

Méthodologie d'étude des performances exergetiques d'un réseau anergie - Application au réseau d'Estavayer-le-lac (Suisse).

An exergy assessment methodology of anergy networks – Application to Estavayer-le-Lac's network (Switzerland).

Yolaine ADIHOU^{1,2}, Malick KANE^{1*}, Simon RIME^{1,3}, Julien RAMOUSSE², Bernard SOUYRI²

¹Laboratoire Thermique et Energétique, HEIA-FR Haute école d'ingénierie et d'architecture de Fribourg, HES-SO Haute école spécialisée de Suisse occidentale, Boulevard de Pérolles 80, 1705 Fribourg (Suisse).

²Laboratoire d'Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement (LOCIE), Université Savoie Mont-Blanc, CNRS UMR5271, Savoie-Technolac 73376 Le Bourget du Lac (France).

³Groupe E SA, Route de Morat 135, 1763 Granges-Paccot (Suisse).

*(auteur correspondant : malick.kane@hefr.ch)

Résumé – Une méthodologie d'étude des performances exergetiques d'un réseau d'anergie couplé à des pompes à chaleur (PACs) décentralisées est présentée. Les modèles thermiques et hydrauliques sont calibrés selon les données expérimentales d'une conduite sous-lacustre. La performance exergetique globale du réseau est étudiée selon la variation des niveaux de température. La méthodologie est appliquée dans l'objectif de prévoir les variations saisonnières de température en entrée des PACs et des échangeurs de refroidissement de l'Hôpital Intercantonal de la Broye (Suisse).

Mots-clés : Exergie, Réseaux thermiques, Modélisation, Pompe à chaleur, Réseau anergie

Abstract – A methodology for assessing the exergy performance of an anergy network coupled with decentralized heat pumps (PACs) is presented. Thermal and hydraulic models are calibrated according to experimental data of a sub-lake pipe. The overall exergy performance of the network is studied according to the temperature level variation. The methodology is then applied to predict seasonal temperature variations entering the heat pumps and cooling exchangers of the Intercantonal Hospital of La Broye (Switzerland).

Keywords: Exergy, Thermal network, Modelling, Heat pumps, Anergy network.

Nomenclature

\dot{E}	Exergie puissance, W	S	Entropie, J
H	Hauteur, m	T	Température, K
h	Coefficient de convection, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
L	Longueur de conduite, m	λ	Conductivité thermique $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
\dot{M}	Débit massique, $kg \cdot s^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
P	Pression, Pa	a	Ambiant
Q	Energie thermique, J	e	Externe
r	Rayon, m	i	Interne
R	Résistance thermique, $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$		

1. Introduction et contexte

Dans le but de répondre aux objectifs européens et mondiaux de réduction des émissions des gaz à effet de serre, les réseaux thermiques basse température contribuent à la transition vers des systèmes de chauffage et de refroidissement sobres.

Parmi ces derniers, les réseaux anergie opèrent à des températures de l'ordre de 10°C, ce qui permet de fournir simultanément des prestations de chauffage et de refroidissement mais aussi d'intégrer des ressources énergétiques renouvelables basses température (hydrothermie, énergie de récupération, panneaux solaires thermiques ...). Le niveau de température de tels réseaux étant bas, il est primordial de suivre l'évolution de la température en fonction des saisons et des sources d'énergie à disposition afin d'évaluer la performance des unités de production décentralisées. En effet, la performance des pompes à chaleur (PACs) dépend du niveau de température en entrée de l'évaporateur et de la température requise par les usagers. Côté réseau, il est donc nécessaire de prévoir la température d'arrivée en sous-station afin d'évaluer au mieux les performances de l'installation.

L'analyse exergétique est reconnue comme une méthode robuste de localisation des sources d'inefficacité d'un système thermodynamique. Elle permet, contrairement au critère d'efficacité énergétique, de comparer toutes les formes d'énergies (électricité, chaleur) entrantes et sortantes d'un système thermodynamique et de localiser explicitement les pertes internes au système (pertes de charge, pertes thermiques...).

2. Approche de modélisation

2.1. Modèle thermique

2.1.1. Distribution de température

Premièrement, la distribution de températures sur le réseau est déterminée sur l'année selon l'évolution de l'environnement externe des conduites et du niveau de température des sources d'énergie [1]. T_a est la température ambiante autour des conduites. La température en sortie des conduites T_{out} est déterminée à l'aide des formules suivantes, avec T_{in} la température en entrée :

$$\tau = \frac{U L D_i \pi}{\dot{M} c_p} \quad T_{out} = T_a + (T_{in} - T_a) e^{-\tau} \quad (1)$$

Le coefficient de transfert global U est composé des termes de résistance de convection forcée interne R_i et du terme de conduction à travers la conduite R_c .

$$R_i = \frac{1}{h_i} \quad R_c = \frac{r_i \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{\lambda_c} \quad (2)$$

A cela s'ajoute un terme supplémentaire R_v selon l'environnement des conduites (boues, vase autour de la conduite). Dans le cas d'application, la dernière portion de la conduite sous-lacustre est entourée de vase ce qui ajoute le terme suivant :

$$R_v = \frac{r_i \ln\left(\frac{4H_v}{D_e}\right)}{\lambda_v} \quad (3)$$

Le coefficient de transfert global est obtenu avec l'équation ci-dessous:

$$U = \frac{1}{R_i + R_c + R_v} \quad (4)$$

2.1.2. Calibrage du modèle thermique

Afin de valider le modèle, un relevé des données de température de l'eau du lac à la station de pompage communale d'Estavayer-le-Lac a été communiqué par Groupe E SA. Ces données concernent une conduite d'adduction d'eau en acier et de diamètre de 700 mm et 1700 m de longueur. Elle est similaire à la conduite sous-lacustre modélisée par la suite dans le cas d'application. Le débit moyen dans la conduite est fixé à 400 m³/h.

L'étape de validation consiste à modéliser cette conduite de 700 mm et de comparer les résultats de simulation obtenus avec les relevés expérimentaux fournis par Groupe E SA. Les températures ambiantes considérées dans les calculs sont celles de l'eau du lac, selon la profondeur de la conduite. Les valeurs de l'eau du lac sont issues des relevés bathymétriques de [2]. Sur les 600 premiers mètres, la conduite sous-lacustre est immergée dans l'eau, sans vase autour. Ensuite, la vase est présente autour de la conduite sous-lacustre. La conductivité thermique de la vase est fixée à $\lambda_v = 30 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ avec une épaisseur de vase $H_v = 110 \text{ cm}$.

Les résultats présentés dans la Figure 1 sont obtenus :

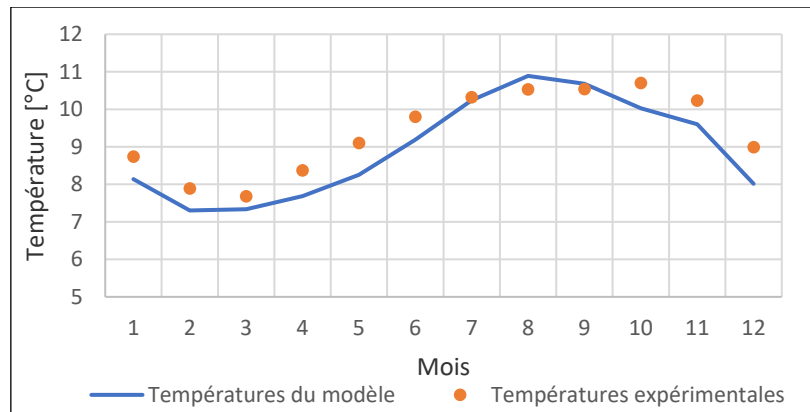


Figure 1 : Comparaison des températures mensuelles expérimentales et de simulation

Dans ces conditions, le modèle est relativement fidèle aux données expérimentales. Un écart relatif moyen de 6% existe entre les résultats expérimentaux et de simulation. Par ailleurs, il existe des incertitudes non quantifiées sur les valeurs expérimentales (mesures, moyenne des températures mensuelles) et numériques (propriétés thermodynamiques de la vase notamment).

2.2. Modèle hydraulique

Les pertes de charge linéaire ΔP_{lin} (Darcy-Weisbach) et singulière ΔP_{sin} sont calculées telles que :

$$\Delta P_{lin} = \frac{8\Lambda L \rho \dot{V}^2}{D^5 \pi^2} \quad \Delta P_{sin} = \sum_k \frac{8\rho \dot{V}^2}{D_k^4 \pi^2} \xi_k \quad (4)$$

Avec Λ le coefficient de pertes de charge de Darcy, ξ le coefficient de pertes de charge singulières, D le diamètre (m), ρ la masse volumique du fluide (kg.m^{-3}), \dot{V} le débit volumique ($\text{m}^3.\text{s}^{-1}$). Dans le cas d'application, la pression de référence est celle de la source. Un coefficient de perte de charge singulière de 0,4 est assigné à chaque conduite pour modéliser un coude de 45°. Enfin, une vanne papillon en amont de la station de pompage est modélisée par une vanne de régulation partiellement ouverte.

2.3. Modèle exergetique

2.3.1. Approche exergetique de modelisation des reseaux thermiques

L'approche exergetique decoule des bilans energetiques et entropiques en quantifiant la degradation de l'energie. La formulation du bilan exergetique utilisee dans l'etude est issue de [3] qui introduit les bilans d'exergie chaleur \dot{E}_q , d'exergie de transfert de masse \dot{E}_m , et d'exergie travail \dot{E}_w . Le bilan s'ecrit alors :

$$\frac{dE_u}{dt} = \dot{E}_q + \dot{E}_m + \dot{E}_w - T_a \frac{\delta S^i}{\delta t} \quad (5)$$

Avec $\frac{dE_u}{dt}$, le taux de variation d'exergie et $T_a \frac{\delta S^i}{\delta t}$, les pertes exergetiques totales du systeme considere. Elles sont la consequence de la creation d'entropie interne definie comme la somme des contributions generant une degradation de l'energie. Elles sont dues aux operations irreversibles du systeme qui comprennent les frottements visqueux du fluide (dissipation), les echanges thermiques internes au sein du systeme (devalorisation). On les note \dot{L} par la suite.

2.3.2. Modelisation exergetique du reseau de distribution

La formulation generique des pertes exergetiques est issue de [4] :

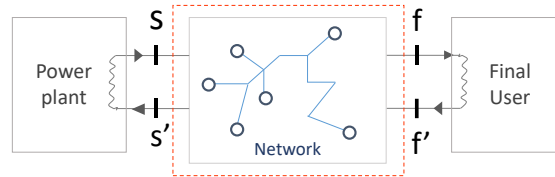


Figure 2 : Schéma de principe de calcul des pertes exergetiques du reseau de distribution

$$\dot{L} = \underbrace{\dot{M}C_p \left[\Delta T_{tot} - T_a \ln \left(\frac{T_s T_{f'}}{T_f T_{s'}} \right) \right]}_{\text{Pertes exergetiques thermiques}} + \underbrace{\dot{M} \bar{v} \Delta P_{tot}}_{\text{Pertes exergetiques par dissipation visqueuse}} \quad (6)$$

Elle est fonction de la temperature moyenne du reseau T_m , des niveaux de temperature au niveau du consommateur et de la centrale de production illustres dans la Figure 2, les pertes de charges sur l'integralite du reseau ΔP_{tot} . Deux composantes peuvent etre distinguees : les pertes exergetiques internes thermiques (liees aux echanges thermiques) et les pertes exergetiques internes visqueuses (liees aux frottements visqueux).

2.3.3. Modelisation exergetique des pompes a chaleur

La formule generique de l'efficacite exergetique η d'une PAC est obtenue grace a l'equation (8) issue de [5] ou l'efficacite maximale theorique d'une PAC est definie par le coefficient de performance maximal (COP_{max}):

$$COP_{real} = \eta(T_c, T_f) \cdot COP_{max} \quad \eta(T_c, T_f) = 1 - \frac{T_a}{T_c} \left[1 - \eta_{ks} \cdot \Delta s / c_p \cdot \frac{\frac{T_c}{T_f} - 1}{\frac{T_c + \Delta T_c}{T_f - \Delta T_f} - 1} \right] \quad (7)$$

L'efficacite exergetique d'une PAC est ainsi fonction de la temperature du reseau (source froide), de l'efficacite exergetique du compresseur, des temperatures de pincement aux

échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur), mais aussi d'un terme caractéristique du réfrigérant représenté par le rapport $\Delta s/c_p$. T_f correspond à la température de l'eau du lac en entrée de l'évaporateur. Les pertes exergétiques \dot{L}_{PAC} résultantes sont calculées selon l'équation :

$$\dot{L}_{PAC} = [1 - \eta(T_c, T_f)] \dot{e}_k \quad (8)$$

Avec \dot{e}_k la puissance électrique fournie au compresseur. Le rendement exergétique tient compte de l'efficacité des échanges thermiques au sein de la PAC.

3. Application au réseau anergie d'Estavayer-le-lac (Suisse)

3.1. Présentation du réseau anergie d'Estavayer-le-lac

Le projet d'extension du réseau d'Estvayer-le-Lac consiste en un réseau anergie alimenté par l'eau du lac de Neuchâtel [6]. Une conduite sous-lacustre de 1727 m permet de pomper l'eau à 40 m de profondeur pour alimenter la pisciculture de la ville ainsi que l'Hôpital Intercantonal de la Broye (HIB). L'étude porte sur la prévision des performances exergétiques des deux pompes à chaleur du HIB, d'une puissance de 653 et 183 kW, destinées à remplacer la chaudière gaz de l'hôpital.

3.1.1. Modélisation de la conduite sous-lacustre

Dans l'eau du lac, la conduite sous-lacustre de 400 mm est subdivisée en 3 portions, S1, S2 et S3, évoluant dans des environnements différents comme le montre la Figure 3. Le Tableau 1 en résume les spécificités.

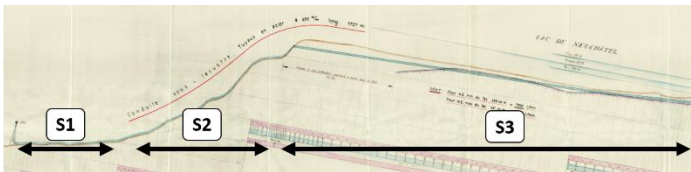


Figure 3 : Décomposition de la conduite sous-lacustre

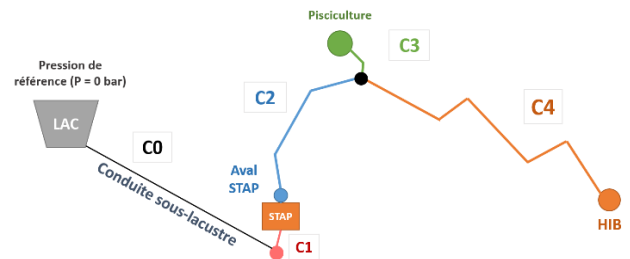


Figure 4 : Schéma du réseau considéré

Segment	Longueur	Température environnementale	Profondeur moyenne	Vase autour de la conduite
	m	-	m	-
S1	240	Eau du lac à 40 m	40	Non
S2	314	Eau du lac à 30 m	30	Non
S3	1173	Eau du lac à 10 m	10	Oui

Tableau 1 : Propriétés des portions de segments de la conduite sous-lacustre

La présence de vase détermine l'expression du coefficient d'échange thermique. Sur le segment S3, la conduite est posée sur de la molasse et entourée de vase (limon et argile). L'épaisseur de la vase est de 80 cm. Par ailleurs, la conduite sous-lacustre est en acier tandis que le reste du réseau est en Polyéthylène réticulé (PE). Les caractéristiques complètes du réseau schématisé par la Figure 4 sont détaillées dans le Tableau 2.

Conduites	Diamètre ext/interne	Longueur	Température environnante	Matériaux	Epaisseur	Rugosité	Conductivité thermique
	mm	m	-	-	mm	mm	$W.m^{-1}.K^{-1}$
C0	400/393,7	1727	Eau du lac	Acier	6,35	0,045	63
C1	400/352,6	7	Sol sec	PE	23,7	0,007	0,33
C2	250/220,4	111	Sol sec	PE	14,8	0,007	0,33
C3	160/140,0	25	Sol sec	PE	9,5	0,007	0,33
C4	250/220,4	334	Sol sec	PE	14,8	0,007	0,33

Tableau 2 : Caractéristiques des conduites du réseau d'Estavayer-le-Lac

3.1.2. Modélisation de la sous-station du HIB

Les données de températures de l'eau du lac de Neuchâtel étant des moyennes mensuelles, les résultats de simulation le sont également. Deux périodes sont à distinguer : l'hiver et l'été. Les puissances et débits nominaux requis au HIB sont considérés pour chaque mois lors de la simulation, soit $170 \text{ m}^3/\text{h}$ pour une puissance de 840 kW de chauffage en hiver et $15 \text{ m}^3/\text{h}$ pour une puissance de 80 kW en été. La température de demande de chauffage par le HIB est fixée à $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Les pincements des deux pompes à chaleur sont fixés à $1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ pour l'évaporateur, $6 \text{ }^\circ\text{C}$ et $5 \text{ }^\circ\text{C}$ respectivement pour les condenseurs des PACs de 661 kW et 180 kW. Le fluide réfrigérant est le R1234ZE. Sur cette base, les COP_{real} , COP_{max} et rendements exergetiques de deux PACs sont calculés. La puissance fournie à l'évaporateur ainsi que la température de sortie des PACs sont déterminées selon la formule suivante :

$$\dot{Q}_f = \left(1 - \frac{1}{COP_{\text{Real}}}\right) \dot{Q}_c = \dot{V} \rho c_p \Delta T \quad (9)$$

Avec \dot{V} le débit volumique ($\text{m}^3.\text{s}^{-1}$) et c_p la capacité thermique massique de l'eau ($\text{J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$).

3.2. Résultats et discussions

Selon la saison, le gain de température est important entre l'entrée et la sortie de la conduite sous-lacustre comme le montre la Figure 5. En hiver la température moyenne d'arrivée au HIB est d'environ 8°C contre 13°C en été. La température se rapproche de celle du lac à 10 m. Cela s'explique par la conductivité élevée de l'acier non isolé ($63 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) et les faibles débits en été. Après la conduite sous-lacustre, la température ne change que très peu malgré les températures plus élevées du sol. En effet, dans le sol les conduites ne sont plus en acier mais en PE. La conductivité thermique faible du matériau ($0,33 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) en fait un isolant efficace pour ces niveaux de température.

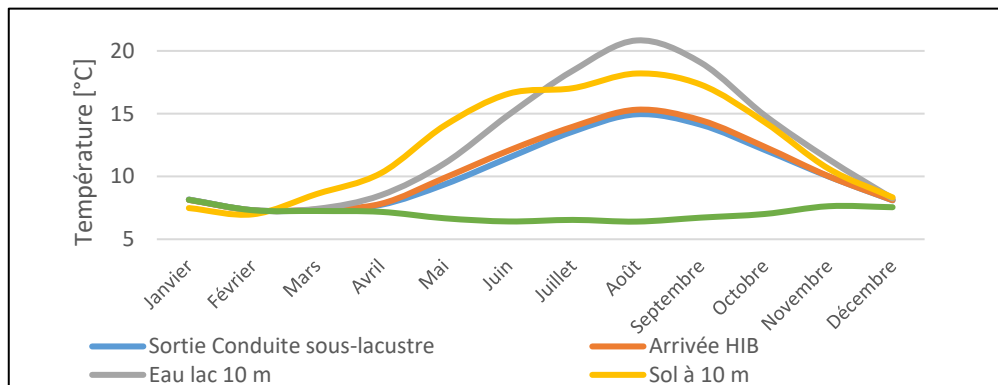


Figure 5 : Comparaison des températures initiales et d'arrivée au HIB sur l'année

Par ailleurs, le modèle permet de déduire l'évolution des coefficients de performances (COP) des deux pompes à chaleur du HIB. La Figure 6 montre que celles-ci sont d'autant plus performantes que la température d'entrée à l'évaporateur est élevée donc, en été. En effet, les COP augmentent avec la diminution du différentiel de température entre la source et la demande. La Figure 6 le confirme avec des performances énergétiques plus importantes en été qu'en hiver. Le résultat contraire est obtenu concernant les rendements exergetiques. En effet, le COP théorique de Carnot (soit COP_{max} qui est fonction des températures aux sources chaudes et froides) augmente avec une incidence plus importante en été que le COP réel (COP_{real}). Ainsi, le rapport entre le COP réel et le COP de Carnot diminue en été.

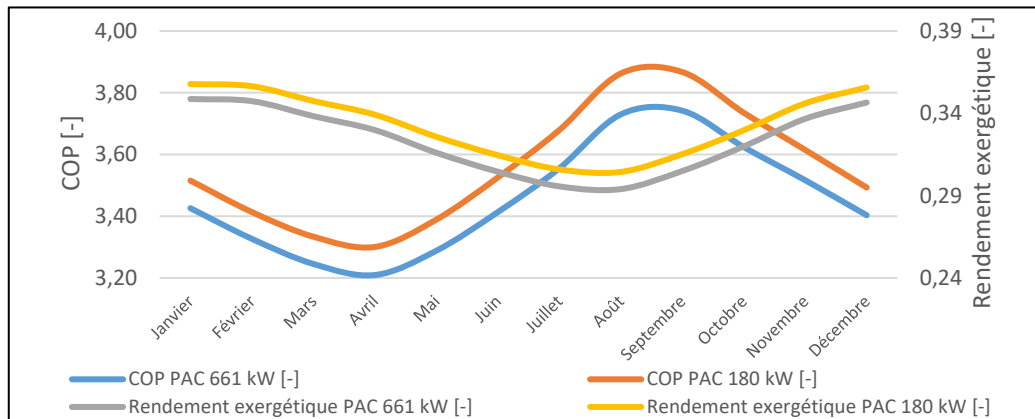


Figure 6 : Comparaison des COP et rendements exergetiques des pompes à chaleur du HIB

Enfin, les pertes exergetiques globales du réseau sont principalement dues aux pompes à chaleur de l'hôpital. La Figure 7 montre la distribution des pertes exergetiques au niveau des pompes à chaleur du HIB et du réseau de distribution. Les rendements exergetiques des PACs sont plus faibles en été mais les puissances véhiculées le sont aussi ce qui explique des pertes exergetiques largement supérieures en quantité. Il est intéressant de noter qu'en été, de par la faible demande de chauffage, les pertes exergetiques du réseau de distribution et des PACs sont du même ordre de grandeur : sur les réseaux anergie, les débits nécessaires pour assurer les prestations en eau chaude sanitaires restent suffisamment importants pour que la part de pertes exergetiques soit conséquente en été. De plus, pour les mois de novembre et décembre, les pertes exergetiques du réseau de distribution sont négatives. Cela est dû aux températures de mélange sur la conduite de retour du réseau. En effet, entre la sortie du HIB et le rejet de l'eau dans le lac, la température augmente significativement après la sous-station de la pisciculture de la ville qui réinjecte des températures plus élevées sur le retour. On note ainsi un « gain » exergetique en ce point du réseau de distribution sur les derniers mois de l'année. Cependant, il reste relativement faible par rapport aux pertes exergetiques globales, qui intègrent les PACs.

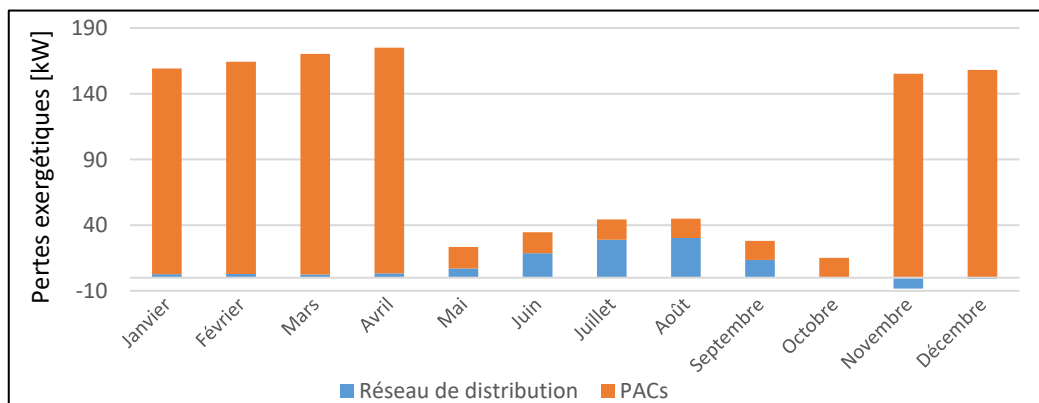


Figure 7 : Distribution des pertes exergetiques générées par le réseau et les pompes à chaleur

4. Conclusion

Dans le présent article, une méthodologie d'étude des performances exergetiques d'un réseau d'anergie couplé à des pompes à chaleur décentralisées est présentée. Sur les réseaux anergie, l'évolution de la température du réseau de distribution dépend essentiellement de la température de l'eau prélevée à la crépine, de la conductivité et de la température environnant les conduites. Il est primordial de décrire au mieux l'environnement dans lequel évoluent les conduites pour être le plus fidèle à la réalité. Ainsi, l'exemple étudié montre qu'en hiver la température moyenne d'arrivée à l'Hôpital Intercantonal de la Broye (HIB) est d'environ 8°C contre 13°C en été. Pour ces niveaux de température (4-20 °C), les conduites en polyéthylène réticulé se conduisent comme des conduites isolées, ce qui permet notamment de minimiser les coûts à l'investissement.

Il est d'autant plus important de décrire au mieux le réseau que les températures d'arrivée en sous-stations définissent les performances des pompes à chaleur décentralisées. Le cas présenté confirme que les COPs sont plus élevés en été qu'en hiver de par le différentiel de température plus faible entre la source et la demande. Le rendement exergetique est lui plus faible en été de par le rapport entre le COP réel et le COP idéal de Carnot qui diminue sur cette période. Enfin, les pertes exergetiques sont globalement dues aux pompes à chaleur (PAC) en hiver. En été, le réseau de distribution génère autant de pertes que les PACs.

Enfin, il serait intéressant d'étudier plus en détail le potentiel de « gain exergetique » c'est-à-dire la récupération de chaleur du fluide caloporteur selon le niveau de température environnant les conduites, comme c'est le cas pour le HIB au cours des mois de novembre et décembre avec des pertes exergetiques négatives sur le réseau de distribution.

Références

- [1] M. Kane, J. Rolle, "Quantum networks": a new approach for representing a network and evaluating hydraulic and thermal losses in district heating/cooling systems, *The 33rd international conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and environmental impact of energy systems*, (2020), 1768-1780.
- [2] <https://www.die3seen.ch/category/profils-en-profondeur/archives-profils/?lang=fr>, (site consulté le 01/05/2020).
- [3] L. Borel, D. Favrat, *Thermodynamique et énergétique*, Suisse, PPUR presses polytechniques (2005).
- [4] Y. Adihou, M. Kane, J. Ramousse, B. Souyri, An exergy-based district heating modeling for optimal thermo-hydraulic flow distribution: application to BlueFactory's Smart Living Lab neighbourhood, *The 33rd international conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and environmental impact of energy systems*, (2020), 1699-1710.
- [5] S. Rime, M. Kane, S. Wyler, Alternative solutions for the optimal integration of decentralized heat-pumps in district heating/cooling networks, *The 33rd international conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and environmental impact of energy systems*, (2020), 1756-1767.
- [6] <https://www.groupe-e.ch/fr/le-lac-de-neuchatel-va-chauffer-lhib-estavayer-le-lac>, (site consulté le 01/05/2020).

Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à l'entreprise Groupe E SA.