

R-1234yf冷媒在空調和熱泵系統的性能-現況回顧

王啟川^{1*}

摘 要

本文回顧R-1234yf與R-134a系統性能現有研究的差異比較。根據現有的研究，直接使用R-1234yf置換R-134a系統的性能衰退大約在0-27%，並取決於操作條件。隨著引進內部熱交換器、噴射器或膨脹器，或調整感溫式膨脹閥，性能衰退化可以舒緩，甚至可以變得與R-134a系統相若。對於蒸發器的傳熱性能，R-1234yf的與R-134a的幾乎相同，然而，在冷凝器中R-1234yf的性能明顯低於R-134a。R-1234yf的容積效率比R-134a稍低，這是因為R-1234yf有較高的摩擦壓降。對於相同的感溫式膨脹閥，用於控制同樣的過熱度，R-1234yf系統需要更進一步調整最佳化的彈簧在膨脹閥內的鬆緊程度。

關鍵詞：R-1234yf、R-134a、系統性能、熱傳導、熱泵、空調系統

符號表

A	表面積(m ²)
d _o	管外直徑(m)
C _p	比熱(J kg ⁻¹ K ⁻¹)
COP	性能係數(無因次)
f	壓縮機頻率(Hz)
g	重力加速度(m ² s ⁻¹)
h	熱傳係數(W m ⁻² K ⁻¹)
i	比焓(kJ kg ⁻¹)
IHX	內部熱交換器
k	熱傳導係數(W m ⁻¹ K ⁻¹)
m	質量流率(kg s ⁻¹)
P	壓力(Pa)
P _s	飽和壓力(Pa)

P [*]	對比壓力(reduced pressure)
\dot{Q}	熱傳率(W)
T	溫度(°C)
T _o	蒸發溫度(°C)
T _s	飽和溫度(°C)
TXV	感溫式膨脹閥
x	乾度(無因次)
Z	$= \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} (P^*)^{0.4}$

希臘符號

μ	黏度(kg m ⁻¹ s ⁻¹)
σ	表面張力(N m ⁻¹)
ρ	密度(kg m ⁻³)
η _v	容積效率(無因次)

符號表

Pr	普朗特數(無因次)
----	-----------

下標

air	冷凝器入口處空氣
-----	----------

¹國立交通大學機械工程系 教授

*通訊作者, 電話: 03-5712121 ext. 55105, E-mail: ccwang@mail.nctu.edu.tw

收到日期: 2014年04月29日

修正日期: 2014年05月15日

接受日期: 2014年05月26日

c	冷凝
con	冷凝器
eva	蒸發器
g	氣相
fg	液相與氣相之差
i	內側
f	液相
o	外側
s	飽和
w	壁面

上標

* R-1234yf/R-134a之比率

1. 緒 論

2006年歐盟已經開始制定氟氣體的規範[1]。在這樣規範下，自2011年起禁止在新款型的車輛上使用R-134a，而到2017年則完全禁止使用在所有新車上。只有全球暖化潛能值(GWP)值小於150的冷媒被允許使用在汽車空調市場。目前僅有CO₂、R-152a和R-1234yf滿足這個需求。然而，CO₂的高系統壓力和低效率及R-152a的易燃性，使得R-1234yf成為這些可能的選擇中最為突出的領先者。

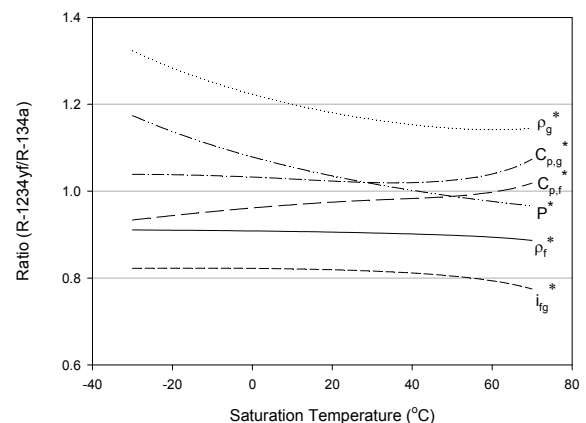
R-1234yf的臭氧層破壞潛能值(ODP)為零，其GWP為4 [2]。跟R-134a相比具有非常低的毒性，並具有輕微的可燃性(“A2”分類 [3])。表1描述了兩者的臨界特性和分子量，顯示R-134a的臨界壓力比R-1234yf高20%。熱物理性能、循環性能，及傳熱性能為評估使用新型冷媒在空調可行性的關鍵參數。R-1234yf的熱物理性質類與R-134a相似(Arakawa *et al.*, [2])，

表1 R-1234yf的基本參數

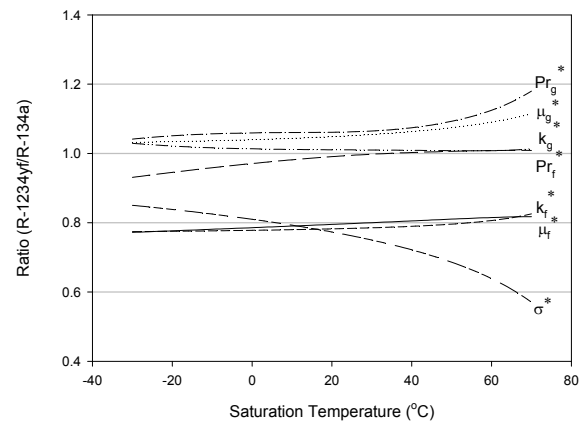
	分子量	臨界溫度	臨界壓力
R-134a	102 g mol ⁻¹	374.13 K	4.07 MPa
R-1234yf	114.042 g mol ⁻¹	367.85 K	3.382 MPa

更詳細的熱力學性質及傳輸性質的比較及比值可如圖1描述出(由REFPROP 9.0 [4]計算)。圖1(a)描繪出熱力性質的差異，兩者間的比熱與兩相的蒸氣壓力差異都在10%內。且蒸氣壓力非常相似，因此可以在相似的能力與性能狀態下進行冷凍循環操作，並在目前的汽車空調系統中提供直接替換。R-1234yf的液體密度低於R-134a 10%，而蒸氣密度高於R-134a約15-20%。壓縮機藉由R-1234yf的高蒸氣密度提供較大的質量流率。另外R-1234yf的潛熱與蒸氣密度減少的級距是相同的，表示出兩個系統可能有相似的能力($\dot{Q} \sim \dot{m}i_{fg}$)。

如圖1(b)所示，氣態(k_g , μ_g , Pr_g)傳遞性質與流體 Pr_f 的差異在10%內，最主要的不同是流體的熱傳導性(k_f)和流體的黏度(μ_g)。R-1234yf這兩個物性都低20%。在液態中低熱傳導性顯示



(a) 熱力性質



(b) 傳輸性質

圖1 R-1234yf與R-134a熱力性質與傳輸特性之比較

出較高的熱傳阻礙。因此可能會使冷凝器熱傳性能退化，因為液膜可以在冷凝過程中覆蓋在傳熱表面並產生大量的熱阻。近年來Wang[5]在傳熱性能上進行探討，就現有的研究整理後，明確闡述R-1234yf的凝結性能的不足，主要的原因可能是與液體較低的熱傳導率有關，因此重新設計R-1234yf系統的冷凝器是一個關鍵因素。

除熱傳性能外，對於R-1234yf是否適合作為R-134a直接替換(填充)的解決方案，現有研究指出R-1234yf直接置換R-134a系統的性能表現通常較差；過去幾年中在這議題中已有一些研究發表[6-15]如列表2。基本上，幾乎所有的研究報告中的冷卻能力和COP都有微幅的降低。唯一的例外為文獻[6]，報告中的R-1234yf和R-134a幾乎有相同的系統性能。在許多狀況下使用R-1234yf及R-134a的結果是難以評估的，這是因為包含不同的影響參數如蒸發器和冷凝器的熱傳性能、冷媒的填充量、膨脹裝置、附加的膨脹器(expander)/噴射器(ejector)/內部熱交換器(internal heat exchanger)、壓縮機等。因此，本研究的主要目標在論述近年來R-1234yf和R-134a系統性能的差異性比較。

2. R-1234yf的熱傳特性

Wang[4]近期提供了R-1234yf的兩相熱傳導特性的成果，包括管內對流沸騰、管內冷凝、外部冷凝、核沸騰、臨界熱通量(CHF)的差異性比較；這裡以較精簡的摘要整理Wang[4]的結果並回顧一些最新的結果，進一步的細節和討論可以在他的回顧文章中找到。

2.1 沸騰熱傳性能

R-1234yf的池沸騰傳熱和對流沸騰的傳熱性能與R-134a很接近。可從Moreno[12]、Park和Jung[13]、Saitoh *et al.* [14]和Lu *et al.* [15]等人試驗結果確認。池沸騰有三個主要的物理機制：氣泡攪動、氣液現象變化、蒸發與基本的

核沸騰熱傳有關(Thome [16])。其沸騰性能相近的原因可由表1中的物性來說明，由於R-1234yf臨界壓力比R-134a小17%，故在相同的飽和溫度下有較高的對比壓力(reduced pressure)。例如在40°C的飽和溫度中R-1234yf的對比壓力比R-134a高20%，沸騰時活化產生氣泡的孔洞可增加熱傳係數。在另一方面，R-1234yf的小氣泡脫離直徑($\sim \left(\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)} \right)^{0.5}$)顯示氣泡攪動較低，在較高的對比壓力氣液變化的貢獻則會抵消掉。因此R-134a和R-1234yf有相似的核沸騰熱傳特性[12,13]。而R-1234yf的兩相流譜與R-134a也相同(Padilla等人[17])，因此流動特性也相符。在這方面，R-134a和R-1234yf相似的兩相對流沸騰熱傳係數的結果已有相當的文獻報導如[14,15]。

2.2 冷凝的熱傳特性

由Nusselt's冷凝方程式應用在外部冷凝的平滑管：

$$h_c = 0.728 \left[\frac{\rho_L(\rho_L - \rho_G) g i_{LG} k_L^3}{\mu_L(T_s - T_w) d_o} \right]^{1/4} \quad (1)$$

由方程式(1)，在冷凝中液體的密度、潛熱、黏度、熱傳導發揮重要的作用，尤其是液體的熱傳導性質具有很強的影響($h_c \sim k_f^{3/4}$)。上述熱傳係數與熱傳導係數呈現3/4次方的關聯特性，由圖1中可知， ρ_f , i_{LG} , 和 k_f 與R-134a相比，這三個參數都比R-1234yf差，呈現負面的影響，從方程式(1)可知，只有流體黏度對R-1234yf冷凝熱傳係有正面的影響。因此可預期R-1234yf冷凝熱傳係數跟R-134a比是相對低的。在Wang的計算中[4]，冷凝熱係數下降可以到40%；同樣的，在管內冷凝可得到相似的結果，這可以從Shah的管內冷凝的經驗式得知[18]：

$$h_c = h_f \left(1 + \frac{3.8}{Z} \right) \quad (2)$$

其中

$$Z = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} (P^*)^{0.4} \quad (3)$$

表2 R-1234yf系統的相關研究

作者	系統	工作流體	測試條件	結論
Motta <i>et al.</i> [6]	壓縮機: 往復式 冷凝器: 鰭管式 蒸發器: 鰭管式 膨脹裝置: 針閥 系統: 自動販賣機	1. R-134a 2. R-1234yf 3. HFO-1234ze 冷凝方式: 氣冷	效率測試: 1. 室外: 32.2°C, RH: 65% 2. 室內: 2°C. 能力測試: 1. 室外: 40.5°C, RH: 75% 2. 室內: 2°C.	1. 研究顯示-R1234yf的COP值略高於R-134a 1-2%但其系統能力大於R-134a 2-5%。
Lee and Jung [7]	系統能力: 3.5 kW 蒸發器: 套管式 冷凝器: 套管式 系統: 汽車空調系統(MACs)	1. R-134a 2. R-1234yf 冷凝方式: 水冷式	1. 蒸發器/冷凝器: 冷媒 R-134a的飽和溫度: 7°C/45°C 和 -7°C/41°C. 2. 在夏季與冬季測試。冷凝器與蒸發器出口的過冷度和過熱度維持在5°C左右	1. R-1234yf的COP值比 R-134a低0.8-2.7%。 2. R-1234yf的系統能力比 R-134a低將近4.0%。 3. R-1234yf壓縮機出口溫度為 6.4°C-6.7°C, 比 R-134a小。 4. R-1234yf冷媒填充量少於R134a 10-11%。
Zhao <i>et al.</i> [8]	壓縮機: 可變容量式 冷凝器: 微通道平行流熱交換器 蒸發器: 板鰭式熱交換器 膨脹閥: 感溫式 系統: 汽車空調系統	1. R-134a 2. R-1234yf 冷凝方式: 氣冷	低負載: 室外: 27°C 室內: 25°C, RH = 40% 均勻負載: 室外: 37°C 室內: 35°C, RH = 40% 高負載: 室外: 45°C 室內: 43°C, RH = 40%	1. 在相同的系統中 R-1234yf最佳的冷媒填充量約為R-134a的95%左右。 2. 在所有工作環境下, R-134a冷卻能力大於 R-1234yf 12.4%, 而 COP值大約高9%。
Jarall [9]	冷藏裝置: 550 W 壓縮機: 密閉迴轉式 膨脹閥: 感溫式 系統: 冷凍設備	1. R-134a 2. R-1234yf 冷凝方式: 水冷式	冷凝溫度: 40°C and 45°C 蒸發溫度: -5~15°C	1. R-1234yf的COP與系統能力與R-134a相比, 分別減少3.4~13.7%和 0.35~11.9%。 2. 在相似的條件下, R-1234yf比R134a的壓力比低, 進而降低壓縮機的功耗。
Zilio <i>et al.</i> [10]	壓縮機: 可變容斜盤式 冷凝器: 微通道平行流 蒸發器: 微流道設計 膨脹閥: 感溫式 系統: 汽車空調系統	1. R-134a. 2. R-1234yf 冷凝方式: 氣冷	1. 蒸發器入口空氣: 35°C & 40% RH, 25°C & 80% RH, 15°C & 80% RH 2. 蒸發器空氣體積流率(m ³ h ⁻¹): 400±3%, 400±3%, 400±3% 3. 冷凝器入口空氣: 35°C, 25°C, 5°C 4. 冷凝器空氣體積流率(m ³ /h): 1580±3%, 1580±3%, 1580±3% 5. 壓縮機轉速(rpm): 900~4,000	1. 對於特定冷卻能力, R-1234yf系統性能比 R-134a低。 2. 使用數值模擬, 主要研究對於改善冷凝器/蒸發器系統方式的影響。 3. 數值模擬顯示出提增冷凝器正向截面積20%, 蒸發器10%, 及使用 overridden 壓縮機, 在相同的冷卻能力下 R-1234yf的COP值顯示出來的比R-134a還高。
Chen <i>et al.</i> [11]	壓縮機: (1).渦捲式 (2).能力: 5,000 W (3).質量: 6-6.2/kg (4).轉速: 1,000-7,200 rpm 系統: 油電混和車空調系統	1. R-134a 2. R-1234yf 冷凝方式: 氣冷	-	1. R-1234 yf直接填充在 R-134a的汽車空調, 系統性能會微幅的減少。 2. R-134a冷卻能力及COP值分別高於R-1234yf 12.4%、9%。

$$h_f = \frac{k_f}{d_i} 0.023 \left(\frac{G(1-x)d_i}{\mu_f} \right)^{0.8} \text{Pr}_f^{0.4} \quad (4)$$

由方程式(4)可看出，冷凝傳熱係數與 $k_f^{0.6}$ 成正比。因此可以預期R-1234yf有較低的冷凝傳熱係數，從已發表的Col *et al.*[19]，Longo和Zilio[20]的文獻中，明確得知R-1234yf表現出較低的冷凝傳熱係數，取決於操作條件和熱交換器，其傳熱係數的降幅約為12%-15%。上述結果顯示重新設計冷凝器是十分必要的，由於熱阻的下降主要是在冷媒端，因此對於液冷式熱交換器就格外重要。另外對於典型的氣冷系統，由於空氣側的熱阻通常超過80%甚至90% (Wang *et al.*[21]和Wang[22])，因此在冷凝器中管內冷凝性能明顯的下降對氣冷式熱交換器的影響可算是輕微。

3. R-1234yf vs. R-134a系統性能比較

表2敘述了R-1234yf和R-134a相關研究的系統性能差異性比較。這些研究主要是使用R-1234yf直接替代(填充)替換R-134a的系統。基本上該系統的性能在COP和能力方面皆比R-134a的系統略低。因此，一些簡單的改善設計可適度補償性能損失的部分：如內部熱交換器、調整感溫式膨脹閥、採用膨脹器或噴射器也可以考慮。

3.1 冷媒填充的差異

冷媒填充量主要受限於系統內部體積和冷媒液體的密度。系統內部容積是固定的，因此冷媒填充量與液體的密度有關。隨著冷媒填充量的上升，冷凝器出口液體過冷度會提高，對應的冷凝壓力變得比較高。由於R-1234yf的液體密度相對小10%，因此R-1234yf的最佳填充量比R-134a低。冷媒填充量判斷的標準是冷媒在冷凝器出口的過冷度。過冷度是根據在冷凝器出口的冷媒溫度和壓力來評估。對於標準工作狀態下，進風溫度在室內機均保持在27°C，

相對溼度為50%，而是室外機則為35°C。Zhao *et al.*[8]的實驗中發現R-1234yf的最佳的冷媒填充量較R-134a低5%，Lee和Jung[7]也發表R-1234yf低於R-134a 10%的冷媒填充量的研究。

3.2 壓縮機性能的差異

Navarro-Esbri *et al.*[23]使用一個開放型往復式壓縮機，一個殼管式冷凝器，雙套管內部熱交換器(IHX)，一組膨脹閥，以及一個殼管式蒸發器來測試R-1234yf直接替代(填充)R-134a相關的性能。在圖2呈現出兩種冷媒在壓縮機容積效率與壓縮比的差異比較。容積效率如預期，隨壓縮比的上升而減少。也可看出使用R-134a比使用R-1234yf的壓縮機容積效率高5%。在圖中可以觀察到R-1234yf獲得的容積效率比較分散，且比R-134a還大。圖中的差異乃因為R-1234yf有較低的潛熱，而較高的質量流率可能會使壓降上升。因此Navarro-Esbri *et al.*[23]認為較低的容積效率而產生R-1234yf有更高的摩擦壓降。圖3為兩種冷媒在不同工作狀況下壓縮機的功率消耗量。圖3(a)在冷凝溫度333.15K時R-1234yf的功率消耗比R-134a高18-28%。而當冷凝溫度下降到313.5K，功率消耗並沒有明顯的增加。此一實驗結果顯示，與R-134a相比

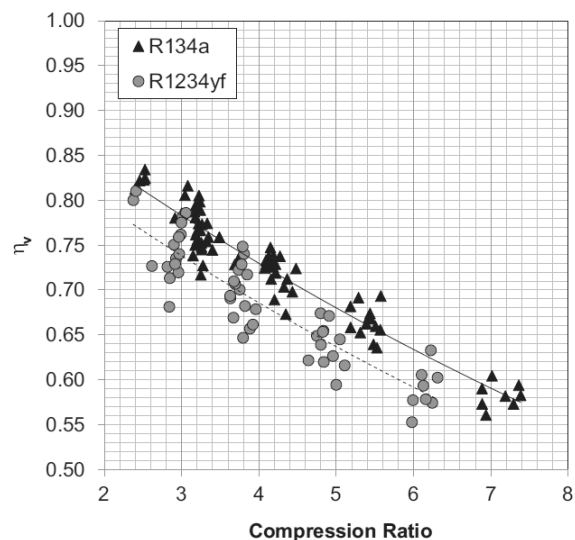


圖2 R-1234yf與R-134a的容積效率比較(from Navarro-Esbri *et al.* [23]).

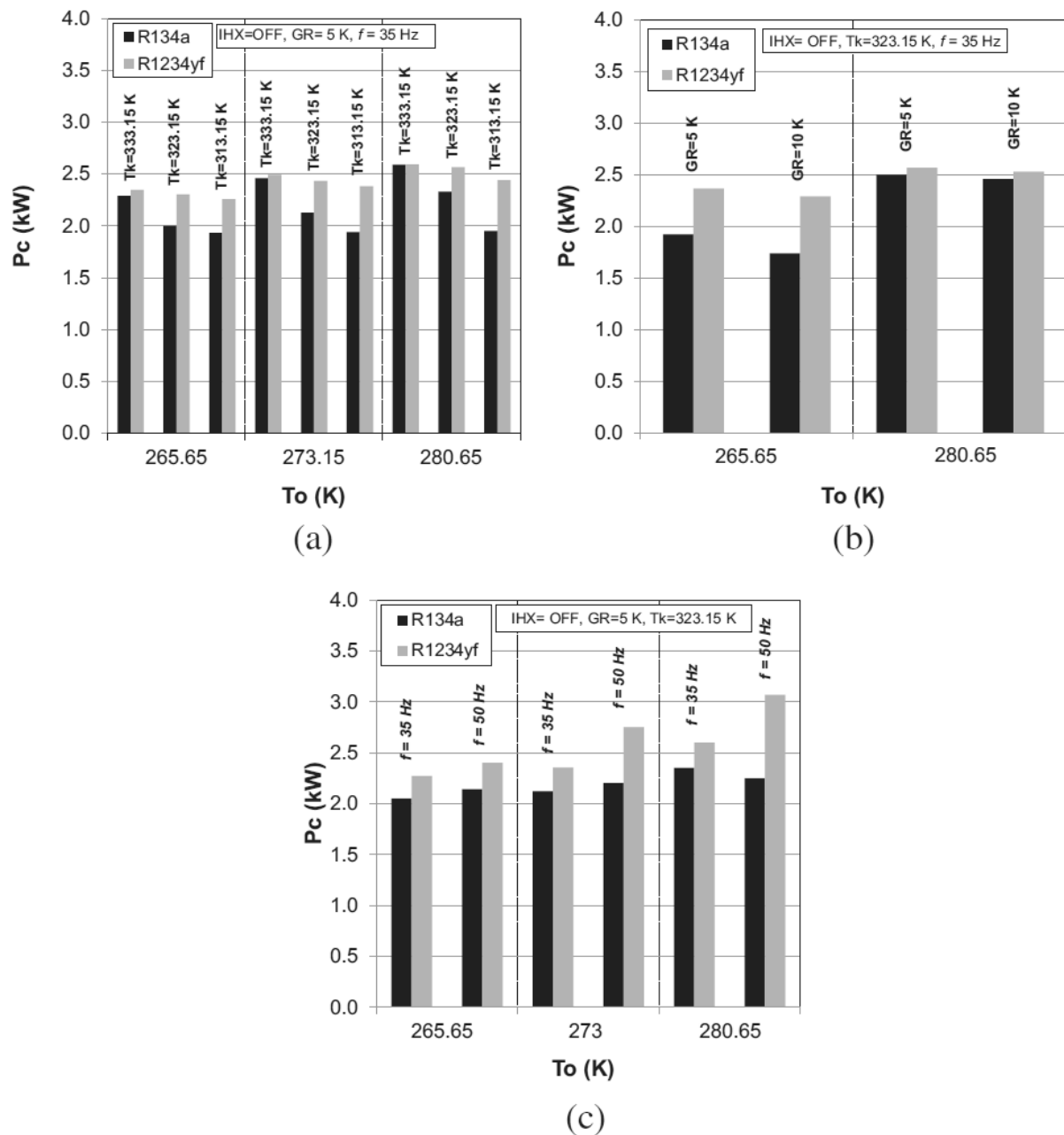


圖3 COP實驗的變化值比較蒸發溫度 T_o 對(a)冷凝溫度(b)過熱度(c)壓縮機驅動頻率的影響(由 Navarro-Esbrí *et al.* [23]).

R-1234yf在高冷凝溫度時不會明顯地增加壓縮機功耗，這是因為提高壓力冷媒質量流率低，其壓降也相對的低。R-1234yf的臨界溫度和臨界壓力比R-134a低，因此冷凝溫度的上升對於減少R-1234yf的質量流率有更不好的影響，這結果也可以解釋Motta *et al.*[6]部分的測試是唯一顯示出兩種冷媒系統性能完全相同，並可直接替換(填充)R-1234yf而毋需變更。不過讀者必須注意他們的溫差比較高，會產生較低的質量

流率，過熱度對壓縮機的功率消耗的影響如圖3(b)。

另外當過熱度從5K增大到10K時，將會降低功率消耗；而功率消耗受到各種蒸發溫度及壓縮機頻率的影響，如圖3(c)所示。兩種冷媒的差異在於功率35赫茲比50赫茲還低。因使用R-1234yf比R-134a有較高的壓降。Navarro等人[24]使用了相似的測試設備來測試R-134a、R-1234yf，和R-290之間潤滑油的作用。所測試

的為POE油ISO 68。他們發現油循環率小於3%時，這兩種冷媒在所有的操作情況下沒有顯著的差異。而低蒸發溫度的油循環率比其餘部分還高。

3.2 蒸發溫度的影響、內部熱交換器

Navarro-Esbri等人[23]也研究了COP值在操作參數的變化，如：蒸發溫度、內部熱交換器以及冷凝溫度並可參考圖4。可以觀察出改變操作壓力時，使用R-1234yf得到的COP低於R-134a約5-27%。如圖4(a)所示，高冷凝溫度下使用這兩種冷媒COP值的差異相對較低，冷凝溫度333.15K大約低8%、冷凝溫度313.15K時約

低25%。冷凝溫度的影響也與壓降有關(或者系統的質量流率)。在壓縮機系統中，如前面提到的質量流率隨著冷凝溫度的上升而減少，另一方面也可以看出兩種冷媒在內部熱交換器的COP值上是一個重要的影響，兩種冷媒之間的COP的差異如圖4(b)。實際上，當R-1234yf不使用內部熱交換器時的COP值低於R-134a約11-24%，使用時則變成6-17%。Navarro-Esbri *et al.* [27]也在一個相似的研究中，提供更多R-134a與R-1234yf內部熱交換器的執行狀況的細節。內部熱交換器的示意圖如圖4(c)所示，他們的結論認為R-1234yf系統引進內部熱交換器會增加的冷卻能力和COP並展現出可與R-134a原始

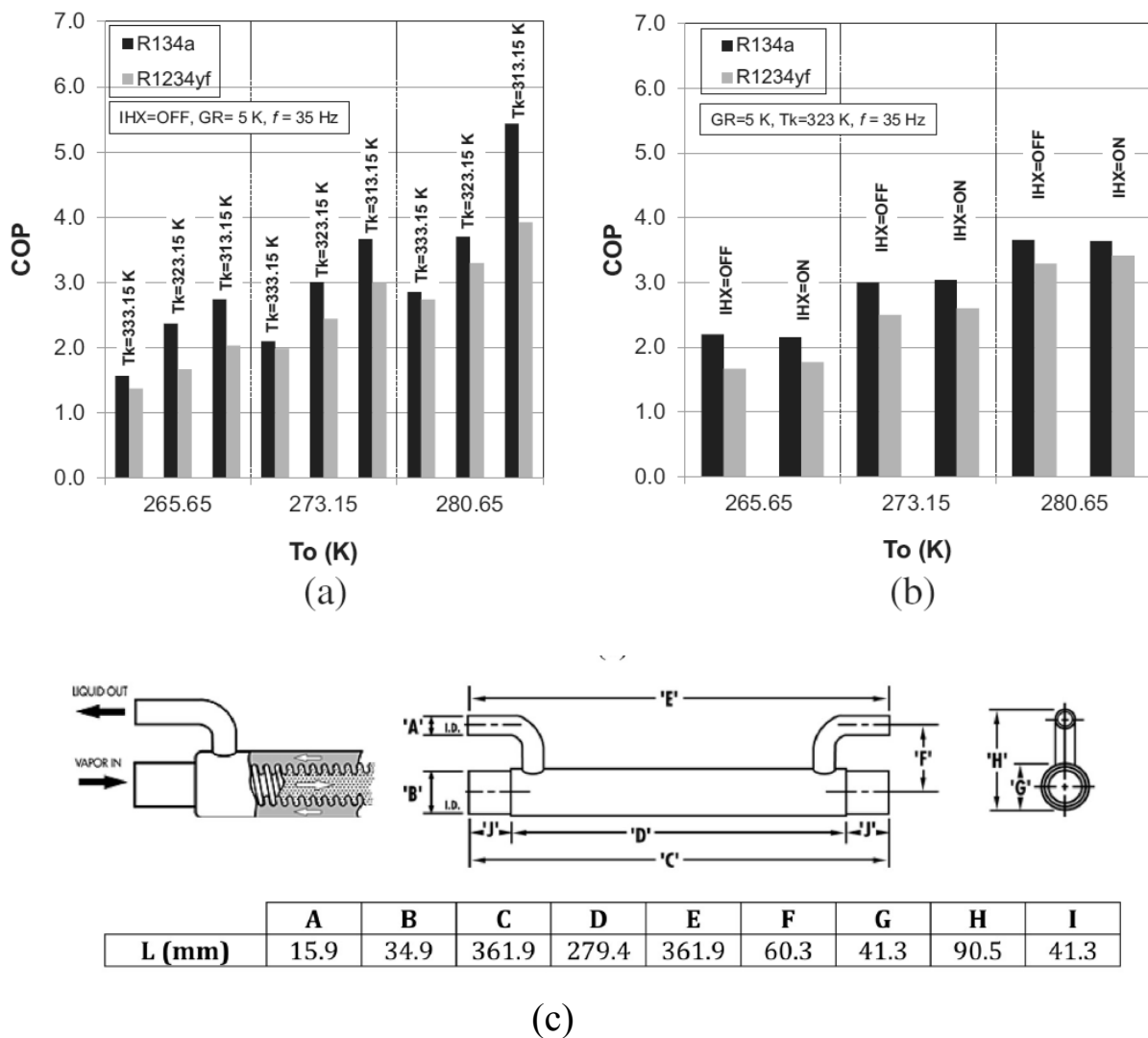


圖4 COP實驗值對 T_o 作圖的變化(a)冷凝溫度(b)內部熱交換器(c)內部熱交換器之結構；((a) & (b) Navarro-Esbri *et al.* [23] (c) Navarro *et al.* [27]).

系統相似的性能，使用內部熱交換器將僅降低減少冷凝能力和COP 2-6%。

Cho等人[25]進行R-134a與R-1234yf在車輛空調系統中使用內部熱交換器影響的實驗。使用R-1234yf在性能的測試上顯示一個較低的功率消耗(-4%)及較小的冷卻能力(-7%)。當沒有安裝內部熱交換器時，R-1234yf與R-134a系統性能的COP值下降7%；隨著引入IHX，COP值差異將減小到2.9%。對於R-1234yf最佳化時使用內部熱交換器(Seybold *et al.* [26]提出了多種共軸設計)，將朝著最小化內部液體體積，最小化吸入壓降，最大化熱傳係數與有限的壓降等目標調整。

3.3 引進兩相噴射器及膨脹器改善性能

最近許多利用兩相噴射器的成果來改善系統性能的應用多集中在超臨界CO₂循環，這

是因為高壓操作的CO₂冷媒有著較大的節流損失及較低的循環效率。對於一般低壓工作流體R-134a和R-1234yf，在公開文獻上很少使用噴射器來改善性能，這是因為比起使用二氧化碳，它們更難成功地以標準的兩相噴射器循環去執行。Lawrence和Elbel[28]開發一種替代的兩相噴射器的循環，藉由噴射器提供壓力的提升來提供多種的蒸發溫度。噴射器基礎的循環是Oshitani等人的專利[29]，可參考圖5(a)和5(b)。其實驗結果顯示，相對於CO₂噴射器，針對低壓流體設計的噴射器將能夠達成較低一些的功率回收效率。與兩個蒸發溫度膨脹閥循環相比，噴射器循環顯示出R-1234yf的COP值增加12%，而R-134a為8%。

Subiantoro和Ooi[30]使用膨脹器的經濟分析在中型規模空調搭配數種冷媒(包含R-1234yf)。藉由增加冷卻能力完成執行等熵膨脹，提高系統在兩個方面的COP (Nickl *et al.*,

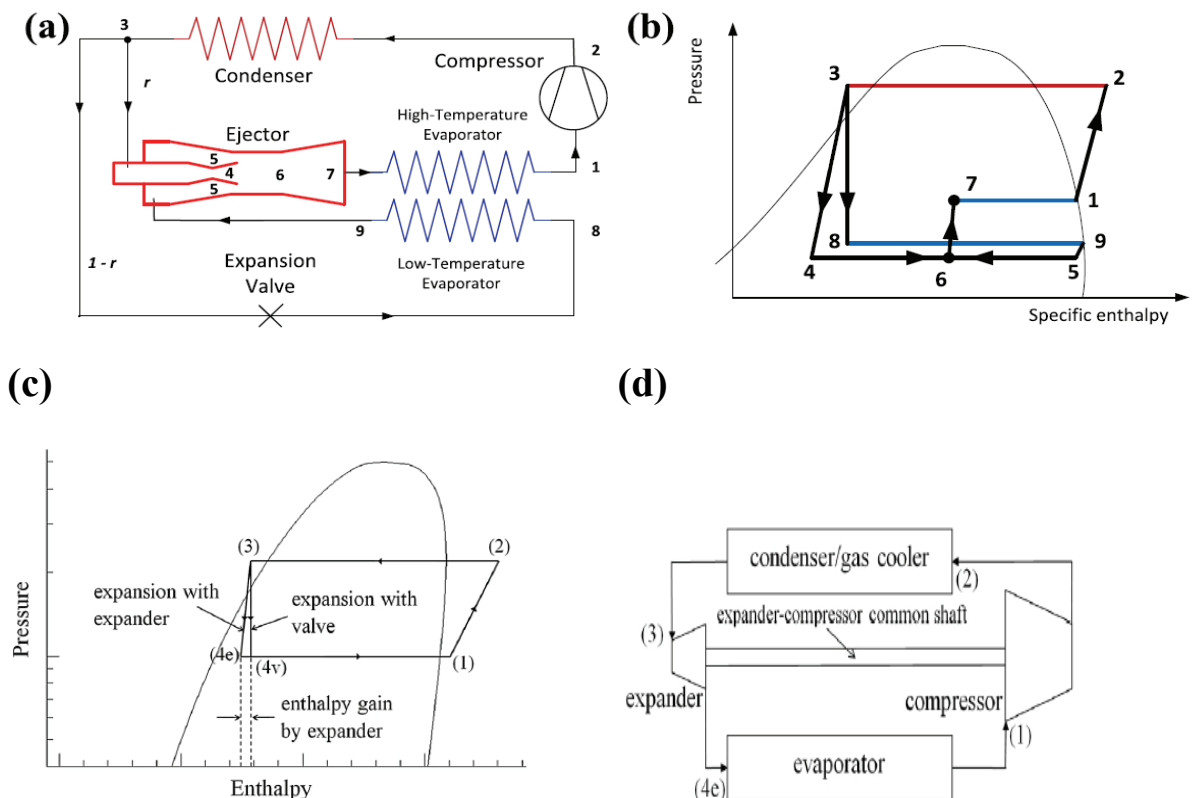


圖5(a) 設計噴射器的配置圖(b) COS噴射循環之壓力-比焓曲線(c) 冷凍系統壓力-比焓曲線(搭配膨脹閥/無膨脹閥) (d) 冷凍系統在膨脹過程中所回收的無效功((a) & (b) Lawrence and Elbel [28], (c)和(d) Subiantoro and Ooi [30]).

[31])。減少在蒸發入口的焓值(參考圖5(c))，能重新獲得膨脹能量。因此便可降低壓縮機外部的電力需求(參考圖5(d))。經濟分析顯示出膨脹器安裝到冷媒系統是有經濟效益的，尤其是對於中型空調。膨脹器特別對CO₂和R-404A系統很有吸引力，回收期分別是一年及三年。藉由增加膨脹器應用於R-1234yf的系統，若膨脹器的效率從30%增加到60%時，回收年限將從5.3年降到3.4年。

3.4 膨脹閥的性能差異

空調系統的過熱度通常是由感溫式膨脹閥進行控制。對於一個典型的汽車空調，蒸發器出口過熱度的設計在5到10K之間。Zhao *et al.* [8]在一個原始填充R-134a的車用空調系統上，使用R-1234yf的直接填充(替換)的測試。R-134a及R-1234yf在低($T_{air} = 27^{\circ}\text{C}$)、中($T_{air} = 37^{\circ}\text{C}$)與高($T_{air} = 45^{\circ}\text{C}$)的三種環溫進行比較測試。測試結果如圖6(a)，在所有的工作條件下顯示出R-1234yf系統的過熱度高於R-134a系統約2.9-5.9 K。R-1234yf的系統結果主要是因為膨脹閥使用不當，這是因為膨脹閥的開度是取決於插塞位置，如圖6(b)所示。感應器和蒸發器出口的壓力將同時作用於薄膜上。在感應器中填充的液體將可在蒸發器出口偵測冷媒的溫度，因此會在薄膜上施加壓力。

由於原有的感溫式膨脹閥適用於R-134a，因此原有設定在R-134a的流體在感應器中的位置可能與R-1234yf不同。在初始設定(主要的彈簧力量)是不合適的，這是由於R-1234yf與R-134a的熱力性質稍有不同。這方面，R-1234yf系統的過熱度並不能精準地在一個直接填充(替換)測試中控制在適當值，而導致系統的性能下降。需注意太大的過熱度是浪費蒸發器的傳熱面積，因為熱傳在過熱區主要是較沒效率的顯熱變化，而在兩相區主要是的潛熱變化。R-1234yf系統較大的過熱度在測試中可能會降低系統的性能。這方面為了獲得更多R-1234yf系統合理的過熱度，由Zillo等人[10]修

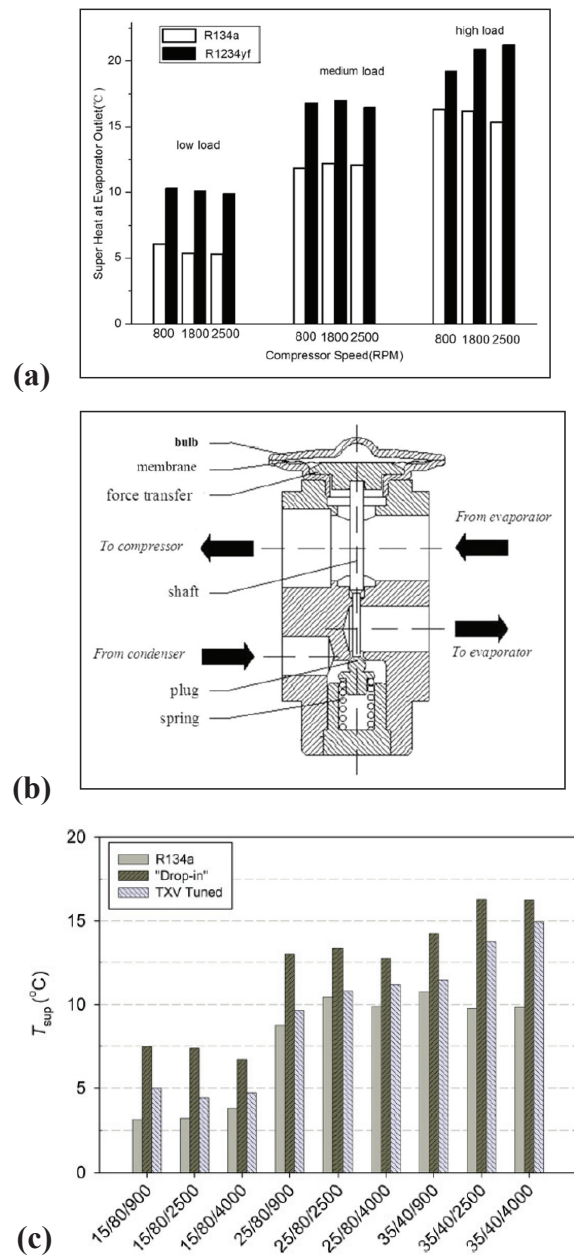


圖6 吸入的R-134a與R-1234yf之過熱度(a) Zhao *et al.*的測試數據[8] (b)感溫式膨脹閥的吸入過熱(c) Zillo *et al.*[10]的測試數據；橫坐標定義：第一個數字為環境溫度($^{\circ}\text{C}$)，第二個數字為相對溼度(%)，第三個數字為壓縮機轉速(RPM)。

改TXV (與TXV調節有關)，從在 0°C 量測儀器的原始設定為0.20 MPa到0.29 MPa。彈簧的調整如圖6(c)所示，我們可以發現在過熱度上改善很多。因此建議感溫式膨脹閥需可在所有的操作條件下準確量測R-1234yf的特性。Chen等人[11]也指出R-1234yf在典型直接填充(替代)取代R-134a的測試效能較低，R-1234yf可藉由調整

設定感溫式膨脹閥或是增加一個內部熱交換器進行最佳化，其系統的性能可與R-134a的系統相若。

4. 結 論

本文探討R-1234yf與R-134a的系統性能比較。R-1234yf的ODP為零，其GWP僅為4。R-1234yf還具有非常低的毒性並有較低的可燃性。目前它被認為是最有希望去替換R-134a的冷媒。R-134a與R-1234yf蒸氣壓力非常相似，並可在現今的車用空調系統直接替換。R-1234yf系統的能力及COP在目前的系統上比R-134a低，這是因為一些系統差異，包含在冷凝器和蒸發器的熱傳性能、冷媒填充量、膨脹裝置、增加膨脹器/噴射器/內部熱交換器，壓縮機等。到現在為止，有數十篇的研究報告報導R-134a和R-1234yf的系統性能比較。根據這些研究的結果，總結如下的比較：

- (1) R-1234yf可直接填充替換R-134a系統，但系統COP和能力會變差。其性能衰退約為0-27%並取決於操作條件。隨著引進內部熱交換器、噴射器、膨脹器或是調整感溫式膨脹閥可以舒緩性能上的衰退。
- (2) R-1234yf在蒸發器上與R-134a有相似的傳熱性能，但在冷凝器的性能低於R-134a。對於水冷式冷凝器，這現象是相當嚴重的，因為在冷媒側可能是主要熱阻。因此R-1234yf系統上，重新設計的冷凝器為最佳化的一個重要關鍵。
- (3) 兩種冷媒在油循環率上沒有明顯的差異，R-134a系統中使用的潤滑油可以用在R-1234yf系統。
- (4) 對於相同的感溫式膨脹閥控制吸入過熱度，可看出R-1234yf會出現較高的吸入過熱度。未來彈簧閥的最佳化調整是必要的。

致 謝

作者感謝來自經濟部能源局，和臺灣國科會(102-ET-E-009-006-ET)的支持。

參考文獻

- [1] The National Archives. Regulation (EC) No 842/2006 of the European Parliament and of the Council of on certain fluorinated greenhouse gases. 2006-05-17, <http://www.dti.gov.uk/innovation/sustainability/fgases/page28889.html>. S.F.Y Motta, E. D. V.
- [2] R. Akasaka, K. Tanaka, Y. Higashi, Thermodynamic property modeling for 2,3,3,3-tetrafluoropene (R-1234yf), *Int. J. of Refrigeration* 33 (2010) 52-60.
- [3] M. Spatz, B., Minor, HFO1234yf—a low GWP refrigerant for MAC. In proceedings of the VDA Alternative Refrigerant Winter Meeting 2008, Saalfelden, Austria, 2008.
- [4] REFPROP, NIST Standard Reference Database 23 REFPROP ver. 9.
- [5] C.C. Wang, An overview for the heat Transfer performance of R-1234yf, *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 19 (2013) 444-453.
- [6] S.F.Y. Motta, E.D.V. Bercerra, M.W. Spatz, Analysis of LGWP alternative refrigeration (plugin) applications, in proceedings of the International Refrigeration and Air-conditioning Conference, 2010, paper 1149.
- [7] Y. Lee, D. Jung, A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester or automobile applications, *Applied Thermal Engineering* 35 (2012) 240-240.
- [8] Y. Zhao, Z. Qi, J. Chen, B. Xu, B. He,

- Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Mechanical Engineering Science* 226(11) (2012) 2713-2715.
- [9] S. Jarall, Study of refrigerant system with R-1234yf as a working fluid, *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 1688-1677.
- [10] C. Zilio, J.S. Brown, G. Schiochet, A. Cavallini, The refrigerant R1234yf in air conditioning systems, *Energy* 36 (2011) 6110-6120.
- [11] J. Chen, Y. Zhao, Z. Qi, New developments in mobile air conditioning systems in China, *Front. Energy* 5(1) (2011), 53-58.
- [12] G. Moreno, S. Narumanchi, C. King, Pool boiling heat transfer characteristics of R-1234yf with and without microporous-enhanced surfaces, in *Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2011 November 11-17, 2011, Denver, Colorado, USA*, paper no. IMECE2011-64002.
- [13] K.J. Park, D. Jung, Nucleate boiling heat transfer coefficients of R1234yf on plain and low fin surfaces, *International Journal of Refrigeration* 33 (2010) 553-557.
- [14] S. Saitoh, C. Dang, Y. Nakamura, E. Hihara, Boiling heat transfer of R-1234yf flowing in a smooth small-diameter horizontal tube, *International Journal of Refrigeration* 34 (2011) 1846-1853.
- [15] M.C. Lu, J.R. Tong, C.C. Wang, Investigation of the two-phase convective boiling of R-1234yf in a 3.9 mm diameter tube, *Int. J. of Heat and Mass Transfer* 65 (2013) 545-551.
- [16] J. Thome, *Wolverine Engineering Data book III*, chapter 9.
- [17] M. Padilla, R. Revellin, P. Haberschill, A. Bensafi, J. Bonjour, Flow regimes and two-phase pressure gradient in horizontal straight tubes: experimental results for R-1234yf, R-134a and R-410A, *Experimental Thermal and Fluid Science* 35 (2011) 1113-1126.
- [18] M.M. Shah, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *International Journal Heat Mass Transfer* 22 (1979) 547-556.
- [19] D.D. Col, D. Torresin, A. Cavallini, Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf, *International Journal of Refrigeration* 33 (2010) 1307-1318.
- [20] G.A. Longo, C. Zilio, Condensation of the low GWP refrigerant HFC1234yf inside a brazed plate heat exchanger, *International J. of Refrigeration* 36 (2013) 612-621.
- [21] C.C. Wang, R.L. Webb, K.U. Chi, Data reduction of air-side performance of fin-and-tube heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science* 21 (2000) 228-236.
- [22] C.C. Wang, Recent progress on the air-side performance of fin-and-Tube heat exchangers, *Int. J. of Heat Exchangers* 1 (2000) 49-76.
- [23] J. Navarro-Esbri, J.M.M. Miranda, A. M. Babiloni, A. B. Cervera, J.M.B. Flores, Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system, *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) 870-880.
- [24] E. Navarro, I.O.M. Galvan, J. G. Macia, Comparative experimental study of an open piston compressor working with R-1234yf, R-134a and R-290, *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) 768-775.

- [25] H. Cho, H. Lee, C. Park, Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf, *Applied Thermal Engineering* 61 (2013) 563-569.
- [26] Seybold, L., Hill, W., Zimmer, C., Internal heat exchanger design performance criteria for R134a and R-1234yf, SAE technical paper 2010-01-1210.
- [27] J. Navarro-Esbri, J.M.M. Miranda, A. M. Babiloni, A.B. Cervera, J.M.B. Flores, Experimental analysis of the internal heat exchanger influence on a vapour compression system performance working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a, *Applied Thermal engineering* 59 (2013) 153-161.
- [28] N. Lawrence, S. Elbel, Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf, *Int. J. of Refrigeration*, in press. 2014.
- [29] Oshitani, H., Yamanaka, Y., Takeuchi, H., Kusano, K., Ikegami, M., Takano, Y., Ishizaka, N., Sugiura, T., 2005. Vapor Compression Cycle Having Ejector. U.S. Patent Application Publication US2005/0268644 A1.
- [30] A. Subiantoro, K. Ooi, Economic analysis of the application of expanders in medium scale air-conditioners with conventional refrigerants, R1234yf and CO₂, *Int. J. of Refrigeration* 36 (2013) 2472-2482.
- [31] J. Nickl, G. Will, H. Quack, W.E. Kraus, Integration of a three-stage expander into a CO₂ refrigeration system, *Int. J. Refrigeration* 28 (2005) 1219-1224.
- [32] Z. Qi, Experimental study on evaporator performance in mobile air conditioning system using R-1234yf as working fluid, *Applied Thermal Engineering* 53 (2013) 124-130.

An overview of the System Performance of R-1234yf Refrigerant in Air-conditioning and Heat Pump System

Chi-Chuan Wang^{1*}

ABSTRACT

In this study, an overview of the system performance of R-1234yf in association with R-134a is carried out. Based on the existing researches, it is found that the COP and heat capacity of R-134a system may suffer from direct drop-in replacement of R-1234yf. The deterioration of system performance is around 0~27% depending on the operational conditions. With the introduction of internal heat exchanger, ejector, expander, or adjustment of the thermal expansion valve, the deterioration can be relieved, and a comparable performance becomes likely. For the heat transfer performance in the evaporator, R-1234yf is almost comparable with that of R-134a. However, the performance in the condenser is inferior to R-134a. The phenomenon may be quite severe for a water cooled condenser since the dominant thermal resistance may fall in the refrigerant side. The volumetric efficiency of R-1234yf system is slightly lower than that of R-134a due to higher frictional pressure drop of R-1234yf. For the same thermal expansion valve for controlling the suction superheat, it appears that higher suction superheat may occur for R-1234yf. Hence further adjustment of spring in the valve is required for optimization.

Keywords: R-1234yf, R-134a, system performance, heat transfer, heat pump, air-conditioning

¹ Professor, Department of Mechanical Engineering, National Chiao Tung University

* Corresponding Author, Phone: 886-3-5712121 ext. 55105, E-mail: ccwang@mail.nctu.edu.tw

Received Date: April 29, 2014

Revised Date: May 15, 2014

Accepted Date: May 26, 2014