



## ARTICLE DE SYNTHÈSE

Au sein de la société Bitzer, **Oliver Javerschek** occupe le poste d'ingénieur d'applications. Il a rejoint Bitzer en 2001 et il est responsable de la gestion des projets portant sur les applications au CO<sub>2</sub>. Dans le cadre de sa formation professionnelle dans le domaine du froid, il a obtenu son DEA en technologie thermique et énergétique à l'Université des Sciences Appliquées de Gießen (Allemagne). Il a rédigé sa thèse de diplôme à SINTEF Energy Research à Trondheim (Norvège).



### Systèmes frigorifiques commerciaux utilisant le CO<sub>2</sub> comme frigorigène

par

**Oliver Javerschek**

Bitzer Kuehlmaschinenbau GmbH, Eschenbrunnlestr.15, 71083 Sindelfingen, Germany

e-mail : [javerschek@bitzer.de](mailto:javerschek@bitzer.de)

En mettant l'accent sur les applications de supermarché, cet article donne un aperçu des différentes solutions de système utilisant le CO<sub>2</sub> comme frigorigène, tels que les systèmes en cascade et les systèmes d'amplification et de compression parallèle, puis montre leurs avantages et désavantages et fournit une comparaison des coefficients de performance (COP) des systèmes. L'application du CO<sub>2</sub> exige des mesures appropriées en ce qui concerne la conception et la commande du système, etc. afin d'assurer un fonctionnement fiable et efficace. Ces mesures sont exposées du point de vue de la technique d'application en mettant l'accent sur les fonctions déterminantes, telles que la régulation de puissance, les températures de fonctionnement et la distribution d'huile dans les systèmes au CO<sub>2</sub>.

### I. INTRODUCTION

Après la redécouverte du CO<sub>2</sub> comme frigorigène par Gustav Lorentzen en 1988, ce frigorigène traditionnel connaît un renouveau dans le domaine du froid. Depuis lors, le CO<sub>2</sub> a fait l'objet d'un grand nombre d'études, de recherches et de développements. Associé à de nouvelles solutions en termes de composants et de systèmes, le CO<sub>2</sub> a été utilisé de nouveau dans le domaine du froid et continuera à être utilisé à l'avenir. Cet article traite des aspects importants de l'application du CO<sub>2</sub>.

### II. SOLUTIONS DE SYSTEMES UTILISANT LE CO<sub>2</sub> COMME FRIGORIGENE

En dehors des systèmes hybrides adaptés, comme par exemple les systèmes au R134a ou au R290 à l'étage de refroidissement associé à un étage en cascade comportant du CO<sub>2</sub> circulé par pompe pour les températures moyennes et la détente directe pour les basses températures, différentes solutions de systèmes utilisant uniquement le CO<sub>2</sub> comme frigorigène peuvent être utilisées pour les applications commerciales. Cinq options de systèmes au CO<sub>2</sub> sont décrites ci-dessous.

#### II.1 Dérivation de vapeur instantanée

Le concept de la dérivation de vapeur instantanée constitue un système à compression monoétagé à détente biétagée. L'étage moyenne température d'un système en cascade est en général utilisé pour ce type de système. Après rejet de l'énergie thermique dans le refroidisseur de gaz, le frigorigène passe par le régulateur haute pression et suite à la détente est recueilli dans un réservoir. Le CO<sub>2</sub> liquide et la vapeur instantanée, générés par le processus de détente, sont séparés à l'intérieur du réservoir. Le liquide s'écoule vers les dispositifs de détente des évaporateurs et passe par les évaporateurs après avoir été détendu jusqu'à la pression d'évaporation. La vapeur instantanée est dérivée des évaporateurs ; un dispositif de détente supplémentaire placé en aval du réservoir détend la vapeur instantanée jusqu'à la pression d'évaporation. Du côté amont des compresseurs, les deux débits massiques créent de nouveau le débit massique total du système qui est ensuite admis par les compresseurs ; sur la base des conditions d'aspiration et de refoulement identiques pour un système monoétagé et un système de dérivation de vapeur instantanée, les débits massiques totaux qui en résultent sont également identiques.

La solution de la dérivation de vapeur instantanée offre plusieurs avantages. La pression entre le régulateur haute pression et les dispositifs de détente des évaporateurs peut être réduite à des valeurs qui permettent l'application

des composants à 40 bars, comme par exemple des équipements en cuivre, des tuyauteries, des détendeurs, etc. En plus, le volume de vapeur instantanée à l'intérieur des évaporateurs moyenne température est réduit, ce qui constitue un potentiel d'augmentation du coefficient de transfert de chaleur et une chute de pression réduite du côté CO<sub>2</sub>.<sup>1</sup> Ebel et Hrnjak ont montré que la chute de pression réduite d'un système de dérivation de vapeur instantanée exerce un effet considérable sur l'augmentation des puissances frigorifiques et des COP des évaporateurs à microcanaux. Des sections transversales plus grandes et une distribution différente dans les évaporateurs pour les applications commerciales comparées à celles de la conception d'évaporateur étudiée pourraient diminuer l'effet positif. Grâce à la séparation du liquide et de la vapeur instantanée, le débit massique du frigorigène traversant les évaporateurs est réduit par rapport au débit massique d'un système à détente unique. En ce qui concerne la puissance de l'évaporateur, cet effet est partiellement compensé par les avantages d'une enthalpie d'évaporation plus élevée et un transfert de chaleur plus efficace du côté frigorigène des évaporateurs. Le système coûte plus cher qu'un concept classique à détente unique, ce qui est dû au détendeur supplémentaire pour la dérivation de vapeur instantanée et la régulation.

## II.2 Compression parallèle

Un système à compression parallèle peut être utilisé soit avec deux compresseurs, soit avec un compresseur unique. Ce document met l'accent sur la solution comportant un compresseur unique, appelé compresseur ECO, qui est destiné à comprimer deux différents débits massiques de frigorigène en parallèle.

Entre le refroidisseur de gaz, le détendeur haute pression et le réservoir, cette solution correspond au système décrit ci-dessus. Ici encore, deux différents débits massiques sont générés à l'intérieur du réservoir, mais la vapeur instantanée s'écoule directement vers l'orifice d'aspiration des compresseurs ECO. Au sein des cylindres ECO, sa pression passe d'un niveau moyen à un niveau élevé. Le CO<sub>2</sub> liquide du réservoir s'écoule vers les détendeurs et, après sa détente et son évaporation, entre dans l'orifice d'aspiration principal des compresseurs ECO. Après la compression ramenant la pression à un niveau commun élevé, la vapeur instantanée et les débits massiques de l'évaporateur génèrent le débit massique total à l'intérieur de la conduite de refoulement commune des compresseurs ECO. Sur la base des conditions d'aspiration et de refoulement identiques pour les systèmes avec dérivation de vapeur instantanée et à compression parallèle, le débit massique des cylindres à la pression d'évaporation est réduit par le rapport entre les déplacements et les pressions d'évaporation et ECO ; le débit massique à la pression d'évaporation correspond au débit massique total d'un système avec dérivation de vapeur instantanée multiplié par le rapport des déplacements. Toutefois, le débit massique du frigorigène traversant les évaporateurs est intensifié en comparaison avec celui du système avec dérivation de vapeur instantanée. L'étage ECO offre des densités d'aspiration plus élevées et par conséquent des débits massiques plus élevés pour les cylindres ECO. Le débit massique total des compresseurs est ainsi également augmenté. Cela produit une fraction liquide plus élevée à l'intérieur du réservoir et, finalement, du côté évaporateur. La dérivation de vapeur instantanée réduit le débit massique traversant les évaporateurs en comparaison avec celui du système monoétagé, tandis qu'une compression parallèle augmente le débit massique. En plus de cela, le rapport de pression plus faible réduit le travail spécifique pour le processus de compression de la vapeur instantanée. Grâce à la séparation du liquide et de la vapeur instantanée à l'intérieur du réservoir, le système offre des avantages liés aux différences d'enthalpie plus importantes et aux quantités de vapeur instantanée réduites du côté évaporateur. Cela est également valable pour un système de dérivation de vapeur instantanée. La régulation et la conception du système sont plus exigeantes que celles d'un concept de dérivation de vapeur instantanée.

En fonction du rapport de déplacement du compresseur ECO entre les étages de pression d'évaporation et ECO, la pression à l'intérieur du réservoir peut être variée. Un rapport de 3:1 est valable pour les compresseurs ECO de Bitzer ; trois cylindres fonctionnent au niveau de la pression d'évaporation et un cylindre au niveau de la pression ECO. Les mesures ont confirmé les simulations initiales. Dans le cas d'un type de compresseur 4HTC-20K-ECO, fonctionnant à une température d'évaporation de -10 °C, une température de sortie du refroidisseur de gaz de 35 °C, une pression de refoulement de 90 bars et une surchauffe du gaz d'aspiration de 10 K des orifices d'aspiration principaux et ECO, la pression ECO correspond à une valeur de 40 bars. Par rapport à un système de dérivation de vapeur instantanée à 40 bars, l'amélioration de l'efficacité correspond à une valeur de 10 %. L'amélioration est plus faible qu'en théorie ; les débits massiques réduits utilisés pour le refroidissement du moteur exercent un effet sur la température du moteur et l'efficacité volumétrique. La disposition de la plaque porte-soupape ECO exerce un effet également, mais le débit massique réduit se situe dans la fourchette des tolérances des mesures. Le potentiel d'optimisation n'a pas encore été examiné de façon approfondie.

## II.3 Système en cascade pour moyenne température et basse température

Les systèmes en cascade sont caractérisés par des circuits frigorifiques et d'huile indépendants et un échange d'énergie thermique assuré par l'échangeur/les échangeurs thermique(s) en cascade. Le système examiné comporte une compression monoétagée pour les étages moyenne et basse température. En général, l'étage moyenne température comporte un processus de détente biétagé avec un réservoir et un détendeur de dérivation de vapeur

instantanée pour la réduction de la pression, tandis que l'étage basse température est caractérisé par une détente monoétagée classique. Le CO<sub>2</sub> liquide émanant du réservoir alimente l'échangeur/les échangeurs thermique(s) du côté évaporateur. Le système a été introduit dans les applications commerciales pour la première fois en novembre 2004 par Haaf *et al.*<sup>2</sup> Il présente les avantages d'un système de dérivation de vapeur instantanée. Les deux circuits de frigorigène et d'huile indépendants présentent un avantage par rapport à la distribution d'huile d'un tel système, tandis que l'échangeur/les échangeurs thermique(s) en cascade doit/doivent être appliqué(s) de sorte que la sollicitation des matériaux liée aux gradients thermiques élevés et aux variations de pression importantes est réduite au minimum. Cela pourrait exiger l'application d'un désurchauffeur du gaz de refoulement.

#### **II.4 Système de suralimentation pour les moyennes et basses températures**

Les systèmes de suralimentation sont pourvus d'un circuit de frigorigène commun et sont caractérisés par un échange direct du frigorigène, de l'huile et de l'énergie thermique. L'option décrite constitue un concept de compression et de détente biétagées doté d'un dispositif externe et muni d'un réservoir et d'un système de dérivation de vapeur instantanée ; elle est représentée en *Figure 1*. L'étage moyenne température fonctionne comme le système de dérivation de vapeur instantanée décrit en II.1, malgré le fait que le CO<sub>2</sub> liquide du réservoir alimente les évaporateurs basse température et les compresseurs basse température se refoulent directement vers le collecteur d'aspiration de l'étage moyenne température. C'est là où le débit massique des évaporateurs moyenne température, la vapeur instantanée et le débit massique de l'étage basse température génèrent le débit massique total du système. Le système de suralimentation ne renferme pas d'échangeur thermique en cascade qui fournirait une pression intermédiaire réduite pour les compresseurs basse température et qui réduirait donc le travail spécifique dans le processus de compression. Tels sont les avantages par rapport à un système en cascade, outre le nombre réduit d'opérations d'assemblage nécessaires. Par contre, l'étage basse température du système d'amplification présente une enthalpie d'évaporateur inférieure, car le CO<sub>2</sub> n'est pas condensé au niveau de la pression de condensation basse température avant la détente.

L'effet des différentes conditions de charge sur les conditions de fonctionnement résultantes est très important pour les systèmes de suralimentation. Les variations de charge extrêmes devraient être calculées et évaluées lors de la phase conceptuelle de tels systèmes. Les pires cas de figure sont les suivants : une faible charge pour les évaporateurs moyenne température et une charge élevée pour les évaporateurs basse température et réciproquement. Le premier scénario engendre des températures du gaz d'aspiration élevées pour les compresseurs moyenne température et exerce une influence sur les températures de refroidissement du moteur et de refoulement. Par contre, le deuxième scénario engendre des températures du gaz d'aspiration et du collecteur d'huile basses ainsi qu'un fonctionnement humide en raison de l'effet de la dérivation de vapeur instantanée. En fonction des résultats et de la faisabilité de telles conditions extrêmes, il faut déterminer si des mesures supplémentaires, comme par exemple l'utilisation des échangeurs thermiques ou d'une dérivation des gaz chauds, doivent être mises en œuvre.

#### **II.5 Système de suralimentation amélioré pour les moyennes et basses températures**

Un système de suralimentation amélioré existe. Il s'agit d'un système à compression biétagée muni d'un dispositif externe ainsi qu'une détente triétagée. Ce système est doté de deux réservoirs et d'une compression parallèle.

La *Figure 2* montre un schéma simplifié. La différence par rapport au concept décrit sous II.4 est l'application de la compression parallèle et d'un réservoir supplémentaire. En amont du premier réservoir, appelé réservoir ECO, le liquide est partagé en deux débits massiques pour l'étage moyenne température et l'étage basse température. Les évaporateurs moyenne température sont alimentés en liquide du réservoir ECO. Après la détente jusqu'à la pression et l'évaporation moyenne température, le débit massique moyenne température retourne aux compresseurs moyenne température. Une détente triétagée est utilisée pour l'étage basse température. Après la détente dans le réservoir ECO et la séparation du liquide et de la vapeur instantanée, une deuxième étape de détente a lieu lors de laquelle le débit massique basse température se détend à partir de la pression ECO et atteint la pression moyenne température.

Le liquide et la vapeur instantanée sont de nouveau séparés à l'intérieur du réservoir supplémentaire, appelé réservoir basse température. Dans un système idéal, la pression à l'intérieur du réservoir basse température correspond à la pression d'évaporation moyenne température et à la pression de refoulement basse température. La vapeur instantanée retourne aux compresseurs moyenne température tandis que le liquide s'écoule vers les évaporateurs basse température placés en amont. Après la troisième étape de détente, l'évaporation dans les évaporateurs et la compression dans les compresseurs basse température, le débit massique basse température refoulé retourne au deuxième étage du compresseur. Avant la deuxième étape de compression, les débits massiques des évaporateurs moyenne température, la vapeur instantanée basse température et les évaporateurs basse température convergent encore. Après la compression du niveau moyenne température au niveau haute pression et, en parallèle, de la pression ECO au niveau haute pression, le débit massique total du système traverse le refroidisseur de gaz.

Par rapport au système décrit en II.4, le système de suralimentation amélioré présente l'avantage de la compression parallèle décrite en II.2. En plus, la détente triétagée pour les évaporateurs basse température et la séparation supplémentaire du gaz liquide et de vapeur instantanée offrent deux avantages : un volume réduit de vapeur instantanée pour les évaporateurs basse température et une enthalpie d'évaporation plus élevée. Cela engendre un déplacement moindre de l'étage de compression basse température. En fonction des puissances voulues, ce système permet des diamètres de tuyauteries plus faibles et une installation électrique conçue pour des courants de fonctionnement maximaux moins élevés. Pour assurer une pression indépendante du rapport de déplacement des compresseurs ECO à l'intérieur du réservoir, le fonctionnement ECO peut être associé à une dérivation de vapeur instantanée. Cette mesure permet l'ajustage des niveaux de pression définis.

## II.6 Comparaison des COP des systèmes

Les différences par rapport aux systèmes frigorifiques commerciaux pour les applications à moyenne et à basse température et les COP des systèmes théoriques sont expliquées ci-dessous. Les rendements du compresseur, les caractéristiques avantageuses du transfert de chaleur du côté évaporateur (décrites par A. Pearson<sup>3</sup>), l'évacuation de la chaleur du côté refroidisseur de gaz, les chutes de pression de l'installation, les différentes conditions de charge, la distribution de la température ambiante et l'humidité de l'air sont tous exclus de cette comparaison, mais devraient être pris en compte pour la simulation des rendements saisonniers.

Les systèmes II.3 à II.5 constituent des options pour les applications commerciales à moyenne température et à basse température. La comparaison est basée sur : des températures d'évaporation entre -10 et -35 °C pour les températures moyennes et basses, une pression de refoulement de 90 bars pour l'étage moyenne température, une température de sortie du refroidisseur de gaz de 35 °C, une surchauffe utilisable de 10 K pour les températures moyennes et basses, et des puissances utiles d'évaporateur dans un rapport de 4:1 entre l'étage moyenne température et celui à basse température. Un système au CO<sub>2</sub> en cascade comme décrit en II.3 constitue la référence. En plus, une pression de vapeur instantanée de 35 bars et une différence de température de 3 K à l'intérieur de l'échangeur thermique en cascade sont supposées.

La comparaison avec un système de suralimentation comme décrit en II.4 permet une amélioration du COP de 4 %. Comme auparavant, une pression de vapeur instantanée de 35 bars est également considérée. Le déplacement requis pour l'étage moyenne température est inférieure de 3 %, tandis qu'un déplacement de 107 % est requis pour l'étage basse température. Une amélioration significative du COP peut être réalisée au moyen d'une solution de suralimentation améliorée comme décrite en II.5. La comparaison théorique se base sur un système associant l'option ECO et celle de la dérivation de vapeur instantanée qui permet d'obtenir une pression de 35 bars à l'intérieur du réservoir ECO sous les conditions données de sortie du refroidisseur de gaz. Une surchauffe de 10 K est appliquée pour les orifices ECO. Cette configuration offre une augmentation du COP de 16 %. Cela a également un effet positif sur les déplacements nécessaires ; les réductions réalisées pour les étages moyenne température et basse température s'élèvent à 13 et 2 %. Si la dérivation de vapeur instantanée n'est pas utilisée pour le système II.5, la pression ECO à l'intérieur du réservoir correspond à une valeur de 42 bars sur la base des conditions de sortie du refroidisseur de gaz données et des suppositions décrites au début de cette section. La pression ECO plus élevée engendre une amélioration supplémentaire du COP de 11 % et une réduction supplémentaire de 2 % du déplacement de l'étage basse température. La *Figure 3* résume la comparaison des COP.

## III. LE POINT DE VUE DE LA TECHNIQUE D'APPLICATION

L'application du CO<sub>2</sub> présente quelques particularités et pièges qui doivent être pris en compte. Les aspects de base comme la propreté et l'absence d'humidité sont les mêmes que pour les hydrofluorocarbures classiques, mais ils sont plus importants pour le CO<sub>2</sub>. Les aspects sécuritaires par rapport aux pressions de fonctionnement maximales, à la détection de liquide piégé et la détection des fuites sont encore plus importants. D'autres aspects sont également décrits dans ce document.

### III.1 Régulation de puissance

L'aspect principal de l'application du CO<sub>2</sub> porte sur la nécessité d'une régulation de puissance ; la charge partielle implique plus d'exigences que la charge maximale. Etant donné les propriétés thermodynamiques du CO<sub>2</sub>, il est évident que la détente des pressions de refoulement élevées et des températures de sortie élevées du refroidisseur de gaz jusqu'à la zone diphasique ne produit que peu de fractions liquides pour le processus. Par contre, l'augmentation de la différence d'enthalpie en cas de pressions de refoulement et de températures de sortie/de condensation du refroidisseur de gaz réduites est importante. L'exemple suivant montre les différences entre le fonctionnement à charge maximale et à charge partielle. La puissance frigorifique du type de compresseur 4HTC-20K correspond à 23,2 kW lors du fonctionnement à une température d'évaporation de -10 °C, une température de sortie du refroidisseur de gaz de 35 °C, une pression de refoulement de 90 bars et une surchauffe de gaz d'aspiration de 10 K. Un fonction-

nement à une température de condensation de 20 °C sur la base des mêmes conditions d'aspiration engendre une augmentation de la puissance frigorifique de 50,2 %. Cette augmentation est liée à une différence d'enthalpie élevée de 28,8 % et un rendement volumétrique amélioré de 16,6 % avec en même temps un effet sur le débit massique. La puissance frigorifique est de 68,1 % plus élevée à une température de condensation de 15 °C. Ainsi, les systèmes au CO<sub>2</sub> nécessitent un bon ajustement de la puissance frigorifique afin d'adapter la puissance requise à la distribution de température ambiante tout au long de l'année et sous des conditions de charge requises par les évaporateurs. Une bonne régulation de la puissance réduit au maximum les variations de pression du côté aspiration et évite un fonctionnement humide des compresseurs. Par rapport aux systèmes au CO<sub>2</sub> pour les applications moyenne et basse températures (par exemple les systèmes II.3 à II.5), la régulation de la puissance est également obligatoire pour réduire les interactions entre les étages moyenne température et basse température. L'utilisation parallèle des compresseurs à chaque étage et l'utilisation de la régulation de vitesse variable pour un ou plusieurs compresseurs constituent des options appropriées pour obtenir une régulation de la puissance suffisante. L'utilisation du refoulement du cylindre est plus difficile qu'avec les frigorigènes classiques en raison des conditions de température défavorables à l'intérieur d'un cylindre bloqué et des pressions différentielles élevées pour les composants. Un autre aspect de la régulation de puissance est l'effet de la température de sortie du refroidisseur de gaz (et, par conséquent, de la température de condensation) sur les caractéristiques de fonctionnement des systèmes au CO<sub>2</sub>. Pour sélectionner un refroidisseur de gaz, il faut en général prendre en compte les différences de température par rapport aux conditions de condensation se trouvant dans une gamme d'environ 10 K afin d'assurer un fonctionnement de la condensation fiable à des températures ambiantes d'environ 15 °C. Cela exige des surfaces plus grandes pour le refroidisseur de gaz ; l'expérience montre que des différences de température d'environ 2 K entre les températures ambiantes et les températures de sortie du refroidisseur de gaz sont ainsi engendrées lors du fonctionnement à charge maximale et à des températures ambiantes élevées.

### III.2 Températures de fonctionnement

Les températures de fonctionnement adaptées sont essentielles au fonctionnement fiable des compresseurs au CO<sub>2</sub>. Les températures de refoulement maximales et minimales et la température minimale du collecteur d'huile sont particulièrement importantes. Ces températures sont liées au lubrifiant utilisé. En ce qui concerne les compresseurs Bitzer pour les applications transcritiques, il faut utiliser un polyolester avec une viscosité de base de 85 cSt à une température de 40 °C. Les polyolesters sont utilisés dans les installations commerciales en raison de leur grande miscibilité, de leurs effets hygroscopiques inférieurs à ceux du polyalkylène glycol et de leur rigidité diélectrique plus élevée. L'utilisation d'un polyolester a un inconvénient : le CO<sub>2</sub> est davantage miscible dans ce lubrifiant. La température de refoulement maximale pour les applications classiques correspond à 140 °C mesurée sur la tuyauterie de refoulement près du compresseur. Le vieillissement du lubrifiant pur et le craquage de la structure chimique commencent à des températures supérieures à 160 °C et à une pression inférieure à 50 bars et à partir d'une teneur en eau < 100 ppm.<sup>4</sup> Etant donné que la teneur en eau des systèmes au CO<sub>2</sub> peut se situer à un niveau d'environ 100 ppm et que les pressions de refoulement peuvent atteindre 100 bars, la limite de 140 °C devrait être respectée. La température de refoulement minimale est particulièrement importante par rapport à la pression dans le carter et à la température du collecteur d'huile. A part le débit massique qui a un effet sur le refroidissement interne, c'est la température de refoulement qui exerce l'effet le plus marqué sur la température du collecteur d'huile. La température de refoulement qui en résulte dépend des pertes électriques, mécaniques et de pression interne ainsi que de l'échange thermique par rayonnement vers l'environnement. La *Figure 4* montre le rapport entre les températures de refoulement et les températures du collecteur d'huile sur la base du taux de compression. Les mesures ont été effectuées pour les types de compresseur 4FTC, 4HTC, 4JTC, 4KTC et 4MTC avec une surchauffe du gaz d'aspiration de 10 K, des pressions de refoulement de 40, 62, 84, 106 bars et des températures d'évaporation de -5 à -20 °C par paliers de 5 K. La température ambiante autour du compresseur était de 32 °C. Les résultats montrent que les températures du collecteur d'huile sont en relation avec les températures de refoulement. Les températures du collecteur d'huile sont différentes pour chaque type de compresseur individuel mais les tendances sont similaires. La température de refoulement minimale pour le fonctionnement sous-critique moyenne température doit être de 40 K supérieure à la température de condensation afin d'éviter de basses températures du collecteur d'huile. Si les pressions dans le carter se situent entre 20 et 30 bars, le volume de CO<sub>2</sub> dissout dans le lubrifiant à une température de 20 °C varie entre 9 et 13 %. Ces valeurs ne sont pas critiques en ce qui concerne les viscosités cinématiques résultantes. Lorsqu'il y a de grands volumes de frigorigène dissous dans le lubrifiant et les variations de pression, des effets de dégazage importants et un moussage d'huile à l'intérieur du carter surviennent.

### III.3 Distribution d'huile

Une distribution d'huile fiable sous toutes les conditions de charge exige l'application d'un système de gestion d'huile approprié. Grâce à la combinaison du CO<sub>2</sub> et du polyolester, le retour du lubrifiant à partir du système n'est pas difficile à réaliser. La grande miscibilité du CO<sub>2</sub> liquide et les densités de vapeur élevées du côté aspiration des systèmes permettent un retour facile du lubrifiant vers les compresseurs, à condition que des vitesses d'écoulement similaires à celles du R404A, soient utilisées. Dans le cas d'une application commerciale, seulement un petit nombre

de compresseurs sont en fonctionnement lorsqu'il s'agit de conditions de charge partielle, par exemple pendant la nuit en hiver. Par conséquent, les débits massiques et les vitesses d'écoulement à l'intérieur des évaporateurs et des conduites d'aspiration sont réduits et le retour du lubrifiant devient plus difficile à assurer. Une alimentation en huile suffisante des compresseurs sous différentes conditions de fonctionnement peut être assurée par l'utilisation des systèmes de régulation qui peuvent comporter un séparateur d'huile avec détecteur de niveau, un détendeur pour la réduction de la pression, par exemple d'une valeur de 100 bars à une valeur de 40 bars, un réservoir d'huile avec détecteur de niveau et un réducteur de pression différentielle réglable, un séparateur d'huile et des régulateurs de niveau d'huile montés sur les compresseurs. Le détendeur utilisé pour la réduction de la pression est commandée par un détecteur de niveau à l'intérieur du séparateur d'huile. Un détecteur de niveau supplémentaire à l'intérieur du réservoir à huile basse pression permet de garantir que les régulateurs de niveau d'huile des compresseurs ne sont ouverts que si le niveau d'huile à l'intérieur du réservoir est suffisant. Cela permet d'éviter une dérivation des gaz chauds. Un limiteur de pression installé entre le réservoir d'huile et le collecteur d'aspiration commun assure le dégazage du CO<sub>2</sub>. La pression différentielle doit être plus élevée que pour les applications classiques afin d'assurer une alimentation en huile efficace des compresseurs. Pour les systèmes de suralimentation moyenne température et basse température, les régulateurs du niveau d'huile sont montés sur les compresseurs pour les deux niveaux de température et connectés au réservoir d'huile commun basse pression. Les compresseurs moyenne température offrent un entraînement d'huile absolu plus élevé que l'entraînement rencontré avec les compresseurs basse température : ce phénomène constitue l'un des aspects importants des systèmes de suralimentation. Les densités de vapeur d'aspiration plus élevées et les charges thermiques en général plus élevées au niveau des températures moyennes sont à l'origine de ce phénomène. Ainsi, il se peut que le niveau d'huile à l'intérieur du carter des compresseurs basse température dépasse le niveau maximal. Le séparateur d'huile doit donc être très efficace et l'entraînement d'huile doit se situer dans l'éventail de celui des compresseurs basse température afin d'assurer une condition équilibrée. Des compresseurs de suralimentation basse température spécialement conçus avec un entraînement d'huile régulé à des niveaux d'huile élevés sont utilisés dans les essais sur le terrain. La régulation d'huile entre les carters des compresseurs constitue une méthode simplifiée pour la gestion d'huile mais également une méthode très exigeante en termes de conception. Ce principe exige une certaine différence de niveau entre l'orifice d'égalisation et la ligne d'égalisation ainsi qu'une adaptation spéciale des sections transversales. La conception dépend des conditions d'aspiration et de refoulement, des températures de l'huile, du volume du CO<sub>2</sub> dissout dans le lubrifiant, des densités résultantes du mélange d'huile/CO<sub>2</sub>, et des chutes de pression internes du compresseur et à l'intérieur du collecteur d'aspiration. Chaque application nécessite donc une vérification, une optimisation et une normalisation approfondies.

#### **III.4 Dérivation de vapeur instantanée**

Pour le processus de la dérivation de vapeur instantanée, il doit être considéré que le processus de détente de la vapeur instantanée jusqu'à la pression d'évaporation se termine à l'intérieur de la zone diphasique du CO<sub>2</sub>. Le volume de liquide généré doit être évaporé, par exemple à l'intérieur d'un échangeur thermique, avant qu'il puisse entrer dans les orifices d'aspiration des compresseurs. Cela permet d'éviter un fonctionnement humide. Les densités de vapeur très élevées du CO<sub>2</sub> engendrent un glissement faible entre le liquide et la phase vapeur par rapport aux applications faisant appel aux HFC. Par conséquent, l'intervalle pendant lequel le liquide reste du côté aspiration du système au CO<sub>2</sub> est réduit, même en cas de vitesses d'écoulement similaires.

#### **III.5 Compression parallèle**

La compression parallèle permet d'augmenter les puissances frigorifiques et l'efficacité des systèmes moyenne température ou des étages pendant le fonctionnement à charge maximale et à des températures ambiantes élevées. Qui dit températures de sortie du refroidisseur de gaz et aux pressions de refoulement réduites, dit volume de vapeur instantanée à l'intérieur du réservoir également réduit. Cela engendre une pression moyenne inférieure, des différences d'enthalpie plus importantes du côté évaporateur et des puissances frigorifiques accrues. Dans ce cas, l'augmentation de la puissance frigorifique n'est pas requise et une régulation de la puissance est exigée. Par conséquent, la compression parallèle est redondante en cas de températures ambiantes inférieures.

Si le système à compression parallèle fonctionne en mode condensation et le détendeur haute pression est entièrement ouvert, un passage commandé du mode compression parallèle au mode de fonctionnement classique est possible. Un robinet solénoïde, appelé « ECO marche/arrêt » comme le montre la [Figure 5](#), se ferme quand l'orifice n'est plus alimenté par la vapeur instantanée. Par conséquent, la pression ECO à l'intérieur de la chambre d'aspiration ECO, comme le montre la [Figure 5](#), est réduite avec chaque course du cylindre ECO et finit par être réduite à une valeur au-dessous de la pression d'évaporation. Dans ce cas, un détendeur supplémentaire sur la plaque porte-soupape ECO s'ouvre et le frigorigène à la pression d'évaporation passe par une conduite d'aspiration se trouvant dans le carter du compresseur puis entre dans le cylindre ECO. Par conséquent, les quatre cylindres fonctionnent entre la pression d'évaporation et la pression de refoulement.

La pression moyenne à l'intérieur du réservoir dépend des conditions de sortie du refroidisseur de gaz et du déplacement des cylindres ECO. Par conséquent, la pression est liée au système et au compresseur. Si les pressions ECO sont supérieures aux pressions voulues, la compression parallèle peut être associée à une dérivation de vapeur instantanée afin d'obtenir un niveau de pression défini à l'intérieur du réservoir. La vapeur instantanée excédentaire qui ne peut pas être traitée par les cylindres ECO est ensuite dérivée vers le côté aspiration. L'aspect positif d'une pression ECO maintenue constante à un certain niveau montre le désavantage d'une efficacité de système réduite en raison de débits massiques d'évaporation réduits.

La surchauffe requise à l'orifice ECO constitue un autre aspect de l'application de la compression parallèle. Les variations de pression à l'intérieur du réservoir peuvent déclencher l'ébullition et un entraînement de gouttes liquides. Donc, un échangeur thermique doit être installé entre la conduite d'aspiration et la sortie du refroidisseur de gaz par exemple, afin d'éviter le fonctionnement humide des cylindres ECO en toute circonstance.

#### IV. CONCLUSION

L'application du CO<sub>2</sub> a permis d'introduire de nouvelles conceptions de systèmes dans le domaine du froid commercial. Les systèmes décrits sont d'une grande complexité. Des essais supplémentaires sur le terrain seront nécessaires afin de prouver que cette complexité est justifiée à l'égard des aspects écologiques et économiques. La dérivation de vapeur instantanée et la compression parallèle offrent des avantages supplémentaires pour l'application du CO<sub>2</sub>. L'utilisation de la compression parallèle donne des résultats positifs, mais l'expérience acquise à partir d'essais sur le terrain ne suffit pas. En plus de la sécurité, la propreté et l'absence d'humidité, une régulation équilibrée de la puissance, le suivi des températures de fonctionnement et une distribution d'huile suffisante constituent des facteurs déterminants d'une installation au CO<sub>2</sub> performante.

#### NOMENCLATURE

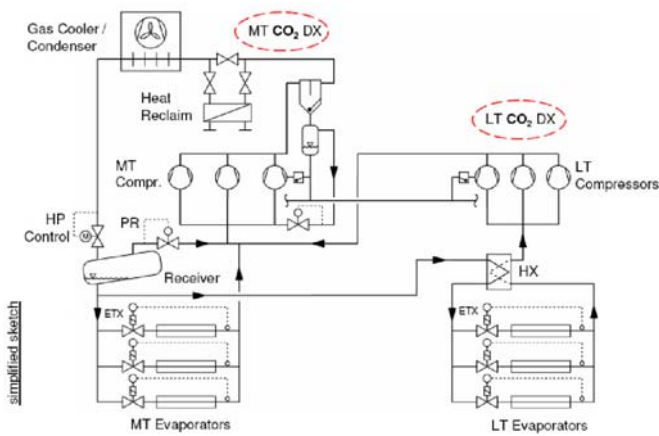
COP	coefficient de performance
ECO	économiseur
FGB	dérivation de vapeur instantanée
HFC	hydrofluorocarbures
HP	haute pression
LT	basse température
MT	moyenne température
PAG	polyalkylène glycol
POE	polyolester

#### REFERENCES

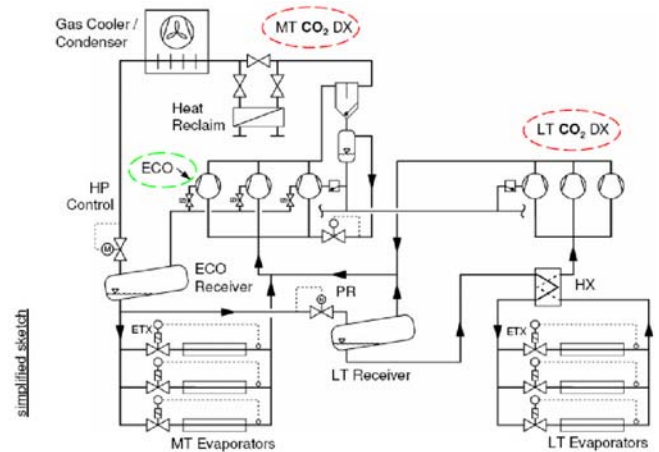
1. Elbel S, Hrnjak P. Bypass de flash gaz pour améliorer la performance des systèmes transcritiques au R744 munis d'évaporateurs à microcanaux. *Revue Internationale du Froid*. 2004. 27: 724-735.
2. Haaf S, Heinbokel B, Gernemann A. Erste CO<sub>2</sub>-Kälteanlage für Normal- und Tiefkühlung in einem Schweizer Hypermarkt, *Die Kälte & Klimatechnik* 2/2005: 41-46.
3. Pearson A. 2007, The beneficial properties of carbon dioxide as a refrigerant, *Padova Conference, AICARR*: 11-24.
4. Puhl C. 2006, Refrigeration oils for the natural refrigerants isobutane and carbon dioxide. *6<sup>th</sup> International Conference on Compressors and Coolants*, IIF: 302-309.

# FIGURES

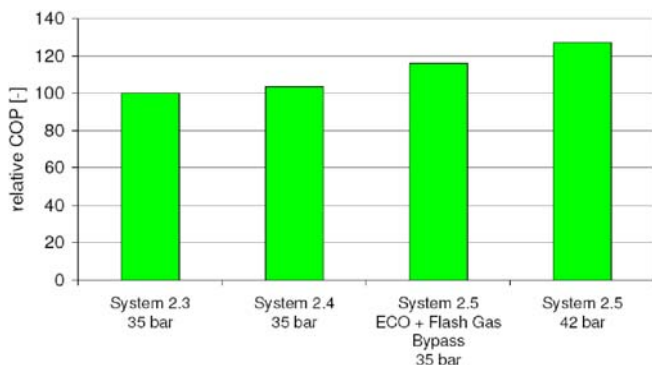
## REVIEW ARTICLE / ARTICLE DE SYNTHESE



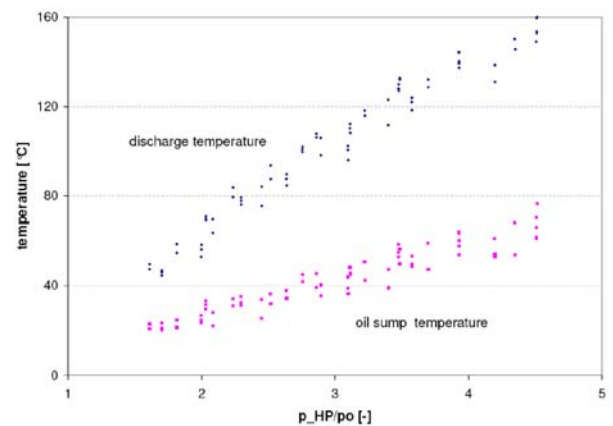
**Figure 1.** Simplified diagram of a commercial booster system for MT and LT loads  
*Schéma simplifié d'un système de suralimentation commerciale pour les applications moyennes et basses températures*



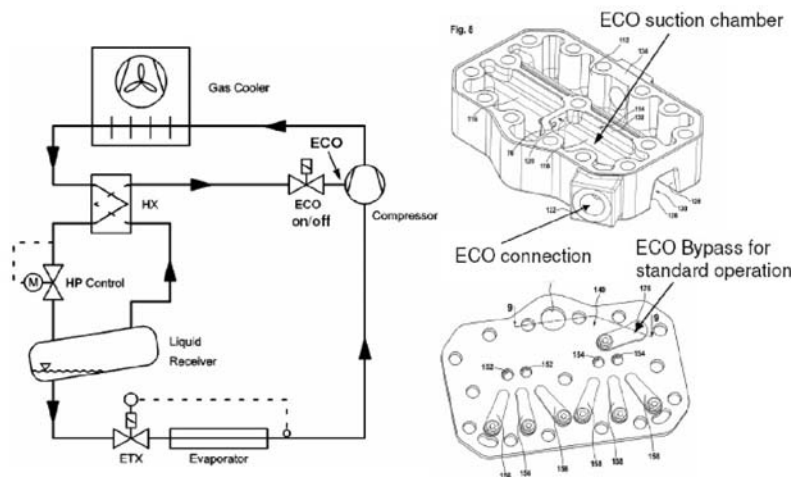
**Figure 2.** Simplified diagram of an enhanced commercial booster system for MT and LT loads  
*Schéma simplifié d'un système de suralimentation commercial amélioré pour les applications moyennes et basses températures*



**Figure 3.** Comparison of system COPs  
*Comparaison des COP de plusieurs systèmes*



**Figure 4.** Discharge and oil-sump temperature versus pressure ratio  
*Température de refoulement et du collecteur d'huile en fonction du taux de compression*



**Figure 5.** Simplified diagram of a parallel compression system and details showing cylinder head and valve plate design

*Schéma simplifié d'un système de compression parallèle donnant des détails concernant la tête de cylindre et la conception de la plaque porte-soupape*





INSTITUT INTERNATIONAL DU FROID  
177 Bd Malesherbes - 75017 PARIS (France)  
Tél. : 33 (0)1.42.27.32.35  
Fax : 33 (0)1.47.63.17.98  
E-mail : iif-iir@iifir.org  
Web site : www.iifir.org

# 8e Conférence Gustav Lorentzen sur les fluides actifs naturels

## CD-ROM

### 130 communications (en anglais)

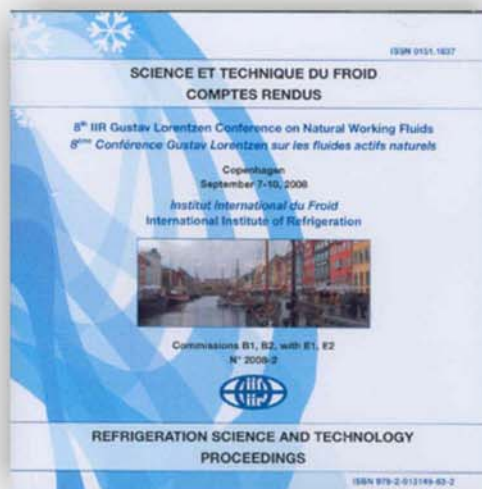
Les comptes rendus de la 8e Conférence Gustav Lorentzen sur les fluides actifs naturels tenue à **Copenhague du 7 au 10 septembre 2008** comportent 130 communications. Ils constituent un grand vivier d'informations sur un large éventail de frigorigènes naturels et leurs applications. Cinquante communications couvrent le CO<sub>2</sub>, 15 sont sur les pompes à chaleur, 8 couvrent l'ammoniac, 8 ont trait aux hydrocarbures, 8 sont sur la sorption et 10 ont trait aux frigoporteurs, y compris les frigoporteurs diphasiques, et la technologie des coulis.

### Thèmes principaux :

- Hydrocarbures
- Microcanaux
- Sorption
- CO<sub>2</sub>
- Ammoniac
- Nouvelles technologies de remplacement
- Pompes à chaleur
- Frigoporteurs et coulis
- Aspects sécuritaires
- Associations de frigorigènes et nouveaux frigorigènes

→ Anglais uniquement

Copenhague, Danemark  
7-10 septembre 2008  
(CD-ROM)



## CD-ROM

**Code : 2008-2 - Prix : 45 €**

(+ Port : 10 % Europe - 20 % autres pays)

## Bon de commande

Retourner à : INSTITUT INTERNATIONAL DU FROID - 177, Bd Malesherbes - 75017 PARIS (FRANCE)  
Tél. : 33 (0)1.42.27.32.35 / Fax : 33 (0)1.47.63.17.98 / Email : iif-iir@iifir.org / Web site : www.iifir.org

Veuillez envoyer ..... exemplaire (s) du CD-ROM : **8e Conférence Gustav Lorentzen sur les fluides actifs naturels**  
**Prix : 45 € - Code : 2008-2** (+ Port = 10 % Europe-20 % autres pays)

Nom : .....

Société : .....

Adresse : .....

.....

Pays : ..... Tél. : ..... Fax : .....

Paiement par carte : VISA / MASTERCARD / EUROCARD

Paiement par chèque ou virement bancaire

Nom du titulaire : .....

Numéro :     / / / / /   / / / / /   / / / / /   / / / / /

Date d'exp. : / / / / /

Cryptogramme visuel (les trois derniers chiffres au verso de votre carte bancaire) : / / / / /

Signature : .....

• Société Générale, Agence Paris-Villiers  
72, avenue de Villiers, 75847 PARIS CEDEX 17  
IBAN : FR76 30003 03180 00650020079-91 / BIC : SOGEFRPP