文章编号:0253-4339(2021) 05-0146-08 doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2021.05.146

# 前置仓装配式冷库动态能耗研究与影响因素分析

#### 顾 瀚<sup>1</sup> 张 华<sup>1</sup> 陈 曦<sup>1</sup> 赵 举<sup>2</sup>

#### (1上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093;2上海市质量监督检验技术研究院 上海 200072)

**摘 要**为研究前置仓装配式冷库实际运行状态下的动态负荷,本文以上海市某前置仓装配式冷库为研究对象,测试其在冷藏 温区下运行的实际负荷。考虑货物进库因素后,装配式冷库动态负荷模型的相对误差由 17.8%降至 5.26%,提高了冷库动态负 荷的计算精度,证明该模型具有一定的准确性,并通过 MATLAB 建立冷库负荷相关因素的数学模型。结果表明:当冷库内外环 境压差超出风幕机最佳工况区间时,由人员进出造成的负荷随冷库内外环境压差、库外相对湿度、库外温度和人员进出频次的上 升而增大。对于该类小型装配式冷库而言,高使用率状态下的冷库负荷主要由库门处热质交换现象造成。从经济性的角度分 析,优化风幕机的相关参数,提高其最佳工况区间可进一步降低冷库负荷,达到节能的效果。

关键词 前置仓;装配式冷库;3R2C模型;冷库负荷 中图分类号:TB657.1;TK124

文献标识码:A

## Research on Dynamic Energy Consumption of Front Warehouse Assembly Cold Storage and Analysis of Influencing Factors

Gu Han<sup>1</sup> Zhang Hua<sup>1</sup> Chen Xi<sup>1</sup> Zhao Ju<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China;2. Shanghai Institute of Quality Inspection and Technical Research, Shanghai, 200072, China)

**Abstract** To study the dynamic load of assembly cold storage under actual operating conditions, this study used prefabricated cold storage in Shanghai as the research object and tested its actual load with a refrigerated area. The results showed that the relative error of the dynamic load model of the assembly cold storage was reduced from 17. 8% to 5. 26% after considering the factors of goods entering, which improved the calculation accuracy of the dynamic load of the cold storage and proved that the model was accurate. MATLAB was used to establish a mathematical model of factors related to cold storage load. The results show that when the pressure difference between the inside and outside of the cold storage exceeded the optimal operating range of the air curtain machine, the load of the cold storage caused by personnel entry and exit increased with the increase in internal and external environmental differential pressure, outside relative humidity, outside temperature, and frequency of personnel entry and exit. For this type of small assembly cold storage, the load of cold storage under a high utilization rate was mainly caused by the heat and mass exchange at the door. From an economic point of view, optimizing the relevant parameters of the air curtain to extend the optimum operating range of equipment could further reduce the load of cold storage and achieve energy saving.

Keywords front warehouse; assembly cold storage; 3R2C model; cooling load

前置仓是电商发展、市场需求增加及冷链产业推进的背景下提出的一种仓储新概念,定义是一种通过 企业总部线上经营,将顾客订单通过前置在社区的服 务站,实现商品快速到达的零售业态,店面承担日常 商品储存和履约配送服务,是解决"最后一公里"问题的有效方式之一<sup>[1]</sup>。

突如其来的新冠疫情,导致越来越多的消费者选 择线上购买日常生活用品,为加强冷链物流末端配送 网络建设,前置仓相关企业开始在各城市设立更多站 点。前置仓主要通过在室内搭建装配式冷库的方式 对冷藏冷冻货物进行存储<sup>[2]</sup>。

目前冷库的研究主要集中于结构布置<sup>[3]</sup>、系统 能耗<sup>[4]</sup>、库内流场<sup>[5]</sup>、货物堆放<sup>[6]</sup>等方面。冯坤旋 等<sup>[7]</sup>使用 CFD 研究了果蔬进库过程中的温度稳定 性,给出了进库货物预冷温度、摆放间距及进货量的 建议值。Tian Shen 等<sup>[8]</sup>基于 3R2C 简化传热模型,

收稿日期:2021-02-02;修回日期:2021-05-28

— 146 —

基金项目:国家自然科学基金(50906054)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 50906054).)

通过数据驱动方式预测了某大型冷库长期的能耗负荷,获得了冷库内部质量与能耗负荷之间的关系。

前置仓多采用装配式冷库,由于较小的容积、高 频次的人员进出、风幕机等阻断装置的使用以及库门 的长时间开启状态决定了其与传统冷库有较大区别, 针对这些相关影响因素的研究仍旧缺失。

本文以实际运行的前置仓为研究对象,基于 3R2C简化传热模型建立了系统能耗与室内外温差、 人员进出频次、库门开启时长之间的函数关系,计算 获得了装配式冷库的冷负荷,通过实验数据验证模型 的准确性,分析相关参数对实际冷库能耗的影响,为 降低该类小型冷库实际运行负荷、改善冷库性能提供 相关依据。

## 1 前置仓装配式冷库动态负荷模型

#### 1.1 建筑围护结构热传导模型

为了准确计算实际环境下通过前置仓装配式冷 库墙体的动态热流密度,选用 3R2C 简化传热模型进 行研究,并使用遗传算法进行模型参数优化,该模型 能够有效反映轻质墙体结构的传热性能<sup>[9-10]</sup>,其结构 示意图如图 1 所示。



图 1 建筑多层平壁结构的 3R2C 模型 Fig.1 3R2C model of multi layer flat wall structure

实际多层结构墙体的理论传热公式如下<sup>[11]</sup>:  
$$\begin{bmatrix} T_{\text{in}} \end{bmatrix} = M(s) \begin{bmatrix} T_{\text{out}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(s)B(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{\text{out}} \end{bmatrix}$$
(1)

$$\begin{bmatrix} n \\ q_{in} \end{bmatrix} = M(s) \begin{bmatrix} our \\ q_{out} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n(s) B(s) \\ C(s) D(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} our \\ q_{out} \end{bmatrix}$$
(1)  
$$\begin{bmatrix} A(s) B(s) \\ Q_{out} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n(s) B(s) \\ Q_{out} \end{bmatrix}$$
(2)

$$M(s) = \begin{bmatrix} \Lambda(s) B(s) \\ C(s) D(s) \end{bmatrix} = M_{n}(s) \cdots M_{1}(s)$$
(2)

$$M_i(s) = \begin{bmatrix} A_i(s) B_i(s) \\ C_i(s) D_i(s) \end{bmatrix}$$
(3)

式中:  $T_{in}$ 、 $T_{out}$  为冷库内外环境温度,  $\mathbb{C}$ ;  $q_{in}$ 、 $q_{out}$ 为通过内外墙面的热流密度,  $W/m^2$ ; s 为拉普拉斯变 量; 下标 i 为由外向内第 i 层结构;  $M_i(s)$ 、M(s) 分别 为冷库墙体结构第 i 层和总传输矩阵, 其中  $M_i(s)$  矩 阵中各元素的表达式如下<sup>[12-13]</sup>:

$$A_i(s) = D_i(s) = \cosh(L_i \sqrt{\frac{\rho_i c_{p,i}}{\lambda_i}s})$$
(4)

$$B_{i}(s) = \frac{L_{i}}{\lambda_{i}} \sinh(L_{i} \sqrt{\frac{\rho_{i} c_{p,i}}{\lambda_{i}}} s)$$
(5)

$$C_i(s) = \sqrt{(\rho_i c_{p,i} \lambda_i) s} \sinh(L_i \sqrt{\frac{\rho_i c_{p,i}}{\lambda_i} s})$$
(6)

式中: $\rho_i$ 为第*i*层结构的密度,kg/m<sup>3</sup>; $c_{p,i}$ 为第*i* 层结构的比热容,J/(kg·K); $\lambda_i$ 为第*i*层结构的厚 度,W/(m·K); $L_i$ 为第*i*层结构的厚度,m。

为了获得冷库两侧壁面的热流密度与冷库内外 环境温度的关联式,对式(1)进行矩阵变换:

$$\begin{bmatrix} q_{\text{out}}(s) \\ q_{\text{in}}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{A(s)}{B(s)} - \frac{1}{B(s)} \\ \frac{1}{B(s)} - \frac{D(s)}{B(s)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{\text{out}}(s) \\ T_{\text{in}}(s) \end{bmatrix}$$
$$= \begin{bmatrix} G_x(s) - G_y(s) \\ G_y(s) - G_z(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{\text{out}}(s) \\ T_{\text{in}}(s) \end{bmatrix}$$
(7)

$$s(n) = j\omega(n) = \sqrt{-1}\omega(n) \tag{8}$$

将式(8)代入式(7),替换拉普拉斯变量 s,可获 得 相 应 的 复 函 数  $G_x(j\omega(n)), G_y(j\omega(n)),$  $G_z(j\omega(n)),$ 它们分别为墙体外部、交叉和内部热传 导的理论频率特性。模型的采样频率范围为  $[10^{-n_1}, 10^{-n_2}], n_1, n_2$ 分别取3和1;频率点在采样频 率范围内以对数形式等距分布,采样数为51。

本文装配式冷库墙体结构及材料物性参数如表 1 所示。

为了尽可能地使 3R2C 模型贴近实际理论模型 的频率响应特性,使用遗传算法对热阻及热容参数进 行优化,优化的目标函数为<sup>[11]</sup>:

$$J(R_{1}, R_{3}, C_{2}) = \sum_{n=1}^{N} \sum_{i=x, y, z} ||G_{i}(j\omega(n))| - |G_{i}'(j\omega(n))|| + |PL(G_{i}(j\omega(n))) - PL(G_{i}'(j\omega(n)))|$$
(9)

$$\begin{cases} R_5 = R_{\text{total}} - R_3 - R_1 \\ C_4 = C_{\text{total}} - C_2 \end{cases}$$
(10)

式中: PL 为对应复函数的相位差;  $G'_i$ 为 3R2C 模型所对应的复函数;  $R_i$ 为 3R2C 模型中的热阻, m<sup>2</sup>·K/W;  $C_i$ 为 3R2C 模型中的热容, J/(m<sup>2</sup>·K)。

使用遗传算法的计算过程中需对各热阻和热容 的取值范围进行约束,并通过式(10)获得另两项参 数,最终可获得 3R2C 模型的最优化参数。计算过程 中,冷库墙体材料被认为各向同性且相关参数研究环 境下不发生变化,参数优化结果如表 2 所示。冷库墙 体的瞬态传热过程与墙体内壁的传热频率响应特性 直接相关<sup>[12]</sup>。各模型的传热频率响应特性如图 2 所

— 147 —

| Tab.1 Structure details and material property parameters of assembly cold storage |       |         |                           |                        |   |                     |
|---|-------|---------|---------------------------|------------------------|---|---------------------|
| 编号  | 结构材料  | L/m     | $\lambda/(W/(m \cdot K))$ | $\rho/(\text{kg/m}^3)$ | $C_p/(\mathrm{J}/(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{K}))$ | $R/(m^2 \cdot K/W)$ |
| 1   | 墙体外表面 | _       | _                         | —                      | _   | 0. 083              |
| 2   | 彩钢板   | 0.000 5 | 58.200                    | 7 850                  | 480   | 0.000 008 6         |
| 3   | 聚氨酯材料 | 0.0990  | 0.024                     | 40                     | 2 248   | 4. 125              |
| 4   | 彩钢板   | 0.000 5 | 58.200                    | 7 850                  | 480   | 0.000 008 6         |
| 5   | 墙体内表面 | _       | _                         |                        | _   | 0. 125              |

表1装配式冷库墙体结构和材料物性参数

示,通过遗传算法优化的 3R2C 模型随频率的升高在 振幅和相位滞后方面比模型 1 表现出了更加贴近理 论模型的优势,而模型 2 的误差最大。

测试对象的前置仓运行过程中装配式冷库近似 正弦变化的冷库内温度振荡平均周期约为27.1 min, 经优化后的3R2C模型对应的振荡平均周期所造成 的传热延后与理论模型相差63.47 s,振幅与相位滞 后所导致的相对误差分别为3.25%和3.90%,误差 较小,因此该前置仓装配式冷库轻质墙体可采用 3R2C模型进行围护结构传热计算。

#### 1.2 冷库渗风负荷计算模型

使用 Gosney-Olama 方程计算库门开启且无人员 进出状态下的渗风量,计算式如下<sup>[14]</sup>:

$$I_0 = 0.221A(gH)^{\frac{1}{2}} \left[ \frac{\rho_{\rm in} - \rho_{\rm out}}{\rho_{\rm in}} \right]^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{1 + (\rho_{\rm in} / \rho_{\rm out})^{\frac{1}{3}}} \right)^{\frac{3}{2}} (11)$$

式中:A 为冷库库门面积, $m^2$ ;g 为当地重力加速度, $m/s^2$ ;H 为冷库库门高度,m; $\rho_{in}$ , $\rho_{out}$  分别为冷库内外空气的密度, $kg/m^3$ 。

由于式(11)用于计算无遮挡物状态下库门处的 渗风量,因此通过实际测量在幕帘及空气幕设备作用 下库门处的平均风速,获得修正系数, *k* 取 0.12,实 际渗风量的计算式为:

$$V_1 = k \times I_0 \tag{12}$$

人员进出时,为了降低由于热质交换带来的冷库 负荷,该前置仓装配式冷库在库门处使用幕帘及空气



图 2 装配式冷库墙体内壁传热频率响应曲线 Fig.2 Inner wall frequency responses of heat transfer for assembly cold storage

幕设备以降低库门处的渗风量。Wang Liangzhu 等<sup>[15]</sup>提供了在使用空气幕设备下人员开门进出产生

| 表 2 3R2C 传热模型参数                         |      |  |  |  |  |
|---|------|--|--|--|--|
| Fab.2 Parameter of 3R2C heat transfer m | odel |  |  |  |  |

| <b>樹</b> 刑 | $R_1$             | $C_2/$                              | $R_3/$            | $C_4$ /             | $R_5/$            | $C_{ m total}$ /                    | $R_{ m total}/$   |
|------------|-------------------|-------------------------------------|-------------------|---------------------|-------------------|-------------------------------------|-------------------|
| 侯堂         | $(m^2 \cdot K/W)$ | $(J\!/(m^2\!\boldsymbol{\cdot} K))$ | $(m^2 \cdot K/W)$ | $(J/(m^2 \cdot K))$ | $(m^2 \cdot K/W)$ | $(J\!/(m^2\!\boldsymbol{\cdot} K))$ | $(m^2 \cdot K/W)$ |
| 模型1        | 0. 083            | 6 335.040                           | 4. 125            | 6 335.040           | 0. 125            |                                     |                   |
| 模型 2       | 1.444             | 6 335.040                           | 1.444             | 6 335.040           | 1.444             | 12 670.080                          | 4. 333            |
| 优化模型       | 0.084             | 2 587.850                           | 4.124             | 10 082. 230         | 0. 125            |                                     |                   |

— 148 —

的渗风量计算方法,相关计算式如下:

$$V_{2} = (-1)^{i} T_{h} C_{\text{Dave}} A_{\sqrt{\frac{2 |\Delta p_{\text{oi}}|}{\rho}}} + T_{h} D_{\text{Dave}} A_{\sqrt{\frac{2}{\rho}}}$$
(13)

$$T_{\rm h} = \frac{t_{\rm h}}{3\,600} \tag{14}$$

$$\Delta p_{\rm oi} = p_{\rm out} - p_{\rm in} \tag{15}$$

式中:  $V_1$ 、 $V_2$ 分别为幕帘渗风量和人员进出渗风量, m<sup>3</sup>/s;  $T_h$ 为每小时开门时长无量纲系数;  $t_h$ 为每小时人 员进出造成的开门总时长, s;  $C_{\text{Dave}}$ 、 $D_{\text{Dave}}$ 分别为平均流 量系数以及平均流量修正值;  $\Delta p_{\text{oi}}$ 为冷库内外环境压力 差值,  $P_a$ ; 当 $\Delta p_{\text{oi}} > 0$ 时, i = 0; 当 $\Delta p_{\text{oi}} < 0$ 时, i=1。

利用 CFD 仿真软件模拟前置仓所用风幕机在垂 直送风状态下,不同环境压差所对应的渗风量,模拟 过程中将人员进出冷库导致的幕帘启闭看作双开门 的开关运动。该风幕机在射流速度为9 m/s,射流角 度为90°下的性能曲线如图3所示。图3中风幕机的 工作状态可分为外部渗入工况、最佳运行工况、内部 渗出工况,其最佳运行工况下的内外压差临界点分别 为-2.67 Pa和1.30 Pa,这是受风幕机安装在冷库外 墙库门上方所影响。本文中相应的平均流量系数及 修正值根据式(13)拟合所得,如表3所示。







Tab.3 Fitting value of average flow coefficient and correction value

| 运行状态          | 外部渗入   | 最佳工况   | 内部渗出  |
|---------------|--------|--------|-------|
| $C_{ m Dave}$ | 0. 821 | 0. 375 | 1.046 |
| $D_{ m Dave}$ | 0.084  | 0. 592 | 1.687 |

由库门渗风和人员进出导致的冷库冷负荷可由

式(16)、式(17)计算所得:

$$Q_{\text{infil},1} = V_1(\rho_{\text{out}}c_{\text{out}}(T_{\text{out}} - T_{\text{in}})) + V_1\rho_{\text{out}}(d_{\text{out}} - d_{\text{in}})r_g + A_c \frac{\lambda_c}{L_c}(T_{\text{out}} - T_{\text{in}})$$
(16)

$$Q_{\text{infil},2} = V_2 (\rho_{\text{out}} c_{\text{out}} (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})) + V_2 (\rho_{\text{out}} (d_{\text{out}} - d_{\text{in}})) r_{\text{g}}$$
(17)

式中: $Q_{infil,1}$ 和  $Q_{infil,2}$ 分别为库门渗风和人员进出 导致的冷库冷负荷, kW;  $c_{out}$ 为外部空气比热容, kJ/(kg·K); $\lambda_c$ 为幕帘的导热率, kW/(m·K); d为含 水量, kg/kg干空气;  $r_g$ 为水的冷凝放热量, kJ/kg, 取 2 484.1 kJ/kg。

## 2 前置仓装配式冷库负荷计算及测试

#### 2.1 前置仓装配式冷库结构及测试方案

选取上海某前置仓装配式冷库为研究对象,其内 部尺寸(L×W×H)为10.8 m×6.8 m×2.3 m,该冷库位 于建筑内部,库板两侧为0.5 mm 厚白色彩钢板,内 部夹芯为100 mm 厚硬质聚氨酯发泡材料,库门与库 板参数相同。制冷系统为海尔开利 GVRM100NSA1A 变频冷凝机组,制冷剂为 R410A,风机融霜方式为电 融霜。

冷库内外环境温湿度采用无线传感器进行检测, 通过电脑设备记录参数,测点共布置 29 个。冷库制 冷机组及照明设备功率采用 HIOKI PW3360-31 钳形 功率计进行检测,记录间隔为1 min。人员进出频次 采用光电计数器进行记录,读数间隔为30 min。冷库 内外环境的气压值由 testo 635-1 仪器进行测量,读数 间隔为10 min。

### 2.2 前置仓装配式冷库负荷计算及实验对比

根据能量守恒定律,冷库的瞬态传热模型可用以 下常微分方程表示<sup>[8]</sup>:

$$C_{2} \frac{\mathrm{d}T_{2}(t)}{\mathrm{d}t} = \frac{T_{\mathrm{out}}(t) - T_{2}(t)}{R_{1}} - \frac{T_{2}(t) - T_{4}(t)}{R_{3}}$$
(18)
$$C_{4} \frac{\mathrm{d}T_{4}(t)}{\mathrm{d}t} = \frac{T_{2}(t) - T_{4}(t)}{R_{3}} - \frac{T_{4}(t) - T_{\mathrm{in}}(t)}{R_{5}}$$
(19)

$$Q_{cal} = \sum_{i=1}^{4} \left( \frac{T_{w,i,4}(t) - T_{in}(t)}{R_{w,i,5}} \right) A_{w,i} + \frac{T_{rf,4}(t) - T_{in}(t)}{R_{rf,5}} A_{rf} - m_{air}c_{p,air} \frac{dT_{in}(t)}{dt} + Q_{im} + Q_{infil}$$
(20)  
$$Q_{in} = Q_{in} + Q_{in} + Q_{in} + Q_{in} + Q_{in}$$
(21)

$${}_{\rm m} = Q_{\rm deforst} + Q_{\rm breath} + Q_{\rm light} + Q_{\rm r}$$
(21)  
- 149 -

(22)

 $Q_{\text{breath}} = \eta V \rho_{\text{s}} q_{\text{s}}$ 

式中: $Q_{eal}$ 为计算所得冷库总冷负荷,kW;  $T_{w,i,4}$ 、  $T_{rf,4}$ 分别为墙体四周和顶部内表面温度, $\mathbb{C}$ ;  $A_{w,i}$ 、 $A_{w,i}$ 分别为冷库墙体四周和顶部传热面积, $m^2$ ;  $m_{air}$  为库 内空气的质量, kg;  $c_{p,air}$  为空气比热容, J/(kg·K);  $Q_{infil}$ 为库门渗风和人员进出导致的冷库冷负荷之和, kW;  $Q_{im}$  为库内热源热流量, kW;  $Q_{deforst}$  为风机电融 霜所产生的热流量, kW;  $Q_{breath}$  为蔬果呼吸作用所产 生热流量, kW;  $Q_{light}$  为照明热流量, kW;  $Q_r$  为人员操 作散热量,取 279 kW; V 为冷库容积, $m^3$ ;  $\eta$  为冷库容 积利用系数,取 0. 32;  $\rho_s$  为货物的计算密度,取 260 kg/m<sup>3</sup>;  $q_s$  为蔬果呼吸热流量,取 150 W/t<sub>o</sub>

使用龙格库塔法求解式(18)、式(19),并根据上 述计算式确定相关渗透及内部质量的冷却负荷后,可 求得相关冷库动态负荷的计算值。

对于制冷系统而言,在蒸发温度不变的条件下, 假设制冷量与输入功为独立的参数,仅取决于室外温 度并呈线性变化<sup>[16]</sup>,与库内的负荷无关。根据制造 商提供的机组测试性能表,可获得机组制冷量和输入 功率随室外温度的变化曲线,如图4所示。随着室外 温度下降,机组制冷量与输入功率分别呈线性上升和 下降,由于膨胀阀两端需要一定的压差以保证机组正 常工作,当室外温度降至15℃时,输入功及制冷量停 止变化并保持定值。





制冷机组提供的制冷量和冷库内部温度分布由 式(23)、式(24)计算所得。

$$Q_0 = \varepsilon_0 P_0 \tag{23}$$

$$\overline{T} = \frac{\sum_{i=1}^{n} T_i}{n}$$
(24)

式中: $Q_0$ 为制冷机组提供的制冷量,kW; $P_0$ 为 功率计测得的机组功耗,kW; $\varepsilon_0$ 为机组制冷系数,数

-150 -

值由图 4 所得;  $\overline{T}$ 为冷库内平均温度,  $\mathbb{C}$ ;  $T_i$ 为各测点 温度,  $\mathbb{C}$ 。

根据上述方程计算所得冷库瞬时负荷与测试所 得库内平均温度的时间曲线如图 5 所示。由图 5 可 知,冷库瞬时负荷的变化与库内温度的变化趋势具有 较高的关联度,冷库负荷峰值与库内较大温度波动在 时间上具有同步性。制冷机组的制冷量和冷库 24 h 内的负荷如表 4 所示。



图 5 冷库瞬时负荷和库内温度的变化特性 Fig.5 Variety characteristics of instantaneous cooling load of cold storage and room temperature

表 4 实验前置仓装配式冷库 24 h 冷负荷 Tab.4 24 h cooling load of the experimental assembly cold storage of front warehouse

| 实验值/   | 计算值(未修正)/ | 计算值(修正)/ | 误差/            | 相对   |
|--------|-----------|----------|----------------|------|
| (kW•h) | (kW•h)    | (kW•h)   | $(kW \cdot h)$ | 误差/% |
| 72.99  | 60.01     | 69.15    | 3.84           | 5.26 |

由于冷库运行过程中存在货物入库的操作,并假 设所有货物入库后都能够完成降温过程,因此需对负 荷进行修正:

$$W = \sum_{i=1}^{1.440} (Q_{\text{cal},i} \times 60) / 3\ 600$$
 (25)

$$W' = W + m_{\rm s} c_{p,\rm s} (\overline{T}_{\rm s} - \overline{T}_{\rm in}) / 3\ 600 \tag{26}$$

式中: W 为计算所得 24 h 冷库负荷, kW · h; W' 为修正后所得冷库负荷, kW · h;  $m_s$  为进货量, kg;  $c_{p,s}$ 为货物比热容, kJ/(kg · K);  $\overline{T}_s$ 、 $\overline{T}_i$ , 分别为入库货物 的平均温度和入库时库内的平均温度,  $\mathbb{C}$ 。经修正 后, 计算值与实验值相比误差值由 12.9 kW · h 降至 3.84 kW · h, 相对误差由 17.8% 降至 5.26%, 证明冷 库负荷计算模型具有一定的准确性, 可用于获取冷库 相关负荷。

## 3 前置仓装配式冷库负荷影响因素分析

采用 MATLAB 软件在基于上述冷库冷负荷模型的基础上对人员进出频次、冷库室外环境等相关因素进行研究,装配式冷库设定温度为4℃,库内相对湿度为75%,其余参数与实际冷库相同。

#### 3.1 冷库内外压差

选取前置仓冷库库外环境相对湿度为 83%, 人 员进出频次为 100 次/h 的条件, 冷库内外环境压差 ΔP。对冷库冷负荷的影响如图 6 所示。

由图 6 可知,随着冷库内外环境压差的增大, 人员进出冷库所导致的渗风热负荷先减小后增大, 随着压差的变化,在装有风幕机的库门处分别经历 了内部渗出、最佳工况、外部渗入这 3 种状态,当内 外环境压差处于最佳工况区间内时风幕机能够较 好地发挥其阻挡作用,抑制库门处的热质交换现 象,而当超出这一区间后,渗风所导致的负荷急剧 上升,同时其增大幅度随室外温度的上升而增大, 这是由于渗风负荷中的显热部分随室外温度的升 高而增大。





#### 3.2 人员进出频次

选取冷库外部环境温度为 24 ℃,冷库内外环境 压差为 10 Pa,外部热空气不断渗入库内的典型工况,不同人员进出频次下的冷库渗风热变化如图 7 所示。

随着人员进出频次上升,冷库冷负荷呈线性上 升,在内外温差不变的条件下,由于库外相对湿度不 断升高,热质交换现象将外部热空气中的水分带入库 内,过多的水分在冷库内部冷凝并放热,增大了库外 热空气带给冷库的潜热负荷。



Fig.7 Air infiltration cold load of cold storage under different frequency of personnel entering and exiting and outside relative humidity

#### 3.3 冷库负荷占比分析

为分析实际使用过程中前置仓装配式冷库中各 负荷对于冷库能耗的影响,选取冷库内外环境压差为 10 Pa,库外环境相对湿度为 83%,人员进出频次为 100 次/h 的高负荷状态。相关影响因素在整体负荷 中的占比如图 8 所示。库门渗风部分为无人员进出 且库门保持开启状态下,外部空气通过幕帘渗入所导 致的负荷,内部热源部分为库内照明、货物呼吸作用、 人员内部操作 3 项因素的总和。



图 8 各负荷在冷库总冷负荷中的所占比 Fig.8 The proportion of various loads in the total cold load of the cold storage

由图 8 可知,随着室外温度的上升,库门渗风与 人员进出造成的冷库负荷在冷库整体负荷中的占比 不断增大,从 7.5%和 36.1%分别升至 18.4%和 50.6%;墙体传热由 6.6%升至 9.5%,内热源则由 49.8%降至 21.4%。

当冷库与外部环境之间温差较小时,主要受内部

— 151 —

热源和人员进出影响,而当温差不断升高,库门渗风 及人员进出因素的占比不断上升,热质交换导致的负 荷不断增大。图 8 中墙体传热占比较小的原因是冷 库采用了隔热性能较好的材料作为墙体,对于内部空 间较小的装配式冷库,库门处的渗风量在冷库内部的 空间占比会较高,从而导致与渗风因素相关的两项负 荷会高于传统冷库中占比较大的墙体传热负荷。因 此,优化风幕机相关运行参数以降低冷库进出口处的 热质交换现象可作为降低前置仓装配式冷库负荷的 有效方法。

## 4 结论

本文以上海市某前置仓装配式冷库为实验对象, 基于 3R2C 简化传热模型,结合相关冷库渗风经验公 式,计算获得该冷库的能耗及负荷,建立了相关动态 模型,并结合实测数据验证了模型的准确性。使用 MATLAB 软件研究对比不同环境工况、人员进出频 率对冷库造成的影响,分析了各相关因素在整体能耗 中的占比,得出如下结论:

1)建立的前置仓装配式冷库动态负荷模型,其 计算值与实验值的相对误差为 5.26%,具有较高的 准确性。

2)当冷库内外环境压差处于风幕机最佳运行工况区间内时,可有效降低由于热质交换导致的冷库负荷,随着内外环境压差上升,渗风导致的负荷急剧上升,其增大幅度随室外温度的上升而加剧。

3)在内外温差不变的条件下,人员进出造成的 冷库负荷随人员进出频次及库外相对湿度的上升而 增加。

4)当冷库与外界环境之间温差较小时,冷库负荷主要受内部热源和人员进出影响,随着温差升高, 人员进出及库门渗风因素对冷库内负荷的影响不断 增大,内部热源因素的占比下降。

#### 参考文献

- [1] 刘明菲,陈威. 基于集成 DEMATEL-ISM 的生鲜冷链前 置仓物流服务质量风险影响因素研究[J]. 安全与环境工 程,2020,27(1):118-125. (LIU Mingfei, CHEN Wei. Research on risk impacting factors of logistics service quality of fresh cold chain front warehouse based on DEMATEL-ISM method[J]. Safety and Environmental Engineering, 2020, 27(1):118-125.)
- [2] 陈镜羽,张立.疫情背景下应急生活保障物资末端物流 配送模式研究[J].物流科技,2020,43(10):47-50.
   (CHEN Jingyu, ZHANG Li. Research on the terminal logistics distribution mode of emergency life support materials

under the background of epidemic situation [J]. Logistics Sci-Tech, 2020, 43(10): 47-50.)

- [3] 张皓月,张忠斌,顾呈华,等. 2~8℃小型疫苗冷库热性能的实验及模拟[J].制冷学报,2020,41(6):140-149. (ZHANG Haoyue, ZHANG Zhongbin, GU Chenghua, et al. Experimental and simulation study on thermal performance of small-volume vaccine cold storage at 2-8℃[J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(6): 140-149.)
- [4] WU Dongxia, SHEN Jiang, TIAN Shen, et al. Experimental study of temperature characteristic and energy consumption of a large-scale cold storage with buried pipe cooling[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 140: 51 -61.
- [5] 田绅, 邵双全, 张坤竹, 等. 冷库库门的非稳态 RANS 模型渗风研究[J]. 制冷学报, 2017, 38(3): 63-69, 107. (TIAN Shen, SHAO Shuangquan, ZHANG Kunzhu, et al. Study on infiltration through doorway of cold store based on unsteady RANS model [J]. Journal of Refrigeration, 2017, 38(3): 63-69, 107.)
- [6] PRAEGER U, JEDERMANN R, SELLWIG M, et al. Airflow distribution in an apple storage room [J]. Journal of Food Engineering, 2020, 269: 109746.
- [7] 冯坤旋,南晓红,杨巧银,等.果蔬冷库进货期间货物 温度稳定性的影响因素[J].农业工程学报,2015,31 (20): 294 - 300. (FENG Kunxuan, NAN Xiaohong, YANG Qiaoyin, et al. Factors on goods temperature stability in fruits & vegetables cold storage during the loading process[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(20): 294-300.)
- [8] TIAN Shen, SHAO Shuangquan, LIU Bin. Investigation on transient energy consumption of cold storages: modeling and a case study[J]. Energy, 2019, 180: 1–9.
- [9] ZHU Na, HU Pingfang, XU Linghong. A simplified dynamic model of double layers shape-stabilized phase change materials wallboards [J]. Energy and Buildings, 2013, 67: 508-516.
- [10] BOODI A, BEDDIAR K, AMIRAT Y, et al. Simplified building thermal model development and parameters evaluation using a stochastic approach [J]. Energies, 2020, 13 (11): 2899.
- [11] WANG Shengwei, CHEN Youming. A novel and simple building load calculation model for building and system dynamic simulation[J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(6): 683-702.
- [12] WANG Shengwei, XU Xinhua. Simplified building model for transient thermal performance estimation using GA-based parameter identification [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2006, 45(4): 419-432.

— 152 —

- [13] YI Zhiming, YU Hang, WEI Qi, et al. An advanced simulation test bed for the stability analysis of variable air volume air-conditioning control system. Part 1: optimal simplified model of building envelope for room thermal performance prediction [J]. Energy and Buildings, 2018, 158: 950-963.
- [14] FOSTER A M, SWAIN M J, BARRETT R, et al. Experimental verification of analytical and CFD predictions of infiltration through cold store entrances [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(8): 918-925.
- [15] WANG Liangzhu, ZHONG Zhipeng. An approach to determine infiltration characteristics of building entrance equipped with air curtains [J]. Energy and Buildings, 2014, 75: 312-320.

[16] HAN Linjun, SHI Wenxing, WANG Baolong, et al.

Energy consumption model of integrated air conditioner with thermosyphon in mobile phone base station [ J ]. International Journal of Refrigeration, 2014, 40: 1-10.

#### 通信作者简介

陈曦,男,教授,上海理工大学能源与动力工程学院,电话: 13816426670,E-mail:Chenxistudy@163.com。研究方向:小型 低温制冷机,冷链技术,高效传热技术。

#### About the corresponding author

Chen Xi, male, professor, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 13816426670, E-mail: Chenxistudy@163.com. Research fields: small low temperature refrigerator, cold chain technology, high efficiency heat transfer technology.