



HAL
open science

ETUDE TECHNICO-ECONOMIQUE D'UN SYSTEME DE STOCKAGE D'ENERGIE DE LONGUE DUREE UTILISANT LE POMPAGE-TURBINAGE ET DES CYCLES TRANSCRITIQUES AU DIOXYDE DE CARBONE

Paul Byrne, François Faraldo, Philippe Loiseau, Pascal Lalanne

► **To cite this version:**

Paul Byrne, François Faraldo, Philippe Loiseau, Pascal Lalanne. ETUDE TECHNICO-ECONOMIQUE D'UN SYSTEME DE STOCKAGE D'ENERGIE DE LONGUE DUREE UTILISANT LE POMPAGE-TURBINAGE ET DES CYCLES TRANSCRITIQUES AU DIOXYDE DE CARBONE. Colloque International Franco-Québécois, Jun 2022, Paris, France. hal-03921628

HAL Id: hal-03921628

<https://hal.science/hal-03921628>

Submitted on 13 Feb 2023

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

ETUDE TECHNICO-ECONOMIQUE D'UN SYSTEME DE STOCKAGE D'ENERGIE DE LONGUE DUREE UTILISANT LE POMPAGE-TURBINAGE ET DES CYCLES TRANSCRITIQUES AU DIOXYDE DE CARBONE

François FARALDO ^{a,b}, Philippe LOISEAU ^b, Pascal LALANNE ^b, Paul BYRNE ^{a,*}

^a Laboratoire Génie Civil Génie Mécanique, Université de Rennes, France

^b PackGy, Kervignac, France

RÉSUMÉ

Le stockage d'énergie de longue durée est une clé du développement des énergies renouvelables. Le système proposé est basé sur la technologie de pompage-turbinage et de cycles au CO₂ transcritiques. Un piston d'eau à mouvement lent pousse (ou est poussé par) un volume de CO₂ à travers une membrane déformable. Le cycle de pompe à chaleur (PAC) stocke les énergies de chauffage et de refroidissement dans deux bassins thermiques. Les quantités d'énergie peuvent être soit consommées directement, soit être utilisées pour produire de l'électricité par un cycle organique transcritique (OTC). Les résultats de simulation sur l'installation pilote de 40 kW de puissance électrique montrent que le coefficient de performance de chauffage et de refroidissement et l'efficacité aller-retour (RTE, round-trip efficiency) attendus sont respectivement d'environ 5,8 et 68 %. Les démonstrateurs fonctionnent entre des bassins thermiques de 130 °C et -30 °C avec des rendements respectifs de 70 % et 80 % pour les installations pilotes et industrielles. Cette technologie permet également de faire fonctionner les cycles avec des bassins thermiques ayant une différence de température faible de 40 K. Une étude technico-économique a permis de déterminer un prix cible de 3420 €/kW pour le déploiement de cette technologie à de plus fortes puissances. Par rapport aux technologies actuelles, ce nouveau procédé dispose de cinq grands axes d'amélioration intéressants pour la décarbonation des industries : (i) pouvoir réaliser une compression isotherme, (ii) utiliser un travail passif et « stocké » pour les compressions isentropiques, (iii) utiliser de la chaleur sensible dans un état transcritique, (iv) produire simultanément de chaleur et du froid de « haute qualité » stockables et (v) avoir une conception adaptable.

Mots Clés : pompe à chaleur, cycle organique transcritique, dioxyde de carbone, efficacité énergétique, COP, RTE, stockage d'énergie

NOMENCLATURE

Symboles :

COP coefficient de performance
cp capacité thermique massique, J.kg⁻¹.K⁻¹
GWP global warming potential, kg_{CO2}
HEX échangeur de chaleur
ODP ozone depletion potential
P2HR piston hydro-CO₂ haute réversibilité
RTE round-trip efficiency, %
T température, °C ou K
TEWI total equivalent warming impact, kg_{CO2}
Lettres grecques :
λ conductivité thermique, W.m⁻¹.K⁻¹
ν viscosité cinématique, cm²/s

σ tension de surface, mN.m⁻¹

Indices / Exposants :

aj ajusté
evap évaporateur
c chaud
gc gas cooler
e entrée
Lz Lorentz
m moyen
f froid
s sortie
rec récupéré
v vapeur

* auteur correspondant

Adresse électronique : paul.byrne@univ-rennes1.fr

1. INTRODUCTION

Aujourd'hui, la production d'énergies renouvelables et la valorisation énergétique sont des enjeux clés pour réussir la transition énergétique et relever les défis majeurs du changement climatique [1]. Les politiques nationales et les entreprises poussent à décarboner le secteur industriel. En outre, la récente augmentation du prix de l'électricité en Europe confirme encore les besoins des industriels pour trouver des solutions dans (i) l'efficacité de la production d'énergie, (ii) le stockage d'énergie pour le transfert de charge et (iii) les synergies des réseaux d'énergie pour répondre à la production d'énergie renouvelable dans le but final de réduire les coûts d'exploitation et l'impact environnemental.

L'énergie thermique représente plus de 50 % de la consommation énergétique finale mondiale, dont l'industrie représente 51 % en 2021 [2]. Un exemple intéressant est l'industrie alimentaire, car de nombreux acteurs ont simultanément besoin de production de chaleur et de froid à des fins différentes telles que la cuisson, la stérilisation, la déshydratation ou les processus de congélation. Aujourd'hui, les technologies les plus couramment rencontrées consistent à générer de la chaleur avec des chaudières à gaz et électriques avec des rendements inférieurs à 90 %, et de l'énergie de refroidissement avec des unités de réfrigération avec un rendement Carnot maximal de 44 % [3]. De plus, les préoccupations environnementales poussent à une utilisation de fluides à faible GWP (Potentiel de réchauffement global) et ODP nul (Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone), induisant potentiellement des pertes de performance énergétique par rapport aux unités de refroidissement traditionnelles. Les optimisations des pompes à chaleur et du stockage thermique dans l'industrie laitière ont montré d'excellents résultats avec une efficacité Carnot de 60 % pour des températures de fonctionnement standard [4].

Les systèmes de stockage pouvant être associés à des sources d'énergie renouvelables pour décarboner le secteur industriel ont fait l'objet d'une revue bibliographique dans une précédente étude [5]. Les solutions possibles sont :

- des batteries électriques et à flux pour des durées plus courtes,
- le pompage turbinage (PHES, pumped-hydro energy storage) pour des durées plus longues et une puissance plus élevée,
- le stockage d'énergie à air comprimé et à air liquide.

Dans cette étude paramétrique préliminaire, le système de stockage, couplant les technologies PHES (pompage-turbinage) et PTES (stockage d'énergie thermique par pompage) et fonctionnant avec des cycles CO₂ transcritiques, a été envisagé comme une solution intéressante car ayant un faible investissement (Capex)

et une efficacité aller-retour RTE (round-trip efficiency) élevée.

Le dioxyde de carbone (CO₂, R744) est un fluide frigorigène naturel utilisé dans les systèmes de réfrigération depuis le XIX^{ème} siècle jusqu'à la découverte des CFC et HCFC qui présentaient alors des propriétés idéales. Avec l'interdiction de ces fluides pour des raisons environnementales, le dioxyde de carbone a retrouvé de l'intérêt au cours des dernières années. En effet, il présente l'avantage d'être abondant, non explosif, ininflammable, non toxique, non corrosif et de présenter un faible impact sur l'environnement (GWP, ODP, TEWI). Son utilisation n'est donc pas restreinte, ce qui présente un intérêt majeur pour les technologies en termes de viabilité à long terme.

D'un point de vue thermodynamique, le CO₂ a une température critique basse (31,1°C) et une pression critique modérée (73,8 bar), ce qui permet de travailler facilement dans son domaine supercritique. Le CO₂ présente des propriétés thermophysiques intéressantes dans les cycles de pompe à chaleur et de réfrigération. Bouteiller [6] et Baheta et al. [7] présentent l'avantage des cycles transcritiques par rapport aux cycles sous-critiques car le fluide produit de la chaleur sous forme sensible et non latente. L'intérêt est de minimiser l'écart de température tout au long de l'échangeur pour diminuer les pertes exergétiques comme présenté sur la figure 1. Dans cette configuration en phase supercritique, l'échangeur haute pression est nommé « gas cooler » soit refroidisseur de gaz.

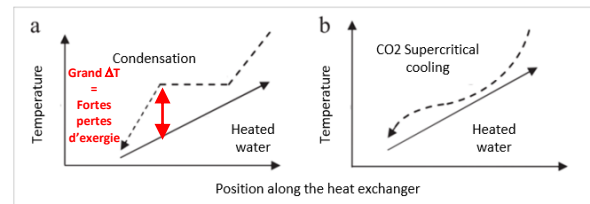


Figure 1 : Différences de température entre le fluide frigorigène et l'eau chauffée en cycles sous-critique (a) et transcritique (b) [6]

Avec un glissement de température, le concept d'efficacité de Carnot ne peut pas être utilisé. Il est remplacé par le rendement de Lorentz comme étant le rendement maximum théorique d'un cycle transcritique [8]. Les COP chaud et froid sont définis par les équations 1 et 2 où T_m correspond à la moyenne logarithmique de l'écart de température.

$$COP_{c,Lz} = \frac{T_m [K]}{T_m - T_{evap}} \quad (1)$$

$$COP_{f,Lz} = \frac{T_{evap} [K]}{T_m - T_{evap}} \quad (2)$$

Cet article présente un système couplant les technologies de pompage-turbinage (PHES) et de batterie de Carnot (PTES Pumped-Thermal Energy Storage) à l'aide d'un cycle transcritique de pompe à

chaleur (PAC) et d'un cycle organique transcritique (OTC) au CO₂. A partir d'un modèle numérique, cet article discute de l'efficacité énergétique du système et évalue son intérêt économique.

2. DESCRIPTION DE LA TECHNOLOGIE ET DU MODELE NUMERIQUE

2.1. Technologie P2HR, piston hydro-CO₂ haute réversibilité

La technologie P2HR (piston hydro-CO₂ haute réversibilité) est basée sur un cycle au CO₂ transcritique à puissance spécifique inversée (environ 5 kW/m³) avec une approche d'efficacité maximale destinée aux applications industrielles et tertiaires où l'emprise au sol n'est pas limitée. Pour faire fonctionner le système, l'énergie électrique est transférée au circuit d'eau sous forme d'énergie hydraulique. Comme présenté sur la figure 2, l'accumulation ou la diminution d'eau dans les réservoirs hydro-CO₂ sous pression transfère un travail à travers une membrane déformable au circuit de CO₂, où les transformations thermodynamiques et les échanges thermiques sont réalisés. Cette membrane formée de polyamide 11 (PA11) est isolée thermiquement et est non perméable au CO₂. Ce système avec une membrane à déplacement lent réduit très fortement les pertes exergetiques des cycles au CO₂ transcritiques traditionnels aux niveaux du compresseur et du détendeur [9]. Elle permet également de réaliser des transformations thermodynamiques efficaces telles qu'une compression isotherme [10] et une détente isentropique.

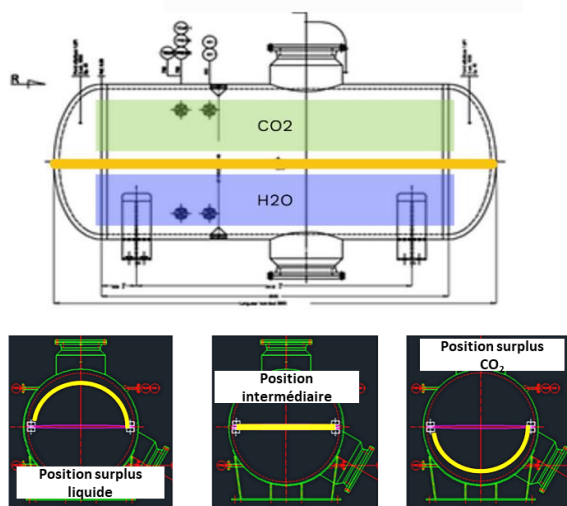


Figure 2: Schéma de principe du réservoir à membrane sous pression

La figure 3 montre le circuit hydraulique (en pointillés) et le circuit de CO₂ (traits pleins) entre des réservoirs haute pression et basse pression. Au niveau de l'évaporateur et du gas cooler, les échanges thermiques produisent ou prélèvent de la chaleur dans

les réservoirs thermiques chaud et froid. Sur la gamme de température envisagée, la chaleur spécifique du CO₂ varie fortement. Par conséquent, des stockages thermiques intermédiaires sont utilisés afin de pouvoir satisfaire la conservation d'énergie en ajustant les débits des fluides secondaires. Ceci permet aussi de maintenir de faibles pincements dans les échangeurs et minimiser les pertes d'exergie.

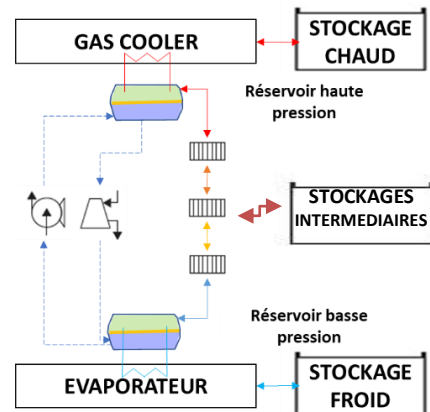


Figure 3: Schéma de principe du système P2HR

2.2. Cycles thermodynamiques

La figure 4 présente les cycles thermodynamiques en modes PAC et OTC pour des températures de réservoirs chaud et froid de 130 °C et de -30 °C.

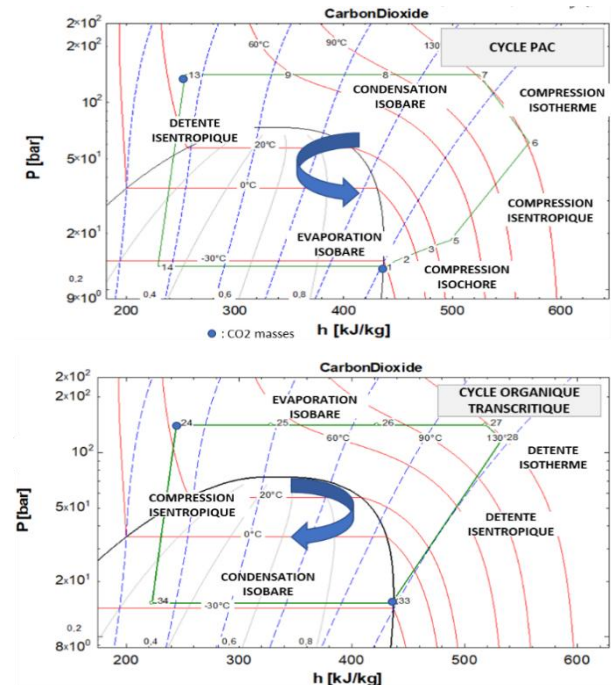


Figure 4: Cycles PAC et OTC du système P2HR

Les différentes transformations sont réalisées grâce aux échanges avec les différents réservoirs à différentes températures en incluant les réservoirs intermédiaires ainsi que les actions de pompage et de turbinage pour

modifier le volume de CO₂. Le temps de chaque cycle est estimé à 15 minutes. De plus, le fait que des compressions et détente isothermes et isentropiques puissent ainsi être réalisées témoigne du caractère de haute réversibilité et de flexibilité du système P2HR. Comme la puissance mécanique est transmise par le système hydraulique alors que le CO₂ est maintenu dans les cuves sous pression, il est possible d'opérer toute modification de cycle en ajustant les transitions temporelles par des ouvertures de vannes électroniques ou des commutations de la pompe entre les différentes transformations. Enfin, la technologie P2HR n'utilise pas l'environnement comme source chaude ou froide principale. Par conséquent, l'exposition de la performance technologique aux fluctuations climatiques est marginale.

3. ANALYSE TECHNICO-ECONOMIQUE

3.1. Coefficient de performance et efficacité énergétique

Le coefficient de performance (COP) et l'efficacité énergétique sont généralement utilisés pour déterminer la performance globale d'un système.

Pour le mode PAC, les coefficients de performance sont définis par les équations 3 à 8 où W_b est le travail non perdu en raison de la pression d'aspiration non nulle et $Q_{pompe,rec}$ est la chaleur récupérée à l'échauffement de la pompe.

$$COP = COP_c + COP_f \quad (3)$$

$$COP_c = \frac{-Q_{c,HPC}}{W_{HPC,pompe}} \quad (4)$$

$$COP_f = \frac{Q_{f,HPC}}{W_{HPC,pompe}} \quad (5)$$

$$Q_{h,HPC} = (Q_{7-6} + Q_{13-7} + Q_{5-4})\eta_{HEX} + Q_{pompe,rec} \quad (6)$$

$$Q_{c,HPC} = (Q_{1-14} + Q_{2-1})\eta_{HEX} \quad (7)$$

$$W_{HPC,pompe} = \frac{1}{\eta_{pompe}} \sum_{i=1}^{13} (W_{i-i+1} - W_{b_{i-i+1}}) \quad (8)$$

Afin de s'affranchir des conditions de simulations, les rendements de Lorentz sont définis par les équations 9 à 11.

$$\eta_{c,HPC,Lz} = \frac{COP_{c,HPC}}{COP_{c,Lz}} \quad (9)$$

$$\eta_{f,HPC,Lz} = \frac{COP_{f,HPC}}{COP_{f,Lz}} \quad (10)$$

$$\eta_{HPC,Lz} = \frac{COP_{c,HPC} + COP_{f,HPC}}{COP_{c,Lz} + COP_{f,Lz}} \quad (11)$$

Pour le mode OTC, les différents rendements sont respectivement définis comme les inverses des coefficients de performance. Le rendement de Lorentz prend donc la forme de l'équation 12.

$$\eta_{OTC,Lz} = \frac{\left(\frac{1}{\eta_{c,OTC}} + \frac{1}{\eta_{f,OTC}}\right)^{-1}}{\left(\frac{1}{COP_{c,Lz}} + \frac{1}{COP_{f,Lz}}\right)^{-1}} \quad (12)$$

Enfin, le rendement aller-retour (RTE) représente en équation 13 le rapport entre la quantité d'électricité produite en mode OTC et la quantité d'électricité

consommée en mode PAC. Cette valeur est l'efficacité de la technologie P2HR lorsqu'elle est utilisée pour le stockage d'électricité.

$$RTE = \frac{W_{OTC,turbine}}{W_{HPC,pompe}} = \eta_{OTC} \times COP_{HPC} \quad (13)$$

Compte tenu des différences entre la chaleur produite et consommée lors des deux modes, il n'est pas possible de faire fonctionner les mêmes quantités de PAC et d'OTC si la chaleur disponible est strictement limitée à la production. Une quantité résiduelle de chaleur (chaude ou froide) reste non consommée. Par conséquent, deux définitions supplémentaires sont fournies. La définition brute (indice « brut », équation 14) ajuste l'énergie électrique au réservoir thermique limitant. Dans la définition ajustée (indice « aj », équation 15), la chaleur restante (chaude ou froide, indice « res ») est utilisée pour exécuter le mode OTC en utilisant l'environnement comme source froide ou chaude.

$$RTE_{brut} = \frac{W_{OTC,turbine} \cdot \min\left(\frac{Q_{c,HPC}}{Q_{c,OTC}}, \frac{Q_{f,HPC}}{Q_{f,OTC}}\right)}{W_{HPC,pompe}} \quad (14)$$

$$RTE_{aj} = \frac{W_{OTC,turbine} \cdot \min\left(\frac{Q_{c,HPC}}{Q_{c,OTC}}, \frac{Q_{f,HPC}}{Q_{f,OTC}}\right) + \Sigma(Q_{res}\eta_{OTC})}{W_{HPC,pompe}} \quad (15)$$

3.1. Hypothèses de dimensionnement

L'étude simulée à l'aide du logiciel EES est basée sur l'analyse d'une pompe réversible alimentée par une puissance électrique absorbée de 40 kW avec un rendement hydraulique (moteur + arbre) de 90 %. La puissance hydraulique induite transmise au circuit d'eau est de 36 kW. Parmi les 10% de pertes, 70% sont supposés être récupérés sous forme d'énergie thermique de faible qualité et utilisés pour le processus de compression isochore (4-5) pour réchauffer partiellement le CO₂ jusqu'à 40°C.

Les volumes des réservoirs sous pression sont fixés à 3,6 m³, ce qui détermine la quantité de CO₂ insérée dans le système en fonction de la densité de gaz la plus faible du processus, au point 1. La masse calculée est de 118,6 kg.

Les échangeurs de chaleur ont un rendement supposé de 98 %. Les pincements de l'échangeur de chaleur sont fixés à 2 K pour la compression isotherme (6-7) et l'évaporation isobare (0-1) et à 5 K pour les composants restants. Les réservoirs chaud et froid sont à des températures variées entre 90 °C et 130 °C et entre 0 °C et -30 °C respectivement. Les références sont de 130 °C et -30 °C. La haute pression est fixée à 130 bar et la basse pression, à 13,3 en mode PAC ou 15,3 bar en mode OTC. Les températures des réservoirs d'eau intermédiaires utilisés dans la condensation isobare sont fixées respectivement à 25 °C, 55 °C et 82 °C pour obtenir une puissance quasi-constante pour les trois échangeurs de chaleur différents utilisés entre les points 7 et 13 (24 et 27 en OTC). La température de l'environnement est fixée à 15 °C.

Pour la compression isotherme, un fonctionnement spécifique de la pompe a été déterminé et ajusté avec un partenaire industriel pour pouvoir générer une puissance calorifique constante à partir de la compression du volume de CO₂. En effet, du fait de la variabilité de la chaleur générée au cours de la compression, l'augmentation de pression doit être surveillée. Ainsi, une pompe à CO₂ interne contrôle également le débit massique de CO₂ à l'intérieur du réservoir chaud sous pression afin de maintenir une différence de température de 6 K entre l'entrée (126 °C) et la sortie (132 °C) pour la température de référence de 130 °C.

4. RESULTATS ET DISCUSSION

4.1. Performance énergétique

La figure 5 montre les COP chaud et froid et le rendement de Lorentz en mode PAC. Les performances augmentent respectivement de 27 %, 36 % et 31 % lorsque la température du réservoir froid augmente de 30 K. Des rendements de Lorentz entre 79 % et 70 % sont atteints. Lorsque la température du réservoir chaud diminue de 40 K, les performances augmentent respectivement de 12 %, 18 % et 14 %. Des rendements de Lorentz entre 77 % et 79 % sont atteints.

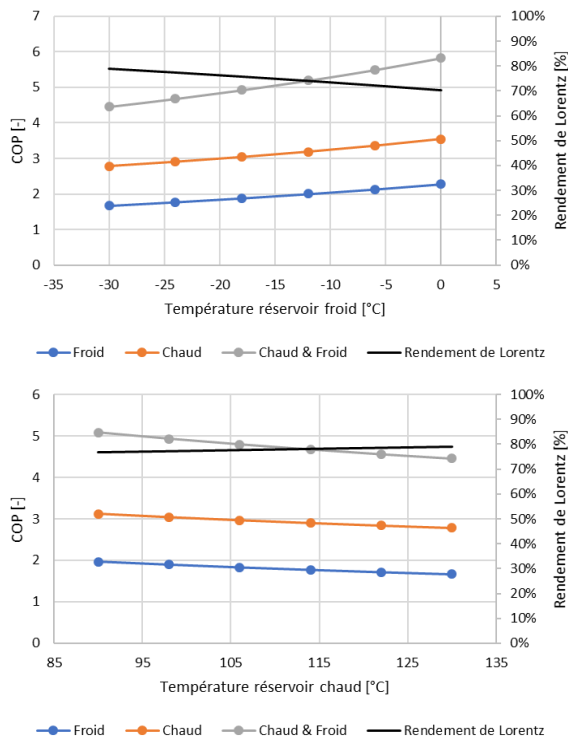


Figure 5: Coefficients de performance et rendement de Lorentz en mode PAC

La figure 6 montre l'impact de la différence des températures des réservoirs thermiques sur les performances de l'OTC. Pour une plus grande performance, une différence de température maximale

est requise. Les évolutions de rendements sont équivalentes à celles du mode PAC. Le rendement de Lorentz maximal est de 85 %.

Les évolutions des COP en mode PAC et des rendements en mode OTC étant contraires, le RTE du système P2HR est quasiment constant malgré les variations de température des réservoirs. Les valeurs maximales des RTE brut et ajusté sont respectivement de 0.58 et 0.66 pour le couple de températures 130 °C / -30 °C.

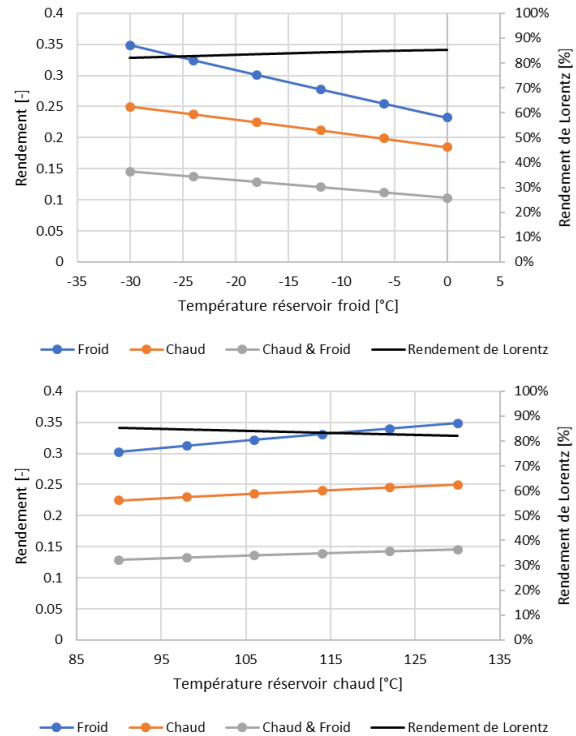


Figure 6: rendements de cycle et rendement de Lorentz en mode OTC

4.2. Indices économiques

Actuellement en TRL5, le prix industriel du P2HR n'a pas été déterminé. Les premiers calculs sur le matériel nécessaire et sur les procédés d'industrialisation prévoient d'atteindre un objectif de prix autour de 3000 EUR/kWe installé.

L'analyse compare un site industriel nécessitant 2 500 MWh/an de chaleur à 130 °C et 2 500 MWh/an de froid à -30 °C. La demande d'énergie a été inégalement répartie pour répondre aux profils industriels, où 75 % de la consommation se fait pendant 40 % de la journée de travail. Les cas suivants sont envisagés :

- A1 : Chaudières à gaz et groupes frigorifiques pour la production de chaleur et de froid. Le gaz et l'électricité sont consommés pour correspondre à la production thermique instantanée.
- B1 : Technologie P2HR utilisée en mode HPC. L'électricité est consommée pour correspondre à la production thermique instantanée.

- A2 : Chaudières à gaz et groupes frigorifiques pour la production de chaleur et de froid + installation de batterie pour le transfert de charge. Pendant les heures creuses, les batteries sont chargées pour réduire partiellement la consommation d'électricité pendant les heures de pointe et à pleine charge.

- B2 : Technologie P2HR utilisée en mode HPC + stockage thermique pour une utilisation hors réseau + production d'électricité pour le surplus de chaleur en mode ORC sur l'environnement. L'installation est exploitée pendant toutes les heures creuses pour créer un stockage thermique qui est ensuite consommé pendant les heures de pointe et à pleine charge. La chaleur ou le froid restant est utilisé pour faire fonctionner l'OTC en tant que technologie Heat-to-Grid et vendre de l'électricité pendant les heures de pointe et à pleine charge.

La figure 7 présente l'évolution des coûts globaux cumulés de surinvestissement et d'opération incluant la maintenance pour les 4 cas d'études. Le temps de retour du système P2HR est estimé à environ 4 ans pour un prix cible de 3420 €/kWe. Au bout de 20 ans les économies envisageables apportées par le cas B2 par rapport au cas A1 atteignent 49,7 %.

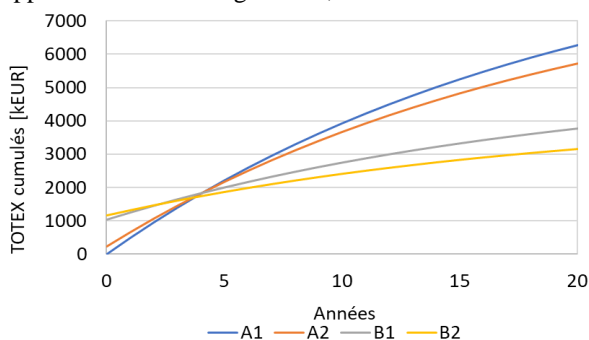


Figure 7: Evolution des coûts totaux d'opération pour les 4 cas d'étude

5. CONCLUSION

Cet article présente une nouvelle technologie conçue pour améliorer l'efficacité énergétique des procédés industriels. Le développement innovant et l'approche de puissance spécifique inversée permettent de réduire les irréversibilités dans le système en (i) augmentant la durée du cycle, (ii) en considérant un nouveau segment thermodynamique et (iii) en utilisant un circuit hydraulique comme vecteur de transmission mécanique pour éliminer les principaux composants d'irréversibilité des systèmes traditionnels. Le système P2HR atteint des COP chaud + froid de 5,8, des rendements en cycle OTC de 35 %, des rendements de Lorentz autour de 80 % et un RTE maximal de 66 %.

Outre de bonnes performances thermodynamiques, le système présente une grande flexibilité pour répondre à la demande industrielle. Sans modification du système, il est possible d'ajuster les niveaux de

température et de surveiller la production thermique. Une attention particulière est portée aux processus de compression isotherme et d'évaporation isobare qui permettent de produire de la chaleur et du froid de haute qualité à température constante et à puissance constante. De plus, l'utilisation marginale des conditions environnementales réduit l'exposition à la dégradation des performances et permet d'utiliser ce système dans n'importe quel endroit.

La première analyse économique présente des résultats prometteurs pour le développement de cette technologie dans l'industrie. Les coûts de production correspondent à un prix cible de 3420 €/kWe. L'instabilité actuelle du marché de l'énergie renforce l'intérêt des solutions hors réseau et de transfert de charge pour la production d'énergie dans les industries, tant du point de vue économique qu'environnemental. Son rôle pour le stockage d'électricité pure devrait être analysé plus en détail avec des données complémentaires sur les coûts industriels de stockage.

RÉFÉRENCES

- [1] IPCC Intergovernmental Panel on Climate Change, Climate Change 2021, The physical science basis summary for policy makers (2021).
- [2] IEA International Energy Agency, Heating 2021, <https://www.iea.org/reports/heating> (2021).
- [3] SIHOMBING, H.V., AMBARITA, H., WALDEMAR N., SETIAWAN, E.Y., Effect of multi-stage vapor compression refrigeration cycle using refrigerant R32 for Air-conditioning units, Conference Series: Material and Sciences Engineering (2020).
- [4] AHRENS M.U., FOSLIE, S.S, MOEN, O.M., BANTLE, M., Integrating high temperature heat pumps and thermal storage tanks for combined heating and cooling in the industry. Applied Thermal Engineering 189, (2021).
- [5] BYRNE, P., LALANNE, P., Parametric Study on Long-Duration Energy Storage Using Pumped-Hydro and Carbon Dioxide Transcritical Cycles. Energies 14, 4401, (2021).
- [6] BOUTEILLER, P., Etude expérimentale de cycles de pompe à chaleur utilisant des mélanges à base de CO2. Conservatoire National des Arts et Metiers (CNAM) thesis, (2017).
- [7] BAHETA, A.T., HASSAN, S., REDUAN, A.R.B., WOLDEYOHANNES, A.D., Performance investigation of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle. 12th Global Conference on Sustainable Manufacturing. Procedia CIRP 26, 482-485, (2015).
- [8] STENE, J., Integrated Heat Pump Systems for Space Heating and Hot Water Heating in Low-Energy Houses and Passive Houses. International Energy Agency (IEA) Heat Pump Programme – Annexe 32 – Workshop in Kyoto, Japan, (2007).
- [9] SAHU, K. A., AGRAWAL, N., NANDA, P., A parametric study of transcritical CO2 simple cooling cycle and combined power cycle. International Journal of Low-Carbon Technologies, 12, 383-391, (2017).
- [10] TOUBLANC, C., CLAUSSE, M., TERRIER, M.F., MEUNIER, F., CO2 Carnot-type cycle based on isothermal vapour compression. 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, (2006).
- [11] CORRADI, O., Electricity Map – Marginal emissions: what they are and when to use them. <https://electricitymap.org/>, (2019).