

1979 年国际制冷学会 B2 委员会

# 荷兰德尔夫特会议论文译文<sup>(补译)</sup>

北 京 制 冷 学 会

1979 年 12 月

# 太阳能氨—水吸收式制冷装置上的应用

比利时 BOUHY J-L

## 绪 论

这篇论文是1977年在贝尔格莱德国际制冷学会代表大会上发表的。本文阐述了产生于平石式阳光传送口的可用能的发展。这是卢旺达的气象资料。

论文提供了使用Electrolux式小型氨—水吸收式装置实验所获得的结果。

现在设计的一种用太阳能进行工作的新型吸收式装置，人们正在研究它的包括平石式传送口，液体储存口，吸收装置，面积为 $20\text{ m}^2$ 的冷却室等结构系统的热力性能。这些均根据卢旺达的气象资料。

## (Electrolux式) Sorvel 装置说明。

这个吸收装置有完善的制冷循环。在制冷循环中，由中性气体塞的分压力和气泵（热泵）代替泵。吸收冷却的溶液通过发生口（加热口）(1) 中的电阻(11)加热。

发生口上有一根垂直的管子(10)，溶液经过汽化阶段，由于比重关系，一部分就以气泡的形式沿管子上升，并且带走一定量的液体。

此吸收剂挥发易大的制冷剂，在稀溶液经过蒸发口(9)返回吸收口(6)时蒸发。蒸气在经过节流口(2)气冷后，在冷凝口里冷凝。

冷凝液在蒸发口(5)里蒸发，蒸气再返回吸收口并且被稀溶液吸收。蒸发口和吸收口里的蒸气能使整套设备保持全石稳定的压力。

这种装置最大的缺点就在于它的功率是随发生口的输出口

并的变而而变化的。这对于光和热的传递的直接损失是不利的。

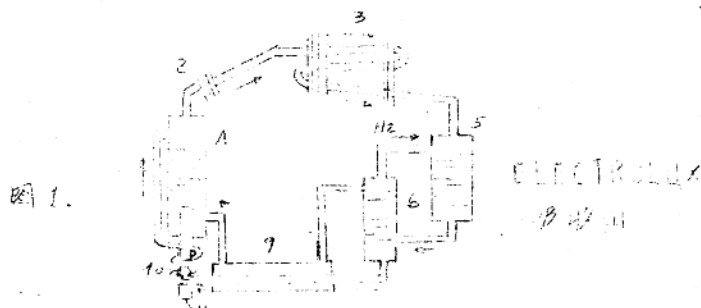


表 1 列出了发生器不同输出功率的实验结果。

表 1

| 功率 (W)       | 22    | 29    | 41    | 57.9  | 72.8  |
|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| T 蒸发器 (°C)   | 6.1   | -3.7  | -10.1 | -22.2 | -23.8 |
| T 冷凝器 (°C)   | 17.8  | 18.6  | 20.8  | 21.3  | 21.8  |
| T 吸收器 (°C)   | 21.3  | 23    | 36.6  | 27.6  | 31.4  |
| T 发生器入口 (°C) | 109.5 | 108   | 113.5 | 119.4 | 123.2 |
| T 发生器 (°C)   | 141.7 | 146.8 | 157.5 | 167.2 | 170.2 |
| T 精馏器入口 (°C) | 102.3 | 116.4 | 132.5 | 141.3 | 149.6 |
| T 精馏器出口 (°C) | 114.9 | 155.6 | 167.8 | 175.9 | 176.6 |

冷凝器的温度以测定其出口温度为准，而冷凝器内的温度是不可而知。循环中的最高压力是直接测定得到的。这个压力是  $1.31 \times 10^6$  帕 ( $13.3$  公斤/厘米<sup>2</sup>)。

循环的计算要根据焓图和温度的实验测定来进行。发生器和蒸发器的热负荷用冷凝器里每公斤溶液的热量来表示。循环比 A 是蒸发器里每公斤溶液所需要的稀溶液的公斤数。X 行表浓度。

|                 |       |        |        |        |        |
|-----------------|-------|--------|--------|--------|--------|
| x 蒸发器           | 0.995 | 0.995  | 0.986  | 0.95   | 0.84   |
| x 冷凝液           | 0.34  | 0.33   | 0.31   | 0.28   | 0.28   |
| x 稀溶液           | 0.17  | 0.16   | 0.115  | 0.08   | 0.07   |
| P 低 ( $10^5$ 帕) | 1.03  | 1.03   | 1.03   | 0.9    | 0.9    |
| Q 蒸发器 (千焦耳/公斤)  | 1256  | 1302.6 | 1279.3 | 1116.5 | 837.4  |
| Q 发生器 (千焦耳/公斤)  | 2447  | 2476.7 | 2388.9 | 2740.1 | 2752.6 |
| A (循环比)         | 3.85  | 3.91   | 3.47   | 3.23   | 3.05   |
| COP (热力系数)      | 51.3  | 52.2   | 44.3   | 37.9   | 28.1   |

一般用单位质量蒸汽带走液体体积来说明气泵的精爽，如果这些蒸汽全部都来自于气泵。

用这种办法说明气泵的精爽才是正确的。然而这些蒸汽中有一部分产生于发生器里，我们假设这部分蒸汽可以忽略不计，于是得出：

$$\beta = \frac{A + 1 - W_2}{W_2 P_s}$$

这里 A 是循环比。

$W_2$  汽泵蒸汽输出量/每公斤蒸发器里的溶液。

$P_s$  溶液的比重。

表 2

|                                    |       |       |       |       |      |
|------------------------------------|-------|-------|-------|-------|------|
| 输入功率 (W)                           | 14    | 21.2  | 32.5  | 50.9  | 63.6 |
| $W_2$ (公斤/公斤)                      | 1.14  | 1.18  | 1.34  | 1.35  | 1.35 |
| 溶液比重 $\gamma$ (g/cm <sup>3</sup> ) | 0.897 | 0.879 | 0.901 | 0.914 | 0.92 |
| $\beta$                            | 3.63  | 3.51  | 2.59  | 2.33  | 2.12 |
| $D_1$ (气泵功率)                       | 0.1   | 0.15  | 0.18  | 0.26  | 0.31 |

图2说明因故 $\beta$ 是输入功率( $P_t$ -译注)的函数,  
这就是说,由于发生田包了隔热体而减少了电功率的热损耗。

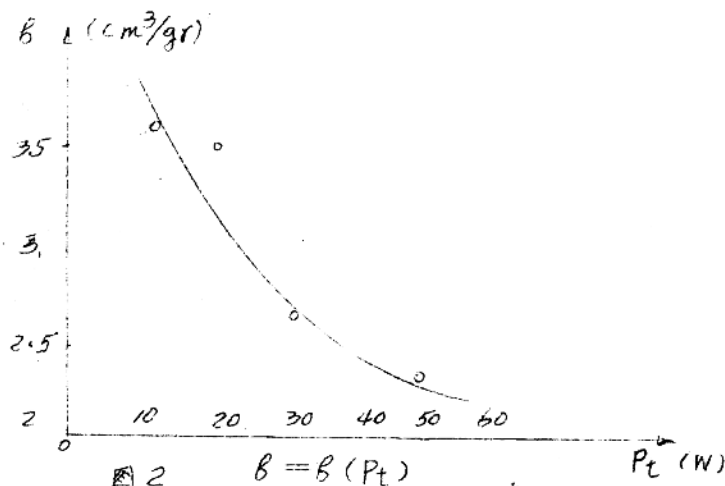
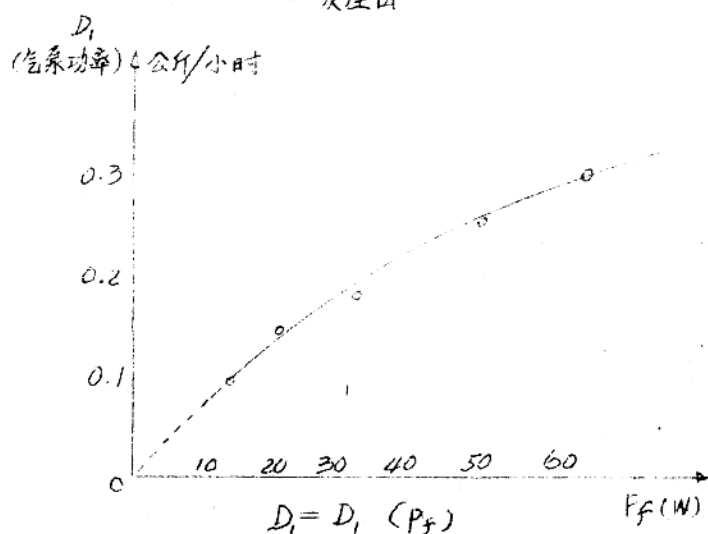


图3说明气泵输出功率 $D_1$ 为发生田输出功率( $P_f$ -译注)的函数。

$$D_1 = \frac{D_f (A+1)}{Q_{\text{发生田}}} \quad (\text{公斤/小时})$$



根据傅立叶 (Fourier) 定律, 可以验证因故的充足性。

$$K_s = \frac{t_{F_i} \cdot COP}{t_{外P} - t_{蒸发口}}$$

当蒸发口的温度高于  $0^{\circ}\text{C}$  时，因故是秋定的。在低于  $0^{\circ}\text{C}$  时，因故很快下降，下降到一定程度后秋定下来。这种现象就要有霜出现，霜的厚度增长随蒸发口温度下降而增加。这个标准能证实不同的热力系数 (COP) 所得到的数值。

### 制冷装置的热力研究

a 户经达 Rubona 地区资料

f 阳光收集口：

1. 双层玻璃：传热系数为 0.88。
2. 选择层：辐射系数为 0.11
3. 绝热体的厚度为 5 cm ( $K = 0.045 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$ )
4. 表面积为  $13 \text{ m}^2$

工作效率用下式公式来表示：

$$\eta = F_R - F_R U_L \frac{T_{F,i} - T_a}{S}$$

这里的  $F_R$  是为了简化热效能的计算，从而假定整个传递口的温度等于入口温度而引入的系数。

$U_L$  是损失系数。

$S$  是减去玻璃上的损耗后的每平方米的太阳能功率。

$T_{F,i}$  是流入口温度。

$T_a$  是环境温度。

|                              |      |      |      |      |      |
|------------------------------|------|------|------|------|------|
| $T_{入口}$                     | 40   | 60   | 80   | 100  | 120  |
| $F_R$                        | 0.88 | 0.88 | 0.87 | 0.86 | 0.85 |
| $U_L (W/m^2 \cdot ^\circ C)$ | 2.95 | 3.11 | 3.26 | 3.39 | 3.55 |
| $\eta$ 年平均                   | 57%  | 48%  | 39%  | 30%  | 21%  |

C. 从不同的冷室所得到的平均数可知，在  $0^\circ C$  的冷室里储存肉，冷室的相对湿度为 87.5%，所需要的蒸发湿度为  $-4^\circ C$ 。

每天贮藏 200 公斤肉，从 17:00 时放入冷室，到 24 时，肉的湿度可下降到  $0^\circ C$ 。

这个冷室的特性是：

容积为  $20 m^3$ 。

$$K = 0.35 W/m^2 \cdot ^\circ C$$

在标准工作日内快速冷却需要的计称。

① 产品的冷却：

$$Q_a = m C_p (T_{外T} - T_{内T}) = K t_v = -m C_p \frac{dt_v}{d\tau}$$

这里  $m$  是肉的质量， $C_p$  是比热  $t_v$  是肉的湿度（在 17:00 时是  $21.9^\circ C$ ）， $\tau$  是时间。

表 4

|          |     |      |      |      |      |      |     |      |      |      |      |
|----------|-----|------|------|------|------|------|-----|------|------|------|------|
| 时间       | 1   | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7   | 8    | 9    | 10   | 11   |
| $t_{外T}$ | 15  | 17   | 14.4 | 14.1 | 13.8 | 13.4 | 14  | 16.2 | 18.5 | 20.8 | 23   |
| $t_{肉T}$ | 1.7 | 1.2  | 0.9  | 0.7  | 0.5  | 0.3  | 0.2 | 0.1  | 0    | 0    | 0    |
| $Q_{总}$  | 0.6 | 0.54 | 0.49 | 0.44 | 0.4  | 0.4  | 0.4 | 0.5  | 0.6  | 0.57 | 0.61 |

|      |      |      |      |      |          |      |      |      |      |      |
|------|------|------|------|------|----------|------|------|------|------|------|
| 12   | 13   | 14   | 15   | 16   | 17 (1=1) | 18   | 19   | 20   | 21   | 22   |
| 23.7 | 13   | 25.2 | 24.4 | 23.7 | 21.9     | 20.1 | 18.3 | 16.5 | 16.2 | 15.9 |
| 0    | 0    | 0    | 0    | 0    | 7/217    | 15.9 | 11.5 | 8.9  | 6    | 4.8  |
| 0.62 | 0.62 | 0.64 | 0.62 | 0.61 | 2.9      | 2.59 | 1.86 | 1.51 | 1.13 | 0.94 |

|      |      |
|------|------|
| 23   | 24   |
| 15.6 | 15.3 |
| 3.2  | 2.3  |
| 0.8  | 0.65 |

$$Q_a = 0.074 t_v, \text{ 用 } t_v = \exp(-0.32v + 3.09) \text{ 即 } Q(-0.32v + 3.09)$$

(KW)

② 循环空气的冷却。(4 塔移/天)

$$Q_g = V_0 (i_{\text{内}P} - i_{\text{外}P})$$

$$= 2.7 \times 10^{-2} + 1.2 \times 10^{-3} t_{\text{外}P}$$

(KW)

③ 环境引起的热损耗。

$$Q_c = 6.4 \times 10^{-2} + 1.7 \times 10^{-2} t_{\text{外}P}$$

(KW)

④. 吸收装置, 因为每天的需要量是有很大的变化的, 所以应该能够调节蒸发口的功率。气泵功率随发生口的温度变化而变化, 这样的气泵不能用。人们比较喜爱用一种由恒温口控制其功率的循环装置, 这种循环装置使用的是障层光电管机。

参故:

$$T_{\text{蒸发口}} = -4^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{吸收口}} = \text{冷凝口的温度} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{低}} = 2.8 \times 10^5 \text{ (帕)}$$

$$P_{\text{高}} = 6.9 \times 10^5 \text{ (帕)}$$

$$\alpha_{\text{蒸发口内}} = 0.99$$



另，热交换回：逆流式热交换回。

表5模拟了发生器不同温度下的循环热力系数、集气回的效率、总效率等。这里已将交换回、储存回的热损失以及热效率等忽略不计。

表5

| T发生器 | A   | $Q_{发生器} \text{ (kg/公斤)}$ | $Q_{总回回}$ | COP  | $\eta_{集气回}$ | $\eta_{总}$ |
|------|-----|---------------------------|-----------|------|--------------|------------|
| 70   | 10  | 2.5                       | 1.23      | 0.49 | 0.48         | 0.24       |
| 80   | 5.5 | 1.9                       | 1.23      | 0.64 | 0.44         | 0.28       |
| 90   | 3.5 | 1.8                       | 1.23      | 0.89 | 0.39         | 0.27       |
| 100  | 2.6 | 1.8                       | 1.23      | 0.68 | 0.39         | 0.24       |
| 110  | 2.1 | 1.8                       | 1.23      | 0.68 | 0.3          | 0.2        |

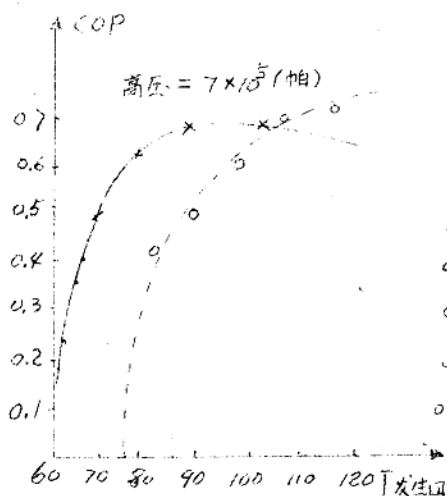


图6

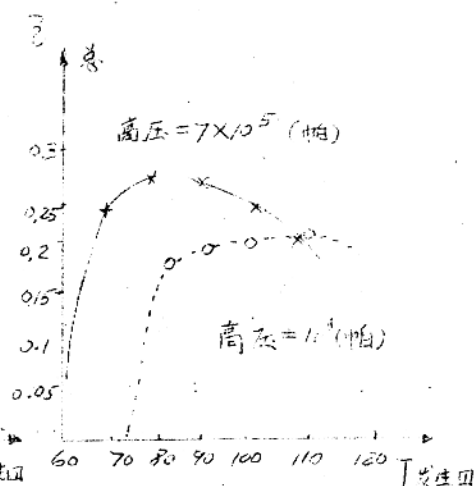


图7

热平衡方程式：

$$\sum_i (m_i) \left( \frac{\partial T_i}{\partial \tau} \right) + Q_{发生器} + K(T_{储存桶} - T_{外}) = Q_{有效}$$

这里总值  $\left( \sum_i (m_i) \frac{\partial T_i}{\partial \tau} \right)$  是指传递回，管道系统，储存桶 (0.8 m<sup>3</sup>) 的总和。

表 6 提供了八月份一个标准工作日所获得的结果，指出了如入口温度和发生口温度同为  $-10^{\circ}\text{C}$  时。传送口的效率。人们常採用：

$$T_{\text{入口}} = T_{\text{发生口}}$$

集气口的表面积为  $24 \text{ m}^2$

储存桶容积为  $1.2 \text{ m}^3$ 。

一个标准工作日内，平均热效率为  $65.8\%$ ，传送口的效率是  $29.8\%$ ，在个装置的效率是  $20.3\%$ 。显然，如果改变肉的入库时间，即从 17 时改到 12 时，这时正是集气口的工作达到其能力的顶峰。生产效率就可以提高百分之几。同时还可以减小储存桶的体积。

表 6

| 时 间       | 温度<br>发生器 | 温度<br>储存器 | 温度<br>外口 | COP  | Q(WH)<br>蒸发器 | Q(WH)<br>发生器 | $\frac{\Delta t}{\Delta t}$ |
|-----------|-----------|-----------|----------|------|--------------|--------------|-----------------------------|
| 8:48-9:30 | 72.5      | 73.8      | 18.5     | 0.54 | 540          | 1000         | 1.78                        |
| 10:30     | 74.9      | 75.6      | 20.8     | 0.58 | 570          | 989.5        | 4.2                         |
| 11:30     | 79.6      | 79.8      | 23       | 0.64 | 610          | 960          | 5.4                         |
| 12:30     | 85.1      | 85.2      | 23.7     | 0.67 | 610          | 908          | 5.3                         |
| 13:30     | 90.4      | 90.5      | 24.4     | 0.69 | 620          | 904          | 4.3                         |
| 14:30     | 94.7      | 94.8      | 25.2     | 0.69 | 640          | 929          | 3                           |
| 15:30     | 97.7      | 97.8      | 24.4     | 0.69 | 620          | 901          | 1.4                         |
| 16:30     | 99.1      | 99.1      | 23.7     | 0.68 | 2900         | 888          | -1                          |
| 17:30     | 88.8      | 98.2      | 21.9     | 0.67 | 2590         | 4240         | -4.5                        |
| 18:30     | 85.3      | 93.7      | 20.1     | 0.67 | 1860         | 2772         | -4.1                        |
| 19:30     | 85.2      | 89.6      | 18.3     | 0.66 | 1510         | 2274         | -2.96                       |
| 20:30     | 83.7      | 86.7      | 16.5     | 0.66 | 1130         | 1721         | -2.44                       |
| 21:30     | 82.6      | 84.1      | 16.2     | 0.65 | 940          | 1448         | -1.86                       |
| 22:30     | 81.3      | 82.2      | 15.9     | 0.64 | 800          | 1255         | -1.57                       |
| 23:30     | 80.1      | 80.7      | 15.6     | 0.63 | 650          | 1032         | -1.37                       |
| 24:30     | 79        | 79.3      | 15.3     | 0.62 | 620          | 972          | -1.13                       |
| 1:30      | 77.8      | 78.2      | 15       | 0.61 | 540          | 892          | -1.07                       |
| 2:30      | 76.8      | 77.1      | 14.7     | 0.59 | 490          | 825          | -1.0                        |
| 3:30      | 75.8      | 76.1      | 14.4     | 0.58 | 440          | 759          | -0.9                        |
| 4:30      | 74.9      | 75.2      | 14.1     | 0.57 | 400          | 715          | -0.84                       |
| 5:30      | 74.1      | 74.4      | 13.8     | 0.55 | 390          | 704          | -0.79                       |
| 6:30      | 73.2      | 73.6      | 13.4     | 0.54 | 390          | 704          | -0.78                       |
| 7:30      | 72.2      | 72.8      | 14.2     | 0.54 | 390          | 729          | -0.8                        |
| 7:30-8:48 | 69.4      | 72        | 16.2     | 0.48 | 520          | 1074         | -1.5                        |

## 参 考 资 料

1. 《卢旺达能源报告》(《Appert énergétique au Rwanda》): J. Hannay - G. NTAKIRU-TINKA  
贝尔格莱德 1977 年国际制冷学会

2. 《太阳能热力过程》(《Solar Energy Thermal Processes》): Duffie-Beckman John Wiley & Son

吸收式制冷机的太阳应用 ( $H_2O-NH_3$ ) 结束语: 这篇研究报告提供了一个小吸收式制冷机的实验成果。此机运行时有热汞 (bubble pump) 作为循环泵用。一个只用太阳能运行的新式机已被设计出来。

我们计算系统的动力特性包括太阳能集热器, 蓄水池, 新式吸收式制冷机和冷却室 ( $20 m^3$ ), 为此研究报告, 我们应用了卢旺达的气象资料。

韩廷魁 1979. 11. 5.

# 关于确定冷风机和气冷式或兼 发式冷凝器最佳条件的研究

J. G. 科南 (J. G. CONAN)

(法国斯特拉斯堡基里厂公司技术经理)

翻译 罗迪贵  
校对 刘式猷

本文论题很一般，但需指出，本文主要想谈冷冻设备，尤其想谈温度控制在  $-25^{\circ}\text{C}$  与  $-30^{\circ}\text{C}$  之间的冷冻食品储藏设备。并选择一个冷冻蔬菜的冷室空作为例子，以作分析研究。

在选择最佳工作条件之前，应考虑决定设备有关问题是否都已提出来、并能得到解决，然后再提出有关工作参数问题。因此，首先必须作热平衡的研究。

## 1. 热平衡有关问题的分析举例

研究可选择的例子是边长为30米的正方形冷空间，分为8个宽10米的开间、隔热墙平均高度为13米、净高10.5米。

该冷室间每日可接收600吨  $-18^{\circ}\text{C}$  的产品，它们放在850只扁木箱里，一只干木箱净重118公斤，洗涤后为125公斤。这些放产品的扁木箱装卸（运输）靠自重4吨左右的电动叉车，每次装卸两箱。叉车需经过一些自动控制的门，门宽1.8米，高2.5米。设有空气帘，它的效率为30%。

### 1.1. 热平衡分析：

热平衡按24小时的主负载进行分析。

耗电 (KWh) 占总耗电的 %

$\Delta$  从  $16650 \text{ m}^2$  隔热壁进入

- (每平方米按 8W 计)  $16650 \times 24 \times 8 = 3200$  21.67
- △ 将食品从  $-18^{\circ}\text{C}$  冷却到  $-30^{\circ}\text{C}$  (比热  $0.525 \text{ Wh/kgK}$ )  $600000 \times 12 \times 0.525 = 3780$  25.60
- △ 将 250 只高水箱 (118Kg 重) 从  $+15^{\circ}\text{C}$  冷却到  $-30^{\circ}\text{C}$  (比热  $0.7 \text{ Wh/kgK}$ )  $250 \times 118 \times 45 \times 0.7 = 3160$  22.40
- △ 冷却水箱带出来的水 (每箱带入 7 公斤水)  $850 \times 7 \times (17.5 + 93 + 30 + 0.56) = 765$  5.10
- △ 每天通过 425 个孔换空气 平均换 25 秒, 即 2.95 小时 (Frische 和 Liliemhlam 两人纠正过的 Tam 法) 约为 700 4.74
- (注: 这相当于每天换空气 2325 公斤, 或占假设为空的冷室间里空气的 19.5%)
- △ 通风机放出之热量, 在 30 mm 水柱下, 输送空气 量为 600000 米<sup>3</sup>/时 1760 11.92
- △ 强度为  $3 \text{ W/m}^2$  的灯光照明 9 小时  $6400 \times 0.003 \times 9 = 175$  1.185
- △ 叉车每天进出 425 次, 假定按冷却  $5^{\circ}\text{C}$ , 比热 0.125  $425 \times 4 \times 0.125 \times 5 \approx 750$  5.08
- △ 叉车工作时将 600 吨产品平均提升 5 米效率为 175 1.185
- 0.5

$\Delta$ 其它损失

300

2.03

14765

100.690

## 1.2 对上述热平衡的评述

第一通常隔热壁计热的损失值采用  $9.3 - 10.6 \text{ W/m}^2$ ，而上述计热采用的值为  $8 \text{ W/m}^2$ ，为小了 14%，相当于 17cm 的隔热层，其实际导热性能为  $0.035 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ，平均平衡温度差值为 40K。假如 100kW/h 有效冷吨量生产费用为 350 法郎，那么 5 年（每年 8760 小时）内折旧极微。（见附件 1）。

由于能源费用增加了，最经济隔热条件发生变化，这是理所当然，如果折旧时间（在本例中如折旧时间由 5 年变为 10 年，最经济隔热厚度将由 17cm 变为 22cm）和制冷生产费用均增加，那么最经济隔热厚度也将增加，实际上，制冷生产费用可以介于 0.30 到 0.525 法郎 (F)/kWh 之间，这最大值相当于最小的设备，在本文计热中，假如制冷费用为  $0.525 \text{ F/kWh}$ ，而不是  $0.35 \text{ F/kWh}$ ，最经济厚度将由 17cm 变为 20cm 了。

第二点意见听起来有点意外，因为包装采用木箱当洗涤后含一定水份其消耗之冷量是相当惊人的，在本文上述计热中其消耗之冷量差不多等于冷冻食品耗冷量，这是不合理的，因此包装箱应采用不受洗涤影响的金属箱或塑料箱。

如果采用门斗或空气幕等并注意使用规则，那么由于运输而从门洞进入空气所消耗之冷量将大为减少，但是此项在本文所例举的实例中所占比例是很小的，但是对于那些短期储存小批另售物品用的冷库，由于使用经常，同时库房容积小，那么这部分冷负荷影响就不能忽视了，所以改进门的形式就具有很重要的意义，一般采用下列几种方式：

一、采用双层门斗，其中一个设在外且但是要装上空气幕。

二、装卸（运输）厅采取适当空调。

三、像（法国）米雅纳仓库那样，完全采用自动化装卸（运输）

在本文上述例子中，灯光所损耗冷量是比较低的。但是在实际工作中，还得靠叉车本身自带强大的灯具照明。

通过叉车本身放热所消耗之冷量是难估计的，但此项不能忽视。如果叉车每次通过时，库房大门开启20秒钟，而叉车又通常留在门内或门外。此时，如果工作中内外温度差值为60K（夏季甚至可达到70K）的话，假如叉车本身温度差5K，从我们上述所举例子来看，其冷损耗约占冷损耗的5%。对此曾有人建议在室内外分别采用叉车进行装卸（运输）同时使穿越隔间的运输工作最大限度地机械化，这样将会减少这部份冷负荷。

2. 蒸发器最经济风速选择：

蒸发器迎面风速一般采用 $2.5 \text{ m/s}$ ，似乎这是空调实践的结果，但还必须通过实验进一步检验。

通常对于蒸发排管的几何形状是根据库房的尺寸及形状确定的，因此蒸发排管的能力大小，亦就随流经蒸发排管内的空气速度和排管纵深方向排数的变化而变。

整个热交换主要取决于空气流过的速度，空气流速越大，热交换系数越大，因此工作面积越小，空气流通横截面积必然减少，从而冷却排管冷却能力相应增加。

其结果是增大空气流速，减少初次投资和折旧费，但常年运转能源却增加了。

表1为肋管最佳尺寸的计标情况，计标中采用的肋管直径为 $25 \text{ mm}$ ，壁厚为 $2 \text{ mm}$ ，肋为 $60 \times 60 \text{ mm}$ 的方肋，肋之间距离为 $8 \text{ mm}$ 。

肋管按 $740 \text{ kW}$ 的冷负荷计标，相当于每天工作20小时



接上表

|                              |        |        |        |        |        |        |
|------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 电能费用 法郎/时                    |        |        |        |        |        |        |
| $t_c = + 25^{\circ}\text{C}$ | 48.65  | 50.5   | 52.60  | 54.45  | 57.00  | 59.70  |
| $t_c = + 40^{\circ}\text{C}$ | 77.80  | 81.40  | 85.50  | 89.50  | 94.75  | 100.35 |
| 总费用 法郎/时                     |        |        |        |        |        |        |
| $t_c = + 25^{\circ}\text{C}$ | 77.45  | 71.85  | 69.45  | 68.50  | 64.00  | 70.20  |
| $t_c = + 40^{\circ}\text{C}$ | 106.60 | 102.75 | 102.35 | 103.55 | 106.75 | 110.85 |

从上表计值分析，我们可以得出如下结论：

一、从表Ⅱ中可看出最经济蒸发强度约比冷室温度低 $8\text{K}$ ，这温度与我们通常所采用的基本上是一致的。

二、尽管折旧时间采用很短（5年），但蒸发口费用在工作小时费用中仍占很小百分比（约 $15\% \sim 25\%$ ，它根据工作条件不同而不同），因此在确定蒸发温度时不能只强调初始费用，而应重视长年运行能源节省问题。

#### 4. 最佳冷凝条件选择：

为选择最经济的合理的冷凝方式，它涉及问题比较多，特别是比起蒸发口要考虑的问题要复杂得多，因为蒸发口温度是特定的，而冷凝口的冷凝温度却随室外气候条件变化而变化。

首要问题就是采用气冷式还是蒸发式冷凝口问题，这一问题研究起来是非常复杂的，本文不能详细论述，但是可以说气冷式冷凝口的冷凝温度是随外界空气温度变化而变化，这是无疑的，只有外界空气温度下降时冷凝口冷凝效率高。而蒸发式冷凝口的冷凝能力则与温度下降时空气质身传递的大小有关，即使在空气过饱和状态下也是这样。