding the DHN with a nominal power of 7 MW. The remaining thermal power required by the DHN is provided by three natural gas boilers with a total installed power of 50 MW. The CHP plant is priori to supply the heat demand and the minimal thermal output could be null due to the extraction stream turbine use. However in this case, the CHP plant efficiency is reduced (Fig. 3b). CHP plant represents about 60% of the total heat demand needs. The maintenance of the CHP plant is planned in July. During this period, energy of about 900 MWh is required by the DHN. The optimal integration of the CHP plant into the DHN cumulative head demand and the efficiency of the CHP plant are respectively

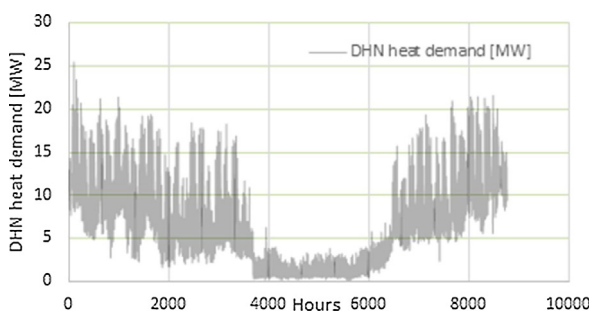


Fig. 2. DHN heat demand and of the system studied. "0" stands for the first hour of the year.

available in Fig. 3a and b. As discussed previously, the use of heat storage system is dedicated to maximize the use the CHP plant while limiting the cost of heat.

To assess the cost of heat reliable data about operation and maintenance fix and variable costs can be found in the literature as [17]. The biomass and natural gas cost are respectively of 33 and 36.5 € per MWh [15] while the electricity is bought at 112 € per MWh.

The district heating network is divided into twenty-three sections having the same geometric characteristic but pipe diameters ranging from 50 to 350 mm. The insulation used is mineral wool with an identified thermal conductivity of 0.047 W/mK⁻¹. The theoretical storage capacity of the studied DHN (C) is 1.2 MWh/K (Eq. (5)) considering an annual mean temperature of the DHN pipes of 105 °C. Due to the heat profile demand (Fig. 2) and the theoretical storage capacity of the studied DHN, this heat storage system is only dedicated to hourly heat storage use. Indeed a temperature difference of 10 K leads to a DHN thermal capacity of 12 MWh. According to heat demand curve of the studied DHN, this capacity could reach 5 h during the summer heating period and only one or 2 h during the winter period.

With respect to [11,26], the CHP plant studied herein is slightly different as an exhaust gas recirculation at the level of the primary air was added together with a modification of the steam cycle leading to higher boiler and plant efficiencies.

Concerning the heat storage optimization, the maximal heat storage volume considered in this study is 30000 m³ considering the DHN heat demand during the maintenance of the CHP plant. However this maximal value involves a low utilization time of the heat storage considering the DHN heat demand (Fig. 2). The investment costs are 500€ per cubic meter for short-term storage and 200€ per cubic meter for long-term heat storage [27].

5. Results and discussion

5.1. Neglecting the belgian subsidies

Due to the wide variety of CHP regulation [28], it is proposed to not consider the specific Belgian subsidies in this subsection. Only the selling of CO₂ can be considered at a mean price of 5€ per ton [29]. In the nominal case of the global system (without heat storage), the cost of heat is about 77 €/MWh (Fig. 4–black circles). An optimized heat storage volume of 400 m³ leads to a COH reduction of 0.25 €/MWh. However due to heat storage investments costs, the payback time is 13 years which is not consistent with the common investment strategy in the energy field [30,31]. As expected, the mean annual efficiency of the CHP plant (red triangle) slightly increases of about 1.5% due to a longer use at nominal output power. On another hand, the CO₂ emissions are decreasing of 250 tons per year due to the reduced use of back up natural gas boilers (~ – 1GWh) which are partially compensated by the heat storage heat losses.

The selling of CO₂ reduces the COH of about 1€/MWh (blue squares). From here, all the figures consider the selling of CO₂ emissions.

Considering a seasonal heat storage, there is an increase annual efficiency of the CHP plant up to 4.5% (red triangle in left Fig. 5) and reduced CO₂ emissions up to 910 tons of CO₂ (right Fig. 5) while the heat storage volume increases. However, there is not an economic optimum for the seasonal heat storage due to large investment costs compared to the reduced natural gas boiler consumption and CO₂ emissions avoided.

The COH reduction is an equilibrium between the use of the heat storage but also the use of the CHP plant and the natural gas boilers. As expected, the capacity factor of the CHP plant is higher when the heat storage volume increases due to the increased time

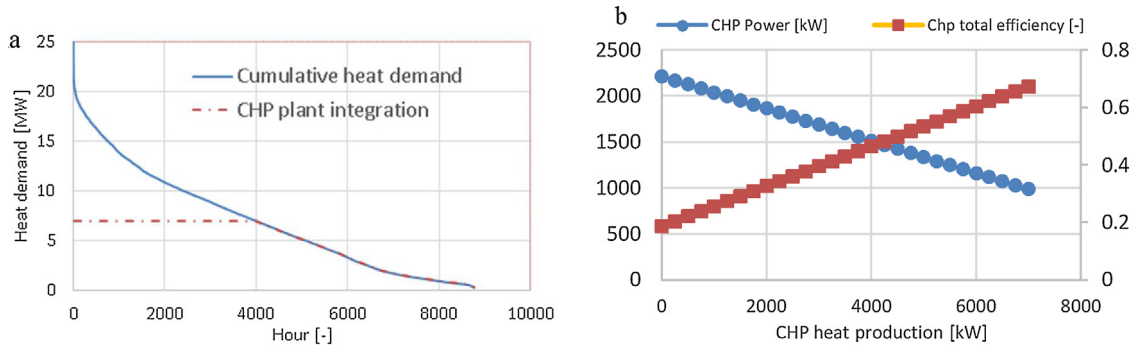


Fig. 3. a) Cumulative heat demand of the application test case and the integration of the CHP plant; b) Power generated (left) and CHP plant efficiency (right) in function of the CHP heat production.

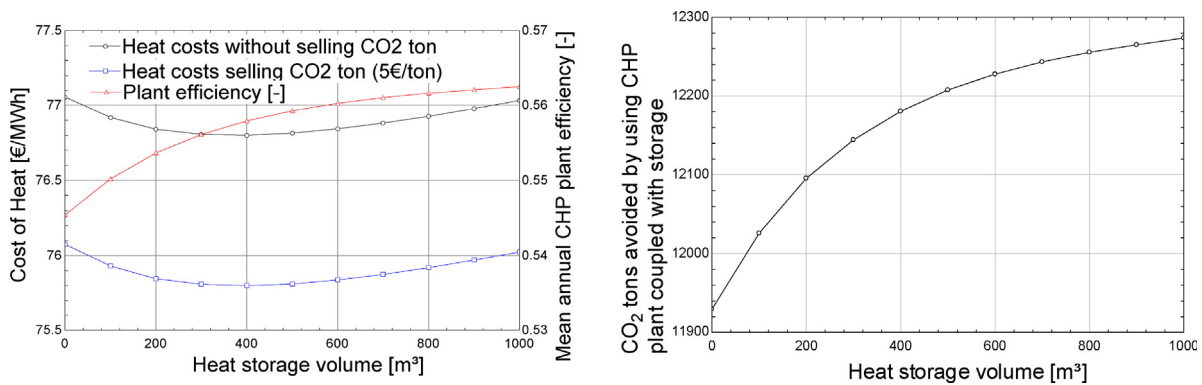


Fig. 4. Cost of heat optimization for heat storage and related CHP plant efficiency (left) and the CO2 avoided by the coupled use of CHP plant and heat storage, if any (right).

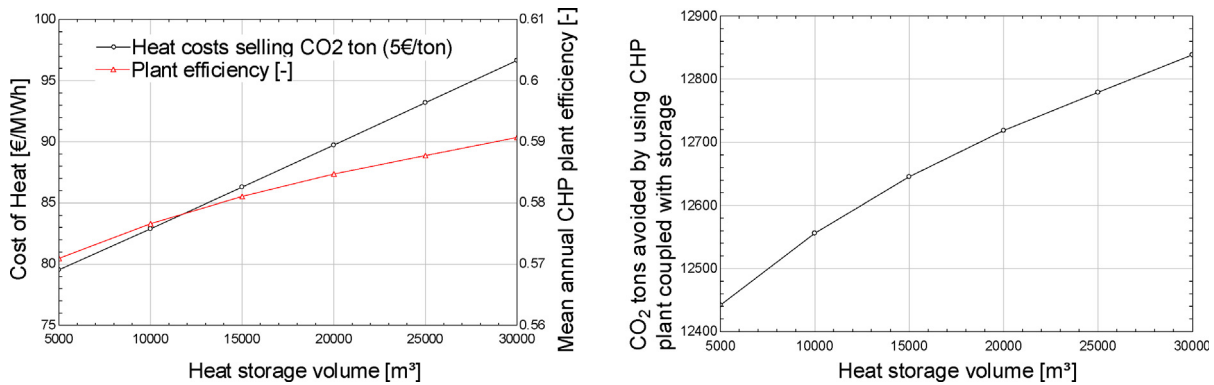


Fig. 5. Cost of heat optimization for the use of heat seasonal storage and related CHP plant efficiency (left) and the CO2 avoided by the coupled use of CHP plant and heat storage, if any (right) without Belgian subsidies.

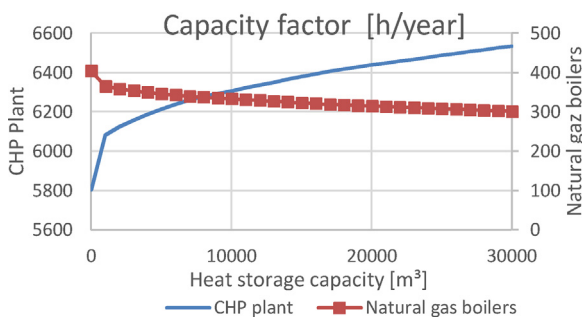


Fig. 6. Capacity factors of CHP plant and natural gas boilers for short and long term heat storage volume.

when the CHP plant works at its nominal load (Fig. 6). In the opposite way, the capacity factor of the natural gas boilers decreased in the same time.

5.2. Considering the Belgian subsidies

The dedicated Belgian subsidies for CHP plant consists in the allocation of maximum two green certificates by MWh electric produced. The allocation of one green certificate corresponds to the CO₂ emissions avoided by the use of renewable energy (here biomass) instead of a common power generation of gas turbine (456 kg of CO₂ avoided) [18]. It can be sold at a guaranteed price of 65 € per green certificate. In the studied case, the ratio between

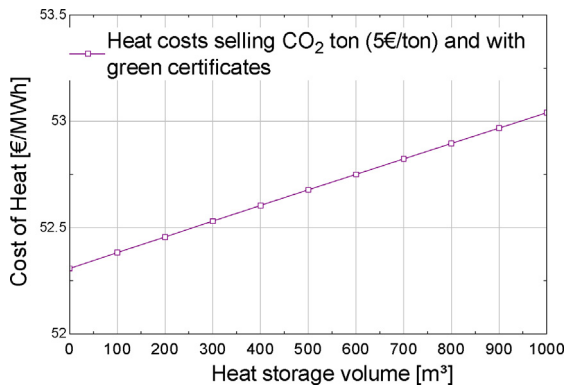


Fig. 7. There is no cost of heat optimization for the use of heat storage when the Belgian subsidies dedicated to CHP plant are considered.

power and heat produced by the CHP plant leads to the allocation of two green certificates by MWh electric produced all the year.

Considering the Belgian subsidies, the COH is reduced by about 24 €/MWh; but there is currently no optimum size of heat storage (Fig. 7) despite the slight increase of annual efficiency of the plant and the CO₂ emissions avoided previously identified in the Section 5.1.

5.3. Heat demand modifications

To extend the present contribution and in order to cope with future heat demand modifications of the current DHN, it is

proposed to investigate the optimization of the heat storage volume in two other scenarii. The first one is the insulation of several major buildings dedicating to reduce emissions and heating costs. This scenario leads to a reduction of twenty percent of the daily heat demand (data from internal buildings performance studies), therefore it is expected to reduce heating needs and emissions by the same ratio. However this scenario involves an over-sizing of the current boilers and CHP installations which could increase the related COH (especially the CHP one) leading to a lower total heating cost reduction. On another hand, it is proposed to combine an industrial process which requires 0.9 MWh of heat all the year to the DHN to extend the nominal use of the CHP plant.

When the heat demand is reduced by the buildings insulation (Fig. 8), the COH of the current system increases drastically (about 7.5 €/MWh) due to lower equivalent utilization time at rated power output of the CHP plant and the natural gas boilers (the investment costs are already performed). This cost influence is in correlation with the annual mean efficiency of the CHP plant which decreases of about 3% compared to the nominal case. There is an optimal heat storage volume (500m³) leading to an extra COH reduction of 0.45 €/MWh, however, it is not economically viable due to large payback time (11 years).

In this case, the annual economy about heating costs is only 12% and the CO₂ emissions avoided are only 3.5% compared to the heat demand reduction of 20% and the related expected costs and emissions economies. This example underlines that a retrofit has to be correctly planned to reach the defined goals (costs and emissions reductions in this case). Finally, the insulation invest-

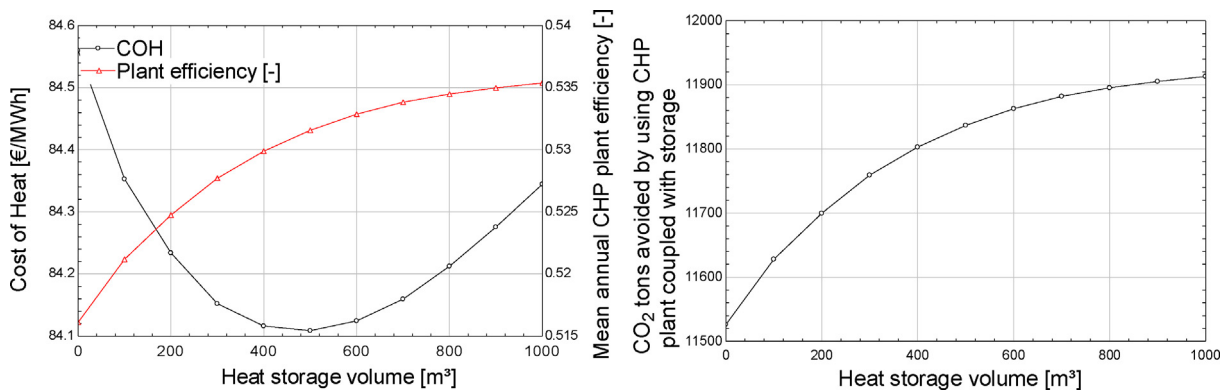


Fig. 8. Cost of heat optimization for the use of heat storage and related CHP plant efficiency (left) and the CO₂ avoided by the coupled use of CHP plant and heat storage, if any (right) if the heat demand is reduced by 20%.

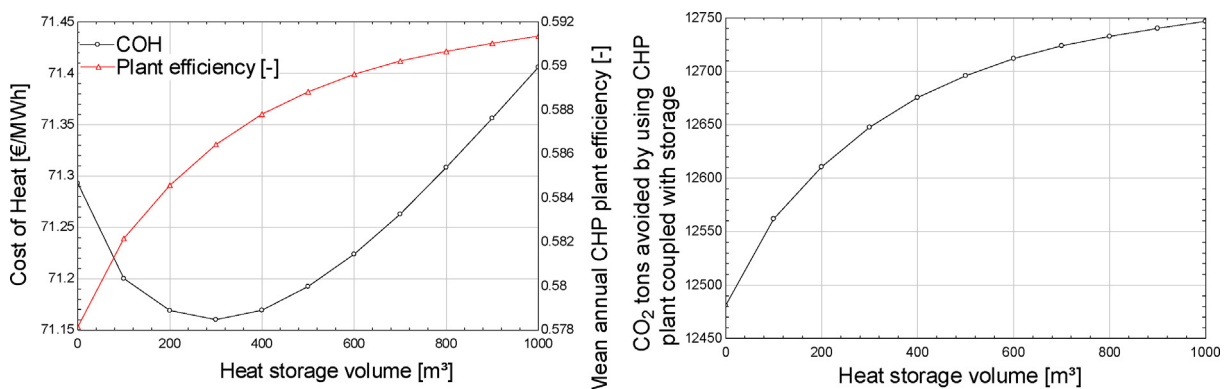


Fig. 9. Cost of heat optimization for the use of heat storage and related CHP plant efficiency (left) and the CO₂ avoided by the coupled use of CHP plant and heat storage, if any (right) if the heat demand is increased.

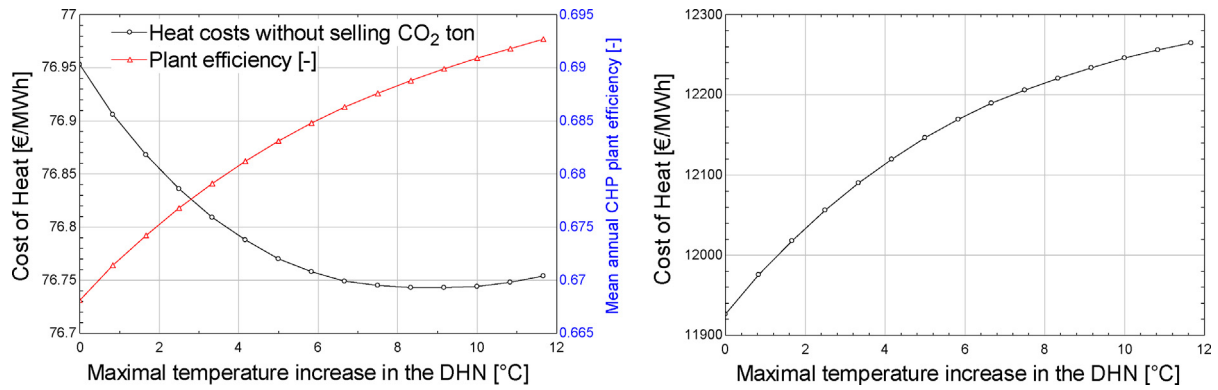


Fig. 10. Cost of heat optimization for heat storage performed inside the DHN by increasing the temperature and related CHP plant efficiency (left) and the CO₂ avoided, if any (right).

ment costs could be compared to the expected heat cost reduction expected to check if others primary measure should not be investigated as control strategy to reduce the electric consumption pump of such DHN. However, the insulation costs are very different by nature while there are a lot of insulation available on the market. Therefore, this aspect will be not considered into this study.

In the opposite way (Fig. 9), connecting an industrial process to the current DHN leads to an extra reduction of the COH (~ 5.5 €/MWh), an increase of the mean annual efficiency of the CHP plant and the avoided CO₂ emissions as expected.

The optimal heat storage volume is 300 m³ and involves an extra slight COH reduction of 0.13 €/MWh leading to a payback time of 16 years despite an increase of 1% of the annual efficiency of the plant and a saving of 167 tons of CO₂.

If the Belgian subsidies are considered, there is no optimal heat storage volume in both the complementary cases as in the Section 5.2.

5.4. DHN as heat storage system

Due to the large payback time of a heat storage tank studied in the previous sections, another studied solution is to use the DHN as heat storage system which does not involve extra investment costs. When the heat demand is lower than the nominal thermal output of the CHP, it is proposed to increase the temperature supplied to the network with a limit temperature value of 140 °C (due to technical constrains).

Despite the use of the heat storage inside the DHN increases the cogeneration's use at nominal load, the related heat losses increase due to a higher DHN temperature, leading to a lower ζ_{DHN} . Therefore, the maximal temperature increase is investigated to optimize the cost of heat. The mass flow rate and so the related electric pump consumption are considered as constant.

Using this temperature control strategy, the cost of heat can decrease up to 0.2 €/MWh for an optimal temperature increase of 8.5 °C (Fig. 10). This cost of heat reduction is smaller than the one get when heat storage tank is used but in this case, there is no payback time while there is no extra investment costs.² On another hand, the CO₂ emissions are decreasing of 295 tons per year due to the reduced use of back up natural gas boilers which are partially compensated by the heat losses due to a higher water temperature in the DHN. In this case too, there is no optimal temperature increase if the Belgian subsidies are considered in the analysis. Due

to these last results, the following section is dedicated to point out why the Belgian subsidies don't encourage a better use of the energy to reduce CO₂ emissions.

5.5. The belgian regulation issue

The previous case studies have pointed out that to consider Belgian subsidies are not in favor of using a heat storage solution. The aim of heat storage solution is to increase the CHP plant use at its nominal rated thermal power. It leads to increase the annual mean efficiency of the CHP and avoids some CO₂ emissions due to the reduced use of the back-up natural gas boilers and a better biomass fuel use. However the Belgian subsidies are dedicated to encourage saving CO₂ emissions and so they should encourage the use of CHP plant at its rated power (and maximal efficiency) to save CO₂ emissions.

A complementary study is performed on the cost of heat of the CHP plant in function of its equivalent utilization rate at full load. Fig. 10 (squares) points out that the cost of heat of the CHP plant slightly increases when the equivalent utilization rate at full load is over 4250 h per year. It is due to the current limitation of the green certificates regulation. Indeed the current regulation limit is to provide to the owner's plant maximum two green certificates by electric MWh produced. But this limit happens once the equivalent utilization rate at full load is over 4250 h per year (Fig. 11 – crosses). With this current limitation, the solution to use the CHP plant at its nominal rated thermal power as long as possible (according to the availability factor of the plant) involve a higher cost of heat as it happens when a heat storage system is used. If this current limit is disabled, the cost of heat would reduce by increasing the use of the CHP plant (Fig. 11 - triangles). On the other hand, the use of heat

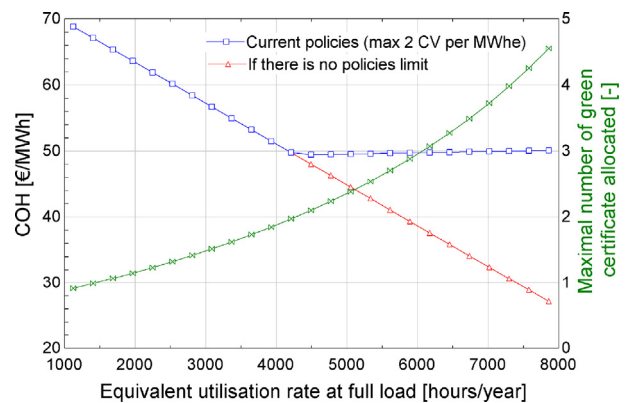


Fig. 11. Cost of heat of the CHP plant in function of its annual mean thermal power.

² The cost of the control implementation are considered as negligible while these costs are generally included in the operational and maintenance costs.

storage facilities leads to a lower use of the natural gas boilers by increasing the use the CHP plant and reduced CO₂ emissions. Therefore their equivalent utilization rate at full load is reduced leading to a higher cost of heat of these boilers too. Both the trends lead to a higher cost of heat of the DHN studied in the current case.

6. Conclusions and perspectives

Thermal energy systems are generally used in combination with CHP plant or boilers to use them at their nominal efficiencies as long as possible and reduce costs and energy consumption. In this contribution, a retrofit of an existing system composed of a biomass CHP plant connected to a DHN is investigated. The study aims to optimize the heat storage volume which can be connected to the plant to maximize the energetic, environmental and economic benefits. This retrofit analysis is based on a synthetic way by using simple models from thermodynamic, combustion process, heat transfer and finance.

An economic optimum for hourly heat storage can be found for the studied system if the Belgian subsidies are not considered. However the payback time of this solution is too long to be considered (13 years). At the same time, the CHP plant efficiency increases and CO₂ emissions are reduced. Seasonal heat storage should not be considered while the cost of heat increases due to large related investments for a few operating hours.

A complementary study is investigated to consider a modification of the heat demand by the adding of an industrial process or by insulating the buildings to reduce the annual heat demand. In both cases, there is no economic integration of heat storage systems. Moreover this study points out the requirement of a pre-design study in a CHP plant retrofit case. Indeed a reduction of 20% of the heat demand investigated leads a costs reduction of only 12% due to the COH increase by lowering the CHP plant use.

Due to long payback time of a dedicated heat storage use, it is proposed to consider the DHN network itself as heat storage system since it does not involve any investment costs. A simple strategy is analyzed and leads to a slight reduction of the cost of heat (–0.2€/MWh) for a maximal temperature increase of 8.5 °C.

If the Belgian subsidies are taken into account, there is no economic optimum for hourly, daily or seasonal heat storage despite the energetic and environmental influences are positive. The same conclusion is drawn for the heat storage inside the DHN by increasing its supply temperature. Therefore the contribution ends by an analysis to point out the origin of this behavior. The conclusion is that there is a limit of the green certificates funding which leads to increase the cost of heat when the annual mean thermal power of the CHP plant is increased; for example, by the use of a heat storage solution.

Finally, the simulation model can be used to size or improve any DHN while accounting for energetic, environmental and economic indicators developed in [11], especially for the integration of thermal energy systems.

As perspectives, this approach is dedicated to be extended into a global dynamic simulation model under the Modelica platform. The related objectives are to investigate several temperature control strategies of the DHN as [32] to improve the current DHN situation and reduce the cost of heat while limiting the related heat losses.

References

- [1] Varun, I.K. Bhat, P. Ravi, LCA of renewable energy for electricity generation systems? A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 13 (2009) 1067–1073.
- [2] H. Lund, B. Moller, B.V. Mathiesen, A. Dyrelund, The role of district heating in future renewable energy systems, *Energy* 35 (2010) 1381–1390.

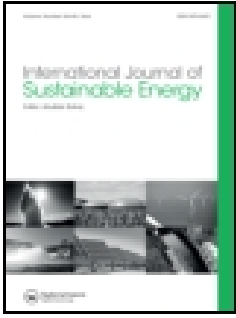
- [3] D.L. Klass, Biomass for renewable energy, fuels, and chemicals, Elsevier Sci. (1998). [Internet] Available from: <https://www.sciencedirect.com/science/book/9780124109506>.
- [4] J.E. Nielsen, P.A. Sørensen, 9–Renewable district heating and cooling technologies with and without seasonal storage, *Renewable Heating and Cooling*, (2016) , pp. 197–220.
- [5] L.F. Cabeza, A. de Gracia, Advances in thermal energy storage systems, *Adv. Ther. Energy Storage Syst.* (2015). [Internet] Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9781782420880500237>.
- [6] J. Deuse, Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems, (2011) , pp. 70–87. Small Micro Comb Heat Power Syst [Internet] Available from: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9781845697952500040>.
- [7] EURELECTRIC, CHP as Part of the Energy Transition, (2014) . [Internet] Available from: http://www.eurelectric.org/media/153333/chp_as_part_of_the_energy_transition_final-2014-2130-0007-01-e.pdf.
- [8] D. Mitrovic, J. Janevski, M. Lakovic, Primary energy savings using heat storage for biomass heating systems, *Therm. Sci.* 16 (Suppl. 2) (2012) [Internet]. Available from: .
- [9] J. Kensby, A. Trüschel, J.-O. Dalenbäck, Potential of residential buildings as thermal energy storage in district heating systems – Results from a pilot test, *Appl. Energy* 137 (2015) 773–781. [Internet] Available from: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261914007077>.
- [10] B. Rezaie, M.A. Rosen, District heating and cooling: review of technology and potential enhancements, *Appl. Energy* 93 (2012) 2–10. May [cited 2017 Aug 21] [Internet]. Available from: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S030626191100242X>.
- [11] K. Sartor, S. Quoilin, P. Dewallef, Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network, *Appl. Energy* 130 (2014) 474–483. [Internet]. Elsevier Ltd; 2014 Oct [cited 2017 Aug 21] Available from: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S030626191400138X>.
- [12] A.D. Smith, P.J. Mago, N. Fumo, Benefits of thermal energy storage option combined with CHP system for different commercial building types, *Sustain Energy Technol. Assess.* 1 (2013) 3–12.
- [13] G. Comodi, M. Lorenzetti, D. Salvi, A. Artecconi, Criticalities of district heating in Southern Europe: lesson learned from a CHP-DH in Central Italy, *Appl. Therm. Eng.* 112 (2017) 649–659.
- [14] Agency D, Technology Data for Energy Plants – Individual Heating Plants and Energy Transport, (2016) , pp. 2012.
- [15] Eurostat, Detailed Statistics on the EU and Candidate Countries, and Various Statistical Publications for Sale, (2017) . [Internet] Available from: <http://ec.europa.eu/eurostat>.
- [16] B. Rolf, N. Henrik, W. Judy Combined, Cycle gas & steam turbine power plants. tula, oklahoma, PennWell Books, (1999) .
- [17] Agency D. Energy. Technology Data for Energy Plants ? Generation of Electricity and District Heating, Energy Storage and Energy Carrier Generation and Conversion, Danish energy agency, 2012.
- [18] CWAPE. CWAPE [Internet]. Available from: www.cwape.be.
- [19] K. Sartor, Y. Restivo, P. Ngendakumana, P. Dewallef, Prediction of SO_x and NO_x emissions from a medium size biomass boiler, *Biomass Bioenergy* 65 (2014) 91–100.
- [20] A. Stodola, L.C. Lowenstein, Steam and Gas Turbines New-York, McGraw-Hill, 1927 (editor).
- [21] U. Persson, S. Werner, Heat distribution and the future competitiveness of district heating, *Appl. Energy* 88 (3) (2011) 568–576.
- [22] Mouchira Labidia, J. Eynardb, O. Faugeroux, S. Grieb, Optimal design of thermal storage tanks for multi-energy district boilers, 4th Inverse Problems, Design and Optimization Symposium (2013) 1–13.
- [23] R. Bayón, E. Rojas, Analytical function describing the behaviour of a thermocline storage tank: a requirement for annual simulations of solar thermal power plants, *Int. J. Heat Mass Transfer* 68 (2014) 641–648.
- [24] R. Dickes, A. Desideri, I. Bell, S. Quoilin, V. Lemort, Dynamic modeling and control strategy analysis of a micro-scale CSP plant coupled with a thermocline system for power generation, *Proceedings of Eurosun ISES 2014, Aix-les-Bains (France)*, 2014.
- [25] Roman Marx, D. Bauer, H. Drück, Medium scale seasonal thermal energy stores for solar thermal applications within the european project EINSTEIN, The 13th International Conference on Energy Storage ? Greenstock 2015 (2015) 1–8. ([Internet] Available from: https://www.google.be/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwj94c_Cgc7RAhUqLcAKHfS1BWkQFggcMAA&url=http%3A%2F%2Fgreenstock2015.csp.escience.cn%2Fdc%2Fattach%2FY2xiOmNsYjpwZGY6OTg3OTc%3D&usq=AFQjCNHqrv9HoVkl-OGIhb2wbEK5iGEFNA&s).
- [26] K. Sartor, P. Dewallef Exergetic, Environmental and economical analysis of a cogeneration plant connected to a district heating network, in: A. Sayigh (Ed.), *Renewable Energy in the Service of Mankind, Vol II*, Springer International Publishing, Cham, 2016, pp. 961–972, doi:http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-18215-5_86 Selected Topics from the World Renewable Energy Congress WREC 2014 [Internet] Available from: .
- [27] D. Mangold, Seasonal storage – a german success story, *Sun Wind Energy* 1 (2007) 48–58.
- [28] C. Europe, European Summary Report on CHP Support Schemes – A Comparison of 27 National Support Mechanisms, (2010) . [Internet] Available from: <http://www.code-project.eu>.
- [29] F.M. Ltd, Futures Emissions De Carbone – Déc, (2017) . [Internet]. 2017 [cited 2017 Jan 23]. Available from: <https://fr.investing.com/commodities/carbon-emissions-historical-data>.

- [30] R.H.E.M. Koppelaar, Solar-PV energy payback and net energy: meta-assessment of study quality, reproducibility, and results harmonization, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 72 (May) (2017) 1241–1255. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032116306906?via%3Dihub>.
- [31] A.R. Celma, F.C. Blázquez, F. López-Rodríguez, Feasibility analysis of CHP in an olive processing industry, *J. Clean. Prod.* 42 (2013) 52–57.
- [32] D. Basciotti, F. Judex, O. Pol, R. Schmidt, Sensible heat storage in district heating networks: a novel control strategy using the network as storage, 6th International Renewable Energy Storage Conference and Exhibition 458 (2017) 2743 ((IRES 2011 [Internet]. 2011. Available from: citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/summary?doi=10.1.1.458.2743).

7. Improved District Heating Network Operation by the Integration of High Temperature Heat Pumps.

7. Improved District Heating Network Operation by the Integration of High Temperature Heat Pumps.

017



Improved district heating network operation by the integration of high-temperature heat pumps

Kevin Sartor, Vincent Lemort & Pierre Dewallef

To cite this article: Kevin Sartor, Vincent Lemort & Pierre Dewallef (2017): Improved district heating network operation by the integration of high-temperature heat pumps, International Journal of Sustainable Energy, DOI: [10.1080/14786451.2017.1383409](https://doi.org/10.1080/14786451.2017.1383409)

To link to this article: <http://dx.doi.org/10.1080/14786451.2017.1383409>



Published online: 03 Oct 2017.



Submit your article to this journal [↗](#)



Article views: 9



View related articles [↗](#)



View Crossmark data [↗](#)



Improved district heating network operation by the integration of high-temperature heat pumps

Kevin Sartor , Vincent Lemort and Pierre Dewallef

Aerospace and Mechanical Engineering Department, University of Liège, Liège, Belgium

ABSTRACT

Biomass combined heat and power (CHP) plants connected to district heating networks are a very good opportunity to increase the share of renewable sources into energy systems. Frequently, important consumers are connected to ensure a stable base heat demand throughout the year but they often have higher requirements in terms of temperature (i.e. steam), which involves a high level of temperature in the district heating network during the whole year and high levels of heat losses in the network. This contribution presents the possibility to decrease the level of temperature at which the district heating network operates and to use high-temperature heat pumps connected locally at the consumption point to produce steam when it is required. An investigation of the global design and integration through thermodynamic simulation models is realised for the University of Liège district heating network. This study is intended to determine the heat pump coefficient of performance and, therefore, to assess the balance between the savings in terms of heat losses and the additional heat pump electricity consumption.

ARTICLE HISTORY

Received 3 February 2017
Accepted 2 September 2017

KEYWORDS

District heating network; heat pump; application test case; heat losses

Nomenclature

CHP combined heat and power
COP coefficient of performance
DH district heating

Introduction

Biomass combined heat and power (CHP) plants are often seen as an efficient way to reduce greenhouse gases emissions due to their very low emissions level (Varun, Bhat, and Ravi 2009; Lund et al. 2010; Sartor, Quoilin, and Dewallef 2014). Moreover, biomass resources are more equally spread over the earth than fossil fuels, leading to a better energy independence for countries. But there exists plenty of biomass kind and a clean combustion of these fuels is generally more difficult to achieve than traditional fossil fuels. Therefore the investment costs of a biomass CHP plant are higher than the investment costs of a common CHP plant fed by natural gas (Danish Energy Agency 2012a) due to additional exhaust gas treatment costs.

Considering these additional costs, the efficiency of the CHP plant must be maintained as high as possible all over the year to be profitable. In practice, the baseline heat demand has to be considered to ensure a minimal number of hours per year during the CHP plant works at its nominal efficiency. Industrial processes are generally the best way to satisfy this criterion while they require a large and steady heat demand. Another developing idea is to use CHP plants to feed district heating networks

CONTACT Kevin Sartor  kevin.sartor@ulg.ac.be

© 2017 Informa UK Limited, trading as Taylor & Francis Group

(DHN). DHN are not new while they are used since the fourteenth century (Rezaie and Rosen 2012) and have been developed since 1950 (Dobos and Abonyi 2011) especially in Germany, Scandinavian countries and Eastern Europe countries.

In European Union, the rising price of fossil fuels and the awareness of limiting greenhouse gas emissions spotlights the use of DHN, leading to new installations for 15 years. Indeed the use of CHP plants fed by biomass is an opportunity to increase the renewable energies at an acceptable cost.

However, one must always keep in mind that even if a DH network enables the heat to be transported over long distances (typically several kilometres), which therefore guarantees a large amount of heat demand, the load profile throughout the year is far from being constant. Therefore, industrial consumers, tertiary buildings or hospitals are frequently connected to the DH network to ensure a steady base demand of heat throughout the year. However they often have requirements in terms of temperature levels such as steam, which involves maintaining a high level of temperature in the DH network during the whole year and thus increasing the level of heat loss in the network.

Previous works performed by the authors (see Sartor, Quoilin, and Dewallef 2014; Sartor et al. 2014) consider the simulation of a biomass CHP plant with the attached DH network to assess the cost of heat of such installations. This simulation model is able to assess the average conversion efficiency over a complete year of operation, thus providing reliable estimates for energy costs' predictions in function of the operating conditions, considering the incomplete combustion process from a generic biomass fuel of the type $C_mH_nO_sN_yS_x$. The example application proposed to enable the estimation of meaningful cost and environmental impacts related to the use of such installation.

The scope of this contribution is studying the improvements of a given DH network with some high-temperature requirement buildings by using high-temperature heat pumps connected locally at these consumption points to produce steam when required from lower temperature heat provided by the network. Therefore an economic and environmental balance is performed between the DH network heat loss reduction and the electric consumption of the heat pump. The electric consumption is assessed by a thermodynamic heat pump model which assesses the coefficient of performance of the heat pump. The present methodology is applied on an existing installation available on the University Campus in Liège (Belgium).

Problem statement

To maintain the profitability of a CHP plant connected to a DH network, important consumers such as industries, tertiary buildings or hospitals could be linked to DH network to ensure a minimum heat demand over the year, allowing a larger number of operating hours of the CHP plant. However, these consumers often have higher requirements in terms of temperature level as hot water over 100° C or steam (Maxime Dupont ES 2009). To meet these requirements, the temperature of the DH network must be maintained high for the other consumers during the whole year. This situation involves higher heat losses due to the higher heat level transportation over large distances.

The proposed solution to limit these heat losses while guaranteeing the steam supply to consumers is to use high-temperature heat pumps to locally increase the temperature (namely at the substation(s) of the DH network where steam is required). Doing so, the steam needs are satisfied while reducing the heat losses related to the DH network. Even if these high-temperature heat pumps are not widely available nowadays, some studies can be found in the literature (see for example [Wang et al. 2010; Zhang, Wang, and Guo 2010; Peureux, Sapora, and Bobelin 2012; Wolf et al. 2012; Besbes 2015] for related research projects, [Chamoun et al. 2012] for a prototype test bench) and some dedicated high-temperature heat pumps are currently available for niche markets (Engines VH 2016). The scope of this study is to investigate the global design of a heat pump by performing a working fluid selection and to integrate the heat pump into the DHN systems by assessing the economic and environmental profitability of this solution. Here, the focus is put on the determination of the heat pump electricity consumption; the investments and operating costs will be from data available from the literature (Danish Energy Agency 2012b). To achieve this, a thermodynamic simulation model

based on Quoilin et al. (2012) is realised to assess the coefficient of performance, which is defined as the ratio of the heating needs (\dot{Q}), to satisfy steam needs of customers, over electrical energy consumed, that is, in a first approximation the energy consumed by the compressor (\dot{W}) (neglecting the control system and any possible resistor to maintain at temperature the compressor when it is not used):

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}}. \quad (1)$$

On the other hand, previous work (Sartor, Quoilin, and Dewallef 2014) based on Rolf, Henrik, and Judy (1999) is used to assess the cost of heat of a CHP plant connected to a DH network in function of the operating conditions. According to this model, the cost of heat is expressed as (Sartor, Quoilin, and Dewallef 2014)

$$\text{COH} = \frac{1}{\xi_{\text{DHN}}} \left[\frac{C \cdot \psi + U_{\text{fix}}}{P_{\text{th,chp}} \cdot \tau_e} + \frac{y_f}{\bar{\eta}_{\text{th,chp}}} + u_{\text{var}} - (y_e + \tau_{\text{cv}} y_{\text{cv}}) \frac{\bar{\eta}_{\text{el,chp}}}{\bar{\eta}_{\text{th,chp}}} \right], \quad (2)$$

where C is the total investment cost, ψ is the annuity factor which considers the present value of money and represents the annual repayment for the initial investment expressed in € year⁻¹. The annuity factor is assessed according to:

$$\psi = \frac{d}{1 - (1 + d)^{-N}}, \quad (3)$$

where d is the discounting rate per year and N the number of years for which the installation is used (e.g. the life time of the plant). $P_{\text{th,chp}}$ is the installed thermal power of the CHP plant in MW and τ_e is the equivalent utilisation time at rated power output. τ_e embeds the availability factor of the plant (around 92% for a biomass CHP plant [Rolf, Henrik, and Judy 1999]). y_f is the cost of fuel in €/MWh, U_{fix} is the fixed cost of operation, maintenance and administration in €/year and u_{var} is the variable cost of operation, maintenance and repair in €/MWh. $\bar{\eta}_{\text{th,chp}}$ is the average annual thermal efficiency taking into account the start/stop procedures (if any) and the part-load efficiency. y_e is the price of electricity in €/MWh while τ_{cv} and y_{cv} are respectively the number of green certificates per MWh of electricity produced.¹ The term $\tau_{\text{cv}} y_{\text{cv}}$ is replaced by the premium on the electricity selling when feed-in tariffs are used instead. ξ_{DHN} is defined as the ratio of the heat delivered to the consumer to the heat produced by the plant depending on the temperature level and the insulation of the network and the ambient conditions.

The determination of C , U_{fix} , u_{var} , d and N is not within the scope of the present contribution and reliable estimates can be found, for example, in Rolf, Henrik, and Judy (1999) and Energi Styrelsen LD (2012). Neither the influence of fuel cost nor the one of the supporting policies will be long discussed herein and representative value of the market in Belgium will be used, as it is relatively straightforward for the reader to include his proper data into the above model. The determination of τ_e , $\bar{\eta}_{\text{e,chp}}$ and $\bar{\eta}_{\text{th,chp}}$ is deduced from the thermodynamic model developed before by the authors in Sartor, Quoilin, and Dewallef (2014). ξ_{DHN} is defined as the ratio of the heat delivered to the consumer to the heat produced by the plant.

Additionally, the thermodynamic models enable to assess the influence of the temperature level on the heat losses of the DH network. Using the above cost model, the influence of the temperature level is thus expressed in terms of the cost of heat per unit of heat delivered to the final customers.

Previous internal results (Sartor, Lemort, and Dewallef 2013) showed that a decrease of the feeder temperature of the DH network leads to a significant reduction in the heat losses and so leads to a reduction of the cost of heat. The balance between the savings due to lower heat losses and the electricity consumption of heat pumps could be performed to assess the economic viability of the solution.

The current use of heat pump in DHN is widely studied for the fourth generation of DHN (Lund et al. 2010; Lund, Ilic, and Trygg 2016; Østergaard and Andersen 2016; Georges et al. 2017) to develop energy storage in the building, to reduce the temperature level of district heating network and the related heat losses and to improve the electricity network flexibility. However, the focus of the present contribution is intended for the use of heat pump only for the buildings which have high-temperature requirements to reduce the temperature level of the DH network while maintaining high-temperature requirements of these buildings. In this case, the related heat losses can be reduced.

Simulation model

CHP plant

A detailed zero-dimensional model of the CHP plant has been previously developed and validated in Sartor, Quoilin, and Dewallef (2014). The CHP plant is composed of a biomass furnace connected to a boiler. The boiler is composed of several heat exchangers, namely an economiser, an evaporator and a superheater. The steam generated by the boiler passes through two steam turbines for electricity production ($P_{el,chp}$). After the high-pressure turbine, a fraction of the steam is extracted to feed a heat exchanger supplying the DH network heat demand ($P_{th,chp}$), the remaining steam is expanded in a low-pressure turbine producing an additional amount of electricity. A schematic of the cycle is represented in Figure 1.

The incomplete combustion of biomass fuel is considered into the model. To achieve that chemical reaction kinetics coupled to a zero-dimensional model, steady-state thermodynamic model (Sartor et al. 2014) is used. It provides the assessment of the equilibrium composition in 15 relevant species in the flue gases: H_2 , O_2 , H_2O , CO , CO_2 , OH , H , N_2 , N , NO , NO_2 , CH_4 , CO_2 , SO_3 and the adiabatic flame temperature.

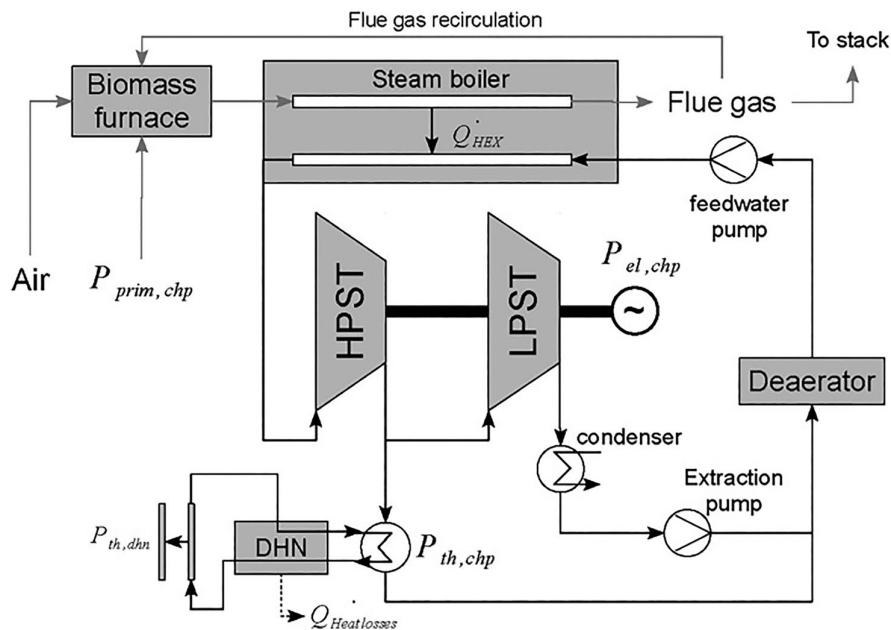


Figure 1. Schematic of CHP plant (Sartor, Quoilin, and Dewallef 2014).

Once the composition and thermodynamic properties of the flue gas at the exhaust of the furnace are known, the heat transferred from the flue gases to produce the steam must be determined. The energy balance is performed with the calculation of the heat transfer between the water and the flue gases to assess mass flow rate and the temperature (see [Moran et al. 2010; Sartor, Quoilin, and Dewallef 2014] for further details).

District heating network

In DHN, the heat generated by the CHP plant is not fully delivered to consumers. Indeed, there are heat losses ($\dot{Q}_{\text{heatlosses}}$) in the pipes, ensuring the heat transport as indicated in Figure 1. The assessment of these heat losses is critical while they could represent a significant energy lost (especially during the summer time).

A cross-section of the trench containing the supply and return pipes of the DH network is supplied in Figure 2.

To assess the heat losses, a model based on a steady-state two-dimensional heat transfer was previously developed. It considers conduction and convection and was validated on experimental data found in the literature and on measurements performed on the DHN of the University of Liège (Gary, Marlin, and David 1991; Paul 1999). The validation process concludes with a good agreement with experimental data (about 5% of accuracy) for a wide range of DHN pipe configurations and heat losses (50–140 W/m).

Heat pump

The steady-state model of the heat pump associates the sub-models of the four major components: the evaporator, the compressor, the condenser and the expansion valve (see Figure 3).

The compressor is modelled with a constant isentropic efficiency (ε_s), which is defined as (the second equality being valid only if ambient losses are neglected)

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}} = \frac{h_{\text{ex},s} - h_{\text{su}}}{h_{\text{ex}} - h_{\text{su}}}, \quad (4)$$

where \dot{W} is the power consumption of the compressor, \dot{W}_s is the power associated to an isentropic compression, h_{su} is the enthalpy at the supply of the compressor and $h_{\text{ex},s}$ is the enthalpy at the exhaust of the compressor resulting from an isentropic compression between the evaporator pressure and the condenser pressure, and h_{ex} is the enthalpy at the exhaust of the compressor. In this study, an isentropic efficiency of 65% is considered (John and Elson 2004; Thumann and

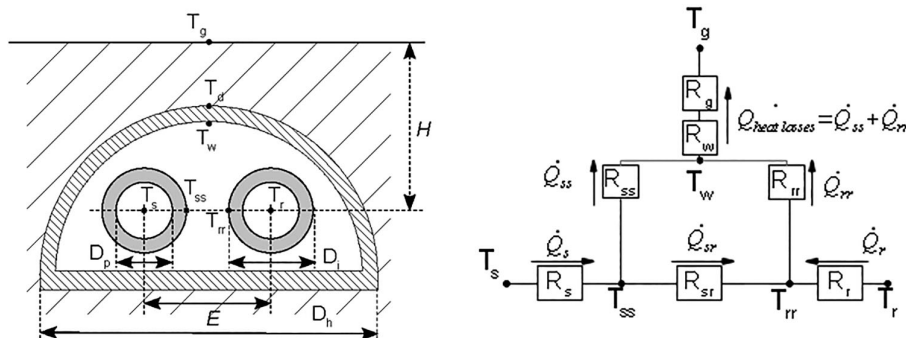


Figure 2. Trench used in the DH network at ULg (left: cross-section diagram; right: electrical equivalent) (Sartor, Quoilin, and Dewallef 2014).

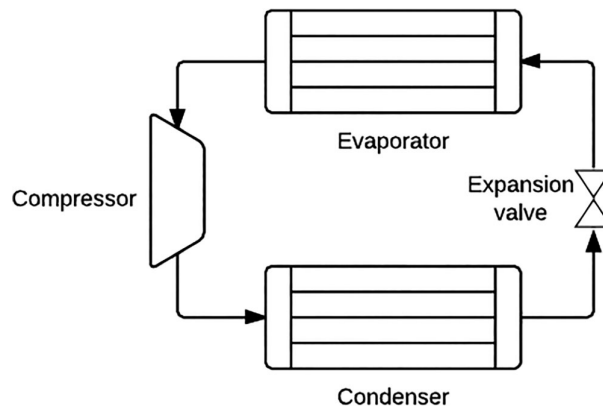


Figure 3. Heat pump diagram.

Mehta 2008; Cuevas et al. 2010). It is considered as constant at part-load (Winandy and Lebrun 2002; Cuevas et al. 2010) while in such heat pumps, variable-speed compressors can be used. The expansion process in the throttle valve of the cycle is considered to be isenthalpic. Heat exchangers (i.e. condenser and evaporator) are characterised by an efficiency of 65% (VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen and Gesellschaft VDI 2010; Alfa 2015), leading to a minimum pinch point of 5 K in the current study. The heat transfer rate at the condenser (\dot{Q}) is fixed according to the steam or hot water needs. The sub-cooling at the exhaust of the condenser is taken equal to 6 K and the superheat at the exhaust of the evaporator is set to 4 K (American Society of Heating and Air Conditioning Engineers 2014). It should be noted that the secondary fluid in the condenser will be assumed to be hot-pressurised water in order to produce steam by expansion at a temperature of 120°C.

Main parameters of the current contribution to assess the economic and environmental profitability of the use of high-temperature heat pump in DHN are the temperature of the cold source (herein the DHN temperature level) and the working fluid.

An engineering equation solver software (EES32) with built-in tabulated thermodynamic properties of several working fluids is used to perform the simulations.

The steam temperature at the exhaust of the heat pump will be considered equal to 120°C to keep the current hospital steam network without any extra investment costs. The water supply temperature level is assumed to vary between 80°C and 110°C (120°C corresponding to the nominal case without using a heat pump). Two specific test cases are considered, which allow considering the coefficient of performance of the heat pump as constant even in part-load. The first case considers a heat pump coupled to a thermal storage, thus enabling the heat pump to work at full load all the time. To fulfil the requirements on steam imposed by its use in a hospital, and due to the steam demand profile, a reduced size of the heat storage is required. The reader is referred to Kulkarni, Kedare, and Bandyopadhyay (2008) for further insight on the design and costs of such high-temperature thermal storage. A pressurised water tank is used to store water at a temperature over 100°C and when the heat pump cannot provide the hospital steam demand, a part of the water stored is expanded to produce steam. The second one is a heat pump without heat storage but composed of several compressors (variable and fixed-speed) working in parallel. For the variable-speed compressor, a constant efficiency is assumed at part-load (Qureshi and Tassou 1996; Benamer and Clodic 1999). The other compressors work either at full load and thus at their nominal efficiency or can be switched off if required by the load. Performance degradation due to on/off cycles of the fixed-speed compressors is not considered in this case. Therefore the efficiency of the global compressor group can be considered as constant (Rivière 2004). An example is available in Figure 4 for a configuration with two compressors.

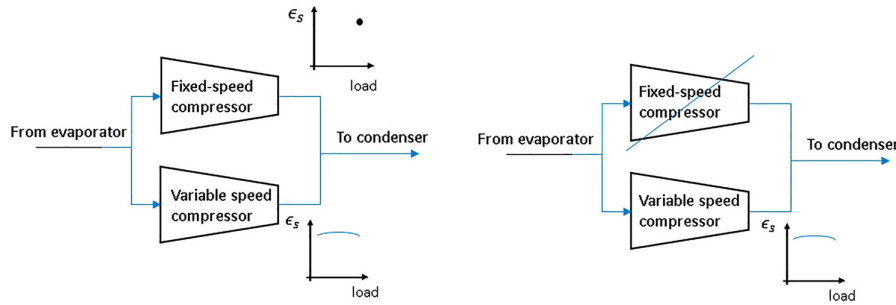


Figure 4. Example of configurations with two compressors for a load ranging 50% and 100% (left) and between 0% and 50% (right).

While heat exchangers are designed at their maximum load, their efficiency increases at part-load due to the heat transfer area available for a lower heat transfer rate (other parameters being considered unchanged). This, combined to a reduced refrigerant mass flow at part-load (and hence reduced power used by the compressor), leads to a higher coefficient of performance of the system. However, in this work, a conservative assumption of constant coefficient of performance is chosen.

To summarise the methodology of the model, the inputs (in bold), the parameters² (in the upper boxes), the outputs (in bold and italic), and the iteration variables (the remaining ones in italic) of the model are schematised in **Figure 5**. T stands for temperature, P for pressure, h for enthalpy, \dot{Q} for heat rate, \dot{M} for mass flow rate and \dot{W} for the electric consumption. The subscript cs stands for cooling source, cp for compressor, ev for evaporator, cd for condenser, su for supply, ex for exhaust, r for refrigerant.

Application

Description

The heating plant and the DHN of the University of Liège are used as an application test case. The DHN has a length of 10 km and it fed pressurised hot water at a mean temperature of 120°C. About

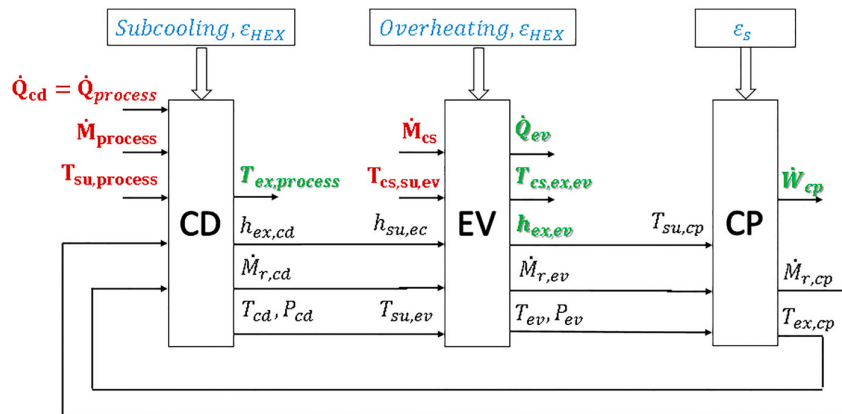


Figure 5. Model block diagram.

70 buildings are connected to the DHN and represent a total heated area of 470,000 m². The heat demand profile of the buildings is different due to their affectation: classrooms, research centres, administrative offices and a hospital. This last building represents about 25% of the total heated area and it is the only building which requires steam. This steam is used in the kitchen (washing machines) and in its humidity control system. The effective peak power of the DHN is 56 MW for a total heat demand of around 61 GWh.

Heat is supplied to all the buildings from 4:00 to 20:00 apart from the hospital which requires heat 24 hours a day. Considering the daily heat demand profile, there is a peak at 7:00 to heat buildings in the morning and a second peak at 16:00. On the other hand, the annual hospital steam needs is 366 MWh. The steam demand profile of the hospital is represented in Figure 6 (right). It is quite constant for 11 hours at full capacity and at partial load (33%) for 9 hours. This behaviour supports the previous hypothesis: the coefficient of the heat pump can be considered as constant if several compressors are used in the cycle.

The DH network is operating since the 60's. Previously, the heat was generated by natural gas boilers. In Belgium CO₂ quotas were introduced in 2012. Therefore, to cope with the quotas, the University of Liège decided to invest in biomass CHP plant, whose purpose is to feed the baseline heat demand of the campus and its operation started in 2012. It is made of a moving grid biomass boiler with nominal primary power of 12 MW, providing the steam to a back-pressure turbine and an extraction condensing turbine with nominal power of 2.4 MW. The extracted steam is condensed in a heat exchanger feeding the DH network with a nominal thermal power of 7 MW. To ensure the heat demand of the DHN, the remaining thermal power is provided by two natural gas boilers. The primary energy of the CHP plant is wood pellets whose wet basis mass composition is 46.38% of C, 5.64% of H, 40.01% of O, 0.08% of N, 0.28% of ashes, 7.6% of water and less than 0.01% of S. A schematic of the plant configuration is supplied in Figure 7 (Sartor, Quoilin, and Dewallef 2014).

The biomass feeding system is a moving grid in a combustion chamber without staged-air combustion supply. Exhaust fumes must be recirculated after a second air injection to limit the temperature. Indeed, the combustion with limited air excess of wood pellets leads to too high a flame temperature. Moreover additional air injection is performed to maintain the moving grid in working temperature ranges. The flue gas at the exhaust of the furnace passes successively through an evaporator (platen), screen tubes, two superheaters, one evaporator and four economisers. Exhaust gases are filtered before being directed to the stack. The steam cycle is representative of a traditional cycle with extraction turbines.

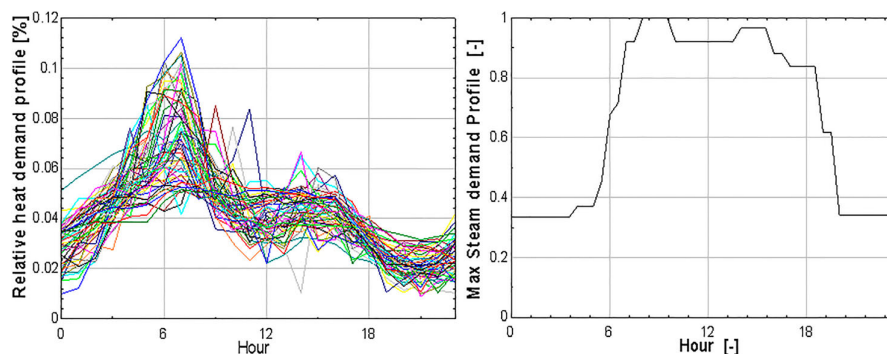


Figure 6. Relative heat demand profile of the DH network for several days (left) and steam demand profile of the hospital in function of the hour of the day (right).

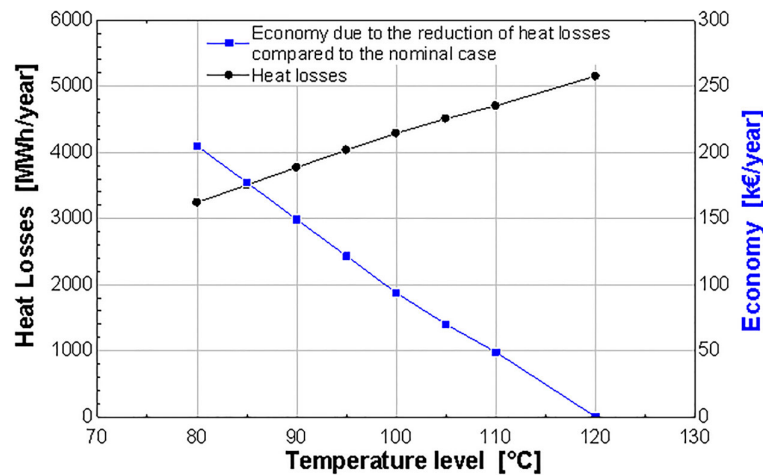


Figure 8. Heat losses and economy in function of temperature level of the DH network.

Concerning the heat pump study, five refrigerants are investigated, namely R245FA, SES36, ammonia, n-pentane and ethanol. This choice is justified by their common use in the industry or because of their interesting properties at these temperatures even if some of them are still in development (Stene 2008; Maxime Dupont ES 2009; Peureux, Sapora, and Bobelin 2012; Wolf et al. 2012). On the other hand, the working fluid of Engines VH (2016) is not available. To meet the steam demand, two cases are investigated. The first one where heat storage is used corresponds to constant thermal power at all time (the peak load is provided by the heat storage). The second case is where the heat pump must follow the steam demand exhibited in the graph in Figure 6 without heat storage. In this case, the condenser thermal peak power increases by 35% to ensure the peak load can be provided.

For both cases, the resulting coefficients of performance at full load are shown in Figure 9 for the different working fluids investigated in function of the temperature level of the DH network. This temperature corresponds to the evaporator temperature level: for the sake of simplicity, the coefficient of performance is supposed not to vary as a function of the heat transfer at the condenser; so the results are valid for both cases. Depending on the configuration, the resulting coefficient of performance varies between 2 up to 13. It decreases when the temperature level decreases, that is, the losses of the DH network also decrease. The best working fluid is the ethanol, which gives a coefficient of performance from about 5–13. It is interesting to note that this preliminary study neither consider the explosion risk linked to the use of ethanol in the cycle nor the corresponding higher investments (especially for ATEX compressors).

In Figure 10, the thermodynamic cycle is represented for the ethanol as working fluid for a DH network of 100°C. Due to lower temperature difference between condenser and evaporator, the pumping work is not so high leading to a high coefficient of performance, here about 8.

Balance of the cost and environmental impacts

The lifetime of the heat pump and the optional heat storage are considered equal to 20 years with a discount rate of 5%. In terms of investments, common heat pumps costs vary between 500 and 1300 € per installed kW thermal (Danish Energy Agency 2012a, 2012b; Energiesysteme T). Despite the variability of the costs of the working fluid and the compressors, this preliminary study is focused on a rough estimation of the profitability related to the proposed solution. Therefore, a conservative value of 1300 € per installed kW thermal is considered herein (Danish Energy Agency 2012a). This

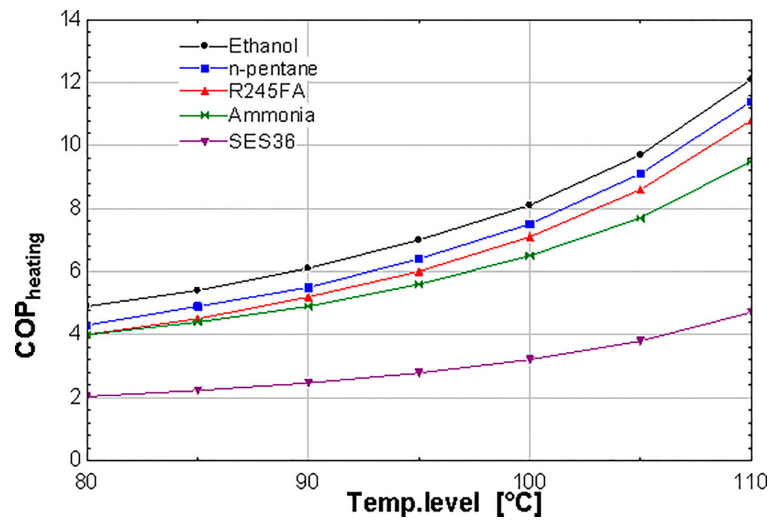


Figure 9. Coefficient of performance of a heat pump in function of the temperature level of the DH network for several working fluids.

conservative value is reinforced by the fact that the investment costs of a commercial high-temperature heat pump (Engines VH 2016) are 900 € per installed kW thermal. For the same reason, only the best (ethanol) and the worst (SES36) working fluid are referred in this section. The operation and maintenance costs are estimated at 7.3 € per kW thermal (Danish Energy Agency 2012b). The electricity used by the University of Liège is accounted at the rate of 112.7 €/MWh, which corresponds to an intermediate price between the industrial and household consumers (Eurostat 2017). Heat storage costs are assumed 1000 €/m³ (Danish Energy Agency 2012b). Assuming an energy of 40 kWh per m³ of heat storage (Danish Energy Agency 2012b), a volume of 10 m³ will be considered to store enough heat to satisfy the daily steam demand of the hospital.

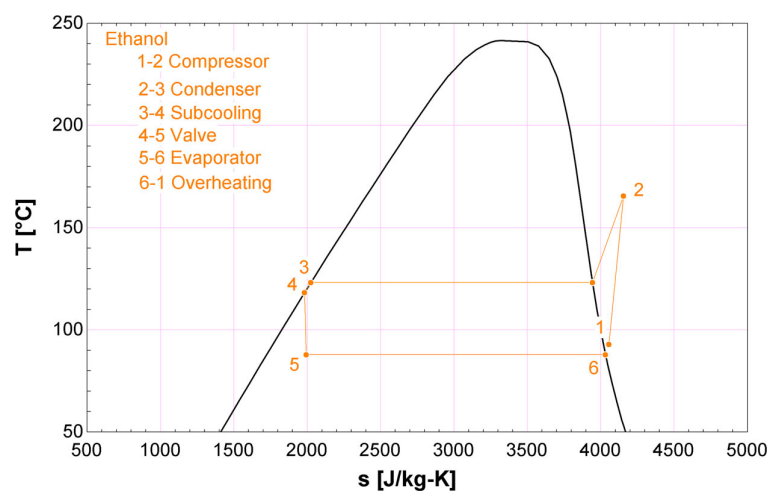


Figure 10. Thermodynamic cycle diagram with ethanol as working fluid for a DH network temperature of 100°C.

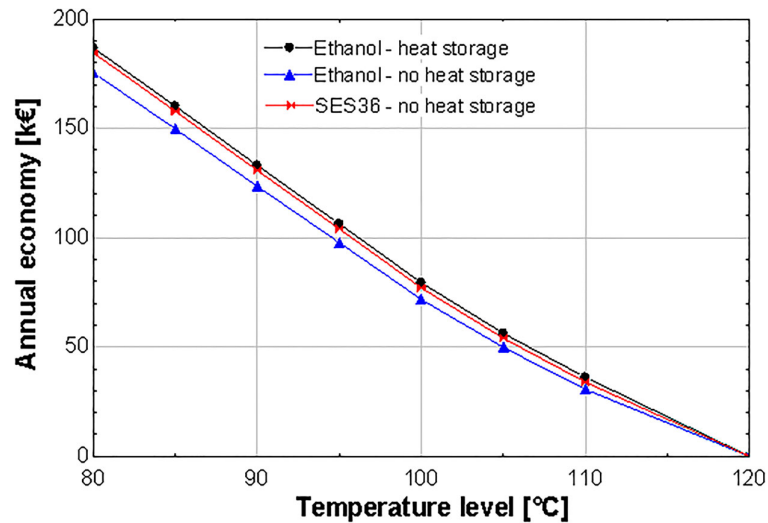


Figure 11. Annual economy in k€ of the use of high-temperature heat pump in function of the temperature level and the use or no heat storage with ethanol as working fluid.

Table 2. CO₂ emissions for the difference considered cases.

Conditions	Nominal case (tCO ₂ /year)	Improved case (tCO ₂ /year) Temperature level of 80°C	
		SES36	Ethanol
Working fluid	/	SES36	Ethanol
CHP consumption	2033	1998	1998
Back-up boilers	8299	7859	7859
Heat pump electricity	0	83	34
Total	10332	9940	9890

Figure 11 does not show an optimum: the lower the feeder temperature, the more important is the annual saving. Therefore, from an economic point of view, it is better to use the heat pump with the lowest evaporator temperature possible. The use of the heat storage leads to a slightly higher saving due to the lower investment compared to the one related to a condenser heat pump with a higher peak load.

Assuming natural gas releases 251 g of CO₂ per thermal kWh and 456 g of CO₂ per electrical kWh (CWAPE) and biomass fuel only releases 30 g of CO₂ per kWh, Table 2 shows the CO₂ emissions due to the biomass consumption for the heat and electricity production of the CHP plant, for the natural gas back-up boilers consumption and for the electricity consumption of the heat pump (if any). Heat losses mainly appear when CHP works at full load (in winter and intermediate seasons when heat demand is higher) and, consequently, when the natural gas back-up boilers are also often used. So the main reduction of CO₂ emissions occurs for the natural gas boilers due to their lower use. For the environmental influence, the use of a heat pump enables a significant reduction in CO₂ emissions (about 4%).

Conclusions

The opportunity to decrease the temperature level of a DH network was investigated to reduce the inherent heat losses of the DH network and therefore to reduce the cost of heating. If some consumers of the DH network require steam or high-temperature heat, the integration of high-

temperature heat pump is considered in order to locally increase the temperature level. Combined with previous research, this contribution presents a way to assess the profitability of the project by considering its energetic, economic and environmental aspects. A thermodynamic model of the heat pump is used to determine the achievable coefficient of performance from the available temperature levels of cold sources, that is, DH temperature level, and working fluids. This model is integrated into the whole model of the CHP plant connected to a DH network previously developed. The balance between heat loss reduction and investment and operation costs of the heat pump is assessed. This way, the proposed approach can be considered as a support decision tool for the improvements of the DH network.

As expected in the case-study, the reduction of the temperature level from about 120°C to 80°C leads to a reduction of the heat losses of up to 1900 MWh per year. This represents –37% compared to the actual case. The coefficient of performance of the proposed heat pump ranges from 2 to 5 depending on the nature of the working fluid. The expected profitability is significant and reaches up to 186 k€ per year. In addition, significant CO₂ emissions reductions are obtained for all considered conditions and ethanol seems to be the best working fluid. A more detailed study is needed to confirm the conclusions of the present contribution that could take into account the compressor technology to use, depending on the selected working fluid. This study would derive an accurate estimate of the coefficient of performance and investment costs for such technology.

To conclude, the use of heat pumps at some locations of the DH network adds more flexibility to the plant and to the DH network operation. It increases the efficiency of the plant and reduces the DH network heat losses. Moreover, the integration of such heat pumps with heat storage can be investigated to check the profitability of retrofitted systems and to estimate the resulting increase in terms of the number of equivalent running hours at a full rate of the CHP plant and so its energetic efficiency.

Notes

1. For the Walloon region of Belgium, one green certificate is granted for every 456 kg of CO₂ saving. A maximum of two green certificates is allowed per MWh of electricity produced.
2. Defined previously in this section.

Disclosure statement

No potential conflict of interest was reported by the authors.

ORCID

Kevin Sartor  <http://orcid.org/0000-0001-5494-1824>

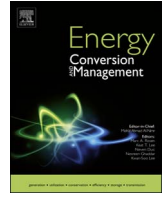
References

- Alfa, L. 2015. *Internal Report*. www.alfalaval.com.
- American Society of Heating and Air Conditioning Engineers. 2014. *R, American Society of Heating R and A-CE. 2014 Ashrae Handbook*. <http://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpASHRAEED/2014-ashrae-handbook>.
- Benamer, A., and D. Clodic. 1999. "Comparison of Energy Efficiency Between Variable and Fixed Speed Scroll Compressors in Refrigerating Systems." Technological Innovations in Refrigeration, in Air Conditioning and in the Food Industry into Third Millennium, June 18–19, 1–8.
- Besbes, K. 2015. *High Temperature Industrial Heat Pumps Recovering Heat on Medium Temperature Saturated Air or Vapor*. Paris: Mines Paristech.
- Chamoun, M., R. Rullier, P. Haberschill, and J.-L. Peureux. 2012. "Experimental Investigation of a New High Temperature Heat Pump Using Water as Refrigerant for Industrial Heat Recovery." Paper presented at the International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, July 16–19.
- Cuevas, C., J. Lebrun, V. Lemort, and E. Winandy. 2010. "Characterization of a Scroll Compressor under Extended Operating Conditions." *Applied Thermal Engineering* 30 (6–7): 605–615. doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.11.005.

- CWAPE. CWAPE [Internet]. www.cwape.be.
- Danish Energy Agency. 2012a. *Technology Data for Energy Plants - Generation of Electricity and District Heating, Energy Storage and Energy Carrier Generation and Conversion*. Kongens Lyngby: Danish Energy Agency.
- Danish Energy Agency. 2012b. *Technology Data for Energy Plants - Individual Heating Plants and Energy Transport*. Kongens Lyngby: Danish Energy Agency.
- Dobos, L., and J. Abonyi. 2011. "Controller Tuning of District Heating Networks Using Experiment Design Techniques." *Energy* 36: 4633–4639.
- Energiesysteme T. Steam Generation from Waste Heat. energiesysteme T, editor.
- Energi Styrelsen LD. 2012. *Technology Data for Energy Plants: Generation of Electricity and District Heating*. Kongens Lyngby: Energy Storage Energy Carr Gener Convers.
- Engines VH. 2016. *New Industrial Heat Pump Produces Heat in the Very High Temperature Range*. Engines VH. <http://www.vikingheatengines.com/news/new-industrial-heat-pump-produces-heat-in-the-very-high-temperature-range>.
- Eurostat. 2017. *Detailed Statistics on the EU and Candidate Countries, and Various Statistical Publications for Sale*. Eurostat. <http://ec.europa.eu/eurostat>.
- Gary, E. P., J. K. Marlin, and L. C. L. Fm David. 1991. *Field Measurements of Heat Losses from Three Types of Heat Distribution Systems*. Washington, DC: U.S. Army Corps of Engineers.
- Georges, E., B. Cornélusse, D. Ernst, V. Lemort, and S. Mathieu. 2017. "Residential Heat Pump as Flexible Load for Direct Control Service with Parametrized Duration and Rebound Effect." *Applied Energy* 187: 140–153.
- John, P., and B. R. B. Elson. 2004. *A Hermetic Scroll Compressor for Application to High Heat-of-Compression Gases*. Austin, TX: Emerson Process Management and Copeland Scroll.
- Kulkarni, G. N., S. B. Kedare, and S. Bandyopadhyay. 2008. "Design of Solar Thermal Systems Utilizing Pressurized Hot Water Storage for Industrial Applications." *Solar Energy* 82 (8): 686–699. doi:10.1016/j.solener.2008.02.011.
- Lund, R., D. D. Ilic, and L. Trygg. 2016. "Socioeconomic Potential for Introducing Large-Scale Heat Pumps in District Heating in Denmark." *Journal of Cleaner Production* 139: 219–229.
- Lund, H., B. Moller, B. V. Mathiesen, and A. Dyrelund. 2010. "The Role of District Heating in Future Renewable Energy Systems." *Energy* 35 (3): 1381–1390.
- Maxime Dupont ES. 2009. "The Heat Recovery Potential in the French Industry: Which Opportunities for Heat Pump Systems?" ECEEE 2009 Summer Study. ECEEE. http://www.ecee.org/library/conference_proceedings/ecee_Summer_Studies/2009/Panel_5/5.129.
- Moran, M. J., H. N. Shapiro, D. D. Boettner, and M. B. Bailey. 2010. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Wiley. <https://books.google.ca/books?id=oyt8iW6B4aUC>.
- Østergaard, P. A., and A. N. Andersen. 2016. "Booster Heat Pumps and Central Heat Pumps in District Heating." *Applied Energy* 184: 1374–1388. doi:10.1016/j.apenergy.2016.02.144.
- Paul, W. R. 1999. "Two-Dimensional Analysis of Natural Convection and Radiation in Utilidors." US Army Corps of Engineers.
- Peureux, J.-L., E. Sabora, and D. Bobelin. 2012. *Very High-Temperature Heat Pumps Applied to Energy Efficiency in Industry*. Frankfurt am Main: Achema.
- Quoilin, S., S. Declaye, A. Legros, L. Guillaume, and L. Vincent. 2012. "Working Fluid Selection and Operating Maps for Organic Rankine Cycle Expansion Machines." Paper presented at the proceedings of the 21st International Compressor Conference, Purdue, July 16–19.
- Qureshi, T. Q., and S. A. Tassou. 1996. "Variable-Speed Capacity Control in Refrigeration Systems." *Applied Thermal Engineering* 16 (2): 103–113. doi:10.1016/1359-4311(95)00051-E.
- Rezaie, B., and M. A. Rosen. 2012. "District Heating and Cooling: Review of Technology and Potential Enhancements." *Applied Energy* 93: 2–10. doi:10.1016/j.apenergy.2011.04.020.
- Rivière, P. 2004. *Performances saisonnières des groupes de production d'eau glacée*. Paris: Ecole des Mines de Paris.
- Rolf, B., N. Henrik, and W. Judy. 1999. *Combined - Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*. Tulsa, OK: PennWell Books.
- Sartor, K., V. Lemort, and P. Dewallef. 2013. "Improved District Heating Network Operation by the Integration of High Temperature Heat Pumps." Paper presented at the 8th conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems, Dubrovnik, Croatia, September 22–27, 1–10.
- Sartor, K., S. Quoilin, and P. Dewallef. 2014. "Simulation and Optimization of a CHP Biomass Plant and District Heating Network." *Applied Energy* 130: 474–483. doi:10.1016/j.apenergy.2014.01.097.
- Sartor, K., Y. Restivo, P. Ngendakumana, and P. Dewallef. 2014. "Prediction of SO_x and NO_x Emissions from a Medium Size Biomass Boiler." *Biomass and Bioenergy* 65: 91–100.
- Stene, J. 2008. "Design and Application of Ammonia Heat Pump Systems for Heating and Cooling of Non-residential Buildings." 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, IIR, Copenhagen.
- Thumann, A., and D. P. Mehta. 2008. *Handbook of Energy Engineering*. Lilburn, GA: Fairmont Press. <http://books.google.be/books?id=HLcEJJ0odeoC>.
- Varun, I. K. Bhat, and P. Ravi. 2009. "LCA of Renewable Energy for Electricity Generation Systems – A Review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13: 1067–1073. doi:10.1016/j.rser.2008.08.004.

- VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen and Gesellschaft VDI. 2010. VDI heat atlas. Chemieingenieurwesen VD-GV und, editor. Springer.
- Wang, K., F. Cao, S. Wang, and Z. Xing. 2010. "Investigation of the Performance of a High-Temperature Heat Pump Using Parallel Cycles with Serial Heating on the Water Side." *International Journal of Refrigeration* 33 (6): 1142–1151. doi:10.1016/j.ijrefrig.2010.04.016.
- Winandy, E. L., and J. Lebrun. 2002. "Scroll Compressors Using Gas and Liquid Injection: Experimental Analysis and Modelling." *International Journal of Refrigeration* 25 (8): 1143–1156. doi:10.1016/S0140-7007(02)00003-8.
- Wolf, S., J. Lambauer, U. Fahl, M. Blesl, and A. Voß. 2012. "Industrial Heat Pumps in Germany - Potentials, Technological Development and Application Examples." ECEEE 2012 - Summer Study on Energy Efficiency in Industry, Achema, Germany.
- Zhang, S., H. Wang, and T. Guo. 2010. "Experimental Investigation of Moderately High Temperature Water Source Heat Pump with Non-Azeotropic Refrigerant Mixtures." *Applied Energy* 87 (5): 1554–1561. doi:10.1016/j.apenergy.2009.11.001.

8. Dynamic equation-based thermo-hydraulic pipe model for district heating and cooling systems.



Dynamic equation-based thermo-hydraulic pipe model for district heating and cooling systems



B. van der Heijde^{a,b,c,*}, M. Fuchs^d, C. Ribas Tugores^{e,1}, G. Schweiger^f, K. Sartor^g, D. Basciotti^h, D. Müller^d, C. Nytsch-Geusen^e, M. Wetterⁱ, L. Helsen^{a,b}

^a EnergyVille, Genk, Belgium

^b KU Leuven, Department of Mechanical Engineering, Leuven, Belgium

^c VITO NV, Mol, Belgium

^d RWTH Aachen University, E.ON Energy Research Center, Institute for Energy Efficient Buildings and Indoor Climate, Aachen, Germany

^e Berlin University of the Arts, Institute for Architecture and Urban Planning, Berlin, Germany

^f AEE – Institute for Sustainable Technologies, Gleisdorf, Austria

^g University of Liège (ULg), Thermodynamics Laboratory (B49), Liège, Belgium

^h Austrian Institute of Technology (AIT), Vienna, Austria

ⁱ Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, CA, USA

ARTICLE INFO

Keywords:

District heating and cooling
Heat loss
Dynamic thermo-hydraulic model
Modelica
District energy systems
Simulation
Thermal network

ABSTRACT

Simulation and optimisation of district heating and cooling networks requires efficient and realistic models of the individual network elements in order to correctly represent heat losses or gains, temperature propagation and pressure drops. Due to more recent thermal networks incorporating meshing decentralised heat and cold sources, the system often has to deal with variable temperatures and mass flow rates, with flow reversal occurring more frequently. This paper presents the mathematical derivation and software implementation in Modelica of a thermo-hydraulic model for thermal networks that meets the above requirements and compares it to both experimental data and a commonly used model. Good correspondence between experimental data from a controlled test set-up and simulations using the presented model was found. Compared to measurement data from a real district heating network, the simulation results led to a larger error than in the controlled test set-up, but the general trend is still approximated closely and the model yields results similar to a pipe model from the Modelica Standard Library. However, the presented model simulates 1.7 (for low number of volumes) to 68 (for highly discretized pipes) times faster than a conventional model for a realistic test case. A working implementation of the presented model is made openly available within the IBPSA Modelica Library. The model is robust in the sense that grid size and time step do not need to be adapted to the flow rate, as is the case in finite volume models.

1. Introduction

In the transition towards a sustainable energy provision, one of the proposed concepts towards higher energy efficiency and the inclusion of renewable energy sources is the new 4GDH system (4th generation district heating and cooling) [1]. These systems are characterised by lower temperature differences, but also intermittent operation, multiple supply temperatures and higher fluctuation of the supply temperature than in conventional systems. These lower temperatures for heating, or higher temperatures for cooling allow for a larger take-up of renewable heat and cold sources such as solar thermal panels, heat pumps, geothermal sources, and industrial waste heat utilisation [2,3].

The variability of local and centralised renewable heat sources alongside new concepts like Active Demand Response, multiple supply temperature levels and reversing mass flows put more requirements on accurate and fast dynamic modelling. More complex system interactions in multi-energy district or even city-wide energy systems necessitate an integrated modelling framework. Schweiger et al. [4] and Böttger et al. [5] have identified a high potential for *power-to-heat* technologies in district heating systems, which would require a more sophisticated pipe model for simulation and control as presented in this work. Not only the physical processes need to be modelled, but also the control of the system.

This brings about a need for high-performance models of all system

* Corresponding author at: EnergyVille, Thor Park, Poort Genk 8310, 3600 Genk, Belgium.

E-mail address: Bram.vanderHeijde@kuleuven.be (B. van der Heijde).

¹ Current address: AEE – Institute for Sustainable Technologies, Gleisdorf, Austria.

Nomenclature

Subscripts

\square_0	initial
\square_b	boundary
\square_c	casing
\square_g	ground
\square_{in}	inlet
\square_{mea}	measured
\square_{out}	outlet
\square_p	pipe
\square_{pro}	production side
\square_{sim}	simulated
\square_{sub}	substation side

Symbols

A	area (m ²)
-----	------------------------

C	heat capacity per meter (J/m K)
c_v	specific heat capacity (J/kg K)
f	Darcy friction coefficient (–)
k	thermal conductivity (W/m K)
L	length of the pipes (m)
\dot{m}	mass flow rate (kg/s)
p	pressure (Pa)
\dot{q}	heat loss rate per meter (W/m)
R	thermal resistance per meter (K m/W)
S	circumference (m)
T	temperature (°C)
U	heat loss coefficient (W/m K)
v	velocity (m/s)
ρ	mass density (kg/m ³)
τ	time constant (s)
ϵ	relative error (–)

components involved. The goal is threefold: namely high accuracy, low calculation time and high numerical robustness. This paper presents a physical model for district heating and cooling pipes that is able to cope with fluctuating inlet temperatures, varying (even stopping or reversing) mass-flows and arbitrary network lay-outs, including both branching and meshed systems.

This work is done collaboratively within the development of the Annex 60 Modelica Library [6] and the IBPSA Project 1 Modelica Library, which the presented model is contained within. In these international collaborations, the efforts of various research institutes in separate Modelica libraries have been bundled into one free, open-source, validated and well-documented library.

The main contribution of this paper is a novel, open-source, dynamic thermo-hydraulic pipe model for district energy systems.

The aim is to accurately model the thermo-hydraulic behaviour in district heating and cooling pipes. After the derivation of the thermal propagation equations, the model is implemented in Modelica [7] and validated experimentally. Modelica is an equation-based, object-oriented modelling language that allows simulation of complex dynamic processes in multiple physical domains, including their control. The proposed model is validated against two experimental cases. Furthermore, performance of the model is compared to that of a commonly used model in the Modelica Standard Library [7]. The models are compiled and simulated with Dymola [8].

To the authors' knowledge, there exists no freely available open-source models able to handle this degree of complexity with sufficient accuracy. The presented model intends to fill this gap. Available libraries struggle with accuracy or with applicability to larger multi-domain systems [9,10].

1.1. Literature study

This section provides an overview of previous literature on the topic of dynamic simulation of district heating and cooling pipe systems. The literature survey is organised chronologically and based on modelling strategy.

1.1.1. Early steady-state computational models

One of the first scientific reports about modelling heat losses for pipes buried underground can be found in Franz and Grigull [11]. Using an experimental set-up involving an electrically charged plate to represent the temperature field around a supply and return pipe, they effectively linked the thermal problem to its electrical equivalent. Menyhárt and Homonnay [12] described the steady-state heat loss

equations for buried pipes in a concrete casing with a supply and return pipe. The mutual influence of supply and return was not taken into account.

In the late 1980s and early 1990s, scientific progress in the field of geothermal borefields and borehole heat exchangers (Eskilson [13], Bennet et al. [14], Hellström [15] and Claesson and Hellström [16]) was applied to the steady state heat loss calculation of district heating pipe systems in different configurations (Wallentén [17]). Configurations considered were pipes buried in the ground or surrounded by air, and pipes insulated separately and jointly. Wallentén described the accuracy of the results of different multipole expansions with increasing order. The simplest method (i.e. the zero-order multipole expansion) introduced an error of up to 5%, while higher order solutions quickly increased the accuracy.

1.1.2. First dynamic models and operational optimisation

With the development of stronger and cheaper computers, dynamic models for the operation of district heating systems started to be investigated. For dynamic simulations, mostly finite element models (so-called *element models*) were used, where the pipe is spatially discretized in order to compute the temperature propagation and heat losses. The physical process of the flow of water through a pipe can be approached as an advection-diffusion equation with a source or loss term. This equation can efficiently be solved with the QUICK discretization scheme [18]. Notice that in regular operation conditions, the diffusive term in the equation is negligible.

On the other hand, the propagation of water can be modelled by only considering the in- and outlet of the pipe and calculating the output based on the propagation delay. This is the so-called *node method* and was described, together with the element method, by Benonysson [19]. Benonysson et al. [20] presented a case study of an operational optimisation of the supply temperature to a district heating system, with operating cost as the objective function. In this study, the node method was not used, but Benonysson et al. expected that the optimisation would be faster if the node method were used.

A general overview of different modelling approaches for district heating pipes and the errors induced by them was presented by Pálsson et al. [21]. They concluded that the number of floating point operations per time step for the element method scales linearly with the number of discretization elements for the pipe. The node method does not use a discretisation and hence the number of floating point operations remains the same for every pipe. The accuracy of the element method is inversely proportional to the square of the element length, while for the node method it depends only on the Courant number.

Bøhm [22] explored the dynamic behaviour of buried district heating pipes under varying boundary conditions, mostly due to weather changes. A method was presented to calculate the transient heat loss by using the heat loss steady-state theory and identifying the location of an undisturbed ground temperature which is used as boundary condition. The dynamic behaviour of larger district heating systems and the aggregation of multiple branches into a simpler representation was studied by Larsen et al. [23,24]. However, their method cannot deal with meshed networks and assumes proportional distribution of the mass flow over the whole district, which is not applicable to the latest generations of district heating, where lower supply temperatures, reinjection of heat by the consumers into the network and mass flow reversals are common. Vesterlund and Dahl [25] applied an operational optimisation method to a meshed network, where the aggregation method cannot be used. To analyse the system interactions including the consumer side, detailed models without aggregation would be needed.

Further comparative studies between commercial software for district heating and the node model of Benonysson were presented by Gabrieliatiene et al. [26] and Gabrieliatiene [27]. In these studies, the different models were compared with measurement data from various district heating systems.

Sandou et al. [28] presented the results of a model-based predictive controller for a district heating system employing a node-like model for the simulation of the temperature propagation. For control optimisation, a simple, linear relation between the input and output temperatures of the pipes was used in order to limit complexity. However, the simulation model was still used for the verification of the calculated control action and as such, feedback was provided.

1.1.3. Finite volume methods and function methods

A model presented by Stevanovic et al. [29] predicts temperature transients in district heating operation. Their approach is based on the element method, but due to a third order discretization scheme employed for the spatial discretization, no artificial numerical diffusion of temperature steps appears. The model was compared with measurements of a real network. Grosswindhager et al. [30] discussed the numerical behaviour of an adapted version of the finite difference scheme called QUICKEST. QUICKEST is a variation of a third order finite difference scheme. Grosswindhager et al. modified the scheme to cope with changes in diameter, near-zero flow velocity and junctions of multiple pipes in thermal networks. Furthermore, their model can cope with sudden temperature changes more accurately.

Dalla Rosa et al. [31] studied the heat losses from pipe systems with more than two pipes using finite element models of the pipe cross section. They took into account the variation of thermal conductivity with temperature. Furthermore, Dalla Rosa et al. [32] validated an implementation of the node model in MATLAB against a FEM/CFD model in Ansys/Fluent. Again, good correspondence between measurement data, the FEM simulation and the simpler implementation was found.

Ben Hassine and Eicker proposed another variation of the element model implemented in MATLAB [33]. They used this to calculate a case with a meshed network in Germany, although the size of the simulated network was limited in order to avoid overly long calculation times.

Guelpa et al. [34,35] presented a fluid-dynamic model for district heating systems, incorporating pressure drops and heat losses. The heat loss model is based on an upwind scheme, which is then iterated until convergence is reached. They described a method to derive a reduced order model based on proper orthogonal decomposition with radial basis functions, applied to the district heating system of Torino. The proposed method reduced the calculation time by 80% compared to a reference case, while maintaining the necessary accuracy.

Kauko et al. [36] modelled a low temperature district heating system for Trondheim, Norway, using Dymola. The heat loss model employed here is based on that of Dalla Rosa et al. [31]. A significant

reduction in heat losses with respect to a high temperature district heating network was concluded.

Function methods model heat losses based on a Fourier analysis of the heat transfer equations and the input temperature profile. An analytical solution to the temperature propagation equations was proposed by Jie et al. [37]. They described the solution for a cyclic input temperature with a period of 24 h, corresponding to a diurnal pattern. The constructed model was applied to a linear network (no meshes or branches) in China and the results were in accordance with measurement data. Zheng et al. [38] applied a similar method to the simulation of a district heating system in Changchun, China, and compared it to the node method in terms of calculation time and accuracy. They found a smaller average error and standard deviation of the error for the function method than for the node method, while the calculation time was also reduced by approximately 37%. The mass flow rate, however, was held constant.

1.1.4. New computational tools and plug flow models

Skoglund et al. [39] and Skoglund and Dejmek [40] described object-oriented models for food processing heat exchangers and fluid food dispersion in turbulent flows using Modelica. To this end, they used a plug-flow approach, imposing the analytical solution of the advection–dispersion equation at the end points of a pipe, while propagating the fluid properties and modelling the advection part with an “ideal” plug-flow pipe.

Velut and Tummuscheit [41] proposed to solve a similar flow problem by using a transmission line model (TLM) to represent a single pipe through which a fluid is transported. Again, only the fluid properties at the inlet and outlet of the pipe are of interest here. In order to calculate the temperature drop along the pipe, a partial differential equation for the energy balance is integrated over the length of the pipe. The solution requires the time difference between the entrance and exit of the fluid to/from the pipe. Velut and Tummuscheit used a differential equation to track this time delay.

Giraud et al. [42] described a Modelica library for modelling and simulating district heating systems that is based on the specialised functions to model delays and advection processes in Modelica. Using this model library, they optimised the control of variable temperature district heating systems [43]. The scheduling and power of the heat generators, the network supply temperatures and differential pressure were controlled.

Van den Bossche [44] studied the propagation of supply temperature steps in a small-scale district heating network. He proposed a plug-flow modelling approach. It was concluded that the finite volume approach, currently in use in the Modelica Standard Library pipe model, introduces inaccuracies depending on the discretization size. Sartor et al. [45] drew the same conclusions as Van den Bossche [44] in a theoretical study that compares the results of the finite volume approach and the related discretization with a two dimensional computational fluid dynamic simulation. Sartor and Dewallef showed and validated an implementation of a node model considering thermal inertia and heat losses in MATLAB based on a TRNSYS model [46].

A successful implementation of a plug-flow Lagrangian approach was shown by Oppelt et al. [47]. They applied this novel modelling strategy to a single-pipe cooling network. Schweiger et al. [48,49] presented a Modelica-based framework to represent, simplify, simulate and optimise district heating systems as well as a method to decompose a mixed-integer-optimal control problem into two sub-problems, separating the discrete part from the continuous one.

1.2. Research motivation

It can be concluded from the previous studies that modelling heat flows in thermal networks has been studied for a long time, but in the light of the newer network generations, gaps still exist. The accurate representation of heat losses and the correct representation of

temperature waves are two of them. Furthermore, a means of modelling networks both thermally and hydraulically for highly varying circumstances is needed. The application of the newly developed model to different cases in this paper shows that it has potential to be used to solve a large variety of problems.

2. Methodology

In this section, the model equations and structure are explained. The first part elaborates on the derivation of the heat losses, while the second part focuses on the calculation of the delay time. Thereafter, the thermal inertia calculation is explained, followed by the hydraulic behaviour. Finally, solution methods in Dymola are briefly discussed.

2.1. Heat loss calculation

The transport of energy through the pipes and the associated heat losses to the surroundings are guided by a combination of the energy and continuity equation with the internal energy as a function of the axial position in the pipe x and the time t as:

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho c_v T A)}{\partial t}}_{\text{time derivative}} + \underbrace{\frac{\partial(\rho v (c_v T + \frac{p}{\rho}) A)}{\partial x}}_{\text{spatial derivative}} = \underbrace{v A \frac{\partial p}{\partial x}}_{\text{pressure difference energy}} + \underbrace{\frac{1}{2} \rho v^2 |v| f_D S}_{\text{wall friction dissipation}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(k A \frac{\partial T}{\partial x} \right)}_{\text{axial heat diffusion}} - \dot{q}_e \quad (1)$$

where ρ denotes the mass density, c_v is the specific heat of the fluid in the pipe, A is the cross section area of the pipe, v is the flow velocity, p is the absolute pressure, x is the spatial coordinate along the length of the pipe, t is the time, f_D is the Darcy friction coefficient, S is the pipe circumference, k is the thermal conductivity, T is the temperature and \dot{q}_e is the heat loss per unit length [7]. \dot{q}_e is positive for heat loss from pipe to surroundings. This equation can be interpreted as an advection equation with a source term $-\dot{q}_e$.

Eq. (1) can be simplified by deleting the negligible terms. The conditions for neglecting diffusive heat transfer in the pipe can be checked using the Péclet number. Van der Heijde et al. [50] verified that heat diffusion can be neglected in most of the operational range of thermal network pipes. The effects of pressure loss, wall friction and the dissipation of these losses as heat are negligible, but could be added to the model without much effort. Rewriting (1) by removing the neglected terms yields:

$$\frac{\partial(\rho c_p A T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_p A v T)}{\partial x} = -\dot{q}_e \quad (2)$$

The heat loss per unit length is assumed to be proportional to the temperature difference between the water in the pipe and the undisturbed ground or ambient. The remainder of this paper uses simple formulas for calculating the thermal resistance of an insulated cylinder, either suspended in air or buried underground. The actual calculation of the equivalent resistance between the water and reference (air or soil) temperature is not explained here, since the remaining derivation of the model equations is independent of the resistance value.

Assuming that axial diffusion is negligible, the temperature change of an element of fluid between inlet and exit depends only on its initial temperature and on its residence time in the pipe. For a double pipe system, there will also be a mutual influence of the temperatures in the two pipes, as studied by van der Heijde et al. [50]. Due to the lack of experimental validation data for this problem, only the single pipe model is treated in the remainder of this paper.

For the study of a single pipe through which water flows, a Lagrangian approach is suggested. In this approach, the observer travels

along with a moving fluid parcel.

The heat capacity per unit length of the water in the pipe is $C = A c_v \rho$. We assume that there is a known thermal resistance per unit of length R between the fluid temperature T and the surroundings at T_b , for example as calculated by Wallentén [17]. The temperature of the fluid is presumed to be uniform throughout the cross section of the pipe (see van der Heijde et al. [50]). The change of the temperature of the material surrounding the water is neglected for now.

Since the observer is attached to the moving fluid parcel, there is no notion of the spatial coordinate at which the parcel is located. Hence, the energy balance equation for a parcel with an infinitesimal length δx can be found as

$$\frac{dCT(t)}{dt} \delta x = -\frac{T(t) - T_b}{R} \delta x \quad (3)$$

δx appears on the right hand side of the equation as part of the total resistance of the parcel $R/\delta x$. (3) is integrated with respect to dt and dT , where the integration bounds are the inlet and outlet temperatures for variable $T(t)$ and inlet and outlet time for t . The temperature of the surroundings T_b is also variable, but due to the large inertia of the ground, its fluctuation is much slower than the temperature dynamics in the pipe. After rearranging such that the variables are at separate sides of the equation, we obtain:

$$\int_{t_{in}}^{t_{out}} \frac{dT}{T - T_b} = -\frac{1}{RC} \int_{t_{in}}^{t_{out}} dt \quad (4)$$

and hence

$$T_{out} = T_b + (T_{in} - T_b) \exp\left(-\frac{t_{out} - t_{in}}{RC}\right) \quad (5)$$

This is the same result as found by Velut and Tummescheit [41].

In this derivation, no assumptions have been made about flow velocity. Since the solution for the outlet temperature only depends on the time delay $t_{out} - t_{in}$, the velocity can have any profile. However, care must be taken when the flow velocity becomes so small that diffusion cannot be neglected any more.

For the implementation in Modelica, it is assumed that the calculation of the fluid and temperature propagation can be separated from the heat loss calculation. This allows us to use the `spatialDistribution()` operator as defined in the Modelica Language Specification [7] to calculate the advection of fluid through the pipe. At the two ends of the pipe, the heat loss and temperature drop are calculated based on the propagation time, the temperature of the fluid when it entered the pipe and the boundary conditions.

The heat loss calculation takes into account the flow direction. Only the heat loss component at the outlet of the pipe, relative to the current flow direction, is active, while the opposite component just passes the fluid into the pipe.

2.2. Delay time

In order to know the delay time of any fluid parcel in the pipe, its inflow time t_{in} is stored and compared to the current simulation time when the fluid leaves the pipe. Hence, t_{in} is considered as a property of the fluid. Fluid properties that are transported through the pipe, such as enthalpy, can be described by the one-dimensional wave equation,

$$\frac{\partial z(x,t)}{\partial t} + v(t) \frac{\partial z(x,t)}{\partial x} = 0, \quad (6)$$

where $z(x,t)$ is the transported quantity. The solution of the one-dimensional wave equation will be approximated using the `spatialDistribution()` operator.

The advantage of the `spatialDistribution()` operator is that it can easily cope with zero flow and flow reversal. Although the differential equation that Velut and Tummescheit [41] used would yield comparable results, it has the difficulty that the time delay must be

reinitialized every time after zero-flow, which is circumvented with this method.

2.3. Thermal inertia

To account for the thermal inertia of the pipe wall, thermal capacities are added to the pipe model. Due to the linearity of the thermal calculations, the location of this capacity at the inlet or outlet of the pipe does not matter, as long as the flow direction remains constant. When flow reverses, e.g., at t^* where $\lim_{t \rightarrow t^*} \dot{m}(t) \cdot \lim_{t \rightarrow t^*} \dot{m}(t) < 0$, an assessment for each fluid parcel would be necessary. However, this is a shortcoming that will only have a limited effect, since the thermal capacity of the pipe wall is usually smaller than that of the water flowing through it.

In the Modelica implementation, the thermal capacity of the pipe wall is represented by a single capacitance per pipe segment, located at the outlet of the pipe, i.e. under design flow direction. Benonysson [19] used the same approach. The thermal capacity of the pipe wall is represented as an equivalent water mixing volume. Apart from approximating the correct thermal dynamic behaviour, this volume hydraulically separates adjacent pipes, thus simplifying the pressure calculations by avoiding systems of nonlinear equations.

2.4. Hydraulic behaviour

Hydraulics in the model are based on the `HydraulicDiameter2` model from the Annex 60 library [6], currently developed as the IBPSA Project 1 library. The pressure drop is linked to the mass flow rate using a quadratic relation with a fixed proportionality constant K , which is calculated from the pipe equivalent length and the pressure drop during nominal conditions. Below the critical Reynolds number, the function is regularized in the neighbourhood of zero mass flow rate in order to make it twice differentiable. Otherwise, the derivative of the mass flow rate with respect to the pressure difference would not exist at zero flow rate (see Wetter et al. [6]).

2.5. Solution methods

The model described in this section is implemented in Modelica and compiled and simulated in Dymola. This software package compiles the Modelica code into executable C code according to the selected solution method. Different solver choices are available, ranging from Euler, second and fourth order Runge–Kutta, Dassl (Petzold solver) etc. In the results hereafter the Dassl solver is always chosen. Further discussion of the solution methods is outside the scope of this paper.

3. Experimental validation

This section discusses the experimental validation of the proposed model for a single pipe segment.

3.1. Experimental set-up

The experimental set-up at the Thermodynamics Laboratory of the University of Liège (ULg), shown in Fig. 1, is composed of one 39 m single steel pipe. The design of the test bench allows studying the influence of flow velocity and inlet temperature steps on the outlet temperature.

The pipe has an inner diameter of 52.48 mm, a wall thickness of 3.9 mm and is surrounded by 13 mm insulation. Its thermal conductivity is 0.04 W/(m K). The density of the pipe wall is 8000 kg/m³ and its specific heat capacity is assumed to be 500 J/(kg K) [51]. Natural convection from the outer surface of the pipe to the surrounding air

is approximated by a heat transfer coefficient of 4 W/(m² K) [52].

The ambient temperature near the pipe is measured by a type T thermocouple, which is shielded to prevent radiation influence. Inlet and outlet water temperatures are measured by type T thermocouples directly immersed inside the pipe to avoid measurement delay usually caused by immersion sleeves. Due to test bench constraints, the maximum flow velocity considered is 1 m/s. In a typical district heating network, the flow velocity is generally lower than 2 m/s [53–55] to limit pressure losses.

The inflowing water is heated by a modulating 350 kW natural gas boiler and the volume flow rate is measured by a mechanical volume flow meter with pulse counter (4 pulses per litre) with a nominal volume flow rate of 6 m³/h. Temperature steps are obtained by means of modulating the power output of the boiler. The inlet temperature of the pipe was measured and these measurements are used directly as an input to the simulations. Before each test, the pipe was flushed with water from the city's water supply system for about 10 min to bring the system to steady-state. Hereafter, the boiler was switched on and the water was heated until the desired inlet temperature was reached.

The data acquisition system is a National Instruments (NI) cDAQ 9188 coupled with an NI9213 card to read out the thermocouple measurements and an NI9401 card for pulse counting. Table 1 lists the accuracy of each sensor. The temperature measurements have been rounded off to one decimal place.

A number of experiments have been performed with various mass flow rates and temperature steps, as described in Table 2. T_0 indicates the initial temperature of the water at the inlet of the pipe, while T_{max} is the maximal water inlet temperature during the experiment. The temperature evolution during all of the experiments is represented in Figs. 2–5. During each of the experiments, the mass flow rate was kept constant. The experimental data can be accessed in the Annex 60 repository³ by the respective data set names.

All of the cases presented in Table 2 use the measured inlet temperature profile of the pipe and the indicated mass flow rate as input. The fluid temperature inside the pipe is initialized as a linear interpolation between the measured inlet and outlet temperatures at the start of the test. The time delay is initialized using the fixed mass flow rate of each experiment.

The root mean square error of the simulated outlet temperature T_{sim} with respect to the measured outlet T_{mea} is calculated as

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_{mea,i} - T_{sim,i})^2}, \quad (7)$$

where n is the number of measurement points.

3.2. Results

Figs. 2–5 show three lines in the upper graph; the simulated and measured output are shown solid, and the dashed line shows the delayed input. This is the temperature that would be measured at the outlet without heat losses, without heat transfer in the axial and radial direction, with perfect plug flow and without thermal inertia, i.e. only considering the temperature propagation. In the lower graphs, the difference between measurement and simulation is plotted in terms of outlet temperature and heat loss. The dashed red line shows the measurement error given the accuracy of the thermocouples (see Section 3.3).

Experiments A and B investigate the influence of the pipe's heat losses and thermal inertia on the outlet temperature for two water velocities (~ 0.3 and 1 m/s) which are typically encountered in the ULg district heating network. The influence of heat losses is correctly represented by the model. The thermal inertia of experiment A (Fig. 2) is also approximated well, except for an underestimation of the inertia at

² See model `IBPSA.Fluid.FixedResistances.HydraulicDiameter`.

³ Openly accessible via <https://github.com/ibpsa/modelica-ibpsa>.

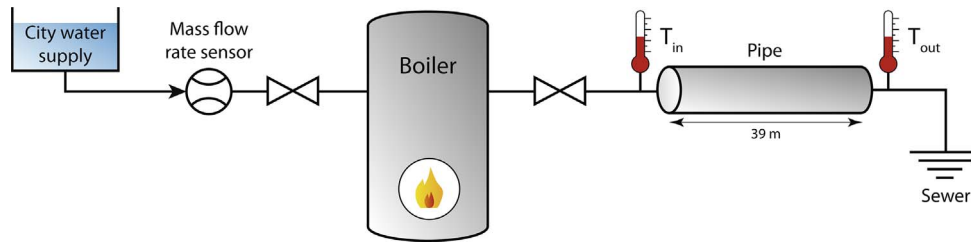


Fig. 1. Test rig diagram.

Table 1
Accuracy and ranges of the sensors used on the test rig.

Sensor	Accuracy	Range
Type T thermocouple	0.3 °C	–40 to 120 °C
Volume flow rate	3%	0.48–12 m ³ /h
N19213	0.6 °C	–

Table 2
Conditions of experiments for one single pipe.

Exp.	Data set	T ₀ [°C]	T _{max} [°C]	\dot{m} [kg/s]
A	PipeDataULg151202	18	52	0.589
B	PipeDataULg160118_1	18	39	2.269
C	PipeDataULg151204_4	28	60	1.257
D	PipeDataULg160104_2	15	35	0.249

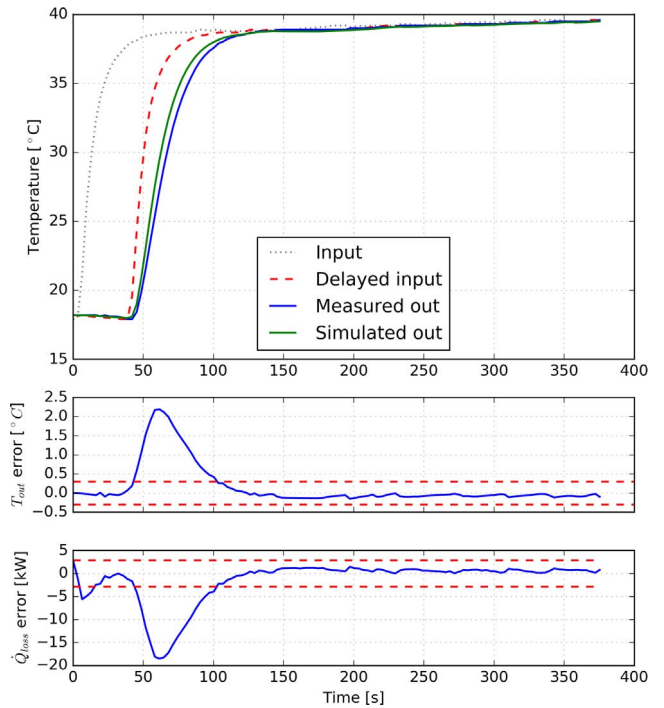


Fig. 3. In Experiment B, the highest flow velocity (water velocity: 1 m/s) was tested, resulting in relatively high deviations during the temperature transition.

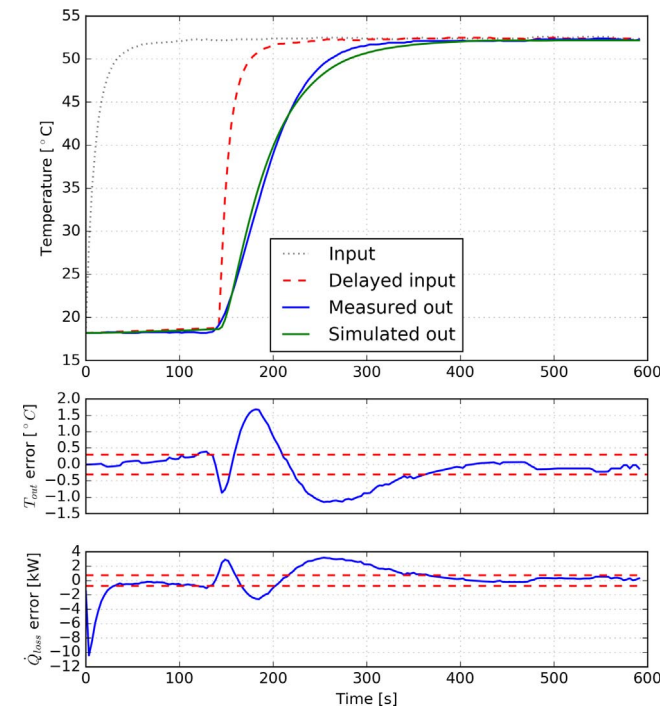


Fig. 2. The validation results for Experiment A (water velocity: 0.3 m/s) show good agreement between measurements and simulation. The red dashed lines in the lower two plots mark the accuracy of the temperature measurements and of the difference in heat losses. (For interpretation of the references to colour in this figure legend, the reader is referred to the web version of this article.)

the beginning of the temperature increase, followed by a slight overestimation toward the steady-state at about 50 °C.

Experiment B is characterised by a higher water velocity, which is translated to a smaller delay time in Fig. 3 compared to Fig. 2. Here the simulated outlet temperature rises faster than the measurements during

the whole temperature step, followed by a nearly zero, but slightly negative error.

Experiment C (Fig. 4) is characterised by an upward temperature step followed by a downward step, which corresponds better to situations encountered in a real thermal network. The thermal inertia is underestimated as for Experiment B. This underestimation leads to a slightly faster temperature change than measured. The fact that the temperature error is the same for B and C, while the mass flow rates are different, could be explained by the difference in temperature step. A higher temperature step would most likely lead to a higher error.

Experiment D (Fig. 5) studies a low water flow velocity of around 0.12 m/s, combined with a gradual temperature change. During the temperature increase, the simulated output seemingly lags about 20 s behind the measurement, compared to a total transport delay of 330 s. During the temperature decrease, the temperature delay between measurement and simulation is less than 5 s, but now in the other direction, i.e. the measurements seem to lag behind the simulations. The temperature discrepancy between simulation and measurements, however, stays within the measurement accuracy for most of the time.

Table 3 shows the error statistics for the different experiments. The initialization period has been disregarded in the calculation of these statistics in order to only account for the relevant model error.

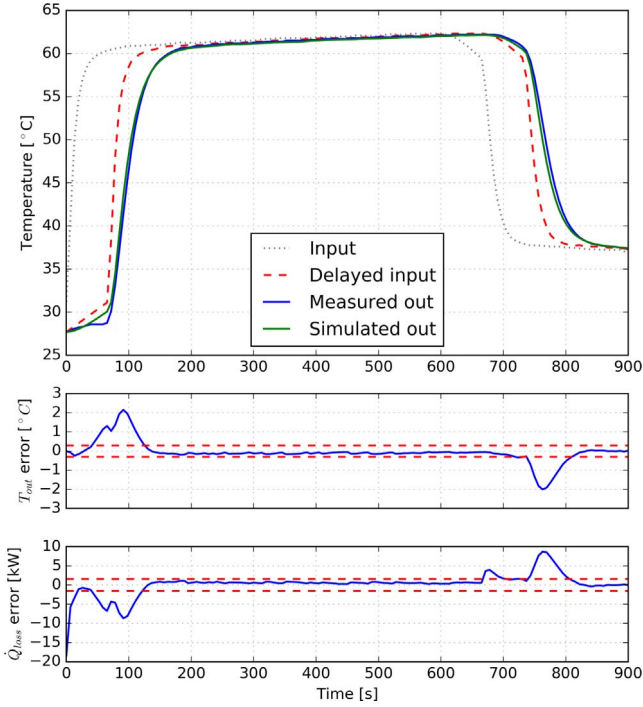


Fig. 4. Experiment C is characterised by two temperature steps in opposite direction. The intermediate water velocity (water velocity: 0.64 m/s) results in errors that are larger than is to be expected from the accuracy of the temperature sensor, but lower than for Experiment B.

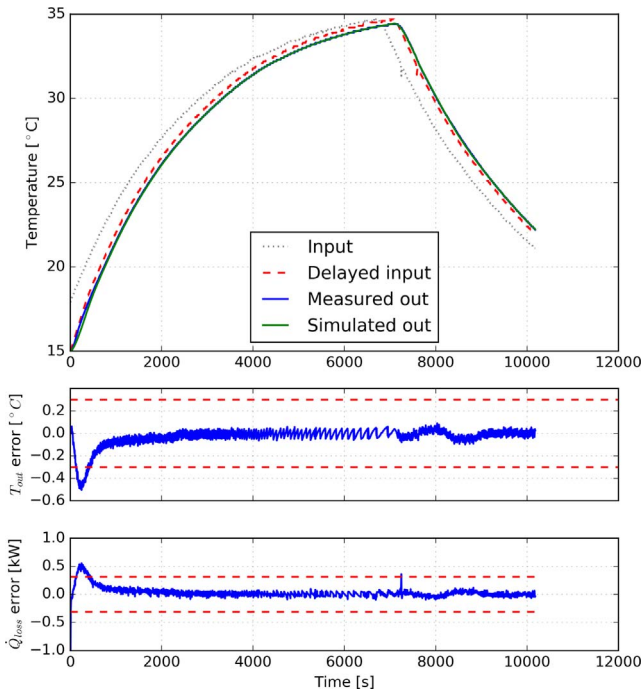


Fig. 5. The simulation results of experiment D, characterised by a gradual temperature change (water velocity: 0.12 m/s), fit very well to the measurement data. Outlet temperature and heat losses are within their respective accuracy bounds for most of the time. The jagged error lines are a result of rounding of the measurement data to reflect the measurement accuracy.

3.3. Discussion

The model seems to slightly underestimate the thermal inertia for high water velocity, but overestimates it when the water velocity is lower. This behaviour can be explained by the assumption of a single

Table 3

Root mean square error (RMSE), average error and standard deviation of the error for the simulations and measurements from the single pipe experiments.

Experiment	RMSE [°C]	Avg. error [°C]	Std. dev. [°C]
A	0.65	−0.14	0.286
B	0.60	0.17	0.573
C	0.56	−0.11	0.551
D	0.10	−0.09	0.055

capacity to represent the whole pipe, whereas a discretized pipe can achieve slightly more accurate results. Furthermore, it is expected that axial mixing and diffusion do have a small yet noticeable influence, contrary to the assumptions in the model. However, there is a good agreement between the model and the experimental data for the outlet pipe temperature.

Another explanation for the inaccuracy during temperature steps could be due to slight discrepancies in the mass flow rate measurement. Indeed, varying the mass flow rate within the accuracy range of the meter often leads to better correspondence between the two temperature evolutions. Finally, the temperature of the test rig’s surroundings is assumed to be constant at 18 °C. Variations of this temperature could also explain part of the discrepancy in Experiment D.

Figs. 2–5 also show the difference in heat losses between the simulation and measurements. For convenience, the minimal discernable heat loss is also shown on the graph using dotted red lines. Within this band, the difference in heat losses can be attributed to temperature measurement inaccuracies at a constant mass flow rate:

$$\dot{Q}_{min} = c_p |\Delta T_{min} \dot{m}|. \tag{8}$$

The heat losses remain well within the accuracy band, except for when a temperature step travels through the pipe. Then, the heat loss difference between simulations and measurements rises just as the temperature errors do. Again, the initialization phase is not accounted for because of lack of information on the initial state of the water in the pipe.

While the root mean square error (see Eq. (7)) is about twice the measurement accuracy except for Experiment D, the average error is well below this accuracy. Experiment D shows a particularly good fit, which is believed to originate from the smoother changes in temperature in this experiment. In these results, the discrepancy between measurements and simulation most likely originates from a small inaccuracy in the pipe dimensions and material properties. This presumption is additionally confirmed by the steady state temperature error in Experiments B and C, whose value is slightly below zero.

It is remarkable that the model performs well with only a few geometric parameters, namely the diameter, insulation thickness and an approximative heat conduction coefficient. This corroborates the robustness and simplicity of the presented plug flow model.

4. Comparison with discretized pipe model

This section shows the application of the presented model to a real case study and serves to discuss and validate its performance. The plug flow model’s results are compared to that of a commonly used model, namely the dynamic pipe model (Modelica.Fluid.Pipes.DynamicPipe) from the Modelica Standard Library (MSL) version 3.2.2.⁴

4.1. Case description

The test case is a part of a district heating network in Pongau, Austria. The network topology and its lengths are represented

⁴ Accessible from <http://doc.modelica.org/>.

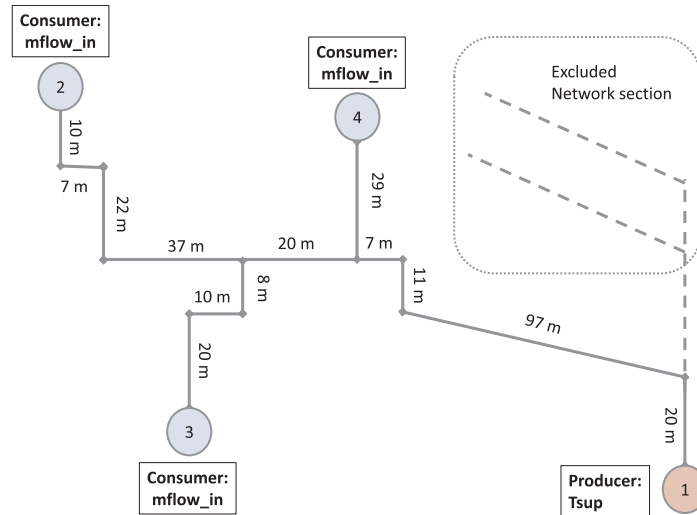


Fig. 6. Schematic representation of the considered district heating network in Pongau (Austria).

schematically in Fig. 6. All main pipes are of type DN80, with further technical details summarised in Table 4. The pipes from the main line to the substations are of type DN25, but without further information about the amount of insulation. Two main branches depart from the producer: one supplies the three studied consumers, the other connects a part of the network that is excluded from the study. Measurements are taken for the supply temperature and mass flow rate at the producer and three consumers. The measurements are taken during a winter week.

Because the pipes are buried at about one meter depth, the heat resistance of the soil has to be considered. The overall thermal resistance of the pipe per unit length R is the sum of the heat resistance of soil and pipe:

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln\left(\frac{d_c}{d_o}\right) + \frac{1}{2\pi\lambda_g} \ln\left(\frac{2H}{d_c}\right), \quad (9)$$

where $d_c = d_o + 2s_i$ is the diameter of the pipe casing, assuming a thermal conductivity for the ground λ_g of 2.4 W/(m K), the overall thermal resistance per unit length R is 4.92 m K/W for the DN80 pipes. For the DN25 pipes between the main line and the customers, a jacket pipe (diameter outside insulation) of 70 mm is chosen, in the absence of more specific information about the installed pipes.

The MSL model is a finite volume model and the number of segments n per pipe is chosen to be one element per meter. For a second comparison, a rougher discretization of only two elements per pipe segment is chosen. For this implementation, one thermal resistance is used. All elements of one pipe have equal length. The IBPSA Modelica Library model for liquid water with constant density (IBPSA.Media.Water) is used in all models.

The same Dassel solver and simulation tolerance (1×10^{-5}) are used in both cases. The first 6 h of the simulation results are affected by initialization of the model and therefore omitted.

The supply temperature of the source varies between 90 °C and

Table 4
Technical details of pipes in test case.

Dimensions	DN80	DN25
Inner diameter d_i	0.0825 m	0.0273 m
Outer diameter d_o	0.0889 m	0.0337 m
Insulation thickness s_i	0.045 m	0.0182 m
Buried depth H	ca. 1 m	ca. 1 m
Insulation parameters	Both	
Material	Polyurethane	
Heat conductivity (average at 50 °C)	0.024 W/(m K)	

105 °C, see Fig. 7. The data shows fluctuating mass flow rate at the substations, especially at substation 2, with periods of zero mass flow rate at the substation 4.

4.2. Results

The simulation results at substations 2 and 3 (Fig. 8a and b) show how both pipe models match with the temperature profile of the measured data. Slight temperature and timing differences are apparent, but this is to be expected from the uncertainty on the measurements. The first six hours are not shown because the simulation is still initializing.

Nevertheless the heat transfer coefficients tend to be underestimated, mostly for substation 2. Such underestimation might be explained by the uncertainty related to the definition of the heat loss coefficient. The influence of insulation material ageing, as discussed by Kristjansson and Bøhm [56] and De Boer et al. [57] is not taken into account, and neither is the temperature dependency of the thermal conductivity. On the other hand, the assumption of a relatively high thermal conductivity of the soil might have partially compensated these

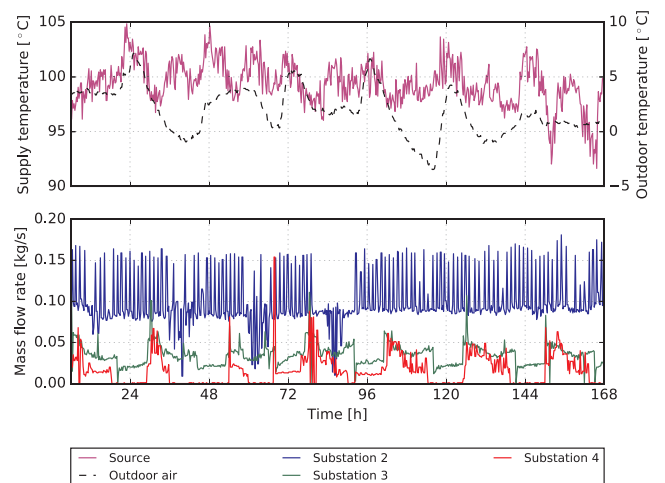
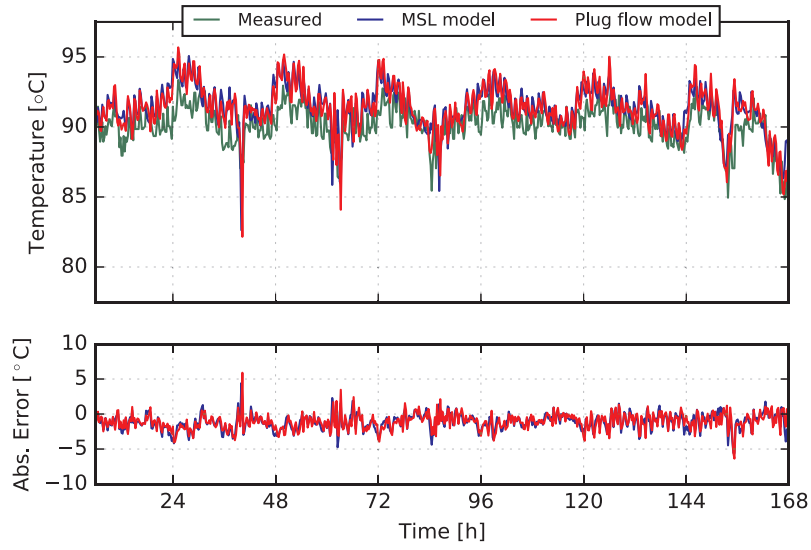
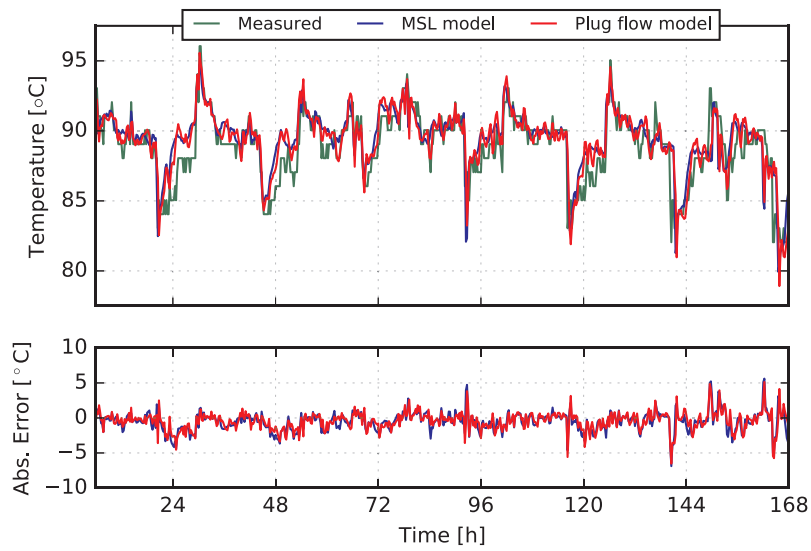


Fig. 7. Input data. Upper graph: supply temperature to the network (solid magenta, left scale) and outdoor air temperature (dashed black, right scale). Lower graph: mass flow rate at the three substations. Notice zero flow periods at substation 4. (For interpretation of the references to colour in this figure legend, the reader is referred to the web version of this article.)



(a) Substation 2



(b) Substation 3

Fig. 8. The simulation results with MSL and plug-flow model for substations 2 and 3 show that both models yield similar results, and are approximately equally offset from the measurement data.

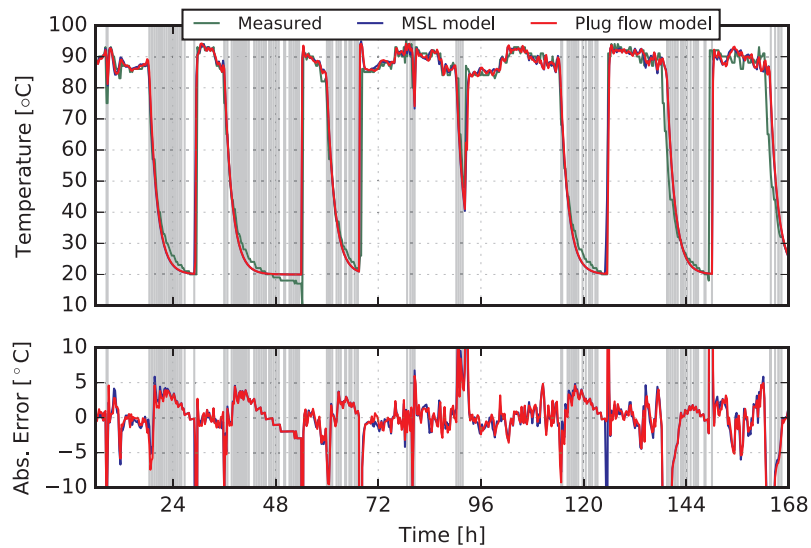


Fig. 9. The behaviour of both models after periods of zero flow (shaded in grey) is shown for substation 4. Again, both models yield very similar results.

Table 5
Temperature relative error ϵ , temperature average error and its standard deviation for the three considered consumers of the test network.

Subs.	MSL model (1/m)		MSL model (2/pipe)		Plug flow model	
	ϵ [-]	Avg. err. [°C] (std. dev.)	ϵ [-]	Avg. err. [°C] (std. dev.)	ϵ [-]	Avg. err. [°C] (std. dev.)
2	-0.11	1.05 (1.34)	-0.11	1.13 (1.15)	-0.12	1.10 (1.15)
3	-0.01	0.40 (1.52)	-0.02	0.53 (1.36)	-0.02	0.46 (1.29)
4	0.06	0.33 (8.74)	0.06	0.46 (8.65)	0.06	0.37 (8.55)

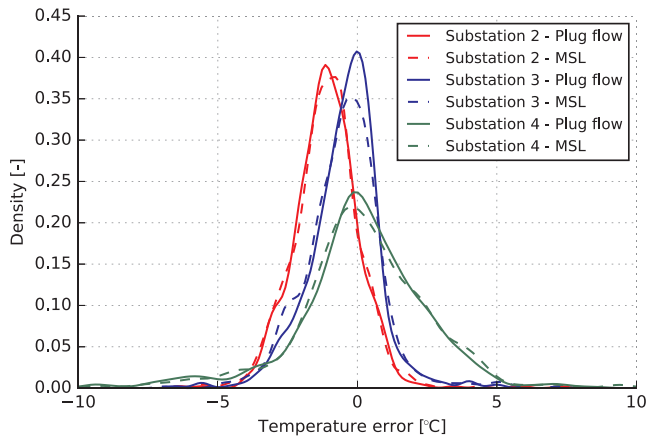


Fig. 10. Error density plot of all substations for plug flow (solid) and MSL model (dashed lines). Both models show comparable accuracy, with a slightly lower standard deviation for the plug flow model in the studied error range. The mean error of substation 2 shows that both models have a systematic offset as a result of incorrect input parameters.

Table 6
Model complexity statistics of plug flow and MSL models.

	MSL (1/m)	MSL (2/p)	Plug flow
<i>Original</i>			
Number of components	1569	145	228
Unknowns	9901	1035	1659
(of which scalars)	22,838	1102	1288
Differentiated variables	899	41	29
Equations	6007	859	1267
<i>Translated</i>			
Continuous time states	303	17	23
Time-varying variables	4252	242	355
Alias variables	8733	445	767
Sizes of lin. systems of equations	{ }	{ }	{ }
After manipulation of lin. sys.	{ }	{ }	{ }
Sizes of nonlin. systems of equations	292 × {1}	{1, 1, 1, 1, 1}	{ }
After manipulation of the nonlin. sys.	292 × {1}	{1, 1, 1, 1, 1}	{ }
Number of numerical Jacobians	0	0	0

simplifications.

The results for the temperature profile at substation 4 (Fig. 9) clearly match the measured data for periods of normal operation. There are some misalignments after and before flow standstill, but both the MSL and plug flow pipe results show the same error so the reason is expected to be due to measurement inaccuracies.

The temperature measurements are simulated using a model for a temperature sensor with a non-zero time constant. This means that when the mass flow rate is zero, the sensor (and the water in the pipe) gradually cools down to ambient temperature. This cooling effect is needed in the case of the plug flow model, since it can only correctly represent the outlet temperature and heat losses of the pipe after the flow has started in either direction again. As long as the flow rate remains at zero, the water temperature at both pipe inlets and outlets

stays constant. For fair comparison, the same temperature sensor is used in the MSL implementations. From the measurements it is clear that the surroundings are not at a constant temperature, but for simplicity a temperature of 20 °C was assumed for the simulations. The time constant of this cooling process was tuned so as to approximate the cooling behaviour at zero flow appropriately. After the water flow starts again, the actual outlet temperature is recalculated using the presented model.

In order to assess the quality of the models, three parameters, analogous to the ones described by Gabrielaitiene [27] are used: the average error calculated as the difference between simulated and measured temperature at each substation, the standard deviation of the average error and a relative error ϵ of the temperature prediction at the substations, calculated as

$$\epsilon = \frac{(T_{pro} - T_{sub})_{sim} - (T_{pro} - T_{sub})_{mea}}{(T_{pro} - T_{sub})_{mea}}, \quad (10)$$

where the subscripts stand for production *pro*, consumer or substation *sub*, simulated *sim* and measured *mea*.

A summary of the errors for both used models is presented in Table 5. To avoid distorting the value of these parameters, only meaningful values were taken into account, hence the first 6 h as well as any period of zero mass flow rate are disregarded. In addition, Fig. 10 shows the approximate error density plots at all substations and for both models within the error range [−10 °C, 10 °C]. This shows that both models perform more or less equally, with a slightly lower standard deviation for the plug flow model in the considered error range. Substation 4 is shown to have a larger deviation than the other two substations. This figure also confirms the systematic deviation of the simulation results in Substation 2.

The small relative errors indicate that both models perform similarly and adequately regarding the simulated temperatures. The negative sign confirms the observed underestimation of the heat losses. The plug flow model has slightly larger average errors than the highly discretized MSL model (1/m in Table 5), but the standard deviation is slightly lower. This shows that the accuracy of both models is comparable. The MSL model with only two elements per pipe (2/p) also shows similar statistics, although the average error is slightly larger than the previous two.

Furthermore, the model complexities of the plug flow model and both of the MSL model discretizations are compared in Table 6. Empty curly brackets “{ }” denote the absence of a linear or nonlinear system. The notation of a number *x* times {1} means that there are *x* nonlinear systems of size 1. The plug flow model stands out because of the absence of nonlinear systems, as a result of the pressure state between each pipe. The MSL implementation with two elements per pipe (2/p) appears to be the least complex when comparing most of the other statistics.

Based on 50 consecutive runs of each of the implementations of the case in Pongau, the plug flow model has the lowest translation and simulation time, closely followed by the MSL pipe model implementation with 2 elements per pipe (see Fig. 11). The plug flow implementation has an average CPU time of 1.92 s, the MSL with 2 elements per pipe of 3.25 s. These two implementations largely outperform the MSL pipe model with one element per meter, which averages at a translation and simulation time of 130.25 s, i.e. 68 times slower than the plug flow model on average. These results were compared on a Dell Latitude E7470 device with an Intel® Core™ i7-6600U 2.60 GHz with 2 cores (4 logical processors), of which one was used for each simulation; the device has 16 GB RAM and runs Windows 10 as operating system. Dymola 2017 FD01 was used with a Visual C++ 2015 express edition (14.0) compiler.

9. Simulation Models to Size and Retrofit District Heating Systems.

Article

Simulation Models to Size and Retrofit District Heating Systems

Kevin Sartor 

Thermodynamics Laboratory, University of Liège, 4420 Liège, Belgium; kevin.sartor@ulg.ac.be;
Tel.: +32-4-366-4820

Received: 30 October 2017; Accepted: 28 November 2017; Published: 1 December 2017

Abstract: District heating networks are considered as convenient systems to supply heat to consumers while reducing CO₂ emissions and increasing renewable energies use. However, to make them as profitable as possible, they have to be developed, operated and sized carefully. In order to cope with these objectives, simulation tools are required to analyze several configuration schemes and control methods. Indeed, the most common problems are heat losses, the electric pump consumption and the peak heat demand while ensuring the comfort of the users. In this contribution, a dynamic simulation model of all the components of the network is described. It is dedicated to assess some energetic, environmental and economic indicators. Finally, the methodology is used on an existing application test case namely the district heating network of the University of Liège to study the pump control and minimize the district heating network heat losses.

Keywords: district heating network; dynamic modeling; CHP plant; modelica

1. Introduction

Nowadays the domestic hot water and the domestic space heating count towards approximately 20% of the total energy consumption in the European Union [1,2]. This part is extended to 31% if the ones of industrial and tertiary buildings are considered [3]. This thermal energy (more than 300 Mtoe) mainly comes from fossil fuels, 66 %, and only 13% from renewable ones. On another hand, about 1% of the total energy consumption is dedicated to the cooling of buildings (all fields).

From an environmental point of view, this energy consumption produces wide CO₂ and pollutant emissions. These emissions are harmful for the environment (e.g., increase of the world temperature, eutrophication of grounds, etc.) and for humanity. Indeed, the World Health Organization estimates that 5% of the world population die each year due to outside air pollution, mainly due to energy use (e.g., particles, NO_x emissions, etc.) [4].

Therefore, energy systems with high energy efficiency and low pollutant emissions have to be developed and widely used to avoid these issues. The European Union has proposed several energy directives, supported by academia [5], to encourage the use of a district heating network (DHN) [6] and their related limitations [7], renewable sources and combined heat and power plant; in particular, the EU estimates that 50% of its heating and cooling demand should be fed by DHN in 2050 [8]. Fourth generation district heating networks, widely described in [9], are one of the future energetic transition solutions as they combine low energy building, high conversion energy systems and smart energy generation. However, the European building stock is quite old—about 40% of the buildings stock was built before 1960 and 45% was built between 1961–1990 [10]. On the other hand, the new building construction rate is quite limited (about 0.5% in Belgium for example [11] and less than 0.7% for EU28 [12]). This leads to a reduced penetration of new low energy buildings and the related fourth generation of the district heating network. Moreover, the energetic performance of the current buildings stock is quite limited [12]. Thenceforth, other major topics of the energetic transition are to

improve the building envelope of current buildings to reduce the heat demand [13] and to improve the heating systems to supply them [14]. This contribution tends to propose a methodology compatible with all generations of DHN to perform integration and retrofit studies to improve the current building stock heating.

The focus of this study is performed on DHN given they are an efficient way to supply heat to buildings [15,16], especially if they are fed by renewable energy systems capable of reducing CO₂ emissions [17]. Therefore, retrofit studies of current neighborhoods or towns should be a part of the energetic transition as well as a retrofit of existing DHN. Indeed, a lot of existing DHN are high temperature DHN (For example, more than 40% of the DHN-delivered heat is from high temperature DHN (>120 °C) in France [18]) leading to high heat losses.

To perform these studies, simulations and planning tools are required to consider the integration of renewable energy systems and assess their efficiency and influence into the environment while ensuring comfort into buildings. Indeed the heat transport can reach some hours in large DHN due to the reduced speed of the fluid carrier, typically one or two meters per second to limit the electric pump consumption [19–22]. Therefore, dynamic simulation tools are also required, while optimizing the operation of existing DHN through dedicated optimized control strategies [23–25], which is considered as a future challenge to improve DHN [9].

Previous works intended to assess the energy, economic and environmental performances of a DHN fed by a biomass CHP plant [26] and to study with some scenario improvements [27]. However these works were based on existing heat demand curves to assess global system performance, i.e., only the heating plant was really studied. In this contribution, an extension of these works is proposed to consider the dynamic behavior of DHN and assess the heat demand of consumers while ensuring their comfort. The developed tools are also able to study complex control strategies and renewable sources integration as wind turbines or solar energy systems whose generated heat and power fluctuate more by nature. In this contribution, the control strategy of heat generation is the only solution which is considered.

On the other hand, some professional software is available on the market as Bentley [28], Modelon [29] or Schneider Electric [30] software. However they are dedicated to the optimization of the DHN itself (temperature and electric pump consumption) without considering the part load performance of heating systems such as the CHP plant, the plant subsidies, the comfort inside the buildings or the CO₂ and pollutant emissions.

The current contribution is intended to present the methodology used to assess the dynamic global system performance. An open-source programming platform is selected and used, namely Modelica [31], to propose a validated tool for plant owners or for communities considering a DHN as a heating system. Moreover, several existing open-source libraries are available to simulate a lot of DHN and building configurations to make the developed tool as generic as possible. Finally, the developed tool can be used as a decision tool for design or retrofit of such installations as it takes into consideration energy, environmental and cost approaches.

The considered tool is applied to an existing DHN fed by natural gas boilers and biomass CHP plant of the University of Liège. The study of a control strategy is performed to optimize the electric pump consumption while keeping the DHN heat losses at a reasonable level and ensuring the comfort of DHN users.

2. Problem Statement

A district heating network can be seen as the combination of three main components. Basically, it is composed of heat sources, renewable or not, where energy is produced or recovered from processes; sinks, namely buildings; and a network piping that transports energy from one to the other. To size or retrofit a district heating network, several characteristics of each component are required to assess the DHN performances correctly. For example, heat losses due to a determined DHN insulation involve a related overall heat demand; the heat demand profile of the buildings connected to a DHN involves a

minimal thermal power of heating installation systems (and so investment costs). Despite some of these characteristics being found in the literature, in this contribution, they are assessed by several models described later to capture a more precise performance of the system and its dynamic behavior to ensure the users' comfort.

The present research focuses on the dynamic modeling of heat sources and related piping systems. The heat demands of consumers are assessed by internal simulations performed. In order to assess the technical solutions investigated, it is proposed to define several indicators. For this purpose, the economic, energy, environmental and exergy approaches are considered.

The energy approach consists of an assessment of the energy conversion efficiency of an energy system. It is used to quantify the primary energy requirements of a process and the related costs. The environmental one is dedicated to assessing the influence of the process use on the environment. Despite the fact that a lot of environmental criteria are available in Life Cycle Analyses, such as the use and the eutrophication of land and ozone layer depletion, only the CO₂ and the restricted pollutant emissions will be considered in this contribution. The economic approach is generally the main criterion for the choice of a technical solution. Therefore, several costs have to be considered. Investments, maintenance and operation costs are used to assess the total energy produced cost of a system. Reliable information about generic costs of domestic and industrial energy systems are respectively available in [32,33], while energy costs are available in [34]. However, the proposed tool in this contribution is able to assess precisely the energy costs of a defined scenario case in order to improve them by studying some other, alternative scenarios.

On the other hand, the energetic approach, based on the first law of the thermodynamics, is often misleading in ranking energy systems as it *does not always provide an indicator how the process is near the optimality* [35]. For example, a heat generation system uses, generally, high-grade energy i.e., electricity or fuel in a combustion process which reaches 1500 °C [36] to produce low-grade energy such as hot water at 55 °C [37]. In this case, the energy conversion of this combustion process is currently close to one but the quality of the energy is widely degraded. The exergy analysis, which is detailed in the following section, is able to rank energy systems because it is based on the first and the second laws of thermodynamics and states that despite the energy cannot be created or destroyed, its quality can be degraded up to an equilibrium state with the surroundings. Moreover, this analysis is able to point out the parts of the energy process which degrade the available exergy in order to improve them too. Therefore, in a sustainable global energy use, the exergy approach completes the energy approach.

Previously, some works [26,27,36,38] were performed to assess the performance of district heating systems based on all these approaches. However, they are based on the pseudo-dynamic behavior of the DHN. This involves some limitations while the heat transport delay inside the DHN was not considered, and so the related comfort could not be ensured, especially when the production systems can vary widely as it is the case with the use of renewable energy systems such as thermal solar systems. On the other hand, control strategies, such as heat demand peaks optimization [25], require dynamic modeling to ensure comfort inside the buildings. So, the current work is a dynamic extension of these previous works, able to consider all these features.

In this contribution, a retrofit of an existing system is studied dynamically. Previously, experimental data measured on the considered DHN show that the difference temperature between the supply and the return line is quite reduced. This behavior leads to a high pumping work and related electric consumption. So, it is proposed to consider a control strategy to minimize the electric pump consumption while ensuring the user's comfort inside the buildings fed by the DHN which is not currently ensured.

3. Modeling Methods

As discussed previously, three main parts compose a DHN, namely, the production plant, the pipes and the consumers. This section is dedicated to the presentation of the different modeling methods used to assess the performance of these parts based on the indicators required to rank these energy systems.

3.1. Energy Approach

To assess the production system's energetic performance, unidimensional thermodynamic models were previously implemented and validated on an application test case [26]. In this model, each subsystem of the energy system is modeled by zero-dimensional components where the relation between the input and output satisfies energy, mass and momentum balances. This modeling method is generic while geometric or specific characteristics can be used as input of the model: heat exchangers geometry; steam turbine, fan or pump characteristics, etc. Thus, energy conversion efficiency can be assessed during the whole year, considering off-design ambient conditions and part load operation of the plant. The heat systems off-design behavior is important to assess the annual mean system efficiency and to provide reliable estimates for energy and cost predictions.

For example, the studied CHP plant, detailed in the application test case section, is composed of steam turbines, heat exchangers and a boiler and is dedicated to produce heat and power. $P_{el,chp}$ and $P_{th,chp}$ represent respectively the net electrical power and heat generated by the CHP plant. $P_{prim,chp}$ denotes the primary energy used to generate $P_{el,chp}$ and $P_{th,chp}$. The electrical and thermal efficiency are defined respectively as:

$$\eta_{el,chp} = \frac{P_{el,chp}}{P_{prim,chp}} \text{ and } \eta_{th,chp} = \frac{P_{th,chp}}{P_{prim,chp}} \quad (1)$$

The total CHP efficiency is defined as $\eta_{chp} = \eta_{el,chp} + \eta_{th,chp}$. The assessed performance of this plant is available in Figure 1.

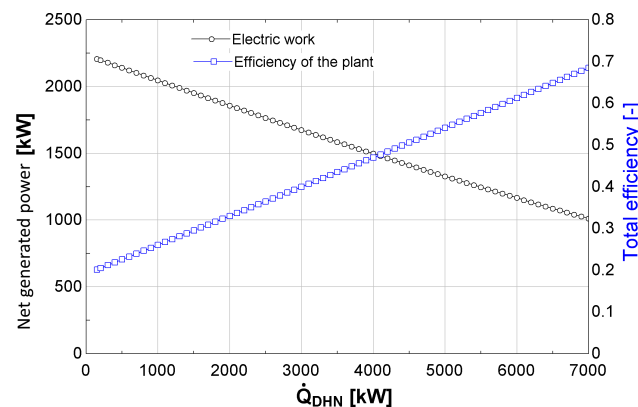


Figure 1. Combined Heat and power plant performance in function of the thermal output of the plant (validated on experimental data).

This methodology could be extended to each kind of thermodynamic system, renewable or not, to integrate them into the developed tool as it has already been performed for a heat pump in [27] or through a new dynamic simulation of boilers from [39]. In this case, the pseudo-dynamic approach is considered, i.e., the assessment for each time step of the performance of the system based on steady state performances (Figure 1 shows the studied CHP plant steady-state performances in function of the thermal load supplied to the DHN).

Indeed, the heat demand for a DHN can vary widely during the year (as depicted in Figure 2) as a function of the users' habit or climatic conditions. However, these changes generally occur slowly and the corresponding supply heat is limited due to technical constraints. For example, the control valves have mechanical inertia or the control system limits the temperature variation of the DHN to avoid too large an expansion of the material constituting the pipes. Therefore, this pseudo-dynamic modeling can be suitable for the developed tool.

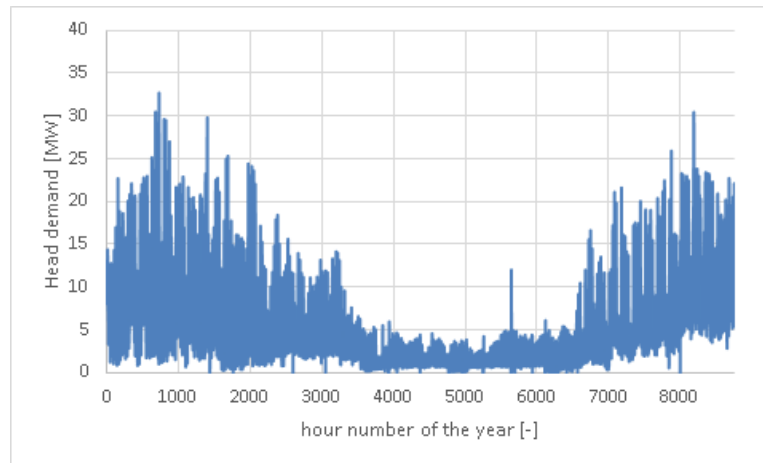


Figure 2. Hourly consumption of the studied District Heating Network in 2014.

As previously discussed, the heat transport modeling is required to assess the behavior of the heat transport inside a DHN. Indeed the temperature level reached a building has to be beyond a threshold to ensure the comfort inside the building connected to the DHN. Due to the heat transport delay induced by the large distance of piping network and reduced fluid velocity, the dynamic behavior has to be correctly assessed.

The heat transport modeling is based on a plug flow model to assess its dynamic behavior [40,41]. It is derived from the Lagrangian approach [42], i.e., the properties of each fluid particle are considered along their direction as a function of time, considering the energy balance in each cell with its environment [42]. It is assumed that the fluid carrier is incompressible, which is valid if water is considered and for low pressure variations [43]. This method was previously analyzed, developed [44] and validated under Matlab for different operating conditions and pipe layouts [45], but it has now been successfully ported to Modelica [46] and the related open-source Modelica library is available in [47].

To assess the delay time between the entry and the exit of a fluid parcel inside the pipe, the following equation is solved:

$$\frac{\partial z(y, t)}{\partial t} + v(t) \frac{\partial z(y, t)}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

where $z(y, t)$ is the transported quantity, y is the normalized spatial coordinate, t is the time, and $v(t)$ the normalized velocity. An approximation of the one-way wave equation was successfully introduced with the `spatialDistribution()` operator defined in the Modelica Language Specification [48].

This model considers the heat transport, thermal inertia of the pipes and the related heat losses.

Heat losses are assessed through a global heat transfer coefficient. The assessment of this coefficient is based on a bi-dimensional steady state heat transfer model, which considers the insulation, geometry and buried layout of the pipes [26].

A thermal capacity is added to the core pipe model at the outlet of the pipe to account for the thermal inertia of the pipe constituting material as [49].

The hydraulic behavior is assessed by a previously developed model denoted `HydraulicDiameter` of the Annex 60 Library [50]. In this case, the pressure drop is coupled to the mass flow rate using a quadratic relation.

An interested reader could refer to [46] for further details.

3.2. Environmental Approach

To complete the analysis from an environmental point of view, a detailed combustion model was previously performed [36] and validated on several fuels and boiler sizes to assess the CO₂ and regulated pollutant emissions of biomass combustion such as NO_x and SO_x. The developed model considers chemical reaction kinetics coupled to a zero-dimensional, steady-state thermodynamic model. The fuel as biomass could be specified as a general model C_mH_nO_xN_yS_z, where the subscripts are the ratio between the wet basis mass fraction of each component and its molar mass. The model is also able to consider natural gas as fuel under the form C_mH_nO_xN_yHe_z.

The assessed combustion products produced in the exhaust gas are 15 chemical species (H₂, O₂, H₂O, CO, CO₂, OH, H, O, N₂, N, NO, NO₂, CH₄, SO₂, SO₃). While the NO_x emissions at the equilibrium were overestimated [51], a complementary chemical analysis is performed to lead to a corrected thermal NO_x formation calculation with the assessment of the fraction of the fuel nitrogen, which is converted into NO_x [52].

The emphasis of the model on the NO_x emissions is performed to assess if the operator plant requires the use of a de NO_x fuel system leading to extra investments and operational costs, which are required for the economic indicator.

If other energy sources (electricity or heavy fuel) are used or if the energy conversion process is currently not known, CO₂ emissions factor can also be retrieved from literature (see Table 1 for the combustion process reference CO₂ emissions in Belgium and for electricity consumption).

Table 1. CO₂ emissions energy based.

	Electricity	Natural Gas	Gasoil	Wood
Energy based [g/kWh]	456 [53]	251 [54]	306 [54]	42 [55]

3.3. Economic Indicator

One of the most critical and decisive criteria for the development of energy systems (DHN or CHP plant for example) is the cost of the energy.

The cost model per unit of thermal energy used herein is derived similarly to the one defined for electricity in [56]. According to this model, the cost of heat is expressed as:

$$COH = \frac{1}{\xi_{DHN}} \left[\underbrace{\frac{C \cdot \psi + U_{fix}}{P_{i,th,chp} \cdot \tau_e}}_{\text{Fixed cost}} + \underbrace{\frac{y_f}{\bar{\eta}_{th,chp}} + u_{var}}_{\text{Variable cost}} - \underbrace{(y_{el} + \tau_{cv}y_{cv}) \frac{\bar{\eta}_{el,chp}}{\bar{\eta}_{th,chp}}}_{\text{Elec. selling price}} \right] \quad (3)$$

where C is the total investment cost and ψ is the annuity factor, which takes into account for the present value of money and represents the annual repayment for the initial investment expressed in year⁻¹. The annuity factor is defined as:

$$\psi = \frac{d}{1 - (1 + d)^{-N}} \quad (4)$$

where d is the discounting rate per year and N the number of years for which the installation is used (e.g., the life time of the plant). $P_{i,th,chp}$ is the installed thermal power of the CHP plant in MW and τ_e is the equivalent utilization time at rated power output. τ_e embeds the availability factor of the plant (around 92% for a biomass CHP plant [56]). y_f is the cost of fuel in €/MWh, U_{fix} is the fixed cost of operation, maintenance and administration in €/year and u_{var} is the variable cost of operation, maintenance and repair in €/MWh. $\bar{\eta}_{th,chp}$ is the average annual thermal efficiency defined similarly to $\eta_{th,chp}$ yet taking into account the start/stop procedures (if any) and the part load efficiency.

These efficiencies are assessed by the thermodynamic modeling described previously. y_{el} is the price of electricity in €/MWh while τ_{cv} and y_{cv} are, respectively, the number of green certificates per MWh of electricity produced (For the Walloon region of Belgium one green certificate is granted for every 456 kg of CO₂ saving. A maximum of two green certificates are allowed per MWh of electricity produced.) and the unit price of green certificate. The term $\tau_{cv}y_{cv}$ is replaced by the premium on the electricity selling when feed-in tariffs are used instead. ζ_{DHN} is defined as the ratio of the heat delivered to the consumers to the heat produced by the plant depending on the temperature level, the insulation of the network and the ambient conditions.

A reliable estimate of C , U_{fix} , u_{var} , d and N can be found, for example, in [32,33,56]. Neither the influence of fuel cost y_f nor the one of the supporting policies $\tau_{cv}y_{cv}$ will be long discussed herein and representative value of the market in Belgium will be used, as it is relatively straightforward for the reader to include his proper data into the above model.

3.4. Exergy Analysis

The use of energy refers generally to the first law of thermodynamics which states that energy is stored in every device and process and can neither be consumed nor destroyed; it can only be transformed [57]. As it was discussed previously, this concept is “*inadequate for depicting some important aspects of energy resource utilization*” [57] as energy system performance. The exergy indicates the maximum work potential of a system under determined conditions. There are no conventions widely accepted to define the exergy concept but in the present study, the exergy analysis proposed by [58] is used. Exergy (Ex) expressed in J/kg is defined as:

$$Ex = (H - H_0) - (T_0 + 273.15) * (S - S_0) \quad (5)$$

where H stands for the enthalpy [J/kg], S for the entropy [J/kg/K], T for the temperature [°C] and the subscript ₀ the reference or ‘dead’ state. In this study, this reference state is defined as the daily temperature of a location with a pressure of 1 atmosphere. For the fuel exergy calculations, the air studied has a relative humidity of 70% [59] and a composition defined according to [60].

This complementary analysis can be useful to point out the design problem of current energy systems or the parts of these systems where the exergy is destroyed to optimize the available exergy [61]. An example of this analysis is performed in [62] to study a CHP plant. In this case, the pressure level of an extraction turbine was identified as too high, leading to exergy degradation and related energy efficiency drop.

3.5. Heat Demand Profile

The head demand of consumers can be assessed by experimental data, building performance energy reports or dedicated modeling libraries. In this contribution, internal reports performed to assess the building performance are used. These heat demand profiles are derived as a function of occupancy profile depending on each building to assess the dynamic consumption of each building. A typical heat consumption profile for two studied buildings is available in Figure 3.

For other building topologies, the internal Modelica library can be used [63] (It should be available into the Thermocycle Library [64] soon.) or a more generic library as [65]. To go one step further, these libraries can be modified to take into account specific dynamic behavior as those appearing in a condensing boiler [66] as a function of the control strategy.

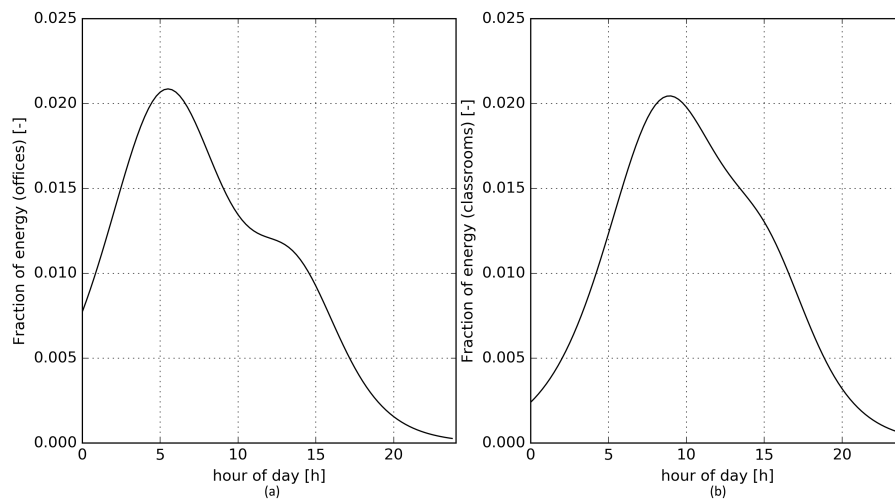


Figure 3. Typical heat consumption profile for a building composed of classrooms (a) and another dedicated to offices (b). The considered time step is half a hour.

4. Application Test Case

The application test case studied is the DHN of the University of Liège (The interested reader can refer to [26] for the detailed configuration of the DHN and the heating plant). It is fed by a biomass CHP plant of a nominal thermal power of 7 MW dedicated to the base heat demand and natural gas back-up boilers (50 MW) to complete it. The nominal power generation of this CHP plant is 2.4 MW. The total length of the DHN is 10 km and the fluid carrier is pressurized (12 bar) hot water at a mean temperature of 120 °C. About 70 buildings (classroom, office rooms, administrative office, a sport center and a hospital) are connected to the DHN for a normalized annual heat demand of 61 GWh and represents a heated area of 470,000 m² whose a quarter is dedicated to the hospital. A typical heat demand curve is available in Figure 2. During the summer time (between May and October), only the hospital and the sport center (swimming pool) are fed by the DHN. The relative high temperature of the fluid carrier is due to the use of steam by the hospital for his kitchen and its humidification system.

The DHN is assumed to be composed of 23 sections. They are insulated with mineral wool with an identified thermal conductivity of 0.047 W/m/K. The corresponding heat transfer global coefficient is assessed to 0.9 W/K per meter of duct containing the pipes of the DHN. The DHN has operated since the sixties and it is divided into three main pipe networks whose one ensures the hospital back-up and is usually not used. Each main pipe network is fed by pumps whose efficiency in function of the mass flow rate is available in Figure 4a, blue line. Due to specificities of the DHN which are not within the scope of the present contribution, only one main pipe network optimization will be considered in this study. This pipe network works continuously throughout the year while it feeds the hospital and the sport center.

However, the pumps were over sized. Indeed, the mass flow rate of the pipe network is frequently under 200 t/h (over half a year, Figure 4b) while the nominal mass flow rate reaches about 1000 t/h. The corresponding mass involves that the pump works at an efficiency lower than 45%. On the other hand, the temperature difference between the supply and the return pipe is quite reduced (about 13 °C) while a common temperature difference tends to 30 °C to minimize electric pump work and the DHN heat losses as advised by [19,20,67]. This reduced temperature difference is due to inadequate control strategies of the power injected into the DHN, leading to too high a mass flow rate. On the other hand, some discomfort currently occur in buildings due to too low a supply temperature reaching the furthest buildings from the heating plant. That is why it is proposed to investigate an optimal control strategy to increase the temperature difference while minimizing the mass flow rate, the related pump work and ensuring the building comfort.

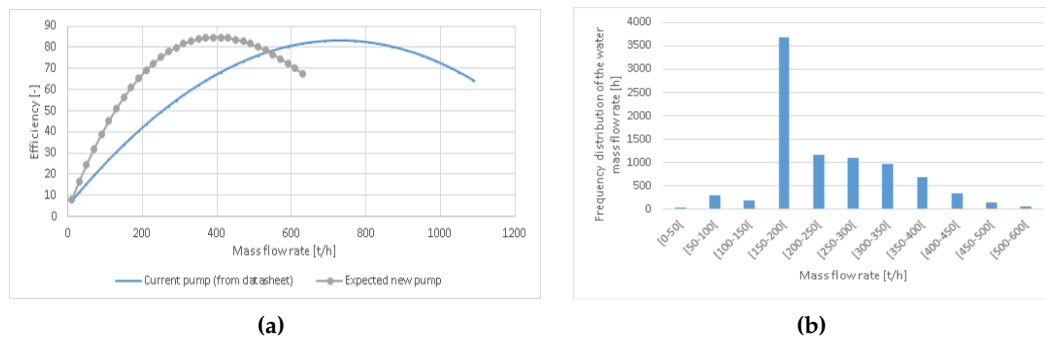


Figure 4. Pump characteristics. (a) Pump efficiency as a function of mass flow rate; and (b) frequency distribution of the pump use in function of the mass flow rate (based on one year).

To perform economic calculations, the cost of electricity is considered at 112 € per MWh [34], while the cost of heat identified by the energy and cost modeling for the considered system is about 65 € per MWh [26].

A schematic diagram of the application test case performed under Modelica is available in Figure 5.

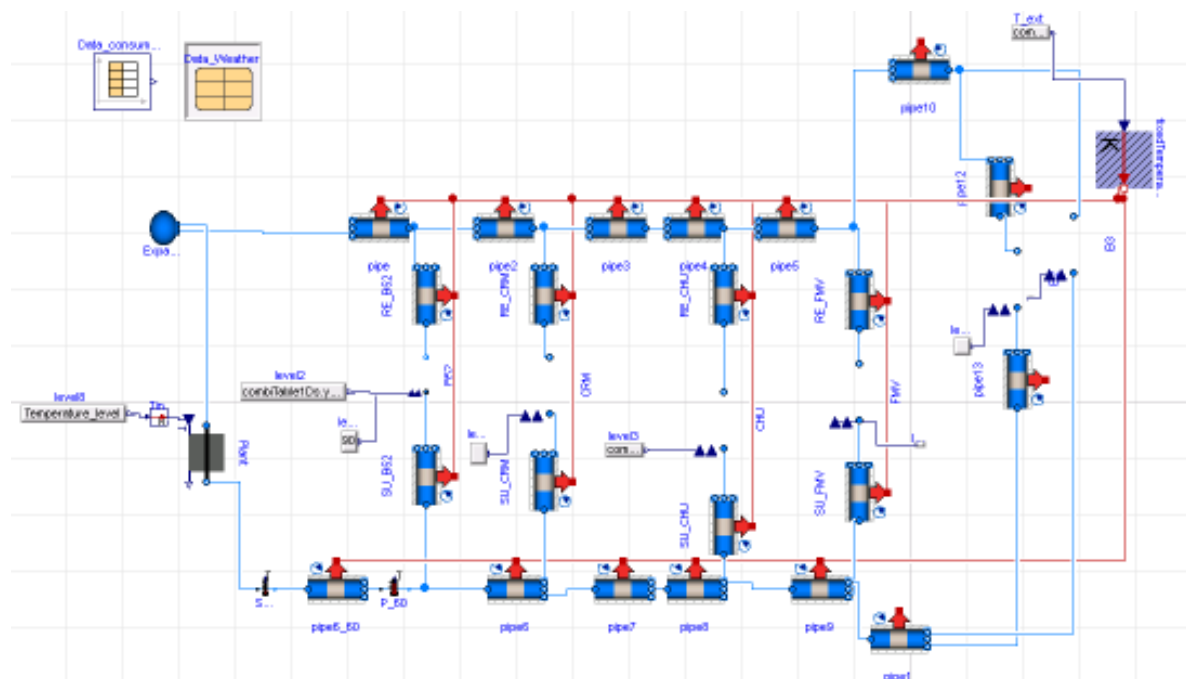


Figure 5. Schematic diagram of one network of the University of Liège DHN under Dymola platform.

5. Results and Discussion

5.1. Improved Control Strategy

The proposed strategy is based on keeping a temperature difference in each substation located in the building as close as 25 °C by using dedicated control valves. T-Thermocouples are placed in sleeves in the supply and return pipes connected to the heat exchanger of the substation located in the building. The thermocouples are Class 1 and their related error is 0.5 °C. An electronic proportional–integral–derivative controller is used to control the valve to regulate the flow rate to get the temperature difference set-point. A complementary constraint is that the minimal return temperature is 80 °C to keep the performances of the emissions heating system (radiators) inside the

building to guarantee the users' comfort. However, the current minimal temperature can decrease up to 60 °C due to control strategy issues involving users' discomfort (a typical winter day is illustrated in Figure 6, blue curve). With the proposed strategy, the temperature is more constant and does not go below the set-point (Figure 6, orange curve). The bumps which are present in the current controlled temperature come from a too high supply temperature. Indeed, the return temperature cannot be decreased below 25 °C under the supply temperature. When the supply temperature difference set-point is higher than 105 °C, the return temperature is higher than 80 °C.

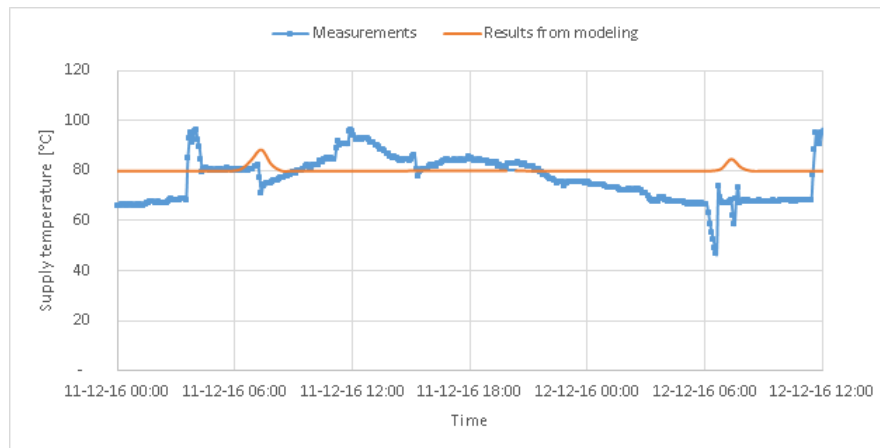


Figure 6. Supply temperature of a studied building with (modeling) and without control strategy (experimental data).

The improved control strategy leads to a reduced pump electric consumption (−30%, Figure 7) due to a higher temperature difference in the DHN and a reduced mass flow rate correspond to an annual economy of about 9.4 k€. From an environmental point of view, this involves a CO₂ emissions reduction of about 70 tons per year. On the other hand, the temperature difference being maximized, the annual mean temperature of the network is lower. It involves reduced DHN heat losses (−7%, Figure 7) and an extra economy of about 14 k€.

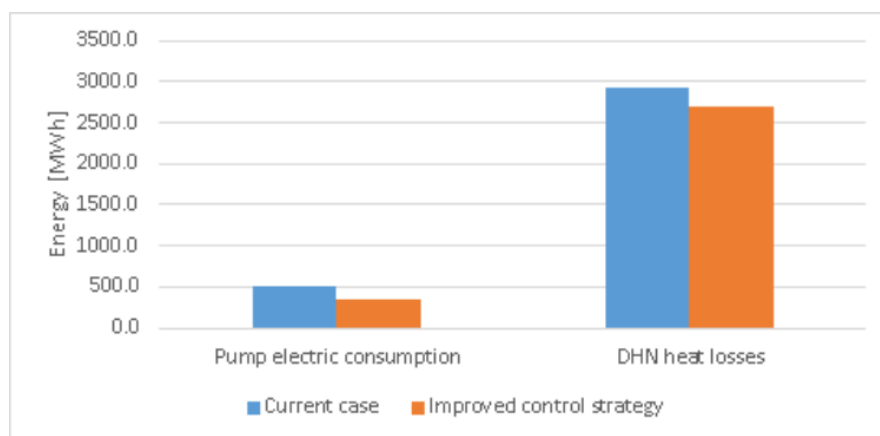


Figure 7. Pump electric consumption and DHN heat losses of the case study and improved control strategy.

5.2. Pump Replacement

To extend the present contribution, it is proposed to consider a pump replacement. Indeed these pumps are quite old. Moreover, they were over sized, leading to a reduced efficiency as depicted previously in Figure 4a,b. To be conservative and without considering higher pump efficiency, the efficiency curve is just kept and shifted with a nominal mass flow rate of 500 t/h instead of

1000 t/h (grey circles on Figure 4a). The corresponding DHN heat losses are the same as in the previous section.

The use of a new pump involves an annual economy of about 18 k€, compared to the current case, and 19.5 k€, if the control strategy is used in addition to the pump replacement, according to the energy consumption of the pump (Figure 8). The corresponding annual CO₂ emissions savings are of 72 and 111 tons, respectively. The slight economic performance of this last scenario (replacement of the pump with optimized control strategy) is due to the large electric consumption reduction resulting of a higher average annual efficiency of the pump. Therefore, a simple retrofit of the current pump systems could be economically profitable.

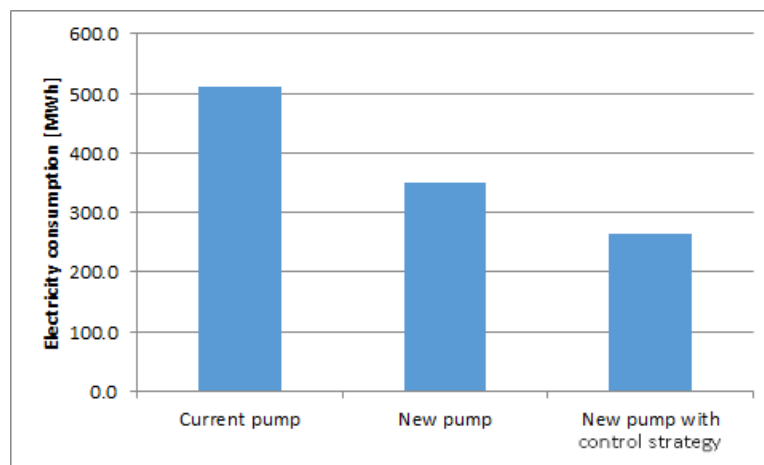


Figure 8. Pump electric consumption.

The aims of the dynamic approach are not disrupted by these last results as it is necessary to assess the cost of heat to consider the heat losses economy and to further develop complex control strategies for DHN.

6. Conclusions and Perspectives

District heating networks are considered as a convenient way to supply buildings while reducing CO₂ emissions and introducing renewable energies into the current energy production mix. However, to optimize the profitability of new DHN or perform a retrofit of current DHN installations, some modeling tools are required to investigate several scenarios and assess what is the best option. To achieve this, models were developed to assess the behavior and the energetic, economic and environmental performances of the production plant, the pipes of the DHN and the consumers.

In this contribution, all the models previously developed and validated are implemented into one open-source language, Modelica, to assess the dynamic behavior of such a system. To illustrate the usefulness of the method, an application test case is selected to study an improved control strategy dedicated to reducing the electric pump work while minimizing the DHN heat losses and ensuring the users' comfort inside the building.

The use of an improved control strategy leads to a significant reduction of the electric consumption of the pump by about 30%. As expected, the heat losses are reduced (−7%) while the average annual temperature of the DHN is lower due to the higher temperature difference. Another solution to reduce the electric pump consumption is to replace the current oversized pump with a new one. All these results involve CO₂ emissions savings (from 70 to 111 tons per year). Moreover the users' comfort, which was not previously satisfied, is ensured by this control strategy.

Therefore this contribution has shown that the developed open tool is able to perform a simple or more complex retrofit of DHN installations while ensuring the comfort inside connected buildings and assessing useful indicators to rank the considered scenario.

For perspective, other complex control strategies could be investigated, especially the heat storage inside the network itself, to reduce the peak heat demand due to the night setback for example [23]. On the other hand, the integration of solar thermal systems will be considered to study the use of the network as a heat storage facility during the summer time, while reducing the CHP plant use and its related emissions.

Acknowledgments: Kevin Sartor wants to thank the University of Liège for the subsidizing of this study and the Professor Pierre Dewallef for its guidance.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflict of interest.

Abbreviations

The following abbreviations are used in this manuscript:

CHP Combined heat and power
DHN District heating network

References

1. Eurostat. *Eurostat—Simplified Energy Balances—Annual Data*; Eurostat: Luxembourg, 2017.
2. European Commission. *EU: Heating and Cooling*; European Commission: Brussels, Belgium, 2016.
3. European Commission. *Heating and Cooling—Facts and Figures*; Technical Report; European Commission: Brussels, Belgium, 2017.
4. World Health Organization. *WHO Releases Country Estimates on Air Pollution Exposure and Health Impact*; World Health Organization: Geneva, Switzerland, 2016.
5. Persson, U.; Möller, B.; Werner, S. Heat roadmap Europe: Identifying strategic heat synergy regions. *Energy Policy* **2014**, *74*, 663–681.
6. Lund, H.; Moller, B.; Mathiesen, B.V.; Dyrelund, A. The role of district heating in future renewable energy systems. *Energy* **2010**, *35*, 1381–1390.
7. Gabillet, P. Energy supply and urban planning projects: Analysing tensions around district heating provision in a French eco-district. *Energy Policy* **2015**, *78*, 189–197.
8. European Commission. *Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions on an EU Strategy for Heating and Cooling*; Technical Report; European Commission: Brussels, Belgium, 2016.
9. Lund, H.; Werner, S.; Wiltshire, R.; Svendsen, S.; Thorsen, J.E.; Hvelplund, F.; Mathiesen, B.V. 4th Generation District Heating (4GDH). *Energy* **2014**, *68*, 1–11.
10. Buildings Performance Institute Europ. *Europe's Buildings under the Microscope—A Country-By-Country Review of the Energy Performance of Buildings*; Buildings Performance Institute Europ: Bruxelles, Belgium, 2011.
11. FPS Economy. *Chiffres Clés—Aperçu Statistique de la Belgique*; Technical Report; FPS Economy: Brussels, Belgium, 2015.
12. European Commission. *EU Buildings Database*; European Commission: Brussels, Belgium, 2017.
13. Tuominen, P.; Klobut, K.; Tolman, A.; Adjei, A.; De Best-Waldhofer, M. Energy savings potential in buildings and overcoming market barriers in member states of the European Union. *Energy Build.* **2012**, *51*, 48–55.
14. Klobut, K.; Tuominen, P. Energy savings potential in the building stock of nine member states of European Union. In Proceedings of the 10th REHVA World Congress 'Sustainable Energy Use in Buildings', Antalya, Turkey, 9–12 May 2010.
15. Rezaie, B.; Rosen, M.A. District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements. *Appl. Energy* **2012**, *93*, 2–10.
16. Wissner, M. Regulation of district-heating systems. *Util. Policy* **2014**, *31*, 63–73.
17. Varun; Bhat, I.K.; Ravi, P. LCA of renewable energy for electricity generation systems—A review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2009**, *13*, 1067–1073.
18. Syndicat National de Chauffage Urbain. *Enquête Nationale sur les Réseaux de Chaleur et de Froid—Restitution des Statistiques Portant sur l'année—Restitution des Statistiques sur les Données 2015*; Technical Report; SCNU: Paris, France, 2016.

19. Woods, P. Heat Networks: Code of Practice for the UK. Available online: <http://www.cibse.org/getmedia/d7aa563b-7c39-42fc-a42b-319abca615ed/CP1-Launch-presentations> (accessed on 23 November 2017).
20. Energiteknologisk Udviklings-og Demonstration Program. *Guidelines for Low-Temperature District Heating*; Technical Report; EUDP: Esbjerg, Denmark, 2014.
21. Ljubenko, A.; Poredos, A.; Morosuk, T.; Tsatsaronis, G. Performance analysis of a district heating system. *Energies* **2013**, *6*, 1298–1313.
22. Gabrielaitiene, I.; Bøhm, B.; Sunden, B. Evaluation of approaches for modeling temperature wave propagation in district heating pipelines. *Heat Transf. Eng.* **2008**, *29*, 45–56.
23. Basciotti, D.; Judex, F.; Pol, O.; Schmidt, R. Sensible heat storage in district heating networks: A novel control strategy using the network as storage. In Proceedings of the IRES 6th International Renewable Energy Storage Conference and Exhibition, Berlin, Germany, 28–30 November 2011.
24. Gadd, H.; Werner, S. Achieving low return temperatures from district heating substations. *Appl. Energy* **2014**, *136*, 59–67.
25. Basciotti, D.; Schmidt, R. Demand side management in district heating networks: Simulation case study on load shifting. *Euroheat Power* **2013**, *10*, 43–46.
26. Sartor, K.; Quoilin, S.; Dewallef, P. Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network. *Appl. Energy* **2014**, *130*, 474–483.
27. Sartor, K.; Lemort, V.; Dewallef, P. Improved district heating network operation by the integration of high temperature heat pumps. *Int. J. Sustain. Energy* **2017**, doi:10.1080/14786451.2017.1383409.
28. Bentley: Advancing Infrastructure. Available online: <http://www.bentley.com> (accessed on 30 November 2017).
29. Modelon. Energy & Process—District Heating, 2017. Available online: <http://www.modelon.com> (accessed on 30 November 2017).
30. Schneider Electric. Termis District Energy Optimization Software. Available online: <http://software.schneider-electric.com/products/termis/> (accessed on 30 November 2017).
31. Elmquist, H.; Mattsson, S.E. Modelica—The next generation modeling language an international design effort. In Proceedings of the WCSS '97: First World Congress on Systems Simulation: Second Joint Conference of International Simulation Societies, Singapore, 1–4 September 1997; pp. 1–5.
32. Danish Energy Agency. *Technology Data for Energy Plants—Generation of Electricity and District Heating, Energy Storage and Energy Carrier Generation and Conversion*; Danish Energy Agency: København, Denmark, 2012.
33. Danish Energy Agency. *Technology Data for Energy Plants—Individual Heating Plants and Energy Transport*; Technical Report; Danish Energy Agency: København, Denmark, 2012.
34. Eurostat. *Detailed Statistics on the EU and Candidate Countries, and Various Statistical Publications for Sale*; Eurostat: Luxembourg, 2017.
35. Dincer, I.; Rosen, M. *Exergy Analysis of Renewable Energy Systems*; Elsevier Ltd.: Amsterdam, The Netherlands, 2013; pp. 193–259.
36. Sartor, K.; Restivo, Y.; Ngendakumana, P.; Dewallef, P. Prediction of SO_x and NO_x emissions from a medium size biomass boiler. *Biomass Bioenergy* **2014**, *65*, 91–100.
37. Brebbia, C.A.; Marinov, A.M.; Mammoli, A.A.; Safta, C.A. *Energy and Sustainability IV*; WIT Transactions on Ecology and the Environment; Computational Mechanics; WIT Press: Billerica, MA, USA, 2013.
38. Sartor, K.; Dewallef, P. Optimized integration of heat storage into district heating networks fed by a biomass chp plant. *Energy Procedia* **2017**, *135*, 317–326.
39. Satyavada, H.; Baldi, S. A novel modelling approach for condensing boilers based on hybrid dynamical systems. *Machines* **2016**, *4*, 10.
40. Dahm, J. *District Heating Pipelines in the Ground—Simulation Model*; Technical Report; Department of Building Services Engineering, Chalmers University of Technology: Göteborg, Sweden, 2001.
41. Massachusetts Institute of Technology. *TRNSYS 17 Manual—Volume 4—Mathematical Reference*; MIT: Cambridge, MA, USA, 2009.
42. Bennett, A. *Lagrangian Fluid Dynamics*; Cambridge Monographs on Mechanics; Cambridge University Press: Cambridge, UK, 2006.
43. Hoffman, J.; Johnson, C. Computational Turbulent Incompressible Flow. Available online: <http://www.csc.kth.se/~jhoffman/pub/v4.pdf> (accessed on 23 November 2017).

44. Sartor, K.; Thomas, D.; Dewallef, P. A comparative study for simulating heat transport in large district heating networks. In Proceedings of the Ecos 2015 28th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Pau, France, 29 June–3 July 2015; pp. 1–12.
45. Sartor, K.; Dewallef, P. Experimental validation of heat transport modelling in district heating network. *Energy* **2017**, *137*, 961–968.
46. Van der Heijde, B.; Fuchs, M.; Ribas Tugores, C.; Schweiger, G.; Sartor, K.; Basciotti, D.; Müller, D.; Nytsch-Geusen, C.; Wetter, M.; Helsen, L. Dynamic equation-based thermo-hydraulic pipe model for district heating and cooling systems. *Energy Convers. Manag.* **2017**, *151*, 158–169.
47. International Energy Agency. *IEA EBC Annex 60*; IEA: Paris, France, 2017.
48. Modelica Association. *Modelica®—A Unified Object-Oriented Language for Systems Modeling Language Specification*; Technical Report; Modelica Association: Bielefeld, Germany, July 2014.
49. Bennonysson, A. Dynamic Modelling and Operation Optimization of District Heating Systems. Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark (DTU), Lyngby, Denmark, 1991.
50. Wetter, M.; Fuchs, M.; Grozman, P.; Helsen, L.; Jorissen, F.; Lauster, M. IEA EBC ANNEX 60 Modelica library—An international collaboration to develop a free opensource model library for buildings and community energy systems. In Proceedings of the International Building Performance Simulation Association, Hyderabad, India, 7–9 December 2015; pp. 395–402.
51. Flagan, R.C.; Seinfeld, J.H. *Fundamentals of Air Pollution Engineering*; Prentice Hall: Upper Saddle River, NJ, USA, 2012.
52. Vermeulen, I.; Block, C.; Vandecasteele, C. Estimation of fuel-nitrogen oxide emissions from the element composition of the solid or waste fuel. *Fuel* **2012**, *94*, 75–80.
53. Walloon Region, Les émissions de polluants liée à la consommation énergétique. 2007. Available online: <http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=15568> (accessed on 30 November 2017).
54. Commission Wallonne Pour l’Energie, Emissions Reference. Available online: <http://www.cwape.be> (accessed on 30 November 2017).
55. ADEME. *Base Carbone v11*; Technical Report; ADEME: Angers, France, 2014.
56. Rolf, B.; Henrik, N.; Judy, W. *Combined—Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*; PennWell Books: Houston, TX, USA, 1999.
57. Moran, M.J.; Shapiro, H.N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*; Wiley: Hoboken, NJ, USA, 2009.
58. Kotas, T.J. Exergy Concepts for Thermal Plants. *Int. J. Heat Fluid Flow* **1980**, *2*, 105–114.
59. Szargut, J.; Morris, D.R.; Steward, F.R. *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*; Hemisphere Publishing Corporation: New York, NY, USA, 1988.
60. Ertesvåg, I.S. Sensitivity of chemical exergy for atmospheric gases and gaseous fuels to variations in ambient conditions. *Energy Convers. Manag.* **2007**, *48*, 1983–1995.
61. Gong, M.; Werner, S. Mapping energy and exergy flows of district heating in Sweden. *Energy Procedia* **2016**, *116*, 119–127.
62. Sartor, K.; Dewallef, P. *Exergetic, Environmental and Economical Analysis of a Cogeneration Plant Connected to a District Heating Network*; Sayigh, A., Ed.; Springer: Cham, Vietnam, 2016; pp. 961–972.
63. Ransy, F.; Gendebien, S.; Lemort, V. Description of a Modelica-based thermal building model integrating multi-zone airflows calculation. In Proceedings of the CLIMA 2016 12th REHVA World Congress Proceedings & Presentations Now Available, Aalborg, Denmark, 22–25 May 2016.
64. Quoilin, S.; Desideri, A.; Wronski, J.; Bell, I.; Lemort, V. ThermoCycle: A modelica library for the simulation of thermodynamic systems. In Proceedings of the 10th International Modelica Conference, Lund, Sweden, 10–12 March 2014.
65. Wetter, M.; Zuo, W.; Nouidui, T.S.; Pang, X. Modelica Buildings library. *J. Build. Perform. Simul.* **2014**, *7*, 253–270.
66. Verhelst, C.; Logist, F.; Van Impe, J.; Helsen, L. Study of the optimal control problem formulation for modulating air-to-water heat pumps connected to a residential floor heating system. *Energy Build.* **2012**, *45*, 43–53.
67. Danfoss. *The Heating Book 8 Steps—Control of Heating Systems*; Danfoss: Nordborg, Denmark, 2017.



Erratum / Addendum

Malgré le soin apporté à la rédaction des articles et le travail de révision des comités éditoriaux des journaux, quelques erreurs se sont glissées dans les articles qui ont été publiés. Cette section a pour but de les lister et de les corriger.

Par ailleurs, un commentaire complémentaire est réalisé afin d'enlever une éventuelle ambiguïté.

Article 5: Exergy analysis applied to performance of buildings in Europe.

Les émissions de CO_2 générées par l'utilisation d'un réseau de chaleur sont incorrectes sur la Figure 6 de l'article dénommée Annual CO_2 emissions for the different heating systems configuration for the four buildings studied.

Le graphique corrigé est présenté sur la Figure 1. Les conclusions qui y sont liées restent inchangées.

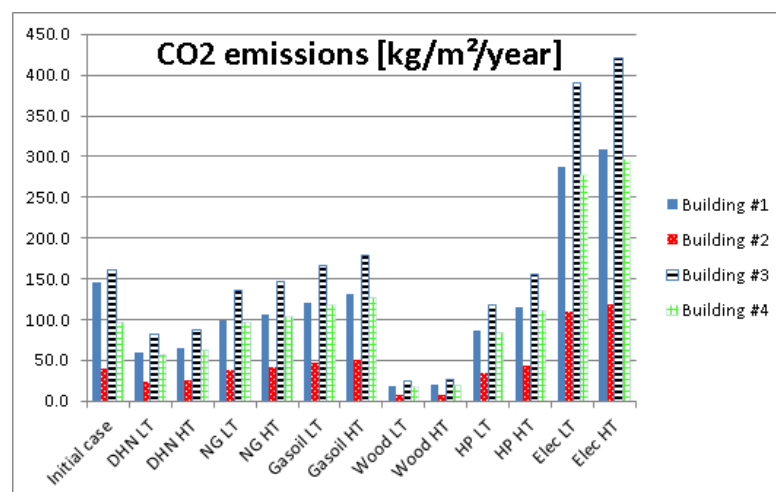


Figure 1 – Graphique corrigé pour l'Article 5.

Puissance nominale de la cogénération

Les lecteurs de ce manuscrit et des différents articles qui y sont liés peuvent se demander pourquoi la puissance thermique de l'unité de cogénération n'est pas systématiquement la même entre les différents articles.

Cela provient du fait que durant les trois premières années de fonctionnement, la chaudière biomasse de l'unité de cogénération n'était pas capable de fonctionner à sa pleine capacité à cause d'erreur de conception et de régulation. Dès lors, la quantité de vapeur générée par cette chaudière n'était pas capable d'assurer la production thermique de 7 MW. En effet, la puissance thermique était, dans ce cas, d'environ 6 MW ce qui justifie l'utilisation de cette valeur au début des études alors que la puissance nominale de 7 MW est utilisée dans ce manuscrit ainsi que dans les articles les plus récents.