

Notes techniques et réflexions

Présentation des différentes méthodes de détermination de l'efficacité d'un échangeur double flux

Traduction d'un article de Eberhard Paul (Paul Lüftung)

Auteur : Bastien GARBAY

Mars 2011



Ingénierie énergétique
26160 FELINES S/RIMANDOULE
TEL & FAX : (33) 04.75.90.18.54
email : contact@enertech.fr
Web : www.enertech.fr

Note explicative sur les différentes méthodes de calcul de l'efficacité de récupération de chaleur d'échangeur double flux

traduction du document :

„Erklärungen zu den verschiedenen Wirkungsgraden bei Wärmerückgewinnungsgeräten“
paru en 2009

Objet :

Ce document est une traduction résumée d'une note rédigée par Eberhard PAUL, fondateur de la société Paul Wärmerückgewinnung GmbH, fabricant de système de ventilation Double Flux performants. Il explique quelles sont les différentes méthodes de calcul de l'efficacité de récupération de chaleur au niveau d'un échangeur double flux.

Il définit 4 méthodes associées à 4 grandeurs pour évaluer l'efficacité de récupération de chaleur d'un échangeur double flux :

- 1) Le rapport des températures
- 2) L'efficacité de récupération de chaleur
- 3) Le taux de mise à disposition de chaleur
- 4) Le taux effectif de mise à disposition de chaleur

Par ailleurs, d'autres paramètres interviennent lors des tests de mesure d'efficacité :

- le débit d'air : plus le débit est faible, meilleure est l'efficacité
- l'humidité de l'air : plus l'air est humide, meilleure est l'efficacité (dans le cas où l'efficacité est calculée en fonction des enthalpies)
- l'équilibre des débits d'air extrait et d'air soufflé
- les températures

C'est pourquoi les tests sont réalisés par le DIBT¹/TZWL² pour 3 points de fonctionnement :

Point de mesure	1	2	3
Température de l'air repris	21°C	21°C	21°C
Humidité de l'air repris	36%	46%	56%
Température de l'air extérieur	-3°C	+4°C	-10°C
Humidite de l'air extérieur	80%	80%	80%

¹ Deutschen Institut für Bautechnik, équivalent du CSTB en Allemagne

² Europäisches Testzentrum für Wohnungslüftungsgeräte – Laboratoire européen d'essai sur les systèmes de ventilation pour le logement

1 Rapport des températures η_T

C'est une des plus vieilles définitions. Il est possible de raisonner soit sur les températures, côté air neuf (réchauffement de l'air soufflé), soit côté air repris (Refroidissement de l'air extrait).

a. Raisonnement côté air soufflé

$$\eta_{T1} = \Delta T1 / \Delta t_{max} = (T_s - T_{ext}) / (T_{ab} - T_{ext}) \quad (1)$$

T_{ext} ... Température extérieure

T_s Température de l'air soufflé

T_{ab}Température de l'air repris (air vicié)

T_{fo} Température de l'air rejeté

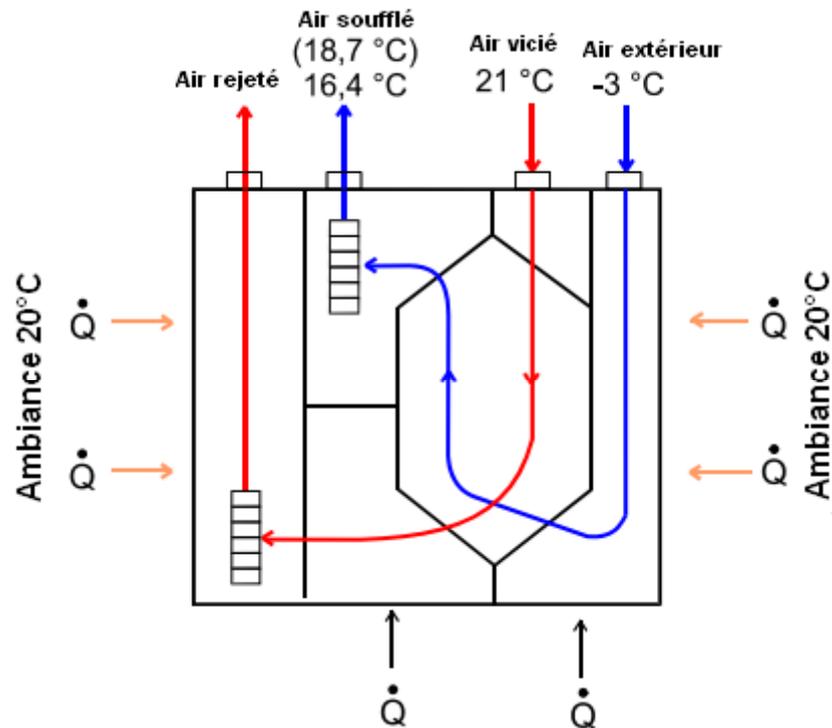


Figure 1 : Transfert de chaleur à travers les parois du caisson entre l'ambiance (20°C) et l'air froid, c'est à dire air neuf et air rejeté

Le problème de l'équation 1 est que des flux de chaleur « perturbateurs » sont pris en compte et biaisent le calcul du rapport des températures. En effet si, comme le montre la figure 1, le caisson est dans un local chauffé à 20°C, des transferts de chaleur peuvent avoir lieu entre la pièce chauffée et le caisson, à travers le caisson, à savoir :

- Réchauffement de l'air extérieur, ce qui implique une température plus élevée en entrée de l'échangeur, une température plus élevée de l'air rejeté (pertes thermiques) et surtout une température plus élevée de l'air soufflée et donc une efficacité « observée » plus élevée.
- Réchauffement de l'air rejeté à travers le caisson : Pertes thermiques directement vers l'extérieur
- Dans les conditions de tests réalisés par le TZWL, $T_{ext} = -3^\circ\text{C}$, $T_{ab} = 21^\circ\text{C}$, $T_{ambiance} = 20^\circ\text{C}$, un apport de chaleur de 143 W a été mesurée à travers la paroi du caisson, de la pièce chauffée vers le caisson. Sans cet apport, la température de l'air soufflé serait de 16,4°C au lieu de 18,7°C avec apport. L'écart sur l'efficacité de récupération de chaleur est important :
Si $T_s = 18,7^\circ\text{C}$, $\eta_{T1} = (18,7 - (-3)) / (21 - (-3)) = 89\%$
Si $T_s = 16,4^\circ\text{C}$, $\eta_{T1} = (16,4 - (-3)) / (21 - (-3)) = 80\%$

C'est la méthode utilisée dans la norme européenne EN 308. C'est une valeur d' « efficacité » sur les températures, donc pas de récupération d'énergie de condensation. Lors du test, le boîtier doit être isolé par 50mm (en pratique, ce n'est quasiment jamais fait par le centre de test). Se référer à l'Annexe 1 pour connaître les autres conditions du test.

b. Raisonnement côté air repris

$$\eta_{T2} = \Delta T_2 / \Delta t_{\max} = (T_{ab} - T_{fo}) / (T_{ab} - T_{ext}) \quad (2)$$

En déterminant le rapport des températures côté air repris, la chaleur prélevée à l'air ambiant est correctement prise en compte.

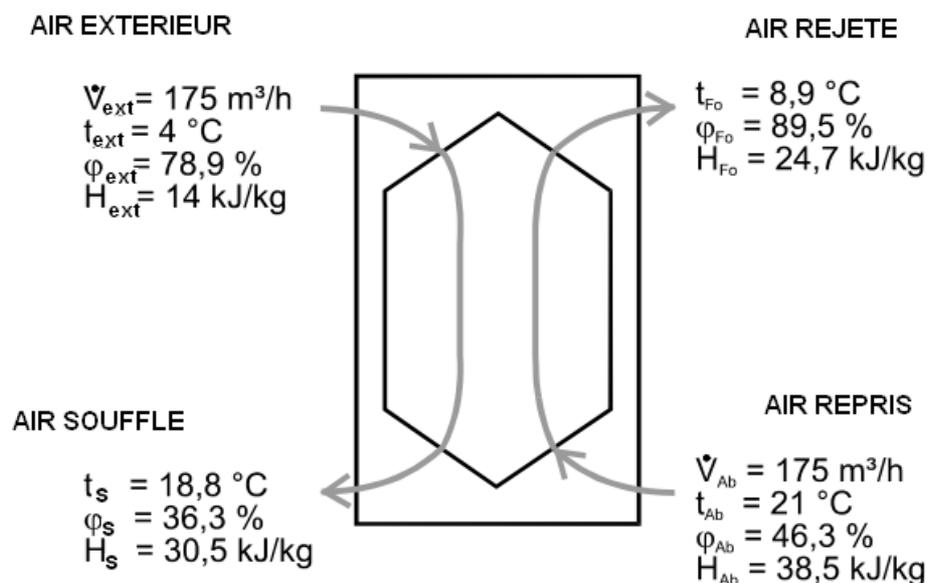
Au final, la différence entre le rapport de température côté air repris (87,1%) et le rapport de température côté air soufflé (71%) est énorme. On obtient une différence de 16% entre les deux valeurs d'efficacité. (Voir exemple 2 de l'Annexe 1, mesures de température pour un caisson de ventilation dont les parois sont très peu isolées).

Pour cette raison, de nombreuses méthodes dans plusieurs pays européens proposent de corriger l'efficacité mesurée sur air soufflé afin d'obtenir une valeur d'efficacité réelle η_{eff} plus réaliste :

- Gouvernement du Land de Basse-Autriche : $\eta_{\text{eff}} = \eta_{T1} - 12\%$
- Méthode pour l'étiquette énergétique des systèmes de ventilation en Suisse : $\eta_{\text{eff}} = \eta_{T1} - 12\%$
- Logiciel PHPP du Passivhaus-Instituts (Dr. Feist) : $\eta_{\text{eff}} = \eta_{T1} - 12\%$
- Réglementation EnEV (Réglementation thermique allemande) : $\eta_{\text{eff}} = \eta_{T1} * 0,91$

2 L'efficacité de récupération de chaleur η_{WRG}

Si on souhaite évaluer la récupération de chaleur d'échangeur, raisonner sur les températures de l'air n'est pas suffisant. Il faut également prendre en considération l'humidité de l'air, et donc raisonner non plus sur la température, mais sur l'enthalpie H.



	Rapport des températures η_T	Efficacité de récupération de chaleur η_{WRG}
Côté air soufflé	$\eta_{T1} = (T_s - T_{ext}) / (T_{ab} - T_{ext})$ $\eta_{T1} = (18,8 - 4) / (21 - 4)$ $\eta_{T1} = 87\%$	$\eta_{WRG1} = (H_s - H_{ext}) / (H_{ab} - H_{ext})$ $\eta_{WRG1} = (30,5 - 14) / (38,5 - 14)$ $\eta_{WRG1} = 67\%$
Côté air extrait	$\eta_{T2} = (T_{ab} - T_{fo}) / (T_{ab} - T_{ext})$ $\eta_{T2} = (21 - 8,9) / (21 - 4)$ $\eta_{T2} = 71\%$	$\eta_{WRG2} = (H_{ab} - H_{fo}) / (H_{ab} - H_{ext})$ $\eta_{WRG2} = (38,5 - 24,7) / (38,5 - 14)$ $\eta_{WRG2} = 58\%$

Figure 2 : Définitions d'efficacité et différentes valeurs obtenues pour 1 même appareil !

Pour le même appareil, on voit qu'il existe une grande différence selon qu'on raisonne en température (87%) ou en enthalpie (67%), et cela du côté de l'air soufflé.

En 1995, avec l'arrivée de la nouvelle réglementation thermique allemande WschVO'95, il a fallu définir une efficacité de récupération de chaleur pour les centrales de ventilation double flux. Si la définition (8) avait été retenue, un échangeur avec un relativement bon rapport de température ($\eta_{T1} = 87\%$) aurait été pénalisé, puisqu'il n'aurait qu'une efficacité de 58%.

$$\eta_{WRG2} = (H_{ab} - H_{fo}) / (H_{ab} - H_{ext}) \quad (8)$$

Pour l'auteur, au moment de la définition de l'efficacité de récupération dans le texte de loi, on ne savait pas vraiment ce qu'on voulait quantifier. Les centrales de ventilation avec des échangeurs à courants croisés (ancienne technologie) obtenaient hier comme aujourd'hui des rapports de températures rarement supérieurs à $\eta_{T1} = 65\%$. Pour récompenser des produits plus performants, on pouvait lire dans cette même réglementation WschVO'95 : « Dans la mesure où certaines centrales de ventilation présentent une efficacité de récupération de chaleur de plus de 65%, publiées dans le Journal Officiel, les déperditions de ventilation Q_L peuvent être multipliées par le facteur $0,8^*$ ($65 / \eta_w$). »

Actuellement, les échangeurs de centrale de ventilation ne peuvent pas atteindre une efficacité supérieure à $\eta_w = \eta_{WRG2} = 65\%$, pour une valeur d'efficacité de récupération calculée sur l'enthalpie, côté air repris (le produit le plus performant sur le marché atteint aujourd'hui 57%, cf. Certificat VEW Energie AG → aujourd'hui TZWL). Toujours selon l'auteur, il a fallu donc trouver une formule qui permette de s'approcher des valeurs obtenues par un rapport de température, côté air neuf ; Voir à ce sujet le rapport universitaire de Prof. Chramek, de novembre 1995. La formule est la suivante :

$$\eta = (H_{ab} - H_{fo}) / (H_{ab}^* - H_{ext}) \quad (9)$$

avec H_{ab}^* = Enthalpie de l'air extrait avec une humidité relative d'air extérieur. Ce qui veut dire un air extrait très sec, qui n'existe pas en pratique. Donc une quantité très faible d'humidité absolue dans l'air extrait, qui se traduit par une valeur d'enthalpie faible et donc une efficacité de récupération plus élevée : on arrive à l'effet escompté !!

Plus tard, on appellera d'ailleurs $H_{ab}^* \rightarrow H_{zu}^*$ (... pour une plus grande incompréhension)

D'après cette nouvelle définition avec H_{ab}^* , on obtient une efficacité de 79,5% pour l'appareil le plus performant cité plus haut. Pour cet appareil, le rapport des températures pris côté air neuf est de 97%. Il y a donc encore une grande différence ($\Delta \eta = 17,5\%$) entre la nouvelle définition de récupération de chaleur côté air extrait et le rapport des températures pris côté air neuf.

Les experts et les professionnels savent que la chaleur donnée dans l'échangeur par l'air repris ($\Delta H1 = H_{ab} - H_{fo}$) est plus faible que le réchauffement de l'air neuf ($\Delta H2 = \Delta H1 + Q = H_s - H_{ext}$).

En effet , l'air neuf est réchauffé par le flux de chaleur Q, prélevé à l'ambiance à travers la paroi du caisson. Cette chaleur Q ne doit pas être comptée dans le calcul de récupération de chaleur, la récupération de chaleur correspond à la valeur $\Delta H1$ seule, c'est à dire la chaleur apportée par l'air extrait à l'air neuf.

Or, si on raisonne sur l'air neuf, on compte obligatoirement la chaleur récupérée sur l'air extrait $\Delta H1$ et l'apport de chaleur dû à l'ambiance Q. Une nouvelle définition a été créée (voir à ce sujet l'annexe 2 sur les transformations successives des formules pour le calcul de l'efficacité de récupération de chaleur) :

$$\eta'_w = (H_s - H_{ext}) / (H_s^* - H_{ext}) \quad (12)$$

Avec cette équation, on obtient une efficacité de récupération de chaleur de $\eta'_w = \eta_{WRG} = 99\%$, à savoir une valeur du même ordre de grandeur (élevé) que le rapport de température côté air neuf ($\eta_{T1} = 97\%$)

3 Le taux de « mise à disposition de chaleur » η_{WBG}

Le taux de mise à disposition de chaleur compte, en plus de la chaleur transférée de l'air extrait à l'air soufflée, la chaleur dégagée par les moteurs des ventilateurs (Pel) :

$$\eta_{WBG} = (H_{ab} - H_{fo} + Pel) / (H_s^* - H_{ext}) \quad (13)$$

Au vu de cette équation, prendre en considération de la chaleur dégagée par les moteurs revient à conclure que l'efficacité de récupération de chaleur est d'autant plus importante que les moteurs dégagent de la chaleur ; autrement dit, plus les ventilateurs consomment, meilleure est l'efficacité.

D'après cette dernière équation, il semble que le réchauffement de l'air est la somme de la chaleur échangée entre les deux flux d'air et la chaleur dégagée par les ventilateurs. Il ne faut pas oublier, d'après les équations vues plus haut, la chaleur prélevée à l'ambiance à travers les parois. Ce dernier terme est négligeable dans le cas où le caisson est très bien isolée et sans pont thermique (caisson en polystyrène).



Figure 3 : Représentation du caisson du produit « thermos » de PAUL ; Le caisson est en polystyrène expansé et d'une épaisseur de 80 mm.

4 Le taux effectif de mise à disposition de chaleur (d'après Passivhaus Institut)

Cette définition adoptée par le PASSIVHAUS INSTITUT donne une valeur mesurée en raisonnant côté air repris.

$$\eta_{\text{WRG,eff}} = \Delta T_2 / \Delta t_{\text{max}} = (T_{\text{ab}} - T_{\text{fo}} + P_{\text{el}} / (m \cdot C_p)) / (T_{\text{ab}} - T_{\text{ext}})$$

avec P_{el} : la puissance électrique des ventilateurs W
 m : débit massique en kg/s
 c_p : capacité calorifique de l'air en J/(kg.K)

C'est au sens de l'auteur la « vrai » définition, car :

- 1) elle ne prend pas en compte la chaleur prélevée dans l'ambiance par l'air soufflée, car elle affecterait (en l'augmentant) le valeur de l'efficacité ;
- 2) elle prend en compte la chaleur, transmise à travers le boîtier, qui réchauffe l'air rejeté frais, et qui dégrade donc l'efficacité ;
- 3) elle évite de faire un calcul avec une valeur théorique non réelle d'enthalpie H_s^* , définie par un taux d'humidité extérieure (extérieur très sec)

Cependant, cette valeur est mesurée pour une température d'air extrait sec, ce qui signifie que la chaleur latente, qui peut être récupérée dans le cas où l'air repris est très humide, n'est pas comptabilisée. Par conséquent, le taux réel de mise à disposition de chaleur est supérieur à la valeur calculée. C'est la raison pour laquelle certains fabricants (PAUL, par exemple) donne des taux de mise à disposition de chaleur, exprimées de la manière suivante : $\eta_{\text{eff}} > 92\%$ (Thermos 200 DC de Paul)

5 Facteur de puissance ϵ

$$\epsilon = (H_s - H_{\text{ext}}) / P_{\text{el}}$$

avec $H_s - H_{\text{ext}}$ = Energie thermique utile

Plus précisément, l'énergie thermique utile devrait être définie de la manière suivante : $H_{\text{ab}} - H_{\text{fo}} + P_{\text{el}}$

P_{el} = Puissance électrique (Ventilation, régulation,...) en W

Ce facteur de puissance se situe autour de 20 pour de bonnes centrales double flux. Il permet d'intégrer de manière intelligente la consommation des ventilateurs et de la régulation. Plus ces derniers sont peu consommateurs, meilleure est le facteur de puissance.

Au contraire, dans l'équation 13, plus les ventilateurs sont économes en énergie, moins le taux de mise à disposition de chaleur est bon.

ANNEXE1 : Méthodes de certification pour la récupération de chaleur d'un échangeur double flux (en date du 18.05.2009) et comparaisons des méthodes sur 2 caissons

Méthode de certification	1	2	3	4
Norme	DIN EN 308	Mesuré par l'université ZWICKAU, suivant la norme DIN EN 308	Passivhaus-Institut PHI	DIBT
Formule utilisée	<p>Rapport de températures</p> $\eta_T = (T_s - T_{ext}) / (T_{ab} - T_{ext})$ <p>Text=5°C Tab=25°C</p> <p>La température humide de l'air extrait doit être inférieure à 14°C, ce qui correspond à une humidité relative de 28%</p>	<p>Taux de mise à disposition de chaleur (sec)</p> $\eta_T = (T_s - T_{ext}) / (T_{ab} - T_{ext})$ <p>Text=4-6°C Tab=21°C</p> <p>L'humidité relative de l'air extrait doit être de 25 - 28%, pour ne pas créer des conditions de condensation</p>	<p>Taux "réel" de mise à disposition de chaleur (sec)</p> $\eta_{WRG,eff} = (T_{ab} - T_{fo} + P_{el}) / (m \cdot c_p) / (T_{ab} - T_{ext})$ <p>Text=4-6°C Tab=21°C L'humidité relative de l'air extrait doit être de 25 - 28%, pour ne pas créer des conditions de condensation Pel: Puissance électrique des ventilateurs</p>	<p>Taux de mise à disposition de chaleur</p> $\eta'_W = (H_s - H_{ext}) / (H'_s - H_{ext}) \quad ***$ <p>(Voir Annexe 1: Chronologie de la formule de calcul de l'efficacité) H's: Enthalpie de l'air extrait avec pour humidité relative, l'humidité relative de l'air extérieur φext=80% Tab=21°C</p> <p>3 points de mesures: P1: Text=-3°C, φab=36% P2: Text=+4°C, φab=46% P3: Text=+10°C, φab=56%</p>
Mesure sur:	AIR SOUFFLE	AIR SOUFFLE	AIR REPRIS	AIR SOUFFLE
Grandeur considérée:	Température	Température	Température	Enthalpie
supplémentaire du caisson	Boîtier isolé par 50mm pour le test	néant	néant	néant
Discussion	Cette méthode donne des efficacité un peu plus élevées que la méthode "réelle" (Méthode 3)	Cette méthode semble donner des résultats un peu plus élevés que la méthode 1, car dans la méthode 2 le caisson n'est pas isolé et l'air soufflé est davantage réchauffé; Résultats plus faible que la méthode 4	η représente ici une valeur "effective", qui est en réalité plus élevée dans le cas où l'air extrait est humide	Les résultats par cette méthode sont bien plus élevées que les valeurs "effectives" données par la méthode 3.

	1	2	3	4
Test d'étanchéité	à 100 Pa: Fuites internes <3% à 250 Pa: Fuites externes <3%	à 100 Pa: Fuites internes <3% à 100 Pa: Fuites externes <3%	à 100 Pa: Fuites internes <3% à 100 Pa: Fuites externes <3%	à 100 Pa: Fuites internes <5% à 100 Pa: Fuites externes <5%
Rapport chaleur transmise/chaleur récupérée	$P1 = cp \cdot q_{mAR} \cdot (T_{ab} - T_{fo})$ $P2 = cp \cdot q_{mAN} \cdot (T_s - T_{ext})$ $0,95 < P1/P2 < 1,05$ q _{mAR} : débit d'air repris q _{mAN} : débit d'air neuf T _{fo} : température air rejeté			
				*** On peut également trouver l'expression suivante: $\eta'_W = (H_{ab} - H_{fo} + Q_{el}) / (H'_s - H_{ext})$ mais la valeur réellement mesurée est H _s -H _{ext}

Figure 4 : Méthodes de certification pour l'efficacité de récupération

	Exemple 1 Caisson bien isolé Faible taux de fuites extern: 1%; intern: 2,7%	Exemple 2 Caisson très peu isolé Taux de fuites élevé extern: 4%; intern: 4% Certifié par le TZWL Test n° PLO1R09.11
	Text=6,5°C Tab=21,1°C Ts=19,8°C Débit=185 m3/h	Text=4°C, ϕext=78,9% Tab=21°C Ts=18,8°C Hab'=31,2 kJ/kg (d'après diagramme de Mollier) Débit=175 m3/h
1) DIN EN 308	$\eta_T = (Ts - Text) / (Tab - Text)$ = (19,8 - 6,5) / (21,1 - 6,5) = 13,3 / 14,6 = 91,4%	$\eta_T = (Ts - Text) / (Tab - Text)$ = (18,8 - 4) / (21 - 4) = 14,8 / 17 = 87,1%
3) Méthode PHI	$\eta_{WRG,eff} = (Tab - Tfo + Pel / (m \cdot cp)) / (Tab - Text)$ = (21,1 - 9,2 + 55,6 / (185 * 1,2 * 0,28)) / (21,1 - 6,5) = (11,9 + 0,89) / 14,6 = 87,6%	$\eta_{WRG,eff} = (Tab - Tfo + Pel / (m \cdot cp)) / (Tab - Text)$ = (21 - 8,9 + 40,9 / (196 * 0,28)) / (21 - 4) = (12,1 + 0,745) / 17 = 75,6%
4) DiBT	$\eta'_w = (Hs - Hext) / (H's - Hext)$ = (25 - 11,5) / (26,2 - 11,5) = 13,5 / 14,7 = 91,8%	$\eta'_w = (Hs - Hext) / (H's - Hext)$ = (29,56 - 14,61) / (31,2 - 14,61) = 14,95 / 16,59 = 90,1%
Ecart sur les valeurs d'efficacité données par 3) et 4)	$\Delta\eta = \eta'_w - \eta_{WRG,eff} = 91,8 - 87,6 = 4,2\%$	$\Delta\eta = \eta'_w - \eta_{WRG,eff} = 90,1 - 75,6 = 14,5\%$
Résumé	On observe un écart faible entre les 2 valeurs de récupération de chaleur pour des caissons bien isolés	On observe un écart important entre les 2 valeurs de récupération de chaleur pour des caissons mal isolés

Figure 5 : Comparaison des résultats données par les différentes méthodes pour 2 caissons présentant des niveaux d'isolation différents