

# 汽车用空调装置中制冷系统的模拟计算及试验研究

黄 忠 刘宪英<sup>✓</sup> 孙纯武 阎兴旺 韦 强

(重庆建筑大学城建学院 630045)

**摘 要** 以 MH 状态方程为依据,分别对采用 CFC12 和 HFC134a 制冷剂的 SC6330 型汽车空调装置的制冷系统进行了模拟计算和对比实验。试验结果表明,在实验研究范围内,装置不做大的改动情况下,用 HFC134a 替代 CFC12 是可行的;系统在 HFC134a 的充液量为 593 g 时为最佳值,能效比达 1.818,较 CFC12 额定充液量 770 g 时提高 19.8%;实验结果与理论计算基本一致,可供工程计算设计参考。

**关键词** 汽车空调装置, 制冷系统, HFC134a 模拟计算, 试验

**中图分类号** TB663

CFC12 制冷剂对大气臭氧层具有强烈的破坏作用。按蒙特利尔议定书规定,发达国家 1996 年 1 月 1 日停止使用,发展中国家可延后使用 10 年<sup>[1]</sup>。汽车空调广泛使用 CFC12,据不完全统计,汽车空调所用的 CFC12 约占全世界 CFC12 产量的 30%~40%。因此,CFC12 被禁用对汽车空调有严重的影响。我国汽车空调装置工业协会要求各厂家自 1996 年起不再生产使用 CFC12 的汽车空调装置。汽车空调装置中替代物主要有二种,即混和制冷剂(如美国杜邦 SUVAMP52)和 HFC134a(C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>F<sub>4</sub>)。SUVAMP52 是三元准共沸工质 HCFC22/HCFC124/HFC152,其质量比为 36:40:24。由于汽车空调装置易于泄漏,将会对混合制冷剂的性能产生不利影响,因此从总的倾向看,HFC134a 替代 CFC12 是必然的发展趋势。本文主要论述汽车空调装置的理论制冷循环模拟计算及对比试验研究。

## 1 采用 HFC134a 的汽车空调装置理论制冷系统模拟计算

### 1.1 制冷剂热力特性计算

计算制冷剂热力特性的状态方程很多,如常用的 RK(RKS)、PR、BWR、MH 方程等<sup>[2]</sup>。作者在计算机上对 RKS、PR 和 MH 方程作出的对比计算表明,MH 方程精度高,偏差较小,因此本文以 MH(马丁-侯)方程计算制冷剂 CFC12 和 HFC134a 的热力特性。MH 方程的基本形式为:

收稿日期:1996-05-03

黄 忠,男,1949 年生,讲师

国家科委 1995 年新产品试制计划,编号:551181179015

$$P = \frac{RT}{v-b} + \frac{A_2 + B_2T + C_2e^{-KT}}{(v-b)^2} + \frac{A_3 + B_3T + C_3e^{-KT}}{(v-b)^3} + \frac{A_4}{(v-b)^4} + \frac{A_5 + B_5T + C_5e^{-KT}}{(v-b)^5} \quad (1)$$

式中:  $P$  - 压力, kPa;

$T$  - 温度, K;

$R$  - 气体常数,  $R = 81.488\ 162\ 9 \times 10^{-3}$  kJ/(kg · K);

$v$  - 比容,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;

$T_r$  - 对比态温度,  $T_r = T/T_c$ ;

$T_c$  - 临界温度, K;

$b, K, A_2, B_2, C_2, A_3, B_3, C_3, A_4, A_5, B_5, C_5$  - 系数。

有关制冷剂的饱和蒸气压力、比热、汽化潜热、蒸气焓、蒸气熵、液体密度、液体焓、液体熵等计算式参见文献[1]、[2]。

本文作者用 FORTRAN 语言编制了函数子程序 SPVOL(计算气相比容), TSAT(计算饱和温度), SATPRP(计算制冷剂饱和状态参数), VAPOR(计算制冷剂过热状态参数), SPHT(计算制冷剂定容比热、定压比热、绝热指数、声速等参数)等子例行程序, 计算框图从略。计算结果与文献[3]、[4]比较, 其最大偏差值均在  $\pm 2\%$  以内, 表明计算方法是正确的。

1.2 汽车空调装置的制冷循环模拟计算采用 CFC12 和 HFC134a 的汽车空调装置的制冷理论循环模拟计算的目的是定性比较两种制冷剂循环性能的优劣, 从而为实验研究提供参考。理论制冷循环的计算工况采用文献[5]规定的汽车空调制冷装置压缩机的名义工况, 见表 1。其理论制冷循环的压-焓 ( $\lg P - h$ ) 图见图 1。

理论制冷循环计算时, 压缩机采用日本松下 CFC12 和 HFC134a 通用的斜盘 6 缸活塞式压缩机, 其排气量为 85cc/转。循环计算采用作者编制的 TC 程序, 该程序由主程序和热力特性计算用的 SATPRP、TSAT、VAPOR、SPVOL 等子程序组成。计算结果见表 2。

从表 2 看出, CFC12 和 HFC134a 的循环性能很相近, 所不同的是 HFC134a 的 cop 值大于 CFC12, 但其制冷量较 CFC12 小; HFC134a 的冷凝压力高于 CFC12, 但其排气温度低于 CFC12。

## 2 汽车空调装置制冷循环的对比试验

### 2.1 试验用样机

表 1 汽车空调制冷压缩机名义工况

项目	单位	数值
吸气压力饱和温度	℃	-1
排气压力饱和温度	℃	62
过热度	℃	10
过冷度	℃	5
压缩机转速	r/min	1800

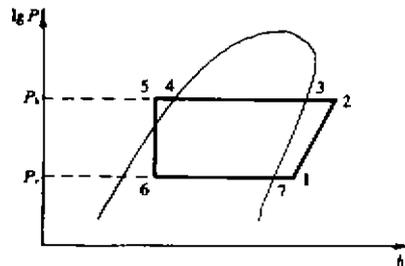
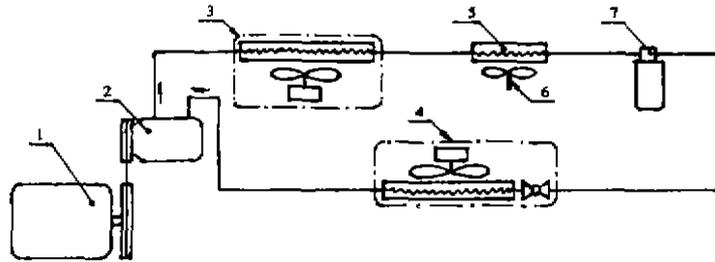


图 1

试验用样机为 SC6330 微型面包车使用的 SF-81 汽车空调装置,其制冷系统流程见图 2,该装置的有关部件规格见表 3。

表 2 CFC12 与 HFC134a 汽车空调理论制冷循环性能对比

项目	符号	单位	工质	
			CFC12	HFC134a
蒸发压力	$P_e$	Pa	298 592	282 370
冷凝压力	$P_c$	Pa	1 593 442	1 762 324
压缩比	$\varepsilon$		5.34	6.26
排气温度	$t_2$	℃	72.53	65.14
单位质量压缩机耗功	$W$	J/kg	25 556	25 299
单位质量制冷量	$Q_m$	J/kg	101 111	123 243
单位容积制冷量	$Q_v$	J/m <sup>3</sup>	1 684 798	1 641 698
质量流量	$G$	kg/s	0.038 21	0.029 68
冷凝器排热量	$Q_c$	W	4 840	4 409
压缩功率	$A_c$	W	976.6	750.9
蒸发器吸热量	$Q_e$	W	3 864	3 658
制冷系数	$COP$		3.96	4.87



1. 变速电机 2. 压缩机 3. 主冷凝器 4. 蒸发器 5. 过冷器 6. 引擎风扇 7. 干燥过滤储液器

图 2 SF-81 型汽车空调制冷装置流程图

该装置使用 CFC12,其额定性能指标为:制冷量 1 900 W;制冷剂充液量 770 g;主冷凝器散热量 2 400 W;压缩机转速 1 800 rpm;输入轴功率 1 050 W;能效比 1.81 W/W。

无使用 HFC134a 的性能指标。

## 2.2 试验装置及使用仪表

试验装置是依据中国汽车行业标准 QC/T 72.1-93、QC/T 72.2-93<sup>[5][6]</sup>和重庆超力高科技实业公司企业标准重 QJYJ73.01-94<sup>[7]</sup>设计制造,其平面布置见图 3。该装置的特点是除具有上述标准要求外,为了获得测试的准确度和可靠性,采用蒸发器进出口空气焓差法及冷凝器侧制冷剂流量两种方法实测制冷量。测试中,应保证两者所测得的制冷量偏差小于  $\pm 5\%$ 。

测试用主要仪表为:

表 3 SF-81 型汽车空调制冷装置部件规范表

No.	部件名称	规格 型号	备注
1	变速电机	JZT-42-4型, 5.5 kW	南京调速电机厂生产
2	压缩机	M-8型6缸斜盘活塞式压缩机排气量85 cc/转	日本松下生产, CFC-12 和HFC-134a通用型
3	主冷凝器	管带式, 内置DC12V 风扇, 换热面积为3.66 m <sup>2</sup>	
4	蒸发器	多孔管带式, 内置DC12V 风扇及1.0冷吨内平衡式 膨胀阀, 换热面积2.89 m <sup>2</sup>	
5	过冷器	管片式, 换热面积0.91 m <sup>2</sup>	
6	引擎风机	用 $\varnothing$ 350座式风扇代替	
7	干燥过滤储液	FRD60 ooF (R134a)	

1. 数显扭矩测控仪 DNC-3型 最小显示: 0.1 Nm。
2. 电子称 ACS-15型 最大称重 15 kg, 最小称重 5 g。
3. 精密水银温度计 0~50℃ 精度 0.1℃。  
50~100℃ 精度 0.1℃。
4. 倾斜微压计 TTY-2 000B型 0~2 000 Pa 精度 0.5级。
5. 压力真空表 -0.1~1.5 MPa 精度 1.0级。
6. 空盒气压表 DYT-1型 精度 0.5级。
7. 数字转速表 SZG-20型 精度 1%。
8. 电压表 D26-V型 精度 0.5级。
9. 电流表 D26-V型 精度 0.5级。
10. 电功率表 D33-W型 精度 0.5级。
11. 测空气流量喷嘴 严格按文献[8]附录 C 中图 C1加工。
12. 天平 HCTP12A20型 最小称重 1 g。

上述仪器仪表精度符合 QC/T 72.2-93 标准要求, 并有近期国家计量部门的检验证明。

### 3 试验方法、数据处理及测试结果

#### 3.1 试验方法

按前述标准规定, 汽车空调装置制冷系统性能测试工况见表 4。

测试时, 按表 4 规定工况在室内、外两侧分别建立热平衡状态, 达到规定工况并稳定半小时后进行数据记录, 每间隔 15 分钟测量记录一次, 以连续三次测试值的平均值为测试依据。测取的数据包括: 大气压力; 蒸发器和冷凝器进、出风口空气的干、湿球温度及制冷剂进、出口的压力、温度; 喷嘴进、出口的风压差; 压缩机转速、转轴扭矩电压、耗功率; 蒸发器、冷凝器风机的电压、电流; 凝结水量等。

首先按 SF-81 型汽车空调装置的额定指标值给系统注入 CFC12 770 g, 进行性能测

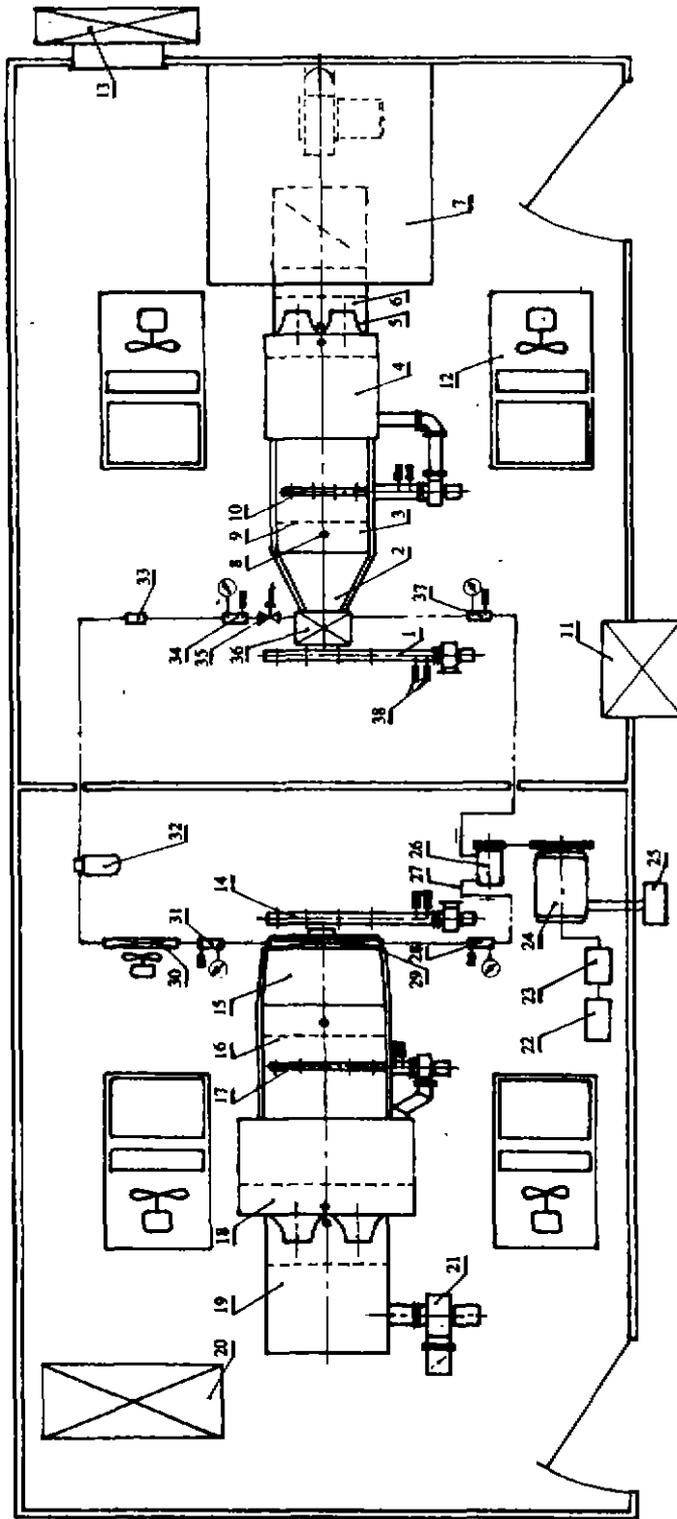


图3 汽车空调装置的制冷系统性能测试台平面布置图

- |              |              |              |              |                 |
|--------------|--------------|--------------|--------------|-----------------|
| 1. 室内侧采样装置   | 2. 变截面积(室内)  | 3. 测温段(室内)   | 4. 接收段(室内)   | 5. 喷嘴           |
| 6. 排风段(室内)   | 7. 出风段(室内)   | 8. 测压孔       | 9. 均流网       | 10. 测温段采样装置     |
| 11. 室内侧副空调   | 12. 加热加湿小车   | 13. 室内侧主空调   | 14. 室外侧采样装置  | 15. 变截面积(室外)    |
| 16. 测温段(室外)  | 17. 测温段采样装置  | 18. 接收段(室外)  | 19. 排风段(室外)  | 20. 室外侧主空调      |
| 21. 出风机      | 22. 转速测量仪    | 23. 轴功率测量仪   | 24. 变速电机     | 25. 稳压电源        |
| 26. 汽车空调压缩机  | 27. 汽车空调配管   | 28. 冷凝器入口测试段 | 29. 冷凝器      | 30. 过冷器         |
| 31. 冷凝器出口测试段 | 32. 干燥器      | 33. 压力保护装置   | 34. 蒸发器入口测试段 | 35. 热力膨胀阀(蒸发器中) |
| 36. 蒸发器      | 37. 蒸发器出口测试段 | 38. 十、精密温度计  |              |                 |

试,然后对系统进行彻底清洗,再注入不同量的 HFC134a 制冷剂,分别进行性能测试。

### 3.2 数据处理

焓差法的制冷量  $Q_e$  按下式计算:

$$Q_e = G(i_{e1} - i_{e2}) + q \quad \text{W} \quad (2)$$

式中:  $G$ —汽车空调蒸发器送风质量流量, kg/s;

$i_{e1}$ —蒸发器进风处空气的焓值, J/kg;

$i_{e2}$ —蒸发器出风处空气的焓值, J/kg;

$q$ —漏热量, W。由于本实验装置测温点靠近出风口,且保温良好,故  $q \approx 0$  可忽略不计。

送风质量流量  $G$

$$G = L \cdot \rho \quad \text{kg/s} \quad (3)$$

式中:  $L$ —送风体积流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$\rho$ —喷嘴入口空气密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ 。

送风体积流量  $L$

$$L = K \cdot C_d \cdot A \sqrt{\Delta P \cdot v} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (4)$$

式中:  $K$ —经验常数;由文献[8]提供;

$C_d$ —喷嘴流量系数;由文献[8]提供;

$A$ —喷嘴面积,  $\text{m}^2$ ;

$\Delta P$ —喷嘴前后的静压差, Pa;

$v$ —喷嘴入口处湿空气的比容,  $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

系统中空气的有关参数值由作者编制的函数子程序 PVSF,子例行程序 PSY1 求得。

压缩机轴功率  $P$

$$P = 2\pi \cdot r \cdot N \cdot \eta_{\text{传}}/60 \quad \text{W} \quad (5)$$

式中:  $r$ —转速, rpm;

$N$ —扭矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;

$\eta_{\text{传}}$ —皮带传动效率,近似取 0.95。

蒸发器风机功率  $P_1$  及冷凝器风机功率  $P_2$  均按下式计算:

$$P_i = U_i I_i \quad \text{W} \quad (6)$$

式中:  $U_i$ —风机电压, V;

$I_i$ —风机电流, A。

能效比  $EER$ :

$$EER = \frac{Q_e}{P + P_1 + P_2} \quad (7)$$

制冷剂流量法所测制冷量  $Q_{ef}$  按下式计算:

$$Q_{ef} = G_k (i_{k2} - i_{k1}) \frac{h_{\text{out}} - h_{\text{inc}}}{h_{\text{inh}} - h_{\text{out}}} \quad \text{W} \quad (8)$$

式中:  $G_k$ —冷凝器送风质量流量, kg/s;

- $i_{k2}$ —冷凝器出风焓值, J/kg;
- $i_{k1}$ —冷凝器进风焓值, J/kg;
- $h_{out}$ —蒸发器出口制冷剂焓值, J/kg;
- $h_{in}$ —蒸发器进口制冷剂焓值, J/kg;
- $h_{in,k}$ —冷凝器进口制冷剂焓值, J/kg;
- $h_{out,k}$ —冷凝器出口制冷剂焓值, J/kg。

偏差  $\Delta$  :

$$\Delta = \frac{Q_e - Q_s}{Q_s} \times 100\%$$

偏差  $\Delta$  在  $\pm 5\%$  以内, 测试结果有效。

### 3.3 试验结果及讨论

试验结果见表5和图4、图5及图6。

表5 对比试验结果

符号	单位	制 冷 剂								
		CFC12		HFC134a						
充液量	g	770	496	546	593	643	680	730	730	
能效比	E.E.R	W/W	1.518	1.498	1.521	1.818	1.589	1.625	1.607	1.607
制冷量	$Q_e$	W	1 862	1 965	1 998	2 244	2 050	2 098	2 151	2 151
轴功率	$P$	W	1 054	1 155	1 157	1 078	1 106	1 134	1 182	1 182
吸气压力	$P_s$	MPa	0.308	0.299	0.293	0.277	0.295	0.288	0.296	0.296
排气压力	$P_d$	MPa	1.328	1.521	1.532	1.515	1.547	1.557	1.569	1.569
压缩比	$\epsilon$		4.312	5.087	5.229	5.279	5.244	5.406	5.301	5.301
排、吸气压差	$\Delta P$	MPa	1.020	1.222	1.239	1.228	1.252	1.269	1.273	1.273
过热度	$\Delta t_a$	°C	7.98	7.12	6.35	5.65	4.93	5.63	4.97	4.97

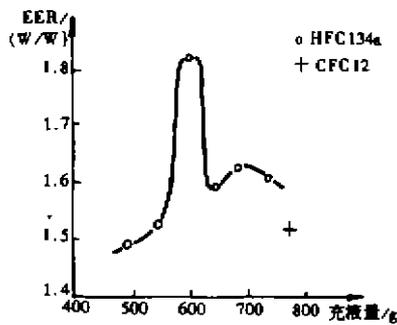


图4 能效比-充液量图

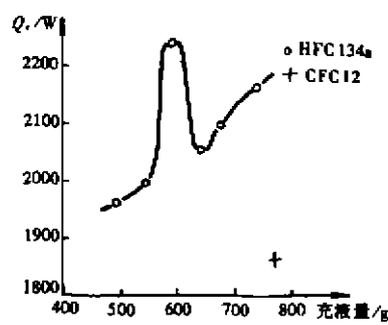


图5 制冷量-充液量图

注: CFC12 未作最佳充液量试验, 只有一个测点

从测试结果看出:

随着充液量变化,能效比亦不同。在 HFC134a 的最佳充液量为 593 g 时,制冷系统的能效比为 1.818,比充液量 496 g 的能效比提高了 17.6%,表明充液量对汽车空调装置制冷系统的性能具有重要影响。

从实验得知, HFC134a 在实验充液量范围内,系统的能效比均高于 CFC12。在最佳充液量(593 g)时,能效比高出 CFC12 0.3,比 CFC12 额定充液量时能效比提高 19.8%,这与前面的理论计算是一致的。

在 HFC134a 的最佳充液量下,制冷系统的制冷量为 2 244 W,为测试的最大值。

采用 HFC134a 时,系统的制冷量均大于使用 CFC12 的制冷量,这与前面理论计算结果有所不同。分析原因为:其一, CFC12 额定充液量 770 g 可能不是最佳充液量;其二, HFC134a 为进口产品, CFC12 为国产制冷剂,在热物性方面存在差异,因而影响制冷系统的性能指标,需进一步实验,以判明其影响因素。

在 HFC134a 最佳充液量下,其消耗轴功率最小,排气压力最低,压缩比居中,排、吸气压差较小。

系统轴功率在充入 HFC134a 时小于充入 CFC12 时的值;排气压力、压缩比、排、吸气压差均大于充注 CFC12 时对应参数的值。这与理论计算结果是一致的。

充入 HFC134a 时,系统过热度均小于充入 CFC12 时的值,表明 HFC134a 制冷系统使用的热力膨胀阀应不同于 CFC12 系统。

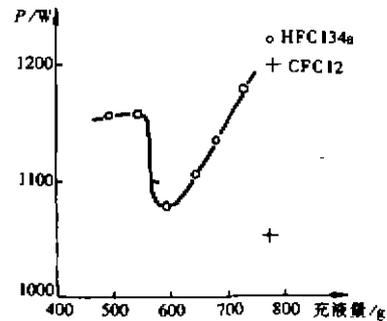
在试验时必须特别注意,由于 CFC12 使用的润滑油不适用于 HFC134a,故由 CFC12 系统更换为制冷剂 HFC134a 时,必须对部件和系统进行反复彻底地清洗,一定要保证系统内无 CFC12 润滑油,为此必须用氮气吹洗直至无油污为止。

## 4 结 论

1) 采用 MH(马丁一候)方程对 HFC134a 和 CFC12 制冷剂的物性参数进行计算,其计算结果与美国 ASHRAE 所作出的结果相一致<sup>[3]</sup>,表明计算方法是正确的。为汽车空调装置用 HFC134a 制冷循环的热力计算提供了有效的根据。

2) 在 SF-81 型汽车空调装置上进行的 CFC12 与 HFC134a 对比性能实验结果表明,在现有的制冷系统中,采用无公害的新工质 HFC134a 替代旧有的 CFC12 是可行的。在车用空调装置不作任何改动的情况下,注入最佳充液量为 593 g HFC134a 制冷剂,其系统的能效比和制冷量比注入额定充液量为 770 g CFC12 制冷剂的测试值分别提高 19.8%、20.5%,为替代 CFC12 提供了可靠的实验数据。

3) 制冷剂充液量的多少对汽车空调装置的性能指标有重要影响,在当前尚无精确的



注: CFC12 未作最佳充液量试验,只有一个测点

图 6 轴功率-充液量图

理论计算方法时,充液量必须由实验确定。本实验测得 SF-81 型汽车空调装置的最佳 HFC134a 充液量,为今后研制其他型式的汽车空调装置提供了实验方法和测试手段。

4) 还需继续进行的工作:采用 HFC134a 制冷剂时热力膨胀阀或可调式膨胀阀的最佳开度的确定;提高蒸发器的传热效率有效途径;以及采用 HFC134a 的汽车空调装置进行装车实验检查其效果和可靠性等。

### 参 考 文 献

- 1 D.P. Wilson, R.S. Basu, Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid - Refrigerant 134a. ASHRAE Trans, 1988, 94(2): 2095 - 2118
- 2 蒋能照, 吴兆林, 翁文兵编. 新制冷工质热力性质图和表. 上海交通大学出版社, 1992
- 3 ASHRAE Handbook of Fundamentals. SI Edition, 1985
- 4 M.O. McLinden, et al. Measurement and Formulation of the Thermodynamic Properties of Refrigerants 134a(1.1.2 - Tetrafluoroethane) and 123(1.1 - Dichloro - 2.2.2 - Trifluoroethane), ASHRAE Trans, 1989, 95(2): 263 - 283
- 5 中华人民共和国汽车行业标准. 汽车空调制冷装置性能要求 QC/T 72.1 - 93. 1994 - 01 - 01 实施
- 6 中华人民共和国汽车行业标准. 汽车空调制冷装置试验方法 QC/T 72.2 - 93. 1994 - 01 - 01 实施
- 7 重庆超力高科技实业公司企业标准. 汽车空调冷气装置. 重 QJYJ73.01 - 94. 1994 - 11 - 01 实施
- 8 GB7 725 - 87. 中华人民共和国国家标准. 房间空调器, 1987
- 9 王扬祖. 保护臭氧层十年. 暖通空调, 1996(2)

## Simulating Calculation and Experimental Study on the Automobile Air Conditioner's Refrigeration System

*Huang Zhong Liu Xianying Sun Chunwu  
Yan Xingwang Wei Qiang*

(Faculty of Urban Construction Engineering, Chongqing Jianzhu University, 630045)

**Abstract** This paper presents a simulation of the refrigeration system of an automobile air conditioner with CFC12 and HFC134a by MH state equation, and an investigation of the experimental study of this system. The results of experiment proved that it is practicable to substitute HFC134a for CFC12 in the identical refrigeration system of automobile air conditioner within the limits of the experimental study. It is the best that refrigeration system brimmed 539 g with HFC134a, E.E.R. has been obtained to 1.818, and has been raised 19.8% than rated brimming 770 g with CFC12. The results of experiment are similar to the calculation and they are useful to engineering design and calculation.

**Key Words** automobile air conditioner, refrigeration system, HFC134a

(编辑:陈蓉)