

冷藏运输工具渗风特性试验与关键参数分析

刘广海¹ 谢如鹤¹ Alan Foster² 屈睿瑰³ 李锦¹

(1. 广州大学冷链物流与标准化研究所, 广州 510006; 2. 伦敦南岸大学工程学院, 伦敦 SE1 0AA;

3. 中南大学交通运输工程学院, 长沙 410075)

摘要: 针对目前国家标准中不同冷藏运输工具渗风量检测指标不统一的问题, 运用静态压差法和示踪气体浓度衰减法对不同气密性条件的冷藏车展开试验, 分析不同速度、不同压差、不同老化程度条件下渗风量变化规律, 寻求之间的匹配关系, 为相关标准的制定提供依据。研究给出了静压条件下冷藏运输工具渗风特性曲线的试验确定法和经验公式确定法, 认为渗风量受工具本身气密性和速度的双重影响, 且工具老化对渗风影响较大。分析表明现行铁路冷藏车、公路冷藏车和冷藏集装箱在标准测定条件下, 渗风要求最大存在 20 倍的差距; 50、100、250 Pa 的测试压差分别对应 30~40 km/h、45~60 km/h、70~100 km/h 的运行速度, 渗风量约为 1:2:4 的关系; 在老化率方面, 250 Pa 压差条件下车辆行驶 10 万 km 和 20 万 km 后, 车厢渗风量分别上升 40% 和 110%。结合实际情况, 建议将 250 Pa 静压差作为冷藏运输工具渗风量检测的统一测试基准值, 并建立热工性能定期校验制度。

关键词: 冷藏运输工具; 气密性能; 空气渗透; 技术标准

中图分类号: U469.6⁺6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)10-0302-07

Experiment on Air Leakage Characteristics and Key Parameters Analysis of Refrigerated Transport Unit

Liu Guanghai¹ Xie Ruhe¹ Alan Foster² Qu Ruigui³ Li Jin¹

(1. *Research Center for Cold Chain & Standardization, Guangzhou University, Guangzhou 510006, China*

2. *Faculty of Engineering, London South Bank University, London SE1 0AA, Britain*

3. *School of Traffic & Transportation Engineering, Central South University, Changsha 410075, China*)

Abstract: At present, the test index of air leakage is not uniform in different standards in China. Constant pressure difference method and tracer gas concentration decay method were used to test air tightness characteristic of refrigerated transport unit. The variations of air leakage were tested under conditions of different pressures (50 Pa, 100 Pa, 150 Pa, 200 Pa and 250 Pa), different velocities (20 km/h, 40 km/h, 60 km/h, 80 km/h and 100 km/h) and different agings (0, 71 000 km, 126 000 km and 175 000 km). The matching relationship between different parameters was analyzed. The research gave determined method of air leakage characteristic curve with experimentation and empirical formula. The test method was recommended in practical application. It showed that the leakage rate was influenced by air tightness and velocity, and the influence of aging was great. There was a maximum of 20 times difference of air leakage index in GB 29753, GB/T 5600 and GB/T 7392. Test pressures of 50 Pa, 100 Pa and 250 Pa were corresponded to velocities of 30~40 km/h, 45~60 km/h and 70~100 km/h. And the air leakage was about 1:2:4 under the conditions of above constant pressure difference. After driving 100 000 km and 200 000 km, the air leakage of refrigerated transport unit was increased by 40% and 110% under 250 Pa pressure difference. Combined with the actual situation, it was suggested that

收稿日期: 2016-05-07 修回日期: 2016-07-23

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划项目(2013BAD19B01)、国家自然科学基金项目(51008087)和广东省优秀青年教师培养项目(Yq2013129)

作者简介: 刘广海(1978—),男,副教授,主要从事冷链物流装备设计与运用研究,E-mail: broadsea@126.com

250 Pa as the uniform constant pressure difference condition for air leakage test standard, and a system should be established to regularly check the thermal performance of refrigerated transport unit. In addition, the air leakage of refrigerated transport unit was influenced by internal partition form, goods stacking form, temperature, etc. A comprehensive and thorough analysis was needed in the later research.

Key words: refrigerated transport unit; air tightness; air leakage; technical standard

引言

食品冷藏运输工具渗风是指在运输过程中,因车门边缘、车体表面存在缝隙,空气在运输工具内外压差作用下而产生的一种气体流动现象。由于渗风直接将外界热湿空气引入车内,对运输能耗、内温稳定性、食品安全等产生直接影响,并易导致车辆内壁及制冷系统结霜,进而影响到制冷性能和运输安全。鉴于问题的重要性,国际制冷学会将渗风列为应优先研究的问题^[1]。欧洲冷藏物流协会制定的“冷链能耗指引”中将减少渗风能耗作为第一条第一款进行强调^[2]。各国学者从测量方法、渗风机理、渗风模型构建等方面展开了大量工作,POTYNSKI 等^[3]采用压差法分别对渗风能耗进行了测量和分析,LUKASSE 等^[4]就冷藏运输工具气密性对漏热率的影响展开了研究,FOSTER 等^[5]将示踪气体浓度衰减法应用于渗风特性研究,JAMES 等^[6]在上述研究基础上总结分析了单区和多区渗风气流模型、风压渗风模型和综合性渗风模型等。在国内,文献^[7]对铁路冷藏车渗风量进行了测试并提出改进意见;文献^[8-10]研究了渗风能耗;文献^[11]通过实验室试验构建了车辆渗风模型。但是,国内外目前制定的不同类别冷藏运输工具标准中,气密性能检测均在静压条件下进行,且在指标设定上存在较大差异^[12-17],因缺乏行驶状态下渗风试验数据支撑,指标合理性一直存在争议。为此,本文通过试验,分析冷藏运输工具在不同速度、不同压差条件下渗风量变化规律,寻求之间的匹配关系,为相关标准的制定提供依据。

1 原理

1.1 静态压差法

冷藏运输工具在行驶时,外表面各处压强分布各不相同,高速气流在车辆外表面迎风面由动压转化为静压,并在其作用下渗入车内,车外空气和车内空气混合后从车厢内外负压区渗出。因冷藏运输工具在实际运用时动态渗风量较难测定,一般将其简化为一定条件下的静压予以替代。测试方法如图 1

所示,首先将冷藏运输工具静置,关闭制冷系统、车门、通风口、排水口等,使其成为一个密闭空间;之后,打开空压机,使空气经管路充入冷藏运输工具内,空气在内外压差作用下,从冷藏运输工具缝隙渗出形成渗流通路;调节流量阀,使其内外压差保持在设定值,在状态稳定后读取流量数据,即为该冷藏运输工具在某一稳定压差条件下的渗风量。

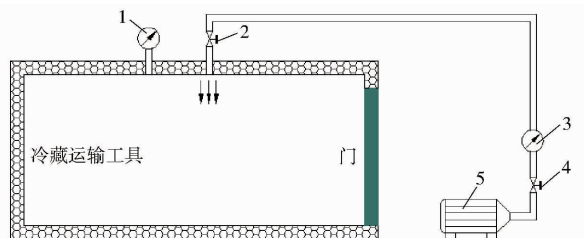


图 1 冷藏运输工具静压气密性测试原理图

Fig. 1 Air tightness test under constant pressure difference of refrigerated transport unit (RTU)

1. 压差表 2. 截止阀 3. 流量计 4. 调节阀 5. 空气压缩机

为便于比较,所有测试值需换算为标准状态下的渗风量,修正公式为

$$V_0 = PT_0 V / (P_0 T) \quad (1)$$

式中 V_0 ——冷藏运输工具标准状态下的渗风量, m^3/h

P_0 ——标准大气压,取 $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$

T_0 ——标准状态下的温度,取 273 K

V ——冷藏运输工具测试条件下的渗风量, m^3/h

P ——冷藏运输工具测试条件下大气压, Pa

T ——冷藏运输工具测试条件下空气温度, K

如表 1 所示,在指标设定上,德国标准化学会提出在车内外恒定 250 Pa 压差条件下 $0.25 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$ 为冷藏车气密性指标^[12];美国卡车、挂车生产协会也给出了约 125 Pa 恒压条件下的漏气性能指标^[13];考虑到门缝对渗风量的影响,国际标准化组织提出了考虑车门数量的气密性标准^[14]。在国内,公路冷藏车、铁路冷藏车、冷藏集装箱测试标准也各不相同^[15-17]。标准化气密性指标及检测方法的确定可为冷藏运输工具性能评价提供基础,但由于冷藏运输工具在静态条件下的渗风量与行驶条件存在较大差异,何种测试压力更为合适一直存在争议。

表1 冷藏运输工具气密性要求
Tab.1 Air tightness index of RTU

序号	标准号	渗风量指标	测试对象	测试方法	内外压差/Pa
1	GB/T 5600	整体发泡式车辆 40 m ³ /h; 填充式车辆 60 m ³ /h	铁路冷藏车	静态压差法	50
2	GB 29753	根据传热面积不同漏气倍数分别为 0~3.0、0~3.8、0~6.3	冷藏汽车	静态压差法	100
3	TTMA 38-02	车厢长约 6 m 时小于等于 27.6 m ³ /h; 车厢长约 12 m 时小于等于 42.5 m ³ /h	冷藏汽车	静态压差法	约 125
4	DIN8959	0.25 m ³ /(h·m ²)	冷藏汽车	静态压差法	250
5	ISO 1496-2 GB/T 7392	1 个门时 10 m ³ /h; 每增加一个门, 增加 5 m ³ /h	冷藏集装箱	静态压差法	250

1.2 示踪气体浓度衰减法

示踪气体浓度衰减法是指在某一空间内释放一定数量的某种示踪气体后,随着内外气体交换,示踪气体浓度将随时间逐渐下降,通过测量空间内浓度变化情况,可计算得到该空间单位时间换气量的一种方法。对于冷藏运输工具,若行驶速度恒定,所测示踪气体浓度的变化表征了该速度条件下的渗风量。此时有

$$L \frac{dC(\tau)}{d\tau} = F(\tau) + V(\tau)C_{out} - V(\tau)C(\tau) \quad (2)$$

式中 L ——冷藏运输工具内部空间体积, m³

τ ——测试时间, h

C ——示踪气体质量浓度, g/m³

C_{out} ——自然环境示踪气体质量浓度, g/m³

F ——示踪气体质量释放速率, g/h

综合考虑文献[18]所提到的示踪气体选取原则(可测性、稳定性、无毒性、大气中浓度低)和实验室仪器设备条件,本试验采用乙烯为示踪气体。在试验前,关闭冷藏运输工具制冷系统、车门、通风口、排水口等,使其成为一个密闭空间;之后将乙烯充注至冷藏运输工具内并达到一定浓度;启动冷藏运输工具,达到所设定速度并恒定运行,记录示踪气体初始浓度和浓度变化值。此时, $F(\tau) = 0$, $C_{out} = 0$, 式(2)可改写为

$$L \frac{dC(\tau)}{d\tau} = -V(\tau)C(\tau) \quad (3)$$

分离变量后积分,即

$$\ln C = -\frac{V}{L}\tau + \ln C_0 \quad (4)$$

式中 C_0 ——冷藏运输工具达到恒定速度时示踪气体初始质量浓度, g/m³

根据式(4),可得到 $\ln C$ 与测试时间 τ 的关系式,其斜率为 $-V/L$ 。令 $k = V/L$,若冷藏运输工具速度恒定,则该速度条件下的实测渗风量和标准状态下渗风量分别为

$$V = kL \quad (5)$$

$$V_0 = PT_0 kL / (P_0 T) \quad (6)$$

2 试验对象和方法

2.1 试验对象

冷藏车在使用过程中,由于车辆振动、内外温差的变化以及压力差的作用等多因素共同影响,车厢及车门缝隙逐渐增大,从而造成车辆渗风持续增加,这种因车辆使用而造成的性能下降称之为车辆老化。为考察车辆老化对气密性的影响,试验采用4台同款冷藏车为研究对象。车厢长、宽、高分别为4.200、2.030、1.970 m;围护结构采用聚氨酯保温板,厚度0.100 m。因用于干线运输、城际运输和城内配送的车辆年均运行距离差异较大,而冷藏车的气密性老化主要由运行时震动、温度和压差等因素造成,因此本试验在选取冷藏车时以行驶距离为依据,分别为0(新车)、71 000 km、126 000 km 和 175 000 km,且标记为1~4号车。

2.2 仪器和设备

MF5706-N-800B型气体流量计,测量精度 $\pm 0.2\%$,美国矽翔微机电系统有限公司;Testo511型气压计,测量精度1 Pa,德国德图集团;DT-618型风速仪,测量精度0.1 m/s,深圳华盛昌机械实业有限公司;CAT2000型压差表,测量精度 ± 5 Pa,美国Magnehelic公司;CNX-103型乙烯测试仪,天津市森罗科技发展有限责任公司;Testo174型温度记录仪,测量精度 ± 0.5 K,德国德图集团。试验装置如图2所示。

2.3 试验流程

首先采用静态压差法测试冷藏车的气密性能。静压试验在室内进行,由表1可知,目前国内外标准多采用50、100、125、250 Pa 4种测试压差,为便于分析,本试验将压力梯度设为50 Pa,测试压差分别为50、100、150、200、250 Pa,125 Pa及其他测试压差条件下分析数据可根据变化趋势推导获得;测压稳定时间为5 min,每个工况分别测试3次并取平均值。

之后,采用示踪气体浓度衰减法对冷藏车进行运行状态的气密性能试验,试验在晴朗无风的夜间



图 2 冷藏运输工具气密性检测试验装置图

Fig.2 Pictures of experimental device for air tightness test of RTU

时段进行,首先利用地面气调站对冷藏运输工具充注乙烯气体,达到设定浓度后在城市快速路和高速公路定速行驶,恒定车速分别为 20、40、60、80、100 km/h,稳定测量时间为 15 min,每个工况分别测试 3 次并取平均值。采用上述方法对 4 台冷藏车逐一进行测试并记录数据。为便于比较,所有测试值在分析前已换算为标准状态下的渗风量。

3 结果与分析

3.1 冷藏运输工具静压渗风量测试与分析

按 1.1 节所述原理和 2.3 节所述流程,测得 1~4 号车在不同压差条件下的渗风量如表 2 所示。

表 2 静压条件下冷藏运输工具渗风量
Tab.2 Air leakage under constant pressure difference of RTU m^3/h

测试车	测试压差/Pa				
序号	50	100	150	200	250
1	6.562	10.659	14.451	17.477	20.596
2	7.453	12.362	16.640	20.538	24.171
3	8.996	15.242	20.756	25.773	30.651
4	11.221	19.568	27.089	34.112	40.801

借鉴较为成熟的建筑渗风理论^[19],冷藏运输工具渗风量可表述为

$$V = S(\Delta P)^b \quad (7)$$

式中 S ——冷藏运输工具当量渗风面积, $m^3/(h \cdot Pa^b)$

ΔP ——冷藏运输工具内外静压差, Pa

b ——冷藏运输工具渗风特性指数

将式(7)两端取对数,得

$$\ln V = b \ln \Delta P + \ln S \quad (8)$$

可知, $\ln \Delta P$ 和 $\ln V$ 的关系式中, b 为斜率。将表 2 中参数代入式(7), 1~4 号车渗风量与静压差的关系式可分别表述为

$$V_1 = 0.406 \Delta P_1^{0.711} \quad (9)$$

$$V_2 = 0.427 \Delta P_2^{0.731} \quad (10)$$

$$V_3 = 0.456 \Delta P_3^{0.762} \quad (11)$$

$$V_4 = 0.487 \Delta P_4^{0.802} \quad (12)$$

此外,国内外研究表明在工程应用时渗风特性指数 b 可近似取为 0.67,冷藏运输工具运营方可根据车辆说明书中出厂测定的渗风量推导出该工具在不同压差条件下的渗风特性曲线。对于本试验,按上述条件求经验公式,得

$$V_1 = 0.499 \Delta P_1^{0.67} \quad (13)$$

$$V_2 = 0.580 \Delta P_2^{0.67} \quad (14)$$

$$V_3 = 0.723 \Delta P_3^{0.67} \quad (15)$$

$$V_4 = 0.944 \Delta P_4^{0.67} \quad (16)$$

将试验和仿真结果绘制于图 3 中。可见,试验拟合较好地反映了冷藏运输工具在不同压差条件下的渗风量变化规律。但经验拟合式将冷藏运输工具渗风特性指数固定取值为 0.67,从而造成计算误差比试验拟合式大。其中,对于气密性相对较好的 1、2 号车,误差不超过 3%,对于 3、4 号车,误差最大达 5%~10%,若车辆气密性更差或压差更大,上述误差仍可能进一步增加。可见该方法仅可供工程实际在缺乏试验条件时作为参考使用。

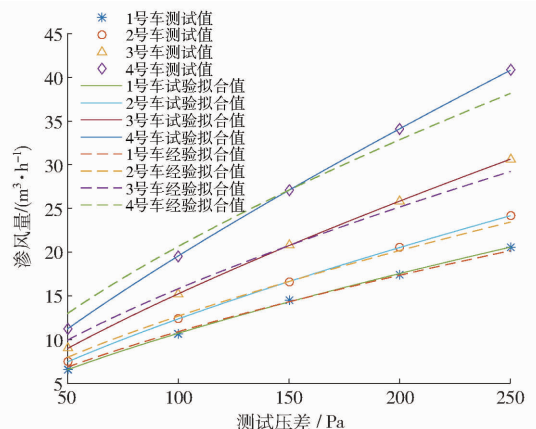


图 3 冷藏运输工具渗风量与静压差关系式

Fig.3 Relationship between air leakage and constant pressure difference of RTU

目前,国内冷藏运输工具仅在新出厂时进行单一压差条件下的静压性能检测,并无使用后的热工性能校验要求。对于本试验,虽车辆规格、形式、尺寸、制造工艺等均一致,但 2~4 号车使用后,气密性明显下降,直观体现为当量渗风面积 S 增大且呈加速趋势。如图 4 所示,在 50 Pa 的较低压差条件下,4 号车比 1 号车渗风量大 70% 左右,但在 250 Pa 压

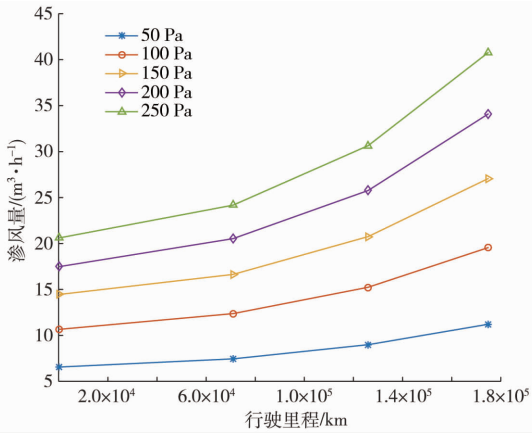
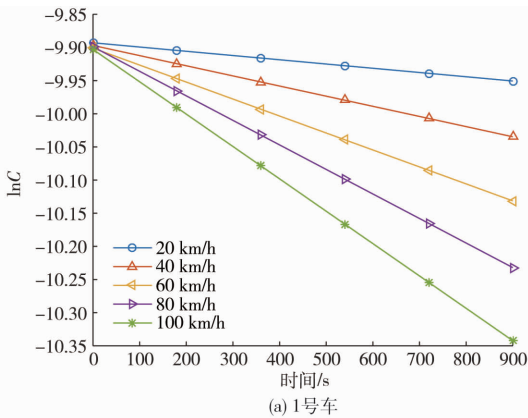


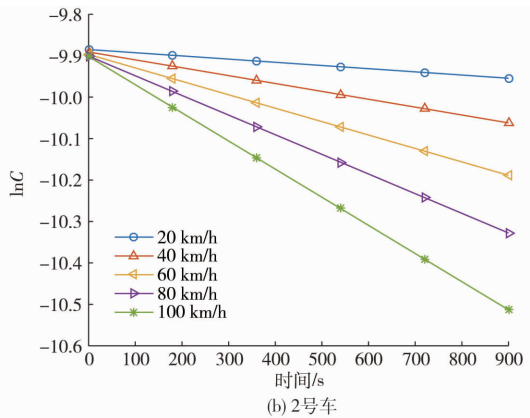
图4 不同压差条件下车辆老化(气密性)性能分析

Fig.4 Performance analysis of vehicle aging (air tightness) under different pressure differences

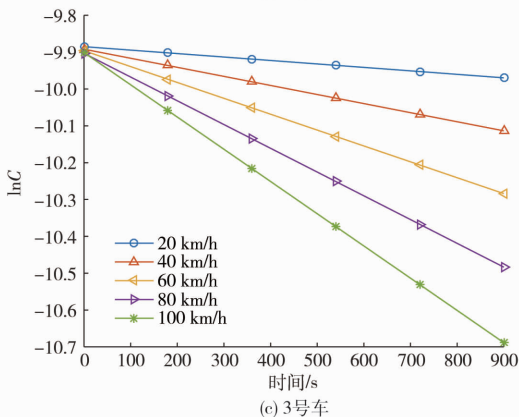
差条件下渗风量已接近相差1倍。测算可知,250 Pa压差条件下车辆行驶10万 km和20万 km后,车厢渗风量分别上升40%和110%。虽不排除上述车辆在出厂伊始气密性存在一定差异,但更为可能的是由于车辆在使用过程中围护结构逐渐老化所造成的。可见,当前国内标准仅对出厂气密性参数有规定,对装备老化速度并无限制的做法不利于掌握冷藏运输工具在实际使用过程中的性能状况,其气密性能的下降不论是对食品、药品安全,还是运输能耗均是不利的,应在后期标准制定和实施中予



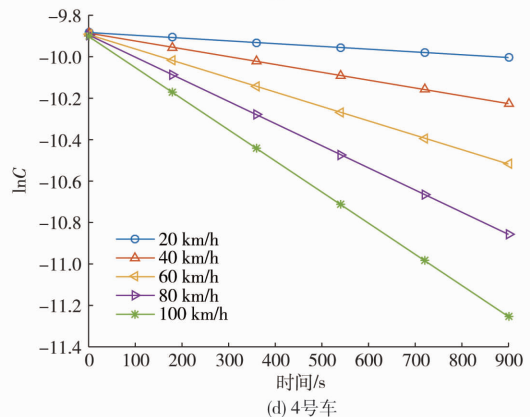
(a) 1号车



(b) 2号车



(c) 3号车



(d) 4号车

图5 不同速度条件下C₂H₄浓度变化趋势图

Fig.5 Trends of ethylene concentration at different velocities

以限定。

3.2 冷藏运输工具行驶状态渗风量测试与分析

采用示踪气体浓度衰减法测得数据整理后如图5所示;进而由1.2节所述原理求得4车在不同速度条件下的示踪气体质量浓度拟合式如表3所示。

为获取速度与渗风量之间的关系,令

$$V = \alpha v^\beta \quad (17)$$

式中 v ——冷藏运输工具行驶速度, km/h

将式(17)两端取对数,得

$$\ln V = \beta \ln v + \ln \alpha \quad (18)$$

代入相关参数,用最小二乘法处理 $V-v$ 之间的关系,得

$$V_1 = 0.0629v_1^{1.266} \quad (19)$$

$$V_2 = 0.0640v_2^{1.316} \quad (20)$$

$$V_3 = 0.0645v_3^{1.387} \quad (21)$$

$$V_4 = 0.0646v_4^{1.500} \quad (22)$$

由图6可见,虽然冷藏运输工具气密性不同,在运行速度慢时,其差异并不显著;一旦速度提升,则渗风量明显增加。就本试验而言,在运行速度为100 km/h时,1~4号车渗风量之比为1:1.3:1.8:3。

表 3 不同速度条件下示踪气体质量浓度拟合式

Tab.3 Fitting formulas of tracer gas concentration at different velocities

速度/ (km·h ⁻¹)	1 号车	2 号车	3 号车	4 号车
20	$\ln C = -0.064 \times 10^{-3} \tau - 9.893$	$\ln C = -0.077 \times 10^{-3} \tau - 9.885$	$\ln C = -0.094 \times 10^{-3} \tau - 9.885$	$\ln C = -0.134 \times 10^{-3} \tau - 9.883$
40	$\ln C = -0.153 \times 10^{-3} \tau - 9.897$	$\ln C = -0.190 \times 10^{-3} \tau - 9.891$	$\ln C = -0.246 \times 10^{-3} \tau - 9.892$	$\ln C = -0.378 \times 10^{-3} \tau - 9.886$
60	$\ln C = -0.256 \times 10^{-3} \tau - 9.901$	$\ln C = -0.324 \times 10^{-3} \tau - 9.897$	$\ln C = -0.431 \times 10^{-3} \tau - 9.896$	$\ln C = -0.694 \times 10^{-3} \tau - 9.893$
80	$\ln C = -0.370 \times 10^{-3} \tau - 9.899$	$\ln C = -0.474 \times 10^{-3} \tau - 9.901$	$\ln C = -0.645 \times 10^{-3} \tau - 9.903$	$\ln C = -1.069 \times 10^{-3} \tau - 9.895$
100	$\ln C = -0.488 \times 10^{-3} \tau - 9.903$	$\ln C = -0.679 \times 10^{-3} \tau - 9.902$	$\ln C = -0.875 \times 10^{-3} \tau - 9.901$	$\ln C = -1.502 \times 10^{-3} \tau - 9.902$

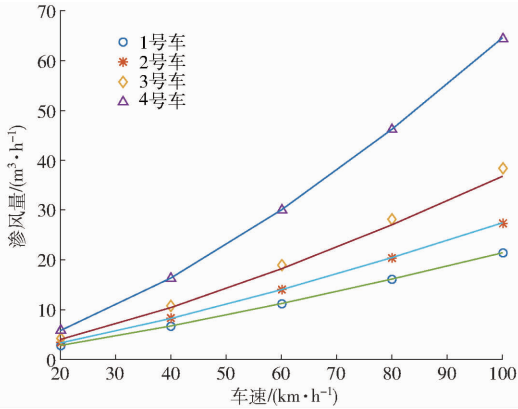


图 6 冷藏运输工具渗风量与速度关系式

Fig.6 Relationship between air leakage and velocity of RTU

3.3 冷藏运输工具渗风试验中静压与速度之间的特性分析

联合式(7)和式(17),有

$$S(\Delta P)^b = \alpha v^\beta \quad (23)$$

对于 4 台试验车,代入试验拟合参数,得

$$\Delta P_1 = 0.073v_1^{1.78} \quad (24)$$

$$\Delta P_2 = 0.075v_2^{1.80} \quad (25)$$

$$\Delta P_3 = 0.077v_3^{1.82} \quad (26)$$

$$\Delta P_4 = 0.080v_4^{1.87} \quad (27)$$

由图 7 可见,冷藏运输工具行驶速度所造成的车内外压差并不是一个定值,它与工具本身的气密性密切相关。结合式(7)及本次试验结果,冷藏运输工具在长期使用后,不仅当量渗风面积会增大,内

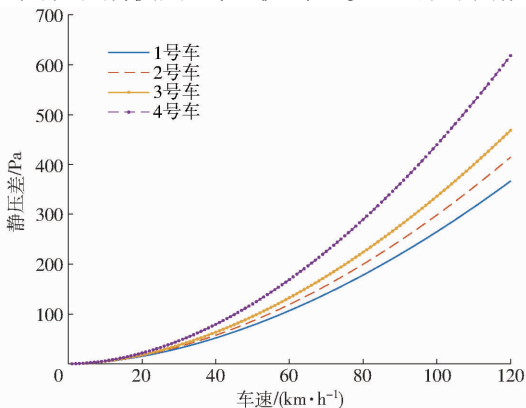


图 7 冷藏运输工具速度与静压差关系式

Fig.7 Relationship between velocity and constant pressure difference of RTU

外压差也同样增大,双重参数的共同作用下将使得气密性较差的工具在使用时性能大幅下降,渗风量激增,进而影响到使用效果。

对于本试验,4 车在不同压差条件下对应的速度如表 4 所示。对应国内冷藏汽车、铁路冷藏车、冷藏集装箱的不同标准要求,在 50、100、250 Pa 压差条件下,运行速度分别对应为 30 ~ 40 km/h、45 ~ 60 km/h、70 ~ 100 km/h。随着道路水平的提升,车辆行驶速度越来越快,较低的运行速度明显是不合适的;不论公路还是铁路,70 ~ 100 km/h 甚至更高的运行速度已逐渐成为常态。从这个角度看,250 Pa 的静压测试条件更符合实际情况,采用其作为测试基准值也更为合理。

表 4 冷藏运输工具标准测试状态不同测试压差条件下的车速

Tab.4 Vehicle speed of RTU in standard test condition at different pressure differences km/h

测试车序号	测试压差/Pa		
	50	100	250
1	39.179	57.833	96.769
2	37.054	54.460	90.606
3	35.100	51.371	84.990
4	31.270	45.300	73.945

此外,在上述 3 种标准条件下冷藏运输工具渗风量约为 1:2:4 的关系。经测算,铁路冷藏运输装备气密性的最低要求约为公路最低要求的 2 倍,约为冷藏集装箱最低要求的 20 倍。若按冷藏集装箱的渗风标准来看,本次试验的 1~4 号冷藏运输工具气密性分别超标 1 倍、1.4 倍、2 倍和 3 倍;但从冷藏汽车和铁路冷藏车的角度来看,其气密性均符合要求。可见标准的不统一已为冷藏运输工具性能评价和运输管理带来困难。

4 结论

(1)气密性是冷藏运输工具关键性热工指标之一,但现有国家标准中,气密性测试方法和测试指标存在较大差异。计算表明,铁路冷藏车、冷藏汽车、冷藏集装箱的气密性指标的下限之比约为 20:10:1。

(2)冷藏运输工具渗风量与本身的气密性能密切相关,本文给出了渗风特性曲线的测试方法和经验拟合式;在实际应用中建议优先使用试验测试法,经验拟合公式因可能存在较大误差仅供缺乏试验条件时作为参考使用。

(3)冷藏运输工具因使用后的老化对渗风量影响较大,本试验中,在 250 Pa 压差条件下,车辆在行驶 10 万 km 和 20 万 km 后,车厢渗风量分别上升 40% 和 110%。

(4)冷藏运输工具渗风量在很大程度上受运

行速度的影响,一旦速度提升,内外压差增大,渗风量明显增加。目前执行的不同冷藏运输工具国标中,渗风量测试静压差要求分别为 50、100、250 Pa,在本试验中上述压差大致对应 30~40 km/h、45~60 km/h、70~100 km/h 的运行速度,渗风量约为 1:2:4 的关系。试验分析表明,对于气密性不佳的冷藏运输工具,上述压差将对应更低的运行速度,较低的测试压差并不适用于现实条件。相比较而言,以 250 Pa 的静压作为统一的测试基准值较为合理。

参 考 文 献

- IIR. IIR listing of refrigeration research priorities[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(7):973-976.
- ECLSA. Energy guidelines for refrigeration systems in cold stores and freezers[R]. London: European Cold Logistics & Storage Association, 2012.
- POTYNSKI J. Measuring the air tightness of temperature controlled transport and its influence on heat losses[C]//The 7th Congress of the International Institute of Refrigeration, 1967:201-210.
- LUKASSE L, STAAL M. Air tightness and heat leakage in insulated road transport equipment[C]//1st IIR International Cold Chain Conference, 2010:216.
- FOSTER A, XIE R, SUN Y, et al. The research on dynamic performance of gas permeation leakage of refrigerated container[C]//The 23rd Congress of the International Institute of Refrigeration, 2011:146.
- JAMES S J, JAMES C, EVANS J A. Modelling of food transportation systems—a review[J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(6):947-957.
- 欧阳仲志. 陆上冷藏运输工具气密性能的优化[J]. 制冷, 1999, 67(2):27-32.
- OUYANG Zhongzhi. Selecting of air leaking rate for the inland refrigerating transport equipment[J]. Refrigeration, 1999, 67(2):27-32. (in Chinese)
- 康景隆. 食品冷藏链技术[M]. 北京:中国商业出版社, 2005:168-176.
- 李锦, 谢如鹤, 刘广海, 等. 多温冷藏车降温特性及其影响参数研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(2):128-135.
- LI Jin, XIE Ruhe, LIU Guanghai, et al. Cooling characteristics and influence parameters of multi-temperature refrigerated truck[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2):128-135. (in Chinese)
- 谢晶, 徐倩, 方恒和. 多温区冷藏车热负荷计算的研究[J]. 食品与机械, 2007, 23(4):98-101.
- XIE Jing, XU Qian, FANG Henghe. The calculation of heat load in a multi-temperature refrigeration truck[J]. Food and Machinery, 2007, 23(4):98-101. (in Chinese)
- 刘广海. 冷藏运输能耗分析与装备优化研究[D]. 长沙:中南大学, 2007.
- DIN8959—2000 Insulated food carriers-requirements and testing[S]. 2000.
- TTMA RP No. 38-02 Method of testing and rating heat transmission of controlled-temperature vehicles/domestic container[S]. Alexandria: Truck Trailer Manufacturers Association, 2002.
- ISO 1496-2—2008 Series 1 freight containers-specification and testing-part 2: thermal containers[S]. Geneva: International Organization for Standardization, 2008.
- GB 29753—2013 道路运输 食品与生物制品冷藏车安全要求及试验方法[S]. 北京:中国标准出版社, 2013.
- GB/T 5600—2006 铁路货车通用技术条件[S]. 北京:中国标准出版社, 2006.
- GB/T 7392—1998 系列 1 集装箱的技术要求和试验方法 冷藏集装箱[S]. 北京:中国标准出版社, 2008.
- LAYUS P, PERSILY A K. A review of tracer-gas techniques on measuring airflow in buildings[J]. ASHRAE Transactions, 1985, 91(2):646-671.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE handbook—HVAC systems and equipment[M]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2012.
- 吕恩利, 陆华忠, 杨洲, 等. 气调保鲜运输车通风系统阻力特性试验[J]. 农业机械学报, 2011, 42(3):120-124.
- LÜ Enli, LU Huazhong, YANG Zhou, et al. Pressure drop characteristics of the ventilation system in fresh-keeping transportation with controlled atmosphere[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3):120-124. (in Chinese)
- 翁卫兵, 房殿军, 李强, 等. 冷藏运输车厢温度场均匀控制研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(1):228-235.
- WENG Weibing, FANG Dianjun, LI Qiang, et al. Temperature field homogeneity control of refrigerated transport carriage[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(1):228-235. (in Chinese)
- 赵春江, 韩佳伟, 杨信廷, 等. 基于 CFD 的冷藏车车厢内部温度场空间分布数值模拟[J]. 农业机械学报, 2013, 44(11):168-173.
- ZHAO Chunjiang, HAN Jiawei, YANG Xinting, et al. Numerical simulation of temperature field distribution in refrigerated truck based on CFD[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(11):168-173. (in Chinese)