

UMWELTFREUNDLICHE WÄRMETAUSCHER

CO₂-ANWENDUNGEN UND INNEN GERIFFELTE ROHRE FÜR GLYKOL-LUFTKÜHLER

Ing. Stefano Filippini
LU-VE CONTARDO S.p.A.
Via Caduti della Liberazione, 53, I-21040 Uboldo –Varese-

KURZFASSUNG

In der Kälteindustrie werden Alternativlösungen zu HFC-Anlagen immer gefragter zur Reduzierung des Kältemittelverbrauchs und des Treibhauseffektes mit steigender Verwendung von indirekten Systemen (wie Glykol-Luftkühler) und natürlichen Kältemitteln wie CO₂.

Vorliegendes Referat behandelt in 2 Teilen:

1. Die Verwendung von innengeriffelten Rohren für Glykol-Luftkühler. Die entwickelten Spezialrohre steigern den internen HI auch bei sehr niedrigen Reynoldszahlen ($1800 \div 3000$) ohne internen Druckabfall. Das Ergebnis ist eine neue hocheffiziente Glykol-Luftkühler- Baureihe.
2. Hauptparameter bei Konzipierung von effizienten Wärmetauschern für CO₂. Eine Luftkühleranalyse ergibt, dass die einfache Batterieumformung bei Berücksichtigung des höheren Druckpegels trotz unterschiedlicher CO₂-Eigenschaften gute Leistungen liefert. Die Gaskühler erfordern hingegen eine vollkommen neue Konstruktion zur Beständigkeit gegen Hochdruck und zur Ausnutzung der CO₂-Eigenschaften. Ein korrekter Betrieb erfordert mechanische Sonderlösungen für Material und Komponenten. Eine neue Auslegungsmethode der Wärmetauscher wurde entwickelt. Um die Gaskühlereffizienz insbesondere im Sommer zu garantieren, hat LU-VE innovative Ausführungen zur Besprühung der Batterieoberfläche mit entmineralisiertem Wasser entwickelt.

STICHWORTE: Luftkühler, Natürliche Kältemittel, Innengeriffelte Rohre, Gaskühler, CO₂

1. EINLEITUNG

Alternative Lösungen zu traditionellen HFC-Anlagen werden immer gefragter, um den Kältemittelverbrauch und den Treibhauseffekt im allgemeinen zu reduzieren. Daher ist der Einsatz indirekter Systeme (wie Glykol-Luftkühler) und natürlicher Kältemittel in der Kälteindustrie in den letzten Jahren bedeutend angestiegen.

Glykol-Luftkühler sind eine wohlbekannte Technologie, die normalerweise in der Branche der Lebensmittelkonservierung und in Verarbeitungsräumen verwendet wird; jedoch stehen die Konstrukteure typischen Problemen dieser technischen Lösung wie z.B. niedrige Kühlleistung (aufgrund verringerter Wärmetauschkapazität) und hohem Pumpenergieverbrauch gegenüber.

Die neue CO₂-Technologie stellt eine ausgezeichnete und umweltfreundliche Lösung dar mit einem GWP (Global Warming Impact)-Wert =1 (um die 1.000 - 2000 für HFC) und ODP=0. Sie ist ungiftig und nicht entflammbar, interessante Vorteile im Vergleich zu anderen natürlichen Kältemitteln wie Ammoniak und Kohlenwasserstoffen. Bezüglich des Treibhauseffektes ist es so, dass sich das reelle Ergebnis im Falle des direkten Impakts bei 0 auf den indirekten bezieht. Die effektive Herausforderung liegt darin, mit CO₂ den gleichen COP bestehender HFC-Anlagen zu erreichen oder diesen, wenn möglich, zu verbessern.

Diese Unterlage besteht aus 2 Hauptteilen:

Der erste Teil beschreibt die neue einzigartige technische Lösung zur Erhöhung der Kühlerleistung, in der Tat stellt LU-VE eine neue Baureihe vor mit speziellen innen geriffelten Rohren, die den internen Wärmeaustausch steigern und höhere Leistungsfähigkeit erreichen. Die innen geriffelten Rohre für HFC-Kühler wurden vor nunmehr fast 20 Jahren entwickelt und haben sich bewährt, jetzt ist eine vergleichbare Ausführung (jedoch mit ganz anderen Eigenschaften) auch für Glykol-Luftkühler verfügbar. In zahlreichen Versuchsreihen im Labor wurden spezielle Rohre entwickelt, die in der Lage sind, den internen HI auch bei sehr niedrigen Reynoldszahlen (zwischen 1800 und 3000) ohne internen Druckabfall zu steigern. Diese neue technische Ausführung löst das Problem der herkömmlichen niedrigen Leistungsfähigkeit der Glykol-Luftkühler.

Der zweite Teil beschreibt die Hauptparameter bei Ausführung von CO₂-Arbeitszyklen, mit besonderem Augenmerk auf den Beitrag, den effizient konstruierte Wärmetauscher liefern. Zuerst werden die Luftkühler analysiert. Auch wenn CO₂ sehr unterschiedliche Eigenschaften hat, reicht eine einfache Umformung der Batterie aus, um gute Leistungen zu erreichen, ohne dass ein vollkommen neues Modell erforderlich ist. Wichtig ist jedoch die besondere Beachtung des höheren Druckpegels.

Weitaus wichtiger ist die Konstruktion des Gaskühlers. Dieses Produkt kann nicht einfach als Umformung bestehender HFC-Verflüssiger gesehen werden und hier ist der Entwurf eines neuen Modells erforderlich.

Der Arbeitsdruck ist fast 4-mal höher und die Temperatur doppelt so hoch. Diese Eigenschaften verlangen eine unterschiedliche Bauweise, die in der Lage ist, die vollkommen unterschiedlichen Flüssigkeitseigenschaften auszunutzen. Die Wärmetauscher können sehr viel höhere Lufterwärmung in der Batterie verwenden, niedriger Luftfluss ist erforderlich mit folglich niedrigerer Motorleistung.

Die Auslegungsmethode der Wärmetauscher wurde bedeutend geändert zur korrekten Berechnung der Leistungen bei sehr variablem DT-Wert, der sich bei der Gaskühlung ergibt.

Unter mechanischem Gesichtspunkt sind Sonderlösungen in Hinsicht auf Materialien und Wanddicke zur Gewährleistung des korrekten Betriebes erforderlich.

Effizienz der Gaskühler insbesondere im Sommer ist ausschlaggebend für die optimale Anlagenleistung. LU-VE stellt innovative Ausführungen vor, die die Aufgabe, entmineralisiertes Wasser auf die Batterieoberfläche zu sprühen, erfolgreich lösen.

2. VERWENDUNG VON INNEN GERIFFELTEN ROHREN IN GLYKOL-LUFTKÜHLERN

2.1. Allgemeine Anmerkungen

Die Verwendung von Tiefkühlflüssigkeiten (die normalerweise aus Ethylenglykol und Wasser bestehen) wird eine immer weiter verbreitete Lösung in Kühlanlagen. Bei dieser Anlagenausführung wird die Tiefkühlflüssigkeit im Kühlmaschinenraum heruntergekühlt, mit der Möglichkeit, gefährliche Kühlmittel wie Ammoniak oder Kohlenwasserstoffe mit GWP = 0 zu verwenden und Reduzierung der Kühlmittelmenge. Das Kühlmittel wird in der Flüssigphase an die unterschiedlichen Benutzer (Kühlräume bzw. – möbel) verteilt, wo die Luftkühler bei sehr niedrigem ΔT eingesetzt werden können, wogegen für Verdampfer ein minimaler ΔT von 6-8K verlangt wird, um die Expansionsvorrichtung anzutreiben. Natürlich bringt dies auch einige Nachteile: (i) mehr Hardware ist notwendig (d.h. zusätzliche Kosten), (ii) zusätzliche Energie wird verlangt aufgrund der Umwälzpumpe und des doppelten Wärmeübergangs vom Kältekreislauf zum Kühlraum, (iii) die thermophysikalischen Eigenschaften von Glykollösungen sind ungünstig: daher sind größere Kühler notwendig, was sich nachteilhaft auf die Investitionskosten auswirkt. Dieser Beitrag untersucht die Verwendung von innen geriffelten Rohren in Luftkühlern als Maßnahme, um den Wärmeübergang zu steigern und die genannten Nachteile so weit wie möglich zu beseitigen.

Länge Lamellenpaket	1620 mm
Anzahl Rohre / Reihe	18
Anzahl Reihen	4
Rohrdurchmesser	12.7 mm
Rohrabstand	42 x 36 mm
Lamellenabstand	7 mm
Anzahl / Ø Motor	2 x 500mm

Tab. 1: Eigenschaften der Luftkühler

2.2 Hintergrund und Erfahrung

Vor kurzem hat die Firma LU-VE Contardo mit großem Erfolg fortschrittliche Wärmeübergangsflächen auf den typisch konservativen Markt der Wärmeübergangsvorrichtungen für die Kühltechnik eingeführt. Seit 1986 wurden Pionierstudien vorgenommen, um hochleistungsfähige Lamellengeometrien zu entwickeln, die sich durch gesplittete oder gewellte Oberflächen und kleine Absolutmaße kennzeichnen, und mit Verwendung der Technologie der innen geriffelten Rohre, die zu der Zeit nur für wenige kleine Klimageräte verwendet wurde. Innen geriffelte Rohre mit spiralförmigen Rillen liefern bedeutende Weiterentwicklungen des Wärmeübergangskoeffizienten in der Verdampfungs- und Verflüssigungsphase, mit mäßigen Erhöhungen der Druckverluste: es existiert eine Vielzahl von Schriften zu diesem Thema. Bei Anwendung mit einphasigen Fluiden (z.B. Flüssigkeiten) ist die Situation sehr viel unsicherer: die größere durch die innen geriffelten Rohre verfügbare Oberfläche verbessert zwar den Wärmeübergang pro Rohrmeter, beschleunigt jedoch normalerweise den Druckverlust noch mehr. Die entsprechende Steigerung sowohl des Wärmeübergangs als auch des Druckverlustes ist abhängig von der Reynoldszahl Re , mit Erreichung unterschiedlicher Resultate. Da die meisten Kühlanwendungen für Tiefkühlösungen momentan in laminaren oder transistiven Regimen arbeiten (d.h. $Re < 3000-3500$), kann man von laminar zu turbulent wechseln mit drastischen Änderungen in den Wärmeübergangseigenschaften. Daher ist die Verwendung von innen geriffelten Rohren nicht so offensichtlich wie bei den zweiphasigen Fluiden. Besondere Geometrien sind zu entwickeln unter Berücksichtigung des Wärmeübergangs-/Druckverlustverhaltens bei niedrigen Reynoldszahlen.

Die gewählte Testmethode hatte die Absicht, die Leistung von zwei Luftkühlern mit ähnlichen Eigenschaften zu vergleichen, wie in Tab. 1 angegeben, einer mit den innen geriffelten Rohren, der andere mit den herkömmlichen glatten Rohren. Im Vergleich zu einer direkteren Untersuchungsart (zum Beispiel durch Verwendung eines elektrisch geheizten Prüfgerätes mit bekanntem Wärmefluss direkt an der äußeren Rohroberfläche), werden die Ergebnisse (wenn

auch von gewissen Unsicherheiten gekennzeichnet) sicherlich alle in industriellen Anwendungen auftretenden Effekte berücksichtigen (wie Eintrittseffekte nach Bögen und Kollektoren, Deformation der inneren Rillen aufgrund von mechanischer Ausdehnung usw.).

2.3. Der Versuchsaufbau

Die Leistung der beiden Luftkühler laut Tab. 1 wurde anhand eines kalibrierten Kälteraums in den LU-VE-Labors (Abb. 1, ganz links) gemessen. Es besteht aus einem isolierten Doppelraum, der äußere hat die gleiche Temperatur wie der innere (der eigentliche Testraum), um die Wärmeverluste zu minimieren. Die Kühlleistung des Kälteträgers wird ausgeglichen von der elektrischen Energie, die an die Motoren geliefert wird und vom warmen Wasser, das die Wärmetauscher zur Bilanzierung der Kälteleistung speist. Mengendurchfluss und Temperaturen (Ein-, Austritt) des Kälteträgers und des warmen Wassers werden gemessen, ebenso die eingeführte elektrische Energie, so dass die Luftkühlerleistung doppelt kontrolliert wird nach einer angemessenen langen Stabilisationszeit (in der Regel 12 Stunden), auch hilfreich, um alle Luftfeuchtigkeit im Raum zu beseitigen ("Dry"-Test). Der Unterschied zwischen den beiden Leistungsmessungen (direkt auf dem Luftkühler und indirekt auf der in den Kälteraum eingeführten Wärme) liegt in der Regel bei bis zu 2%.

Der rohrinterne Wärmeübergangskoeffizient ist abgeleitet von der durch folgende Prozedur gemessenen Leistung: (i) die Eintrittslufttemperatur (Raumtemperatur) wird gemessen mit Mittelung der Messanzeigen von 8 auf der Wärmetauscherfrontseite angeordneten Thermoelementen, (ii) die Ein- bzw. Austrittstemperaturen des Kältemittels werden ebenfalls gemessen, (iii) der Luftstrom wird durch einen in einem Windkanal vorgenommenem Test gemessen, (iv) aus Leistung, Luftstrom und Eintrittstemperatur wird die Luftaustrittstemperatur berechnet bei Annahme von Dry-Betrieb (keine latente Wärme), (v) der logarithmische Temperaturunterschied kann bewertet werden, wie ebenfalls die Wärmedurchgangszahl, für eine bekannte Leistung und Innenoberfläche (d.h. die Innenoberfläche eines glatten Rohres, als Referenzoberfläche auch für das innen geriffelte Rohr verwendet), (vi) der rohrinterne Wärmeübergangskoeffizient ist abgeleitet vom Gesamtfaktor, bei Verwendung eines rohrseitigen Ablagerungsfaktors von $0.1 \text{ m}^2\text{K/kW}$ und einem von den Windkanal-Tests abgeleiteten lamellenseitigen Wärmeübergangskoeffizienten (Abb. 1, ganz rechts) der für den aktuellen Wärmetauscher verwendeten Lamellengeometrie (Lozza und Merlo, 2001) [1].

Die Prozedur ist ziemlich indirekt, daher können kumulative Messfehler zu einem ziemlich ungenauen Endwert des Wärmeübergangskoeffizienten führen (etwa 10%), jedoch beeinträchtigen diese nicht die Vergleichswerte zwischen glatten und feingeriffelten Rohren.

Druckverluste werden ebenfalls gemessen. Hierbei messen wir unterschiedlichen Druck am Kollektoreneingang bzw. -ausgang, einschliesslich der Verluste durch: (i) den geraden Teil des Rohres, (ii) die Bögen, (iii) die beiden Kollektoren. Der Rohrtyp betrifft nur die erste Verlustquelle: um für allgemeine Vorhersagen nützliche Angaben zu erhalten, war es notwendig, die Druckverluste zu 'trennen' durch eine empirische Vorhersage der Druckverluste an Bögen und Kollektoren. Dies führt erneut zu Unsicherheiten bzgl. der erhaltenen Werte, beeinträchtigt jedoch nicht den Vergleich zwischen glatten und innen geriffelten Rohren bei Verwendung gleicher Bögen und Kollektoren.



Abbildung 1: LuVe Contardo Labor

2.4. Erhaltene Resultate

Die Resultate werden ausgedrückt in nicht-dimensionalen Zahlen (Nu , Re , Pr , Reibungszahl f) bei Berücksichtigung der thermophysikalischen Eigenschaften von 34-prozentigem Ethylenglykol. In unseren bei einer Raumtemperatur von 0°C und einer Glykoleintrittstemperatur von -10°C durchgeführten Versuchen lag die Prandtl-Zahl bei 60. Wir untersuchten Reynoldszahlen im Bereich von 1000-5000 mit Abänderung der Flüssigkeitsmenge. Nichtdimensionale Zahlen werden aus folgenden Gründen verwendet: (i) erhaltene Ausgangsdaten sollten bei geringen Abweichungen der Versuchsbedingungen (z.B. Temperaturunterschied des Luftflusses, Glykol-Durchschnittstemperatur, mit daraus folgenden unterschiedlichen thermophysikalischen Eigenschaften) abestimmt werden, (ii) nicht-dimensionale Korrelationen werden in Berechnungen der Wärmetauscherlegung eingeführt, um die Gültigkeit der Ergebnisse auf andere einphasige Fluide oder andere Fluidbedingungen auszudehnen.

Abbildung 2 zeigt die Versuchsergebnisse von etlichen, an zwei Kühlern vorgenommenen Tests. Die Geräte waren bis auf die verwendete Rohrart vollkommen identisch. Bei den innen geriffelten Rohren sind Vorteile in Hinsicht auf die Wärmeübergangsfähigkeit ersichtlich im Vergleich zu den glatten Rohren, bei Reynoldszahlen über 2500-3000, während bei der laminaren Strömung keine (oder unerhebliche) Verbesserungen zu verzeichnen sind. Bei vollentwickelter turbolenter Strömung, $Re > 5000$, wurde eine Wärmeübergangszunahme von 40÷50% geschätzt. Was die Druckverluste betrifft, können wir grundsätzlich sagen, dass sich keine bedeutenden Unterschiede zwischen den beiden Rohrarten ergeben haben. Ein etwas größerer Druckverlust tritt bei gleicher Durchflussmenge aufgrund kleineren Querschnitts auf (Rillendicke). Es muss jedoch gesagt werden, dass bei laminarer Strömung (niedrige Geschwindigkeiten) Druckverluste sehr gering sind und die Druckmessungen ungenauer werden; ausserdem können die empirischen Bewertungen der Druckverluste an den Kollektoren sehr ungenau sein.

2.5. Anwendungen

Wir bewerteten die Änderung der Leistung von typischen Lufterkühlern in Anschluss an die Verwendung von innen geriffelten Rohren. Wir verwendeten unsere Auslegungssoftware, wobei empirische Korrelationen für den Wärmeübergang und Druckverluststeigerung von innen geriffelten Rohren berücksichtigt wurden, siehe Abbildung 2. Die Ergebnisse sind in Tab.2 aufgeführt, für drei in realen Anwendungen möglicherweise anzutreffenden Reynoldszahlen, für SC11-Bedingungen (Raumtemperatur 0°C , 34-prozentige Ethylen-Glykol-Lösung, Eintrittstemperatur -10°C). Die Leistungssteigerung ist bei niedrigem Re sehr gering, steigt dann beträchtlich bis zu 7%, für die turbulente Strömung ist jedoch keine weitere Steigerung erhältlich. Auch wenn die Wärmeübergangssteigerung größer ist bei hohem Re (Abb. 2), ist der rohrseitige Wärmeübergangskoeffizient groß genug, um die Gesamtleistung gering zu beeinflussen, da der Großteil des Wärmewiderstandes nun luftseitig konzentriert ist.

Abschließend kann gesagt werden, dass bedeutende Leistungssteigerungen unter den meisten Betriebsbedingungen erhalten werden können, ohne negative Auswirkungen außer einer geringen Steigerung der Rohrkosten.

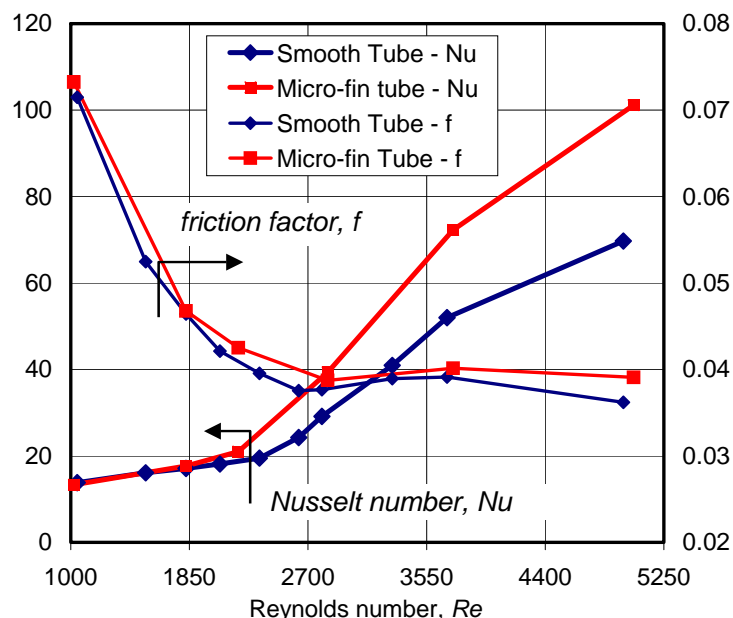


Abb. 2: Nusselt-Zahl Reibungsfaktor vs. Re .

	Leistung bei glattem Rohr bei $Re=1800$			Rohrseitiger Wärmeübergangskoeffizient, W/m^2K			Flüssigkeitsdruckverlust, kPa		
Re	Innen geriffelt	glatt	var %	Innen geriffelt	glatt	var %	Innen geriffelt	glatt	var %
1800	102.4	100.0	2.4%	551	517	6.6%	35.2	33.6	4.8%
2500	155.7	146.4	6.3%	1594	1238	28.8%	65.6	62.7	4.6%
3500	179.4	168.2	6.7%	2567	1815	41.4%	109	104	4.8%

Tab. 2: Leistung, rohrseitiger Wärmeübergang und Druckverlust eines typischen Luftkühlers mit glatten oder innen geriffelten Rohren; Betrieb mit 34-prozentiger Ethylen-Glykol-Lösung bei 3 Reynoldszahlen, erhalten durch Änderung der Flüssigkeitsmenge.

3. LUFTGEKÜHLTE WÄRMETAUSCHER FÜR CO₂ KÄLTEKREISLÄUFE

3.1 Allgemeine Anmerkungen zu CO₂ Wärmetauschern

Bevor die speziellen Anforderungen an CO₂-Wärmetauscher betrachtet werden, müssen die verschiedenen Lösungsmöglichkeiten bei der CO₂-Anwendung in Kältekreisläufen samt den thermodynamischen Aspekten verglichen werden. Nachstehend eine Kurzzusammenfassung.

Drei Lösungen sind möglich (Abb. 3) :

- Die einfachste Lösung, der einstufige Kälteprozess – ein normaler CO₂ Kältekreislauf (auf der linken Seite in Abb. 3) – ist vom Standpunkt der Anwendung und Ausführung die schwierigste Lösung. Wenn Wärme an die Umgebungsluft abgegeben werden soll, erfordert die niedrige kritische Temperatur von CO₂ einen überkritischen Prozess. Dafür werden sehr hohe Drücke benötigt. Der Wärmetauscher, der verwendet wird, um bei hohem Druck CO₂ abzukühlen, wird „Gaskühler“ genannt. Er wird später im Detail besprochen.
- Beim Diagramm in der Mitte der Abb. 3, mit einem CO₂ Pumpenkreislauf, wird CO₂ in einem Wärmetauscher, welcher durch verdampfendes HFC oder NH₃ gekühlt wird, verflüssigt. Das flüssige CO₂ versorgt den Verdampfer im Kühlraum. Der unterkritische, maximale CO₂ Betriebsdruck richtet sich nach dem verdampfenden HFC oder NH₃.
- Die dritte Lösung, eine Kaskade, mit CO₂ auf der Niederdruckseite und HFC oder NH₃ auf der Hochdruckseite. Das verdampfende Kältemittel der Hochdruckseite verflüssigt das CO₂ der Niederdruckseite. Auch hier richtet sich der unterkritische, maximale CO₂ Betriebsdruck nach dem verdampfenden HFC oder NH₃.

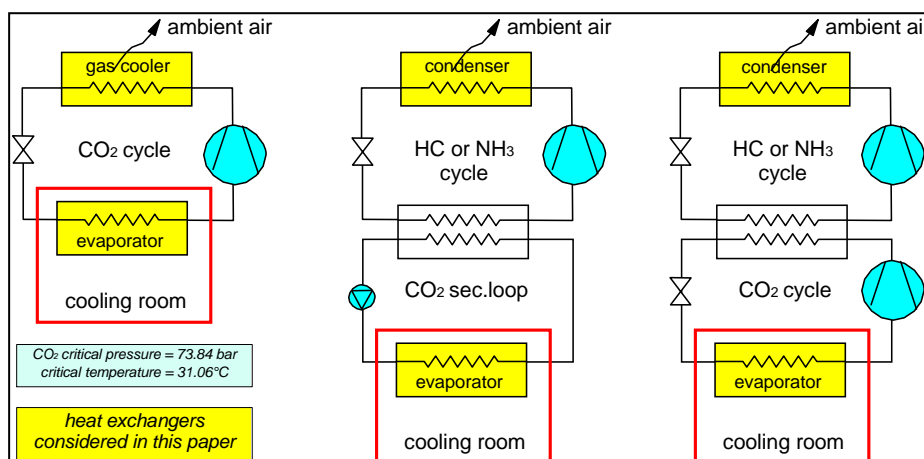


Abb. 3: Mögliche Anwendungen von CO₂ in Kältekreisläufen.

Alle Fälle erfordern CO₂ Verdampfer, welche unterkritisch bei einem gemäßigten Druck (von 6,8bar bis 39,65bar entsprechend ca. -50°C bis +5 °C) arbeiten. Diese werden in Abschnitt 3.3 erörtert.

Die CO₂ Kondensatoren der Lösungen 2 und 3 sind nicht das Thema dieses Vortrages, da sie unterkritisch, im Kontakt mit anderen Kältemitteln und nicht mit Umgebungsluft arbeiten.

Für die erste Lösung repräsentieren Gaskühler eine innovative Konstruktion. Um die Einsatzbedingungen von Gaskühlern zu verstehen, wird auf den thermodynamischen Kreislauf des linken Schemas der Abb. 3 verwiesen. Dieser CO₂ Kreislauf unterscheidet sich signifikant von einem konventionellen Kreislauf mit Verflüssigung des Kältemittels bei annähernd konstanter Temperatur.

Um Wärmeübertragung an die Umgebungsluft zu erreichen, ist eine ausreichend hohe CO₂ Temperatur, bei einem Arbeitsdruck über dem kritischen CO₂ Druck von 73,84bar und entsprechend hohen Drücken und Temperaturen auf der Verdichteraustrittsseite, erforderlich.

3.2 Grundlegende Parameter für einen CO₂-Kältekreislauf

Außer den herkömmlichen in einem Kältekreislauf mit HFC beachteten Parametern (Verdampfungstemperatur, Leistungszahl des Verdichters) müssen bei Verwendung von CO₂ die folgenden weiteren neuen Aspekte betrachtet werden:

- 1 projektierte CO₂ Druck am Verdichteraustritt
- 2 Gasaustrittstemperatur beim Gaskühler
- 3 Wirksamkeit des Wärmetauschers zwischen Gas – und Flüssigkeitsleitung (GLHX), (angenommen mit 0,6)
- 4 CO₂ Gasüberhitzung am Verdichtersaugstutzen (angenommen mit 6K).

Die bei dieser Studie verwendeten thermodynamischen Eigenschaften von CO₂ wurden mit NIST Refprop 6,0 berechnet. Der Einfluss der ersten beiden Parameter auf den COP wurde in Abb.4 für eine Verdampfungstemperatur von -8°C, mit oder ohne GLHX, dargestellt.

Die Gaskühleraustrittstemperatur ist der bestimmende Parameter, der den COP und den optimalen Druck beeinflusst.

In Abb. 4 kann eindeutig abgelesen werden, dass eine projektierte Gaskühleraustrittstemperatur einen zugehörigen CO₂ Druck ergibt, welchen den COP maximiert.

Dieser Zusammenhang besteht nicht bei Kältekreisläufen mit konventionellen Kältemitteln wie HFC und NH₃. Bei den konventionellen Kältekreisläufen ergibt eine niedrigere Kondensationstemperatur einen höheren COP.

Es zeigt zusätzlich, dass ein vorhandener GLHX den COP, speziell bei steigenden Gaskühleraustrittstemperaturen, verbessert. Ähnliche Ergebnisse werden gefunden, wenn verschiedene Verdampfungstemperaturen analysiert werden.

Daher ist die Gaskühleraustrittstemperatur der Grundparameter für den Kältekreislauf und bildet die wichtigste Spezifikation für den Entwurf des Gaskühlers.

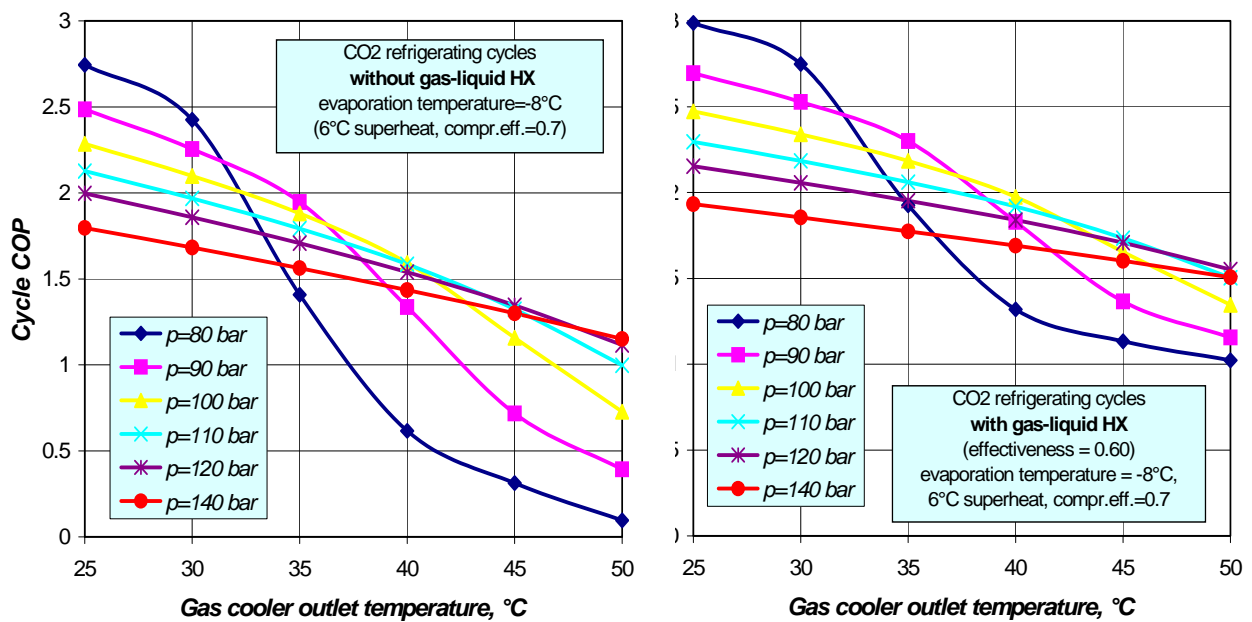


Abb. 4: Leistungszahl von CO₂, Kältekreisläufe mit und ohne GLHX, bei einer Verdampfungstemperatur von -8°C.

3.3 Verdampfer

Die CO₂ Verdampfer für Kälteanwendungen müssen für keine besonders hohen Betriebsdrücke ausgelegt sein. (Tab. 3) Jedoch ist es notwendig, wenn durch längere Stillstandszeiten des Gerätes die Kühlraumtemperatur ansteigen kann, oder durch das Abtauen verursachte mögliche Überdrücke zu verhindern. Wenn diese Bedingungen die Verdampfer oder die Kältemittelleitungen überlasten können, müssen Notbehelfe vorgesehen werden, welchen den Anlagendruck auf maximal 50 bar bis 60 bar beschränken können. (Sicherheitsventile oder geeignete pump – down – Schaltungen um CO₂ Flüssigkeit oder Gas aus den Verdampfern abzusaugen und den Betriebsdruck auf das erforderliche Niveau abzusenken.)

Temp [°C]	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
Druck [bar]	10.04	12.02	14.26	16.81	19.67	22.88	26.45	30.42	34.81	39.65	44.97	50.81	57.22	64.25	72.05

Tab.3: Beziehung zwischen der Temperatur und Druck für CO₂.

Andererseits ist es interessant festzustellen, ob ein für konventionelle Kältemittel gebauter Luftkühler erfolgreich mit CO₂, ohne oder mit nur geringen Änderungen betrieben werden kann.

Wenn dies möglich ist, ist die Änderung der Kälteleistung abzuschätzen.

Es kann vorweggenommen werden, dass die thermophysikalischen Eigenschaften von CO₂ hervorragend geeignet sind, um im Vergleich größere Wärmeübertragungsleistung zu erreichen. Verglichen mit R404A, hat CO₂ eine größere volumetrische Kälteleistung, eine höhere thermische Leitfähigkeit und eine niedrigere Viskosität. Diese Tatsachen, zusammen mit der größeren Dampfdichte, ermöglichen einen geringeren Druckabfall bei gleichem Massenstrom. Wenn man bedenkt, dass bei gleicher Übertragungsleistung die größere volumetrische Kälteleistung einen geringeren Massenstrom verursacht, stellt sich der geringere Druckabfall bei der gleichen Kälteleistung als sehr bedeutsam heraus.

Tabelle 4 zeigt die Ergebnisse einer theoretischen Berechnung unter gleichen Bedingungen beim Vergleich R404A mit CO₂ mit einem LU-VE Einheitskühler, bei zwei verschiedenen Verdampfungstemperaturen, welche unter folgenden Randbedingungen arbeiten :

- Unveränderte Spezifikation : Eine geringfügige Zunahme der Leistung bei -8° C, mit steigender Tendenz (von 3,5% auf 11%) bei fallenden Temperaturen, die Gasgeschwindigkeit und der Druckverlust sind sehr gering.

- Reduktion der Anzahl der Einspritzungen : Die Geschwindigkeit im Rohr erreicht einen optimalen Wert und eine 6% bis 7 %ige Kapazitätsverbesserung zeigt sich im Vergleich mit dem vorherigem Fall. Die Reduktion der Einspritzungen reduziert die Kosten des Saugsammelrohres und des Verteilers.
- Reduktion der Anzahl der Rohre und Einsatz von glatten Rohren anstatt innen geriffelten Rohren („Microfins“, d.h. schraubenförmig ausgekehlte Rohre, wie jene, welche normalerweise bei LU-VE Einheitskühlern benutzt werden) : Innen geriffelte Rohre sind besonders nützlich bei Kältemitteln mit geringem Wärmeübertragungskoeffizient. Bei hohen Verdampfungstemperaturen ist jedoch ihr Vorteil stark reduziert, bei niedrigen Verdampfungstemperaturen (-30°C) mit niedrigem Massenstrom bringen sie aber deutliche Verbesserungen.

Kältemittel	R404A	CO ₂		
Art der Rohre	Innen geriffelt			glatt
Anzahl der Einspritzungen	N	N	N/2	N/3
Verhältnis [%] (rel. zu R404A), to = -8°C, $\Delta T_1 = 8K$	100.0	103.5	110.6	108.2
Verhältnis [%] (rel. zu R404A), to = -30°C, $\Delta T_1 = 6K$	100.0	111.1	117.7	112.0

Tab.4: Vergleichende Leistung von Einheitskühlern für R404A und CO₂. Diese Ergebnisse sind für einige typische Fälle gültig, sind aber im Allgemeinen nicht anwendbar.

LU-VE hat bis September 2006 mehr als 300 CO₂ Einheitskühler für Kühlräume und andere Kälteanwendungen an verschiedenste Kunden geliefert.

LU-VE verfügt nun über eine Standardproduktpalette für CO₂ Verdampfer mit einem max. Betriebsdruck von 60 bar.

3. 4. Gaskühler

Durch den höheren Betriebsdruck (bis zu 120bar) und den nachstehenden thermodynamischen Besonderheiten ist die Konstruktion von Gaskühlern wesentlich komplexer.

Der Grundaspekt für den thermodynamischen Entwurf liegt im Gegenstromprinzip der CO₂ Gaskühlung entlang der zugehörigen Isobaren und der im Gegenstrom geführten größeren Lufterwärmung. Dabei werden tiefere CO₂ Gasaustrittstemperaturen und damit ein geringerer COP erreicht als dies bei konventioneller Verflüssigung bei annähernd konstanter Temperatur möglich ist.

Abb. 5 zeigt eindeutig diesen Vorteil :Bei einer CO₂ Gasaustrittstemperatur von +35°C wird die Luft von +30°C auf ca. +65°C erwärmt. Bei HFC beträgt die Verflüssigungstemperatur +45°C bei einer Lufterwärmung von +30°C auf ca. +42°C.

Durch die größere Lufterwärmung bei der CO₂ Gaskühlung kann bei gleicher Übertragungsleistung die notwendige Luftmenge um das ca. 2 bis 3 fache reduziert werden. Die große Reduktion der Luftmenge ergibt beachtliche Vorteile in Bezug auf Verkleinerung der berippten Luftanströmfläche und Reduktion der elektrischen Betriebsleistungsaufnahme der Ventilatoren, der Beschaffungskosten der Ventilatoren samt elektrischem Anschluss und Regelung.

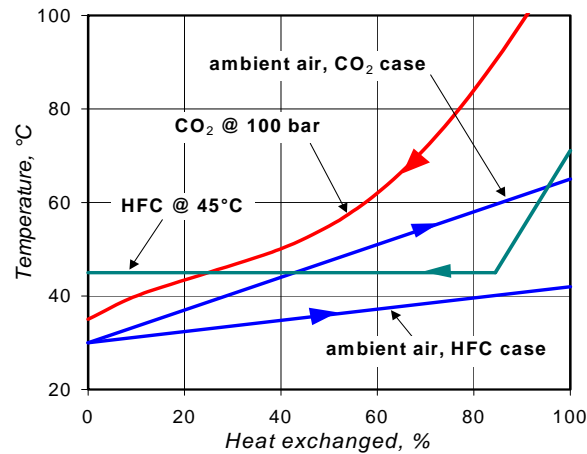


Abb. 5 : Wärmeübertragungsdiagramm für einen CO₂ Gaskühler und für einen Verflüssiger mit konventionellen Kältemitteln.

Für die Berechnung der Gaskühlung wurde eine eigene Berechnungsmethode entwickelt, bei der die gleitende Temperaturänderung zwischen CO₂ und Luft in 20 Berechnungsschritte unterteilt wird. In jedem Berechnungsschritt wird die logarithmische Temperaturdifferenz und der innere Rohrwärmeübergangskoeffizient mittels der Gnielinski-Korrelation [2] für die einzelnen Phasenflüsse berechnet. Abb. 6 zeigt ein Beispiel, wie einige wichtige Parameter in den Berechnungsabschnitten variieren. Ersichtlich ist: (i) der Wärmeübergangskoeffizient weist einen Maximalwert auf, der nahe am kritischen Punkt liegt, (ii) der verlangte Oberflächenbereich steigt bedeutend am CO₂-Austritt aufgrund des reduzierten ΔT zwischen den beiden Fluiden und der niedrigen Flussgeschwindigkeit.

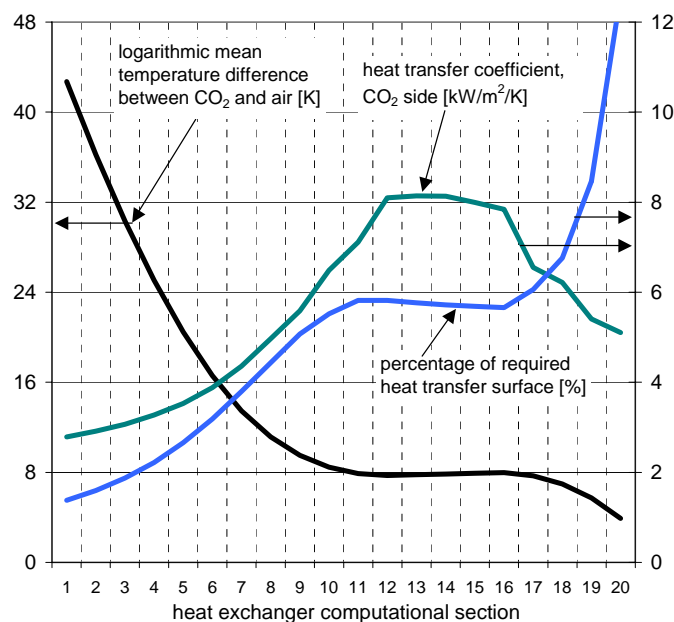


Abb. 6 Variation einiger wichtiger Parameter in den Berechnungsabschnitten eines CO₂-Gaskühlers

Die Tabelle 5 zeigt einen Vergleich zwischen einem R404A-Verflüssiger und einem CO₂-Gaskühler mit ähnlicher Leistung. Die Konstruktion für Gaskühler verwendet eine Rohrgeometrie von 25 x 21,65mm und einen Lamellenabstand von 2,1mm. Die Lamellen werden von LU-VE mit speziellen Turbulatoren gefertigt. Die Kupferrohre haben einen Durchmesser von 5/16" (7,94mm) und eine Wanddicke von 1mm, um den bei Gaskühlern notwendigen Betriebsdrücken

standzuhalten. Kupferrohre 5/16“ x 1mm halten einem Betriebsdruck von 190bar stand (ASTM Regeln) und bersten bei 750bar.

Position	1	2	3
Kältemittel	R404A	CO₂	CO₂
Anzahl Motoren (8- polig)	3	3	1
Wärmetauscheransaugfläche	5.28 m2	5.28 m2	2.56 m2
Anzahl Rohrreihen	3	3	6
Anzahl Kreise	66	22	21
Luft Eintrittstemperatur	25°C	25°C	25°C
Kältemittelaustrittstemperatur	40°C (Verflüssigungstemperatur)	25.3°C	28.8°C
Leistung	100 kW	158 kW	96.0 kW

Tab. 5 Vergleich zwischen R404A-Verflüssiger und CO₂-Gaskühler

Pos. 1 zeigt den Verflüssiger mit Kältemittel R404A als Referenz.

Pos. 2 zeigt einen CO₂-Gaskühler mit gleichem Wärmetauscher (die einzigen Unterschiede betreffen die Anforderung, hochdruckbeständig zu sein). Die Leistung ist überdimensioniert (158kW gegen die notwendigen 100kW) und im allgemeinen ist das Produkt nicht optimiert.

Pos. 3 zeigt einen CO₂-Gaskühler mit optimiertem Wärmetauscher. Die Luftmenge wurde durch die Verwendung von einem Ventilator anstatt 3 reduziert.
Die Wärmetauscheroberfläche wurde der reduzierten Luftmenge entsprechend optimiert. Die Rohrreihenanzahl ist verdoppelt und die Wärmetauscheransaugfläche ist halbiert. Das Ergebnis ist, dass die Gesamtoberfläche gleich geblieben ist, jedoch besser ausgenutzt wird. Dies gestattet eine vermehrte Lufterwärmung mit Ausnutzung der CO₂-Eigenschaften, siehe Abb. 5.

Abschließend zeigt der Vergleich mit R404A Verflüssigern mit gleicher Kapazität, dass ein CO₂-Gaskühler niedrigeren Energieverbrauch und Schallpegel (1 Ventilator anstatt 3) und reduzierte Abmessungen aufweist. Die Wärmetauscherfläche ist in etwa gleich mit höherem Kupferanteil zur erhöhten Hochdruckbeständigkeit.

Aufgrund der sehr hohen Betriebsdrücke (max. 120 bar) wurden eine spezifische Druck – und Dichtigkeitskontrollprozedur für Gaskühler in 4 Schritten entwickelt :

1. Mit 35bar Druckluft in einem Wasserbecken, um grobe Undichtheiten festzustellen,
2. mit 175bar Wasserdruck, um die Hochdruckbeständigkeit zu kontrollieren,
3. Dehydratisierung durch Vakuumpumpen bis auf einen Druck von 2 mbar
4. mit 35bar Druckluft, um ev. bei Schritt 2 entstandene Undichtheiten festzustellen.

Die Designstrategie von LU-VE ermöglicht die konstruktive Verbindung von Hochleistungs – Wärmeaustauscherflächen bei großen Wärmetauschern in Verbindung mit kleinen Rohrgeometrien und geringen Rohrdurchmessern. Die LU-VE CO₂ Gaskühler können daher als "sichere Technologie" für kältetechnische Anwendungen betrachtet werden. Diese Strategie und die vorhandene erprobte Erfahrung bei der Herstellung von Wärmetauschern sind wichtig für den CO₂ Anwender. Es besteht keine Notwendigkeit, konstruktive „Exoten“ und unerprobte Technologien einzusetzen.

LU-VE hat beste Erfahrung beim Betrieb von ca. 35 CO₂ Gaskühlern inklusive einigen großen Geräten gewonnen (wie im Beispiel in Abb. 7 zu sehen).



Abb. 7: Ein großer CO₂ Gaskühler vor der Auslieferung aus der LU-VE Werkstatt.

3.5. Wärmetauscher mit Wassersprühsystem

Das Wassersprühsystem ist ein weiteres von LU-VE mit besonderem Nutzen für konventionelle Kondensatoren, Rückkühler und für CO₂ Anwendungen entwickeltes Merkmal.

Die Idee hinter dem Wassersprühsystem ist einfach.

In den meisten Fällen beschränken sich die extremen Sommerbedingungen auf wenige Betriebsstunden im Jahr. Diese Hochsommerbedingungen erfordern eine Überdimensionierung der Wärmetauscherflächen und/oder bedingen einen zusätzlichen Nachteil bei der Kälteleistung und beim COP.

Gerade in diesen Zeiten ist es nützlich, zusätzlich die Wärmeaustauscherflächen mit etwas Wasser zu besprühen, um mit den vorhandenen Wärmeaustauscherflächen die Verflüssigungstemperatur oder die CO₂ Gasaustrittstemperatur deutlich zu reduzieren und verbessert so, wie wir vorangehend feststellten, den COP der Kälteanlage.

Daher ist Wassersprühsystem eine wertvolle Zusatzausstattung für große CO₂ Gaskühler.

Das Wassersprühsystem ist auf obigem Bild deutlich sichtbar.

Unter der Voraussetzung, dass ein entsprechendes Steuerungsgerät verwendet wird, ist bei entsprechender Auslegung der jährliche Wasserverbrauch sehr gering, wenn das Wassersprühsystem nur für wenige Stunden im Jahr (d.h. 200 bis 500) verwendet wird. Hygienische Probleme können nicht auftreten (d.h. Legionellen) da das meiste Wasser verdunstet und das Restwasser abgeleitet und nicht wie bei Kühltürmen in den Wasserkreislauf zurückgeführt wird.

Je nach unbehandelter Wasserqualität besteht die Gefahr von Feststoffablagerungen an der Lamellenoberfläche.

LU-VE bietet zwei Systeme an :

- Für kurze jährliche Betriebszeiten des Wassersprühsystems eine kostengünstige Standardlösung mittels einer Enthärtungsanlage.
 - Für tausende jährliche Betriebsstunden des Wassersprühsystems und einer unbegrenzten Lebensdauer des Lamellensystems wird eine hoch entwickelte Umkehrosmoseanlage benötigt.
- Beide Systeme können entsprechend der Wassersprühbetriebsdauer für CO₂ Anwendung eingesetzt werden und sind für den Anwender verfügbar.

4. SCHLUSSFOLGERUNGEN

Die Verwendung von CO₂ in der Kälteindustrie könnte in Kürze eine wichtige Gegebenheit werden. Unter dem Aspekt des Wärmetauschers liefert die Verwendung von CO₂ einige Probleme (höhere Betriebsdrücke), bietet jedoch gleichzeitig beträchtliche Möglichkeiten, insbesondere im schwierigen Konzeptionsfall der Gaskühler. Wir haben gesehen, dass Reduzierungen des Luftflusses und des Wärmetauscherfrontbereiches erreicht werden können bei gleicher Leistung und mit sehr niedrigen ΔT -Endwerten (letzterer ist ein unerlässlicher Parameter zum Erhalt eines guten COP des Kreislaufes). Die für konventionelle Kältemittel verwendeten Lamellen-und-Rohr-Geometrien eignen sich perfekt für CO₂-Anwendungen, vorausgesetzt, dass Rohre mit kleinem Durchmesser auch für große Geräte verwendet werden.

Im Moment erscheint es für die Kältebranche (weitgefächerter Leistungsbereich, kleine Produktionsvolumen) nicht notwendig, spezielle Geometrien mit extrem miniaturisierten Maßen zu verwenden, was hingegen angebracht sein könnte für kleinere Anwendungen mit hohem Produktionsvolumen (z.B. Fahrzeugklimatisierung).

LU-VE hat heute die Möglichkeit, mit ihren Apparaten diese neue Technologie zu bedienen und offeriert für den gesamten Anwendungsbereich die richtigen Produkte.

Bei Luftkühlern, die mit Tiefkühlösungen bei niedrigen Reynoldszahlen arbeiten, bringt die Verwendung von innen geriffelten Rohren mäßige Vorteile, d.h. eine Leistungssteigerung von 5-7% in den meistverbreitesten Anwendungen.

5. REFERENZEN UND LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Lozza,G., Merlo,U., 2001 "An Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Losses of Interrupted and Wavy Fins for Fin-and-Tube Heat Exchangers", *Int. J. Refrigeration* 24: 409-416.

- [2] Gnielinski V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flows, *International Chemical Engineering* 16: 359-368