

TOLÉRANCES ET INCERTITUDES DES DONNÉES DE PERFORMANCE DES COMPRESSEURS FRIGORIFIQUES

JANVIER 2017



2111 Wilson Boulevard, Suite 500
Arlington, Virginie, 22 201, États-Unis
+001 (703) 524-8800



TABLE DES MATIÈRES

SECTION	PAGE
Préface	1
Incertitude de mesure	2
Incertitude des essais de reproductibilité inter-laboratoires	4
Incertitude de fabrication	5
Incertitude de prédiction de performance	7
Incertitude de condition testée ou évaluée	8
Références	10

PRÉFACE

Les normes de détermination des caractéristiques de performances des compresseurs et des groupes de condensation supposent la publication de données représentatives pour les unités moyennes produites. La tolérance autorisée selon les normes AHRI et EN est régulièrement réévaluée lors des révisions. Ces normes contiennent les descriptions des conditions de détermination ainsi que les valeurs de tolérance associées. Les valeurs de tolérance des normes AHRI 510, AHRI 520, AHRI 540, AHRI 570, EN 12900 et EN 13215 varient selon les conditions de détermination et sont considérées comme nécessaires selon les normes actuelles de production et d'essai américaines et européennes.

La tolérance autorisée pour la puissance frigorifique des compresseurs atteint :

- -5 % à température d'évaporation élevée (HBP)
- -7,5 % à température d'évaporation moyenne (MBP)
- -10 % à température d'évaporation basse (LBP)

La tolérance du COP ou de l'EER peut atteindre jusqu'à -10 % et seulement -5 % aux points spécifiques de classement

Les normes ci-dessus indiquent une tolérance unique pour tout l'éventail de conditions et de plages de fonctionnement. Toutefois, l'impact des tolérances de production et l'incertitude des essais augmentent lorsque les températures d'évaporation sont plus basses, c'est-à-dire lorsque le rapport de pression est plus élevé. Les essais conformes aux normes ASHRAE 23 ou EN 13771 servent à établir et vérifier les données de performance. L'incertitude de la méthode de vérification doit être nettement inférieure à la tolérance à maintenir, conformément à la méthodologie d'assurance qualité.

Ce document examinera les cinq (5) incertitudes de performance principales d'un compresseur :

- L'incertitude de mesure est basée sur une erreur de mesure des instruments utilisés pour les essais de performances du compresseur et peut provoquer des incertitudes de 2,1 % pour la capacité et de 1,3 % pour la puissance d'entrée lors des essais, conformément aux normes de l'industrie ASHRAE 23 et EN 13771. Cependant, d'autres facteurs d'incertitude systématiques tels que les données du fluide frigorigène, la circulation d'huile, l'écart du point d'essai et la stabilité des conditions de fonctionnement augmentent ces valeurs d'incertitude, mais ne peuvent pas être calculés statistiquement.
- L'incertitude des essais de reproductibilité inter-laboratoires est basée sur les différences de points de mesure, d'étalonnage de l'équipement, de méthode de mesure, de qualité du réseau électrique et des propriétés du fluide frigorigène. Celles-ci peuvent expliquer par exemple des incertitudes de 2,1 % pour la capacité et de 2,3 % pour le rendement lors des essais, conformément aux normes de l'industrie ASHRAE 23 et à la norme EN 13771.
- L'incertitude de fabrication causée par le volume mort du compresseur, les variations des pièces d'usinage, le rendement du moteur électrique, les fuites internes de gaz, les alignements des roulements et les pertes mécaniques sur les surfaces de frottement provoquera généralement une incertitude de 1,5 % pour la capacité.
- L'incertitude de prédiction de performance provient des réseaux de courbes de performance ajustée au compresseur utilisant un nombre limité de points d'essai afin de valider les calculs. L'incertitude moyenne peut atteindre 4 % pour le débit massique et 5 % pour la prédiction de puissance. L'erreur absolue maximale peut atteindre 17 % pour le débit massique et 9 % pour la prédiction de puissance.
- L'incertitude comparée entre condition testée ou évaluée est le résultat d'essais effectués dans des conditions légèrement différentes de celles déterminées dans les limites de la norme, ce qui peut créer des erreurs de l'ordre de 1,5 % dans le débit/la capacité massique et de 2 % dans la puissance.

Pour atteindre des valeurs d'incertitude inférieures à celles référencées, il faudrait développer de toutes nouvelles méthodes d'essai et des installations normalisées qui seraient certainement plus éloignées des systèmes de réfrigération réels que les procédures actuelles.

INCERTITUDE DE MESURE

Incertitude de mesure dans les normes d'essai

Les normes d'essai des compresseurs et des groupes de condensation spécifient des valeurs maximales ou limites pour les incertitudes. Les valeurs sont les incertitudes de mesure cible pour les quantités mesurées simples. L'incertitude qui en résulte pour les données de performance peut être calculée sur cette base pour avoisiner les valeurs de puissance frigorifique des compresseurs :

- $\pm 1,5 \%$ à température d'évaporation élevée (HBP)
- $\pm 2,1 \%$ à température d'évaporation basse (LBP)

Puissance absorbée $\pm 1,3 \%$

L'incertitude qui en résulte pour le COP atteint ainsi approximativement :

- $\pm 2 \%$ à température d'évaporation élevée (HBP)
- $\pm 3 \%$ à température d'évaporation basse (LBP)

La formulation des normes diffère car toutes les normes ne sont pas entièrement harmonisées avec le guide ISO/CEI

98-3 (norme dérivée du GUM - guide pour l'expression de l'incertitude de mesure) ni au guide ISO/CEI 99 (dérivé du VIM - vocabulaire international de métrologie).

Les incertitudes spécifiées dans les normes d'essai concernent les valeurs de quantité mesurée, p. ex. pour la lecture de la température ou de la pression d'un fluide. L'incertitude indiquée est donc l'incertitude combinée, y compris les incertitudes de type A (basées sur la détermination statistique) et de type B (basées sur la détermination non statistique). Le type B comprend les erreurs systématiques ou les inexactitudes liées aux instruments et au placement de la sonde.

Les normes de l'industrie ASHRAE 23 et EN 13771-1 traitent de l'incertitude de la même manière que les normes CEI, c'est-à-dire une incertitude étendue avec un niveau de confiance de 95 %. Cela équivaut à environ 2 fois l'écart standard, si seules les valeurs d'incertitude de type A sont incluses.

Incertitude de mesure de types A et B :

Les normes d'essai pour les compresseurs ASHRAE 23 et EN 13771-1 exigent l'étalonnage des instruments (chaîne de mesure) utilisés. À partir des valeurs répétées pendant l'étalonnage, les incertitudes de type A, la partie statistique peut être calculée.

Les parties non statistiques de l'incertitude de l'instrumentation, c'est-à-dire les parties de type B (systématiques), sont calculées à partir des écarts entre les valeurs moyennes et les valeurs de référence pendant le processus d'étalonnage et peuvent donc être corrigées. Lorsque la valeur et la direction des incertitudes de type B ne peuvent pas être déterminées par l'étalonnage, elles doivent être traitées de la même manière que les incertitudes de type A.

Limites de l'incertitude de mesure

Les normes d'essai ASHRAE 23 et EN 13771 listent les incertitudes maximales autorisées pour la mesure des quantités nécessaires avec les valeurs exemples importantes suivantes :

- Température $\pm 0,3 \text{ K}$ ou $\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{F}$
- Différences de température $\pm 1 \%$ de la différence
- Pression $\pm 1 \%$ de la valeur
- Alimentation électrique $\pm 1 \%$ de la valeur

L'étalonnage doit être conforme aux normes nationales ou primaires.

Incertitude de type B basée sur d'autres facteurs d'influence

Une autre incertitude de type B due aux écarts par rapport aux essais idéaux peut être détectée, mais pas déterminée avec précision. Les influences possibles sont les suivantes :

- l'incertitude des données du fluide frigorigène : les données du fluide frigorigène sont calculées avec un logiciel, sur la base des données expérimentales. Elles peuvent provenir de différentes sources, être différentes ou bien être modifiées ou améliorées au fil du temps. Ainsi, les données enregistrées au moment de l'essai, puis, lors d'un nouvel essai, peuvent légèrement différer.

On estime que l'impact sur les données de performance est supérieur à 1 %.

- l'huile circulant dans le système : la plupart des types de compresseurs volumétriques utilisent l'huile comme lubrifiant et ils en transportent une très petite quantité via le débit massique du fluide frigorigène. L'impact peut être estimé uniquement sur la base de l'expérience, ou restreint par des moyens techniques tels qu'un séparateur d'huile. En théorie, l'influence de l'huile varie en fonction de la méthode d'essai choisie dans la norme d'essai, du mélange huile-fluide frigorigène utilisé et des conditions de fonctionnement. L'utilisation d'un séparateur d'huile réduit l'impact de l'huile, mais modifie les conditions de fonctionnement par rapport aux systèmes réels. Ainsi, les séparateurs d'huile sont recommandés uniquement pour les fluides frigorigènes qui contiennent plus de 1,5 % d'huile environ. Cette teneur en huile peut avoir un impact sur les données de performances jusqu'à un pourcentage estimé à environ 2 %.
- Écart de conditions par rapport aux valeurs de référence : Lors des essais, les conditions de fonctionnement stabilisées peuvent légèrement différer des valeurs cibles. L'impact de ces différences sera traité séparément.
- Stabilité des conditions de fonctionnement : la détermination de la capacité de réfrigération via le débit massique du fluide frigorigène suppose que le débit massique au point de mesure du système, par exemple un calorimètre d'évaporateur, est identique au débit massique du compresseur, pendant la période d'essai. Ceci est valable si toutes les pressions, températures et autres conditions sont totalement stables. Comme il s'agit d'une situation idéale, il y a de petits écarts dans les bilans thermiques en raison de l'accumulation ou de l'évacuation de la chaleur due à l'inertie thermique dans les masses qui ne sont pas détectables aux conditions de fonctionnement habituelles. Dans les installations d'essai, les conditions varient aussi légèrement, masquant ces influences d'inertie et obligeant à travailler avec des valeurs moyennes. Les valeurs moyennes constituent uniquement une approximation d'une valeur constante car le processus ne contient pas seulement des facteurs d'influence strictement linéaires. Dans les installations d'essai bien conçues, ces deux influences doivent être assez réduites.

INCERTITUDE DES ESSAIS DE REPRODUCTIBILITÉ INTER-LABORATOIRES

La reproductibilité inter-laboratoires signifie la reproductibilité d'un essai de compresseur dans un laboratoire différent mais ayant le même produit physique aux mêmes points de fonctionnement et avec le même fluide frigorigène en utilisant une norme de mesure telle que la norme EN13771-1.

Les incertitudes entre laboratoires sont basées sur :

- les écarts de pression, de température, de vitesse et de tension autorisés
- l'étalonnage des appareils de mesure
- les méthodes de mesure, telles que la mesure du débit volumétrique ou du débit massique sur un site d'aspiration ou de refoulement
- la qualité du réseau électrique
- les propriétés du fluide frigorigène ou la base de données des propriétés du fluide frigorigène

En 2012, *ASERCOM* a développé un large programme d'essais pour quantifier la reproductibilité inter-laboratoires. Les laboratoires de sept fabricants de compresseurs européens différents, ainsi que des laboratoires privés indépendants ont participé à ce programme d'essai. Tous les laboratoires avaient déjà été audités par le TÜV Süd. Un compresseur à piston avec environ 100 m³/h a circulé parmi ces laboratoires et a été mesuré dans chacun d'entre eux sur 14 points de fonctionnement différents, conformément à la norme EN13771-1. La mesure a été réalisée avec le fluide frigorigène R-404A et a pris en compte les points de fonctionnement de contre-pression moyenne et basse. La capacité de refroidissement et la consommation d'électricité ont été mesurées dans chaque laboratoire.

Pour évaluer les résultats, une moyenne arithmétique de la consommation d'électricité et de la capacité de refroidissement a été calculée pour chaque point de fonctionnement. Ensuite, l'écart entre la moyenne arithmétique et les valeurs mesurées individuellement a été étudié et une distribution normale a été déterminée. L'écart maximum pour toutes les valeurs ne dépassant pas 2 fois l'écart standard a été déterminé et est le suivant :

Contre-pression basse

- Puissance frigorifique +/- 2,1 %
- Consommation électrique +/- 1,2 %
- COP/EER +/- 2,3 %

Contre-pression moyenne

- Puissance frigorifique +/- 1,5 %
- Consommation électrique +/- 1,5 %
- COP/EER +/- 1,8 %

Les résultats montrent un écart plus important de la puissance frigorifique en contre-pression basse. En raison d'une pression d'aspiration inférieure, la puissance frigorifique de contre-pression basse est plus difficile à mesurer. Les écarts du COP/EER montrent que 95 % des valeurs mesurées présentent un écart de 2,3 % ou inférieur à la moyenne arithmétique. L'écart maximum pour un point unique entre deux laboratoires était de 6,5 %.

INCERTITUDE DE FABRICATION

Volume mort

Dans les tolérances répertoriées, en particulier pour la puissance frigorifique, la marge de tolérance pour le fonctionnement LBP est supérieure à celle en HBP. Cela permet pour le comportement typique, comme par exemple pour les compresseurs à piston, qui sont souvent utilisés en LBP et MBP. Les compresseurs à piston disposent d'un volume mort, qui est nécessaire pour éviter que le piston ne touche la plaque à clapets. Le volume mort peut représenter 2 à 3 % de la cylindrée et peut varier en production en raison des tolérances d'usinage de la chaîne piston - bielle - vilebrequin - bâti - joint d'étanchéité qui forment un tout.

En supposant que le volume mort varie de $\pm 0,5$ points de pourcentage, un calcul montre son impact sur l'utilisation de la cylindrée, également appelée rendement volumétrique. L'utilisation de points de classement pour AC/HBP et LBP montre, selon le fluide frigorigène utilisé, l'impact approximatif de 0,5 % de volume mort supplémentaire :

- | | | |
|-----------------------------|-----------------------------|---------------------|
| • condition AC/HBP du débit | rapport de pression 3 à 4 | impact de 1,5 à 2 % |
| • condition LBP du débit | rapport de pression 10 à 15 | impact de 5 à 7,5 % |

L'efficacité du compresseur ne diminue pas beaucoup car le gaz comprimé dans le volume mort se détend à nouveau et fournit une partie de l'énergie de compression, réduite par les pertes. Les pertes du compresseur par frottement ne sont pas significatives. Ainsi, le COP est moins réduit que la capacité.

C'est la raison pour laquelle la tolérance du COP est maintenue à l'identique pour toutes les conditions.

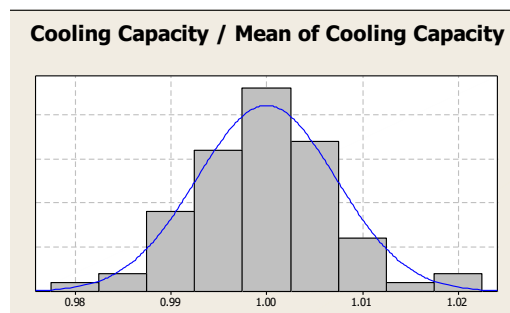
Variation de produit

La variation du produit résulte de la variation d'une multitude de facteurs indépendants. Chacun d'entre eux varie entre ses propres limites de tolérance de fabrication et d'assemblage. En fonction de la conception et de la technologie, les facteurs reconnus ont différents impacts sur la puissance frigorifique, sur la puissance du moteur, et sur le COP.

Notamment, mais pas exclusivement, les facteurs sont les suivants :

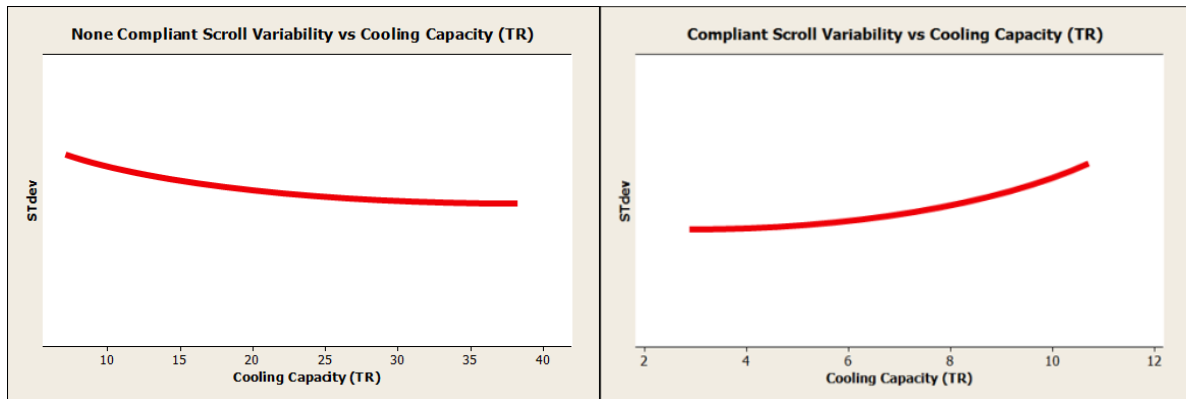
- le volume mort des compresseurs à piston par rapport à la plage de température
- les variations de l'usinage des pièces
- l'efficacité du moteur électrique
- les fuites internes de gaz (vannes de compresseurs à piston ou jeu du compresseur scroll)
- les alignements des roulements
- les pertes mécaniques sur des surfaces de frottement

La variabilité de produit typique dans la puissance frigorifique est d'environ $\pm 1,5$ % (2σ), comme indiqué ci-dessous :



La tendance de la variation est influencée par l'apparition et l'importance des différents facteurs liés à la conception, à la technologie et à la méthode d'assemblage. Si l'ordre de grandeur ne change pas significativement quel que soit le cas, la forme de la courbe montre le comportement et la sensibilité d'une plage représentative du compresseur.

Les courbes ci-dessous, basées sur un nombre limité d'analyses, présentent différents cas concrets.



INCERTITUDE DE PRÉDICTION DE PERFORMANCE

Les fabricants de compresseurs doivent rendre compte des de performance du compresseur sur des plages d'application spécifiques. Ces valeurs requises sur la puissance d'entrée, le débit volumique et la capacité du fluide frigorigène sont utilisées pour comparer différents compresseurs à des conditions de fonctionnement fixes, ainsi que pour effectuer des simulations du système sur la plage d'application.

Les incertitudes des données prévisionnelles découlant de ces valeurs sont influencées par les incertitudes de mesure, par les variations entre les compresseurs, par le type de polynôme utilisé (premier principe ou modèle de boîte noire), par l'extrapolation et par l'incertitude de régression. Plus particulièrement, la norme AHRI 540 exige que les mesures du compresseur utilisent un polynôme à 10 coefficients, comme indiqué dans l'équation 1 :

$$X = C_1 + C_2(T_s) + C_3(T_d) + C_4(T_s^2) + C_5(T_s T_d) + C_6(T_d^2) + C_7(T_s^3) + C_8(T_s^2 T_d) + C_9(T_s T_d^2) + C_{10}(T_d^3)$$

Où :

C1 à C10 = coefficients de régression fournis par le fabricant

T_d = température du point de rosée au refoulement, °F, °C

T_s = température du point de rosée à l'aspiration, °F, °C

X = mesure de performance (puissance ou taux de débit massique¹)

La norme AHRI 540 spécifie également que les coefficients de régression doivent être définis en utilisant la méthode des « moindres carrés » qui requiert un minimum de 11 points d'essai expérimentaux, comme décrit dans l'équation 2 :

$$\begin{bmatrix} 1 & T_{s1} & T_{d1} & T_{s1}^2 & T_{s1}T_{d1} & T_{d1}^2 & T_{s1}^3 & T_{s1}^2T_{d1} & T_{s1}T_{d1}^2 & T_{d1}^3 \\ 1 & T_{s2} & T_{d2} & T_{s2}^2 & T_{s2}T_{d2} & T_{d2}^2 & T_{s2}^3 & T_{s2}^2T_{d2} & T_{s2}T_{d2}^2 & T_{d2}^3 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & T_{s11} & T_{d11} & T_{s11}^2 & T_{s11}T_{d11} & T_{d11}^2 & T_{s11}^3 & T_{s11}^2T_{d11} & T_{s11}T_{d11}^2 & T_{d11}^3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C1 \\ C2 \\ C3 \\ C4 \\ C5 \\ C6 \\ C7 \\ C8 \\ C9 \\ C10 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_{11} \end{bmatrix}$$

L'ajustement de la courbe est basé sur des mesures expérimentales des températures, du taux de débit massique, et de la consommation d'électricité. Par conséquent, les incertitudes de mesure telles que décrites dans les sections précédentes ont un effet significatif sur l'incertitude du modèle de régression. Aute et Martin [1] ont évalué l'incertitude de régression pour l'équation 1 et ont démontré que l'incertitude moyenne peut atteindre 4 % pour le débit massique et 5 % pour la prévision de puissance. L'erreur absolue maximale peut atteindre 17 % pour le débit massique et 9 % pour la prédiction de puissance, les erreurs les plus importantes se produisant à des conditions de fonctionnement avec des températures du point de rosée basses à l'aspiration et au refoulement.

Les points de données expérimentales supplémentaires peuvent être utilisés afin d'améliorer la précision de la prédiction sur la plage d'application du compresseur. Cependant, en raison du coût de ces expériences complémentaires, les fabricants de compresseurs doivent souvent trouver un équilibre entre le nombre d'expériences et la précision de prédiction. Une attention particulière doit être portée à la sélection des points d'essai utilisés dans la régression linéaire, où la conception adaptative des méthodes d'expérience a été recommandée pour la sélection des échantillons pour les plages d'application spécifiques [2]. Il a été démontré que ces méthodes améliorent la précision du modèle pour le même nombre d'essais.

Les nouvelles normes qui peuvent augmenter la quantité de données publiées peuvent déjà ajouter des points d'essai expérimentaux supplémentaires. Par exemple, la norme EN 12900 exige que les

¹ La puissance frigorifique peut être calculée en utilisant le taux de débit massique du fluide frigorigène et les conditions de fonctionnement (T_s, T_d, SC et SH) et sa courbe n'a pas besoin d'être ajustée, de ce fait, la propagation d'incertitude n'est pas incluse dans ce rapport.

fabricants de compresseurs ayant une capacité de chargement partielle publient jusqu'à quatre (4) étapes de capacité.

INCERTITUDE DE CONDITION TESTÉE OU EVALUÉE

Les normes d'essai des compresseurs autorisent des écarts dans l'entrée des conditions d'essai de base/spécifiées, c'est-à-dire, si les conditions réelles d'entrée d'essai sont légèrement différentes des conditions d'essai de base sans dépasser les écarts admis, alors la sortie d'essai peut être acceptable. Les entrées généralement requises pour les conditions d'essai de base sont la pression d'aspiration du fluide frigorigène (ou température de point du rosée à l'aspiration), la pression de refoulement du fluide frigorigène (ou température du point de rosée au refoulement), la température d'aspiration (ou surchauffe d'aspiration), la température ambiante de l'air, le sous-refroidissement du liquide, le régime du compresseur pour les compresseurs ouverts ou la fréquence électrique du moteur et la tension de ligne. Les paramètres de sortie minimaux courants à indiquer sont le débit massique du fluide frigorigène, la puissance du compresseur et l'efficacité calculée (COP, EER, etc.). Ces paramètres de sortie à indiquer peuvent être adaptés aux conditions d'essai de base à partir des conditions d'essai réelles par [3]. La première hypothèse faite au [3] est que le rendement volumétrique et isentropique du compresseur est constant pour la conversion des conditions réelles (mesurées) en conditions d'essai de base.

Pour un compresseur frigorifique volumétrique mono étagé sans injection de liquide pour réguler la température de refoulement ou la température du moteur, la figure 1 illustre la condition de base 1 comme entrée du compresseur et la condition de base 2 comme sortie du compresseur. La condition réelle à l'entrée peut s'approcher de 1 (P_1, T_1) dans le cercle d'écart et la condition de sortie réelle peut s'approcher de 2 (P_2), comme le montre la figure 1. En outre, la variation des entrées telles que la vitesse du compresseur (tr/min ou Hz) ou le sous-refroidissement du liquide peut également être prise en compte par [3].

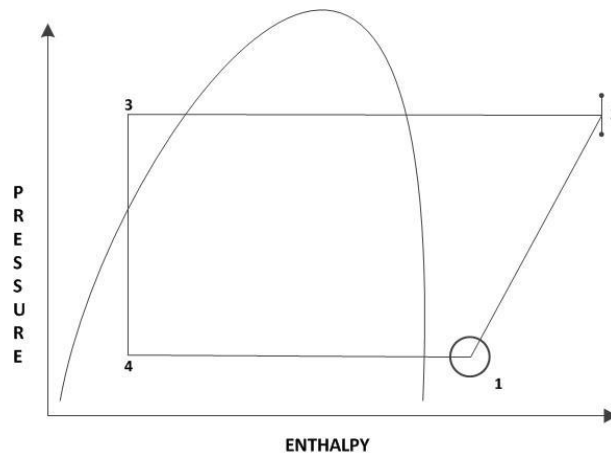


Figure 1 : graphique PH pour processus 1-2 (compression mono étagée).

Exemple :

Prenons un compresseur avec un volume de refoulement de $0,067739 \text{ ft}^3/\text{rev}$ fonctionnant avec le fluide frigorigène R134a dont le taux de circulation d'huile et la température ambiante sont corrects. Ci-dessous figurent les conditions d'essai de base/spécifiées. L'objectif de cet exemple est de calculer le débit massique du fluide frigorigène, la puissance et l'EER à la condition de base/spécifiée.

	Condition d'essai de base/spécifiée	Condition d'essai réelle
Pression d'aspiration (psia)	54,75	55,3
Pression de refoulement (psia)	213,41	211,4
Temp. d'aspiration (F)/surchauffe (R)	65/20	69/24
Vitesse (tr/min)	1 750	1 733
Sous-refroidissement du liquide du condenseur (F)	15	15
Débit du fluide frigorigène (lb/min)	122,64	121,5
Puissance, KW (Btu/min)	42,95 (2 444,85)	42,39 (2 412,82)
Capacité, Btu/min (tonnes)	11 316 (56,57)	11 291 (56,454)
EER (Btu/Wh)	15,79	15,98

	Paramètres calculés
--	------------------------

$$\eta_{va} = \frac{m_a \cdot v_a}{V \cdot N_a} \cdot 100 = \frac{121.5 \times 0.91827}{0.067739 \times 1733} \times 100 = 95.04\%$$

$$Q_a = m_a \cdot (h_{1a} - h_{f2a}) = 121.5 \cdot (178.51 - 85.58) = 11291 \text{ btu/min}$$

$$\eta_{ia} = \frac{m_a(h_{2ia} - h_{1a})}{P_a} \cdot 100 = \frac{121.5 \times (191.38 - 178.51)}{2412.82} \times 100 = 64.81\%$$

$$EER_a = \frac{Q_a \left(\frac{\text{btu}}{\text{min}} \right)}{P_a \left(\frac{\text{btu}}{\text{min}} \right)} \times 3.412 = \frac{11291}{2412.82} \times 3.412 = 15.98 \frac{\text{btu}}{\text{w.hr}}$$

Le calcul ci-dessus utilise les équations (2), (5) et (6) à partir de [3] pour calculer la capacité réelle, la puissance volumétrique réelle, l'efficacité isentropique réelle et l'EER en conditions réelles. Ce calcul doit être utilisé uniquement dans les limites spécifiées dans le tableau 3 en [3].

$$m = \frac{\eta_{va} \cdot V \cdot N_a}{v_a \cdot 100} = \frac{95.04 \times 0.067739 \times 1750}{0.91861 \times 100} = 122.64 \text{ lb/min}$$

$$P = \frac{m \cdot (h_{2i} - h_1)}{\eta_{ia}} \cdot 100 = \frac{122.64 \times (190.60 - 177.68)}{64.81} \times 100 = 2444.85 \text{ btu/min}$$

$$Q = m \cdot (h_1 - h_{f2}) = 122.64 \cdot (177.68 - 85.41) = 11316 \text{ btu/min}$$

$$EER = \frac{Q \left(\frac{\text{btu}}{\text{min}} \right)}{P \left(\frac{\text{btu}}{\text{min}} \right)} \times 3.412 = \frac{11316}{2444.85} \times 3.412 = 15.79 \frac{\text{btu}}{\text{w.hr}}$$

Le calcul ci-dessus utilise l'équation (7) par (11) à partir de [3] pour calculer le débit massique du fluide frigorigène, la puissance du compresseur et l'EER à la condition de base/spécifiée.

Commentaires :

1. La différence entre les conditions d'essai réelles et les conditions d'essai spécifiées peut créer des erreurs de l'ordre de 1,5 % pour le débit/la capacité massique et de 2 % dans la puissance.
2. De plus, des erreurs de pourcentage similaires (dans les limites de tolérance) pour les pressions et les températures d'entrée peuvent entraîner une variation de l'amplitude d'erreur dans le débit massique (capacité) d'aspiration et la puissance pour différents fluides frigorigènes.
3. Les conditions d'essai réelles peuvent être davantage éloignées des conditions d'essai spécifiées si le système n'est pas stable ou si les conditions sont transitoires lorsque les paramètres d'essai sont enregistrés.

RÉFÉRENCES

1. Aute, V. and Martin, C., A comprehensive evaluation of regression uncertainty and the effect of sample size on the AHRI-540 method of compressor performance representation. 23rd International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 11-14, 2016.
2. Aute, V., Martin, C. and Radermacher, R., AHRI Research Project 8013: A study of methods to represent compressor performance data over an operating envelope based on a finite set of test data. AHRI 2015.
3. EN 13771-1. (2014). Compresseurs et unités de condensation pour la réfrigération - Essais de performances et méthodes d'essai.