

ETUDE SPECIALISEE

Technologie de pompe : Une meilleure efficacité énergétique dans les installations de froid

Dr. R. Krämer

Technologie de pompe :
Une meilleure efficacité énergétique dans les installations de froid

Dr. R. Krämer



Vue d'une installation de froid à CO₂ avec pompe

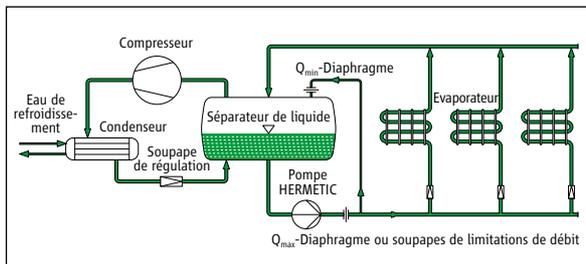


Figure 1: Présentation schématique d'une grosse installation de froid

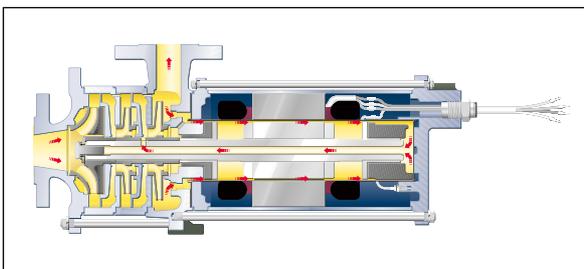


Figure 2: Schéma d'une pompe hermétique type CAM pour fluide frigorigène

Conformément aux recommandations EDL (Efficacité et prestations de service énergétiques) des mesures ciblées doivent réduire de 9% en 9 ans la consommation d'énergie par rapport à la période de référence.

Le présent article concerne l'économie d'énergie dans les installations industrielles de froid à base de fluides frigorigènes comme le NH₃ et le CO₂. Grâce à l'utilisation d'un convertisseur de fréquence avec régulation Δp pour la commande de la pompe, il est possible de d'économiser jusqu'à 70% de puissance par rapport aux 50 Hz du réseau. Aujourd'hui la réalisation de grosses installations de froid (Figure 1) à circulation forcée du fluide frigorigène du côté de la basse pression est préférée. Comparativement à d'autres systèmes, ces solutions apportent quelques avantages :

- Economie de puissance avec de faibles écarts de température en cas de vaporisation directe
- Sûreté de répartition et de régulation de la puissance de refroidissement en cas de multiples évaporateurs, même éloignés
- Simplification du réseau de tuyauterie et diminution de ses dimensions
- Amélioration du transfert de chaleur dans les évaporateurs
- Concentration sur un même espace des éléments importants de la machine

Les pompes à fluides frigorigènes doivent être appropriées au transfert de fluide en ébullition, en étant presque insensible à la cavitation, en toute sûreté de fonctionnement et ne nécessitant pas de maintenance. Les pompes hermétiques sans joint d'arbre permettent pour la première fois un large éventail d'utilisation, indépendamment du fluide.

La Figure 2 montre une pompe pour le transfert de fluide frigorigène. La chemise à paroi mince en inox sert à l'étanchéité de l'ensemble motopompe vis-à-vis de l'extérieur et protège l'enroulement contre les effets du fluide. Le moteur est refroidi par le fluide : Un courant de refroidissement en provenance du refoulement est détourné dans la cavité du rotor. Après récupération des pertes calorifiques du moteur, il est renvoyé au travers de l'arbre creux entre la deuxième et la troisième roue dans une zone de plus forte pression. Ceci empêche la vaporisation du courant de refroidissement du moteur.

Technologie de pompe :
Une meilleure efficacité énergétique dans les installations de froid

Dr. R. Krämer

POMPE HERMETIQUE POUR FLUIDE FRIGORIGENE DANS UN SUPERMARCHÉ

Depuis quelques temps les installations de réfrigération NH₃/R404 sont remplacées par des installations CO₂/R744 plus favorables à l'environnement. Elles alimentent par exemple les coffres réfrigérants de supermarchés. En raison des fortes pressions en présence, on utilise ici la plupart du temps presque uniquement des pompes hermétiques pour fluides frigorigènes (étage de pression PN40 ou PN64). L'exemple suivant décrit l'installation d'une pompe dans un supermarché avec 60 coffres réfrigérants et une longueur totale de 180 m. On utilise du CO₂/R744 comme fluide frigorigène à une température de -4 °C. La pompe est dimensionnée pour 12 m³/h avec 26 m de hauteur manométrique. Il fallait réguler la pompe avec efficacité et économie d'énergie à l'aide d'un convertisseur de fréquence. Pour cela la pompe devait se réguler automatiquement selon la consommation de froid variable.

Pour la définition de la pompe, un algorithme a été utilisé pour convertir la fréquence à 50 Hz du réseau en fréquences inférieures à l'aide de lois de comparaison :

$Q \sim n$, $H \sim n^2$, $P_2 \sim n^3$ ainsi que $NPSH \sim n^{4/3}$.

La conversion posait peu de problèmes, plus dure était la réponse aux questions :

- A quelles limites adopter face au bilan calorifique variable de la pompe et du moteur ? La pression de vapeur de CO₂ à -4 °C se monte en tous cas déjà à 30 bars.
- Quelles sont les pertes moteur à faible vitesse de rotation ?
- Qu'est-ce que les paliers vont pouvoir supporter ?
- Est-ce que la puissance moteur va suffire pour la puissance de réfrigération maximale de l'installation ?
- Quelle répercussion va avoir la variation de vitesse sur Q_{\min} et sur Q_{\max} ou sur le NPSH (Net Positive Suction Head), la hauteur de pression de maintien ?



Technologie de pompe :
Une meilleure efficacité énergétique dans les installations de froid

Dr. R. Krämer

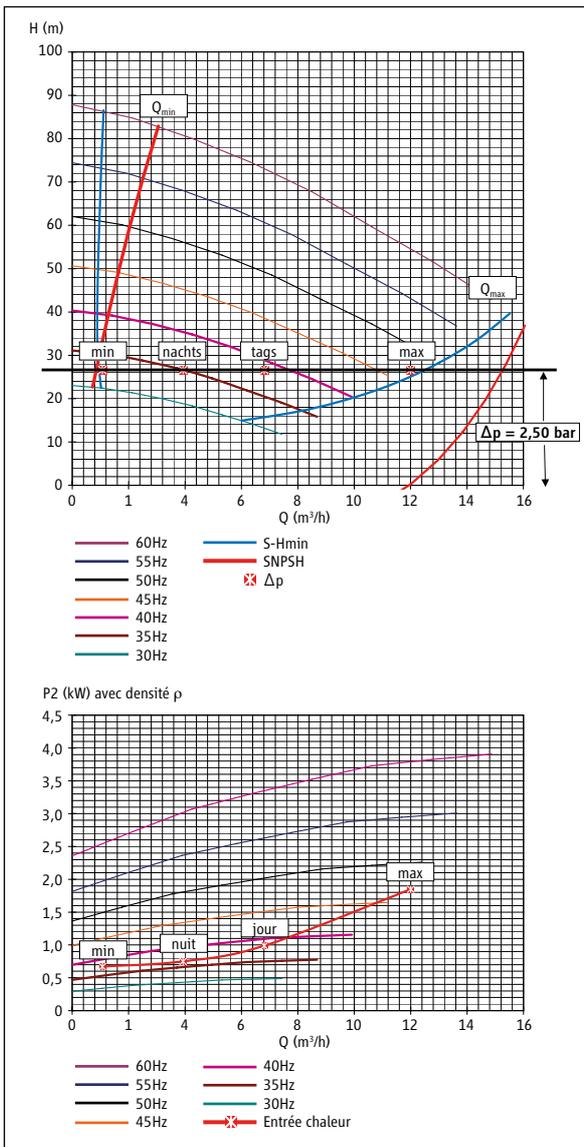


Figure 3: Courbe caractéristique 30-60 Hz

En haut : Caractéristiques H-Q avec courbe limite (bleue) pour éviter la vaporisation du courant de refroidissement du moteur ou la cavitation (en rouge)

En bas : Caractéristiques P-Q. De même, calcul et mesure du point de fonctionnement pour Q_{min} et Q_{max} , et point de fonctionnement de jour et de nuit.

Le calcul mathématique est plus compliqué lorsque l'augmentation de la vitesse donne un degré de liberté supplémentaire : Le problème devient multidimensionnel. La hauteur manométrique H est une fonction à deux dimensions Q et f , de même la puissance $P2$ sur l'arbre est une fonction à deux dimensions Q et f . A l'aide de l'algorithme de calcul, la hauteur manométrique et la puissance $P2$ sur l'arbre peuvent être représentée par une interpolation cubique (spline) des variables Q et f . Cette interpolation permet d'interpoler à volonté la courbe caractéristique. Pour Q donné, on peut calculer f à partir de H ou pour f donnée, on peut calculer Q à partir de H .

Du calcul de la charge admissible pour les paliers, compte tenu de la viscosité du CO_2 résulte une vitesse de rotation minimum de 1800 tr/min correspondant à une fréquence minimum de 30 Hz. La courbe caractéristique à 50 Hz de la pompe sert de données pour le programme de calcul, le diagramme de remplacement du moteur ainsi que les valeurs du CO_2 en fonction de la température. A ceci s'ajoute des données de géométrie, de sortie du courant de refroidissement moteur, de sécurité minimale S_{min} contre le risque de vaporisation du courant dérivé et une sécurité minimale $SS_{min} = NPSH_a - NPSH_p$ par rapport à la cavitation.

OBSERVATION DE LA FREQUENCE DU MOTEUR

Comme résultat, on obtient la courbe caractéristique de la Figure 3 qui prend en compte le glissement du moteur. Le bilan thermique donne d'abord une courbe limite bleue. Celle-ci donne le point de fonctionnement pour lequel la sécurité minimale S atteint encore 3 m. Pour tous les points en-deça de la courbe bleue, $S > 3$ m. D'un point de vue physique ceci signifie que pour tous les points en-deça de la courbe limite en bleu, aucune vaporisation du courant dérivé n'est à prévoir. Ceci indique que la courbe de fréquence du moteur ne peut descendre aussi bas que l'on veut. Par la courbe bleue, la courbe de fréquence est limitée à environ 30 Hz vers le bas. 30 Hz est aussi la limite inférieure pour la charge admissible par les paliers avec du CO_2 .



Technologie de pompe :
Une meilleure efficacité énergétique dans les installations de froid

Dr. R. Krämer

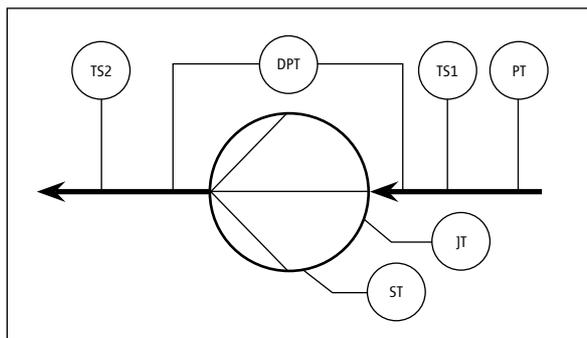


Figure 4 : Schéma de répartition des pressions : DPT Ecart de pression, TS1 Température à l'aspiration, TS2 Température au refoulement, PT Pression à l'aspiration, ST Fréquence (du convertisseur), JT Puissance absorbée par le convertisseur

Un second critère concerne le NPSHa et le NPSHr. Pour de petits débits le NPSHr monte par suite de la chaleur produite sur la première roue. Si on souhaite une distance de sécurité minimum $SS_{min} = 0,3$ m entre NPSHa et NPSHr, on utilise la courbe limite en rouge du diagramme. En-deça de la courbe rouge, il ne peut y avoir de cavitation, au-delà il peut y en avoir. On reconnaît que dans ce cas la courbe rouge définit le courant minimum. Le courant maximum quant à lui est défini par la courbe bleue.

ADAPTATION DE LA POMPE A L'INSTALLATION

La différence de pression appliquée entre l'aspiration et le refoulement (voir le schéma de répartition des pressions Figure 4) est utilisée comme valeur de réglage pour le convertisseur de fréquence. Celui-ci régule la fréquence en fonction du débit ou de la puissance de refroidissement nécessaires, de façon à maintenir la différence de pressions constante sur la plage de régulation. Q devient ainsi une fonction de la fréquence. En vue d'économiser de l'énergie, la différence de pression doit être réglée selon une consigne de la plage inférieure de la caractéristique (Figure 3). Là, les puissances P2 de la pompe sont plus faibles dans un rapport $\sim n^3$. Pour permettre une plage de régulation aussi grande que possible, la fréquence ne devrait pas être choisie trop basse ou trop proche du minimum de la courbe bleue. Dans notre exemple, la valeur de consigne a été fixée à 26,6 m correspondant à une différence de pression de 2,5 bars. Le courant de transfert minimum correspond au point d'intersection de la courbe $H = 26,6$ m avec la courbe rouge à $Q_{min} = 1,07$ m³/h et 32,7 Hz, le courant de transfert maximum correspond au point d'intersection de la courbe $H = 26,6$ m avec la courbe bleue de droite à 12,0 m³/h à 47,3 Hz.

65 % D'ECONOMIE D'ENERGIE

Les points de fonctionnement réels mesurés sur l'installation de jour et de nuit se situent sur une droite $\Delta p = 2,5$ bars et sont également visible sur la Figure 3. Ces points de fonctionnement se situent à 38,7 Hz / 6,8 m³/h de jour et à 35,0 Hz / 3,9 m³/h de nuit. Q varie alors d'un facteur 2. Les deux points de fonctionnement sont encore suffisamment éloignés de Q_{min} et de Q_{max} .

Technologie de pompe :
Une meilleure efficacité énergétique dans les installations de froid

Dr. R. Krämer

Point de fonctionnement	Min	Nuit	Jour	Max
Fréquence (Hz)	32,70	35,00	38,70	47,20
Débit (m³/h)	1,07	3,93	6,81	12,00
Hauteur manométrique (m)	26,60	26,60	26,60	26,60
NPSH pompe (m)	0,11	0,16	0,32	0,78
Réserve de hauteur de pression (m)	4,28	9,89	8,97	3,87
Réserve NPSH / NPSH pompe	0,64	1,25	1,14	0,69
Courant de refroidissement moteur m³/h	0,92	0,92	0,92	0,92
Echauffement du courant de refroidissement moteur (°K)	1,53	0,94	1,03	1,58
Rendement pompe (%)	17,00	41,00	47,11	43,41
Rendement moteur (%)	58,70	64,65	68,40	71,42
Hauteur manométrique à la sortie du courant de refroidissement	18,57	18,57	18,57	18,57
Augmentation de hauteur manométrique de vaporisation	14,29	8,68	9,59	14,70
Echauffement global du courant de transfert (°K)	1,00	0,31	0,23	0,25
Perte de puissance (kW)	0,67	0,75	0,99	1,85
Courant (élec. en A)	2,53	2,87	3,36	4,63
Puissance absorbée	0,74	1,03	1,46	2,68
Puissance sur l'arbre (kW)	0,44	0,66	1,00	1,91
Vitesse de rotation (min⁻¹)	1913	2031	2226	2674
Couple (Nm)	2,18	3,12	4,29	6,83

Tableau 1 : Valeurs calculées du point de fonctionnement mini, de nuit, de jour et maxi

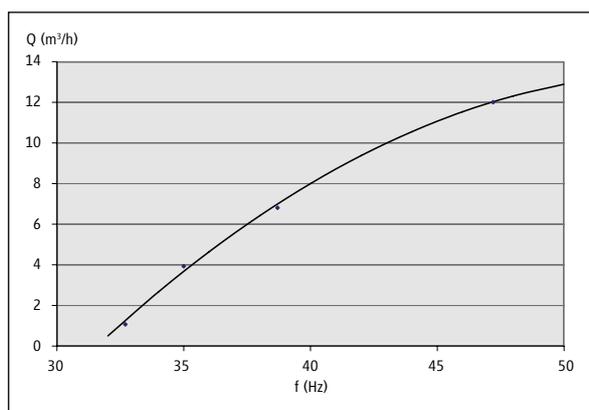


Figure 5 : Influence de la fréquence f (Hz) du convertisseur sur le débit Q (m³/h)

L'efficacité énergétique est visible. De nuit, la puissance sur l'arbre se monte seulement à 0,66 kW contre 1,91 kW à 47,2 Hz. Ceci représente une économie d'énergie de 65 %. Par rapport à un fonctionnement à la fréquence du réseau, l'économie serait encore plus importante, soit de 70 %. L'apport total de chaleur dans le système se limite à 0,75 kW à 35 Hz, contre 1,85 kW à 47,2 Hz, soit une économie de 59 %, ou de 65 % si on la compare à la fréquence du réseau.

Bien qu'on ne puisse pas mesurer directement le débit Q, il peut, à pression différentielle constante, se calculer simplement à partir de la fréquence. Pour cela on établit une régression quadratique Q par rapport à f pour les quatre points de fonctionnement supérieurs et on obtient ainsi la relation fonctionnelle :

$$Q \text{ (m}^3\text{/h)} = -61,596 + 2,74 * f - 0,025 * f^2$$

Cette équation n'est valable que pour une différence de pression de 2,5 bars. Elle permet de calculer le courant de transfert à partir de la fréquence mesurée indiquée par le convertisseur ou mesurée extérieurement. Un fonctionnement sans panne de la pompe peut être ainsi assuré pour les paramètres et les limites suivants :

- Pression différentielle : 2,5 bar
- Débit de transfert Q (m³/h) : 1,1 à 12,0 m³/h
- Fréquence f (Hz) : 32,7 à 47,2 Hz
- Vitesse de rotation n de la pompe (U/min) : 1913 à 2674 U/min

Dans ces conditions une réserve de hauteur de pression ($S > 3$ m) suffit à éviter la vaporisation du courant de refroidissement du moteur. De même, une réserve NPSH ($S > 3$ m) suffit à exclure une cavitation du côté de l'aspiration. Les vitesses de rotation de la pompe suffisent également à garantir la charge admise par les paliers. Le point de fonctionnement maxi correspond au point d'intersection de la courbe bleue avec la droite Δp de la Figure 3 et donne ainsi la puissance de refroidissement maximale de l'installation. Par calcul on obtient pour ce point de fonctionnement la valeur donnée par le point de fonctionnement maxi du tableau 1. Celui-ci correspond aussi aux données de définition de la pompe.



Technologie de pompe :
Une meilleure efficacité énergétique dans les installations de froid

Dr. R. Krämer

BILAN

L'utilisation d'un convertisseur de fréquence avec régulation Δp permet une économie de la puissance de la pompe par rapport à la fréquence de 50 Hz du réseau. Cette économie peut atteindre 70 %.

La chaleur apportée au système de refroidissement est également réduite de 65 %.

Ceci signifie que la puissance de refroidissement nécessaire fournie par le compresseur est réduite dans les mêmes proportions. La régulation de la vitesse de rotation de la pompe apporte ainsi un double avantage. Aussi bien la pompe que le compresseur bénéficient d'une augmentation d'efficacité et induisent ainsi une économie d'énergie à l'ensemble de l'installation.