

国际制冷学会
B.C.D. 委员会
索非亚会议

译文集

1982.5

IIR

中 国 制 冷 学 会

编 者 的 话

一九八二年五月，国际制冷学会B₂、C₂、D₁三个专业委员会在保加利亚首都索非亚联合召开了“制冷设备设计使用和果蔬冷藏加工工艺进展情况”的专业会议。为了交流情况，我们将会议发表的三十余篇论文，委托天津商学院制冷工程系和食品工程系组织翻译，汇成专辑。全书由何绍书、王崇甫同志负责校审。由于水平所限，译校工作难免有不妥之处，敬请读者指正。

中国制冷学会



A 903881

索非亚会议译文集

目 录

用焓参数优化制冷机工作条件时 计算机的辅助应用.....	S. Nowotny 何绍书 译 (1)
关于吸入蒸汽对压缩机能量指标 影响的研究.....	St. BoladJiev Sv. Kovatchav D. popova 彭 苗 译 (10)
工业用往复式制冷压缩机中的摩擦.....	V. Daskalov A. Zlatkov 杨玉琴 译 (13)
高冷凝温度下低压制冷剂在往复式 半封闭压缩机中的应用.....	G. Kazachki 车 晶 译 (17)
翅片式蒸发器的空气侧在自然对流 情况下的换热.....	T. Gatchilov V. Ivanova 崔淑贤 译 (22)
强制循环空气冷却器的实验方法和装置.....	F. Smutny 崔淑贤 译 (26)
冷冻热交换器(冷凝器和蒸发器) 挤压式环状翅片的优化.....	V. IVANOV 陈观光 译 (31)
在自然对流条件下霜层对翅片管式蒸发器 性能的影响.....	V. IVANOVA T. GATCHILOV 施永年 译 (36)
冷藏库和冻结器中经济优化的空气 冷却器的设计.....	K. GUTKOWSKI O. MOJOLA 陈观光 译 (41)
关于解决逆向制冷循环的技术问题.....	V. HORACEK V. KORECKY 黄明顺 译 (46)

DDM(动力分散剂介质)空气冷却器 的融霜过程.....	S.DITCHEV V.POPOV 沈自力 译 (50)
封闭制冷压缩机的量热法自动试验台.....	B.ABADJIEV G.PIPEROV 陈天及 译 (52)
“BULLIP”型水果冷藏库.....	D.ILTCHEVA Z.ILTCHAV Z.TOVMBIN 郑厚芬 译 (56)
现代冷藏库建设的发展趋势.....	I.IVANOV E.TODOROV 翟家佩 译 (60)
匈牙利通用冷藏库设计的一般情况.....	J.KISS S.KISS 何绍书 译 (63)
捷克斯洛伐克在设计和建造新的水果和蔬菜 冷库中的技术经济参数和概况.....	V.HORACEK 何绍书 译 (68)
具有热量贮存器的制冷系统.....	V.POLAK 何绍书 译 (72)
无机肥施用量对苹果在贮藏期芳香 成分的影响.....	V.TODOROV A.STRANJEV 田 强 译 (75)
成熟时间对新鲜及冷冻甜玉米制品 的质量和物理性质的影响.....	A.SEBOK J.BODI 孟 元 译 (81)
采后处理在Golden Delicious苹果 贮藏中的作用.....	V.KALIVAN T.KAROV V.VASSILEVSKA M.NIKOLOVA 何 民 译 (86)
苹果在冷藏过程中芳香成分的变化.....	A.STRANGEV V.TODOROV 田 强 译 (89)
几个草莓品种对冷冻适应性.....	Y.GUEGOV T.KAROV V.KALINOV D.NIKOLOV 陈庆森 译 (92)
辣椒的冷藏工艺.....	A.FIKIIN V.VASSILEVSKA V.KALINOV 张坤生 译 (97)

温度及二氧化碳、氧气的浓度对 葡萄的呼吸和乙醇积累的影响.....	G.KARAOULANLS 孟元译 (101)
用气调的方法保存朝鲜蓟.....	A.ESCRICHE F.ARTES J.G.MARIN 李平译 (108)
预处理和冷冻对不同品种草莓的作用.....	C.FUSTER G.PRESTAMO W.CANET 张坤生译 (115)
不同处理和真空对冻苹果片的质构 和颜色的影响.....	C.FUSTER G.PRESTAMO J.ESPINOSA 张彩译 (120)
静态扩散法浓缩果汁中一些影响因 素的研究.....	S.DITCHAV M.DANTCHEV 张彩译 (125)
不同的处理方法和漂洗对冷冻蘑菇 品质的影响.....	G.PRESTAMO C.FUSTER 张坤生译 (128)
液态食品(果汁)低温浓缩悬浮液 的连续分离设备.....	V.MELNIKOV K.KOLAROV S.DITCHAV 孟元译 (134)
用力学方法测定分段漂洗对冷冻 马铃薯组织的影响.....	W.CANET J.ESPINOSA M.RUIZALTISENT 何民译 (137)
用力学实验测定漂洗与冷冻速率对 马铃薯结构的影响.....	W.CANET J.ESPINOSA M.RUIZ ALTISENT 陈庆森译 (143)

用焓参数优化制冷机 工作条件时计算机的辅助应用

S. NOWOTNY

(西德)

1、引言

各种制冷方法都是能量传递过程的一部分。设计一种制冷系统,工程师们都要用到热力学第一和第二定律。为了利用第二定律进行定量的计算,长久以来,人们都是应用焓这一参数。朗特(Raut)〔1〕提出了一个较为直观的概念,即所谓“焓”(以前称为有效能)。对能量传递过程进行热力学的评价,采用焓比熵更为确切。

热力学第二定律适用于所有的能量传递过程。按照朗特的建议,如果用焓代表能量中可以转变为其它形式能量的那一部分,而用熵代表其余的部分(从技术和经济的观点来说,能量中焓的含量越高,则这种能量的品位也越高),则热力学第一和第二定律可以描述如下:

第一定律——在任何过程中,焓和熵的总和保持不变。

第二定律——在任何不可逆过程中,焓要变成熵;只有在可逆过程中,焓才保持常数。将熵变成焓的过程是不可能实现的。

我们的要求是,在所有的能量传递过程中,要尽量节省焓。对于每一个不可逆过程,焓变熵的过程是不能颠倒的。由于实际过程的不可逆性而产生能量损失,为此我们必须找出这些过程中焓损失在数量上的关系和计算表达式。

2、热力学基础

制冷主要涉及工质流经的开口循环系统。系统中工质的焓(对单位质量而言)根据〔3〕,可以用下式计算:

$$e = h - h_u - T_u (S - S_u) \quad (1)$$

显然,从(1)式可知,为了计算焓,初始条件是环境状态,而这一状态就是焓计算的起始点。

对于比焓,其处理的方法完全和对待焓熵相同。

为了简化工程计算,Glaser〔4〕提出了焓——焓图。在这个图上,纵座标表示焓,横座标表示熵。根据Glaser的说明,制作焓——焓图是相当容易的。我们根据文献〔5〕〔6〕进行了有关计算绘出了相应的图线。

在工程计算中应尽可能使计算简化，一般只要求计算焓的变化量。焓差的计算如(2)式所示：

$$e_1 - e_2 = (h_1 - h_u) - T_u (S_1 - S_u) - (h_2 - h_u) - T_u (S_2 - S_u)$$

$$\Delta e = e_1 - e_2 = h_1 - h_2 - T_u (S_1 - S_2) \quad (2)$$

这就是说，焓的变化取决于状态参数焓和熵，而环境温度是独立变量。表1列出了计算热力状态参数的程序。

热力参数 因次	程序名称	备 注
压力P 牛顿/米 ²	PTV(T,V,C)	V = -1时,计算蒸汽压力
焓h 千焦尔/公斤	HTV(T,V,C)	X = 0 时,计算纯液体的焓
熵S 千焦尔/公斤	STV(T,V,C)	仅用于计算干饱和和蒸汽
温度 T K	TVP(P,V,C)	X = 0, V = -1时计算纯液体的温度
比容V 米 ³ /公斤	VPT(P,T,C)	X = 0, P = -1时计算纯液体的比容
蒸发潜热γ 千焦尔/公斤	R(T,C)	
温度 T K	TVHP(H,P,V,C)	当输入了P和h时,在过热区计算出V
温度 T K	TVPS(P,S,V,C)	当输入了P和S时,在过热区计算出V

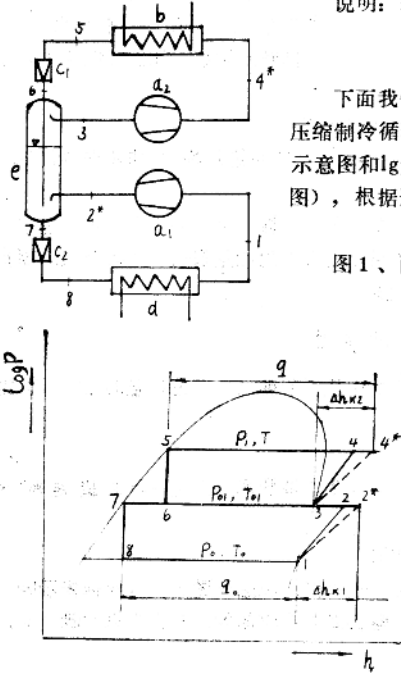
说明：表1中C是识别不同制冷剂的的控制参数

3、应用

下面我们对两级压缩、两级膨胀具有中间完全冷却的压缩制冷循环的计算作一简单介绍。图1为循环的原则性示意图和lgp—h图，图2为上述循环的焓—焓图(e—h图)，根据这两个图可以导出简单的计算方法。

图1、两级压缩两级膨胀制冷机

- a₁——低压级压缩机
- a₂——高压级压缩机
- b——冷凝器
- C₁——高压膨胀阀
- C₂——低压膨胀阀
- d——蒸发器
- e——热交换器(中间冷却器)



中间压力 p_{0i} 可近似地按下式求得:

$$p_{0i} = \sqrt{p_{0p}}$$

当过热制冷剂蒸汽从点 2 和点 2* 冷却到点 3 以及液体制冷剂从点 6 变到点 7 时, 则必然在中冷器中引起液体制冷剂的额外蒸发, 其蒸发量为 m_x 。设在蒸发器中的循环量为 m_1 , 那么冷凝器 b 中的制冷剂量为 m_2 , 则

$$m_2 = m_1 + m_x \quad (3)$$

根据中冷器 e 中的能量平衡, 则有

$$\begin{aligned} m_1 (h_{2*} - h_3) + m_1 (h_5 - h_7) \\ = m_x (h_3 - h_5) \\ \therefore m_x = m_1 \left(\frac{h_{2*} - h_7}{h_3 - h_5} - 1 \right) \end{aligned} \quad (4)$$

联立介 (3) 和 (4) 式可得

$$m_1 (h_{2*} - h_7) = m_2 (h_3 - h_5)$$

$$\text{即 } \frac{m_2}{m_1} = \frac{h_{2*} - h_7}{h_3 - h_5} \quad (5)$$

(5) 式即为高低压级单位质量流量的关系。

蒸发器中的焓损为

$$\Delta e_o = e_8 - e_1 \quad (6)$$

压缩机的耗功

$$\Delta e_k = e_{20}^* - e_1 + \frac{m_2}{m_1} (e_{40}^* - e_3) \quad (7.1)$$

$$\text{或 } \Delta h_k = h_{20}^* - h_1 + \frac{m_2}{m_1} (h_{40}^* - h_3) \quad (7.2)$$

循环的焓效率为

$$\eta_{ex_{km}} = \frac{\Delta e_o}{\Delta h_k} \quad (8)$$

(8) 式中只考虑产生冷效应的焓是有用的。

根据中冷器的能量平衡, 可以求得中冷器中的焓损 ($m_1 = 1$)。

$$m_1 e_{20}^* + e_6 m_2 = e_3 m_2 + e_7 m_1 + \Delta e_{v_{WT}}$$

$$\Delta e_{v_{WT}} = e_{20}^* - e_7 - \frac{m_2}{m_1} (e_3 - e_6) \quad (9)$$

从下面的方程中可以求出压缩过程中的焓损:

$$\Delta e_{v_K} = e_{20}^* - e_{20} + \frac{m_2}{m_1} (e_{40}^* - e_{40}) \quad (10)$$

同理, 冷凝器中的焓损为:

$$\Delta e_{vc} = \frac{m_2}{m_1} (e_{40}^* - e_9) \quad (11)$$

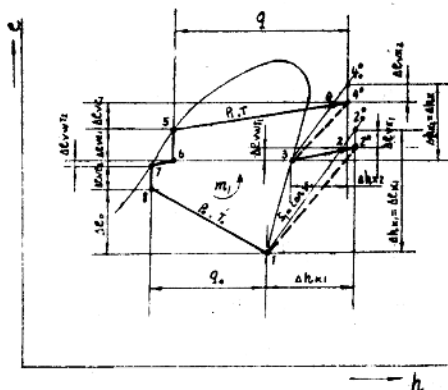


图 2、相应于图 1 的 e-h 图

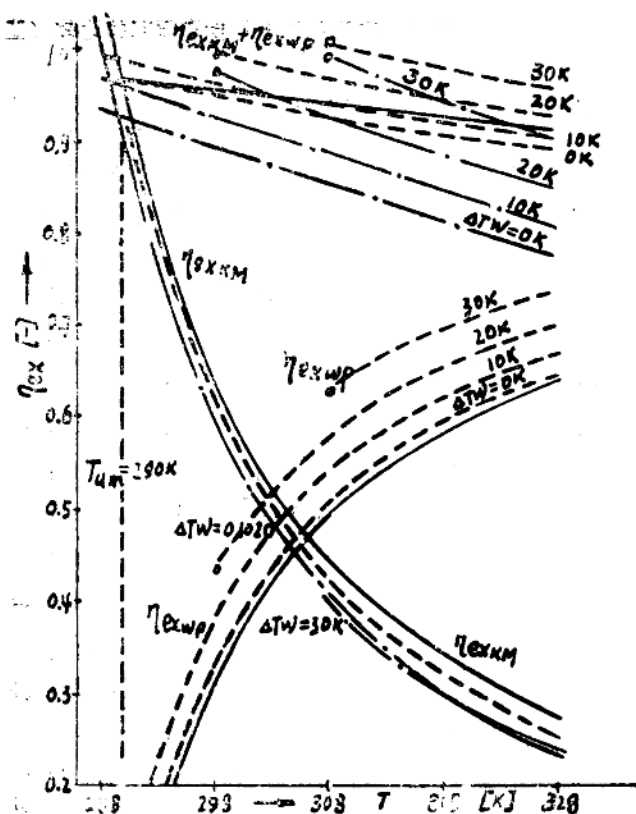


图 4 a

等熵压缩时 η_{exKM} , η_{exWP} 和 $\eta_{exTotal}$ 和冷凝温度 T 的关系曲线

- 氨: 两级压缩
- 氨: 单级 " "
- - - R22: 单级 " "

可见, 随着冷凝温度的提高, 焓效率增加。

如果同时利用热侧和冷侧, 则总的焓效率大大提高:

$$\eta_{exTotal} = \frac{\Delta e_o + \Delta e_{vc}}{\Delta h_k} = \eta_{exKM} + \eta_{exWP} \quad (17)$$

图 4 中画出了 $\Delta TW = 10, 20, 30 K$ 的一组曲线。在等熵压缩时, $\eta_{exTotal}$ 的理想值接近 1, 为如 4 a) 所示。

单级压缩的效率可以等于甚至超过两级压缩的效率。从热力学的观点着眼, 这是最高的效率, 实际上由于压缩过程中的损失, 这是不可能做到的, 因此封闭循环压缩过程的焓效率, 在很大程度上取决于压缩机的质量。

图 5 示出了实际压缩中各部份焓损和冷凝温度 T 的关系曲线。显然对热泵系统而言, 在单纯制冷这一阶段, 采用不同的制冷剂过冷, 均会使节流损失 Δe_{ve} 减少, 冷凝损失 Δe_{vc} 增加, 因此, 只有在前者的影响较大时, 总的焓效率才有所提高。

焓效率最佳化计算的另一应用是在复叠制冷系统。这里的目标是决定最佳中间压力。

损, 比照 (13) 式, 可用相应的线段来表示。

表2 单级制冷机 (具有和不具有内部热交换) 和两级制冷机封闭循环的比较 (工质: R717)

项 目 名 称	因 次	单级压缩 (无内部热交换)		单级压缩 (有内部热交换)		两级压缩 (两级膨胀)	
		等熵	实际	等熵	实际	等熵	实际
蒸发温度 T_0	K	253	253	253	253	253	253
冷凝温度 T	K	295	295	295	295	295	295
环境温度 T_a	K	290	290	290	290	290	290
液体制冷剂 过冷温度 T_F	K	—	—	290	290	—	—
压缩机实际效率 η_e	—	—	0.7	—	0.7	—	0.7
单位制冷量 q_0	KJ/Kg	1134	1134	1158	1158	1236	1236
单位冷凝热 q	KJ/Kg	1358	1444	1388	1487	1258	1563
单位压缩功 Δh_k	KJ/Kg	218	310	234	322	222	323
制冷系数 $\varepsilon = \frac{q_0}{\Delta h_k}$	—	5.2	3.66	4.94	3.6	5.57	3.82
冷藏库中得到的熵 Δe_0	KJ/Kg	167	166	171	171	182	182
熵效率 η_{ex}	—	0.77	0.54	0.73	0.53	0.82	0.56
总熵损	KJ/Kg	51.3	144	63.4	151	40	141
压缩机熵损	KJ/Kg	0	64	0	71.3	0	92.1
膨胀阀熵损	KJ/Kg	16.7	17	12.5	12.5	3.87	3.89
冷凝器熵损	KJ/Kg	34.5	57	47	63	25.6	27.9
蒸发器熵损	KJ/Kg	—	5.7	—	—	—	—
热交换器熵损	KJ/Kg	—	—	3.9	3.9	10.6	17.4

从图 4a (下转 6 页) (等熵压缩即可逆压缩) 可见: 当蒸发温度一定时, 熵效率是冷凝温度的函数, 随着冷凝温度 T 的升高, 制冷机的熵效率下降。

两级压缩、两级膨胀使压缩机的熵效率 $\eta_{ex_{KM}}$ 提高不多。用 R22 代替 R717 引起的 $\eta_{ex_{KM}}$ 的下降也很小。

在单级压缩中采用内部换热的原理, 即用冷的蒸汽来过冷液体制冷剂, 会使制冷机的熵效率 $\eta_{ex_{KM}}$ 有所提高。

实际压缩 (不可逆压缩) 将进一步引起熵效率的显著下降, 如图 4b 所示。

从 (13) 式和图 3 可见, 如果热侧, 也就是冷凝热在制冷过程中同时被利用, 那么熵效率就会得到明显的提高。在仅仅利用冷凝热的情况下, 式 (8) 变为:

$$\eta_{ex_{-D}} = \frac{\Delta e_{vc}}{\Delta h_k} \quad (16)$$

两次节流过程中的熵损为:

$$\Delta e_{VE} = e_7 - e_8 + \frac{m_2}{m_1} (e_5 - e_6) \quad (12)$$

因此, 整个循环中的熵损为:

$$\Delta e_K = \Delta e_{VK} + \Delta e_O + \Delta e_{VE} + \Delta e_{VC} + \Delta e_{VWT} \quad (13)$$

循环的制冷量为:

$$q = h_1 - h_7 \quad (14)$$

冷凝器的热负荷:

$$q = \frac{m_2}{m_1} (h_4 - h_5) \quad (15)$$

早期采用的计算方法同样适用于任何封闭循环。根据计算图表和方程 (2), 可以编排出下列制冷循环的计算机程序:

单级制冷循环 (具有或不具有内部热交换),

两级制冷循环 (具有内部热交换),

复迭式制冷循环 (具有或不具有附加内部热交换)。

上述循环中, 可以是等熵压缩 (可逆压缩), 也可以是实际压缩 (不可逆压缩)。

4、几点讨论

利用计算模型来研究封闭系统中的不可逆损失, 从而尽可能地减少这种损失就能获得高的熵效率。

在表 2 中列出了单级压缩机 (带有或不带有内部换热器) 和两级压缩机 (等熵和实际压缩) 的熵计算的某些结果。显然, 在制冷循环中, 50% 以上的输入能量消耗于热力损失中。

在方程 (13) 中, 最大的损失发生在压缩 (Δe_{VK})、冷凝 (Δe_{VC})、和节流 (Δe_{VE}) 过程中。

对具有内部热交换的单级制冷机的封闭循环, 在熵焓图上 (参见图 3), 各部分的熵

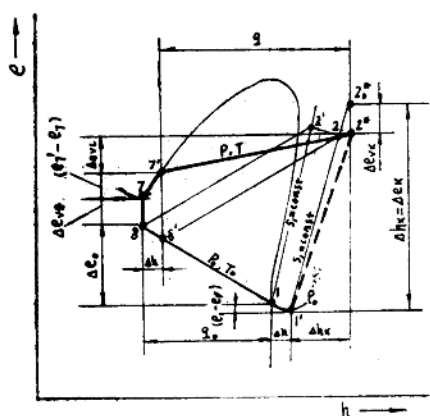


图 3、单级压缩制冷机循环的 e-h 图

中间压力是低压侧冷凝温度和高压侧蒸发温度之差 ΔTK 的函数。

计算方法和前述基本相同。图6示出了烟效率 η_{exKM} 的计算结果。这里 η_{exKM} 被表示为中间温度 T_{ow} 亦即具有温差 ΔTK 的低压侧的冷凝温度和低压侧蒸发温度 T_o 的函数。低压制冷剂用R13, 高压制冷剂用R22, 冷凝温度保持不变($T = 298K, 25^\circ C$)。烟效率 η_{ex} 的最大值决定于中间温度 T_{ow} , 且整过曲线也比较平坦, 烟效率主要取决于压缩机的质量。

5、结论

1、和采用图表计算相比, 按照预先编制的程序, 在计算机上进行烟计算将大大简化劳动操作。

2、烟计算揭示了热力损失的原因, 并同时提出了解决的办法。

3、为了最合理地利用能源, 在制冷过程中应该将冷热两侧的冷(热)量同时加以利用。

4、在压缩式制冷机中,

产生不可逆损失的设备主要是压缩机, 因此今后研究的重点应是改进制冷压缩机的效率。

文中的字母符号:

e——比烟, 千焦耳/公斤

h——比焓, 千焦耳/公斤

m——单位制冷剂量, 公斤/公斤

S——比熵, 千焦耳/公斤K

T——温度, K

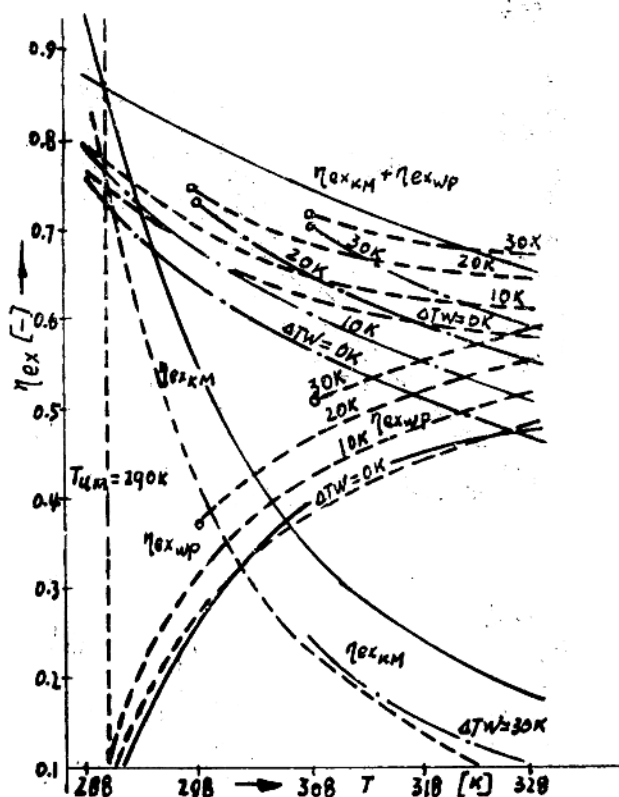


图 4b

实际压缩时 η_{exKM} , η_{exWP} , $\eta_{ex_{total}}$ 和冷凝温度的关系曲线。

—— 2级过程

..... 1级过程

- . - . - 1级过程

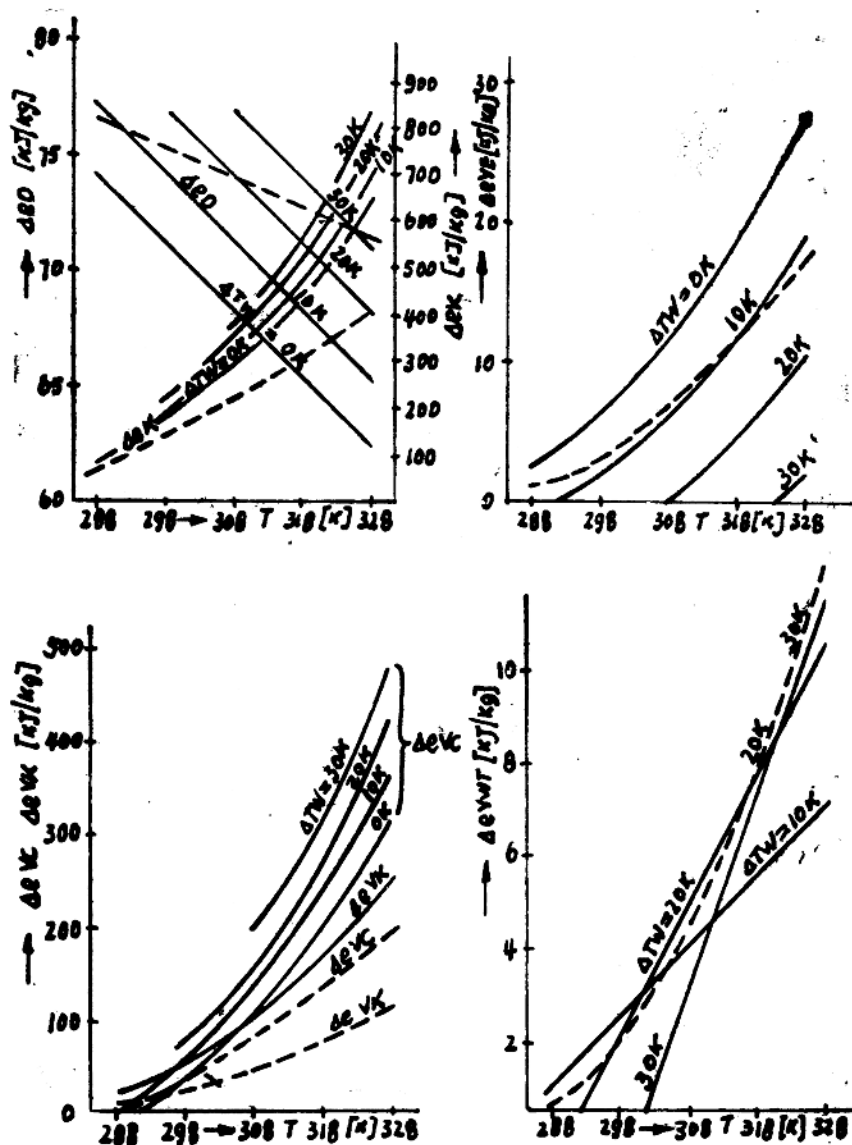


图5

实际压缩时, Δe_0 、 Δe_K 、 Δe_{VE} 、 Δe_{VK} 、 Δe_{VC} 、 Δe_{VWT} 和冷凝温度 T 的关系。
($T_0 = 273K$, $K = \text{常数}$, 工质为氨)

—— 1级过程

..... 2级过程

Δ 两者之差

η ——效率 (无因次量)

u ——环境状态

1——状态1

2——状态2

e_s ——熵

KM——制冷机

WP——热泵

O——蒸发器

V——损失

C——冷凝器

E——节流阀

K——压缩机

WT——热交换器

O_m ——复叠式制冷机低压侧冷凝器的状态。

图6为低温复叠制冷机的熵效率和中间温度的关系曲线 (蒸发温度 T_0 , 蒸发冷凝器中的温差 ΔTK)

参考文献 (略)

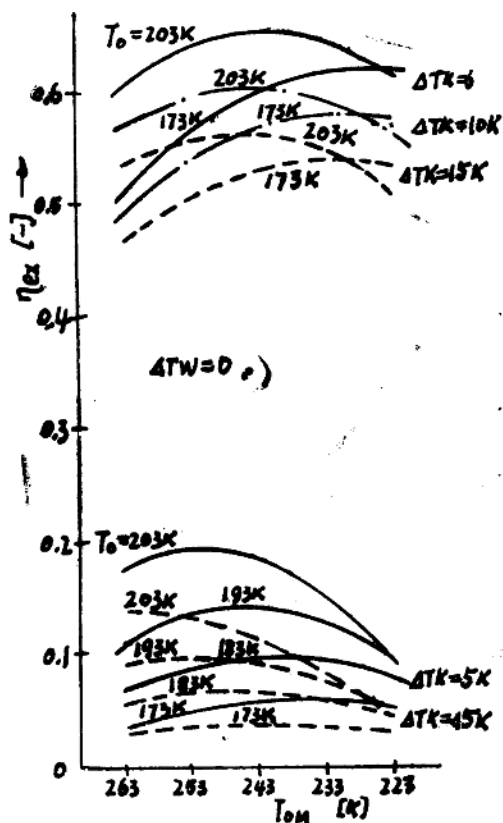


图6

(译者: 天津商学院制冷工程系何绍书)

关于吸入蒸汽对压缩机 能量指标影响的研究

ST · BOZADJIEV

SV · KOVAICHEV

D · POPOVA

索非亚制冷研究所

压缩机的性能和主要特性指标是由压缩机的容积系数和能量系数来表示的。这些系数主要取决于压缩机的结构、温度条件、转速,以及在压缩过程中冷却制冷剂蒸汽的方式,同时也与压缩机的正确维护和操作有关。因此对容积系数表示的容积损失做进一步的研究是有重要意义的。因为影响它的某些因素,如吸汽过热度等,便不取决于压缩机的结构。由于上述原因,应当寻求另一种改善的途径。例如,用冷凝蒸汽的回热换热器增加吸汽过热度。

这个研究的目的是为了揭示由于过热所获得的吸汽干燥度对于压缩机的能量系数,特别是焓效率 η_{0x} 的影响规律。现有的研究是在保加利亚制造的全封闭制冷压缩机上进行的。Jakobsom在文献[1]中指出:吸汽过热度强烈地影响压缩机的吸汽干燥度亦即相应地影响容积效率。例如在高温条件下,吸汽温度每增加 1°C ,容积系数就提高 $0.15\sim 0.35$ 。

我们的研究证明,在过热蒸汽中仍然存在制冷剂的未蒸发微粒。这种蒸发的状态由 $\lg p-i$ 图上的干饱和曲线以右的部分表示。

以国外仍然有效的实验(文献[1] Jakbsom和[2] Kruse)为基础,建立了一个以能量(焓效率)和技术(用最佳设计选用回热换热器)为基础来建立制冷压缩机的最佳运行工况的数学模型。

在我们所进行的研究中使用的试验装置见图1。并使用小角度散射方法测定过热蒸汽的干燥度(制冷剂未蒸发微粒。)(下转11页)

小角度散射方法是常用于解决关于小粒子问题的方法之一。例如,散粒的大小和数量的确定。这个方法的基础是用实验测定散射特性曲线,这个曲线包括了粒子的分布结构和散射光束的情况。经过适当的数学加工,这些资料将给出粒子的质量和平均分布状态。

图2表示用小角度散射法测定的F-12液体中未蒸发部分的百分比与吸汽过热度 ΔT_s 之间的关系。由于制冷剂流体中的未蒸发部分在很宽的范围内变化,故采用对数纵坐标来作图。

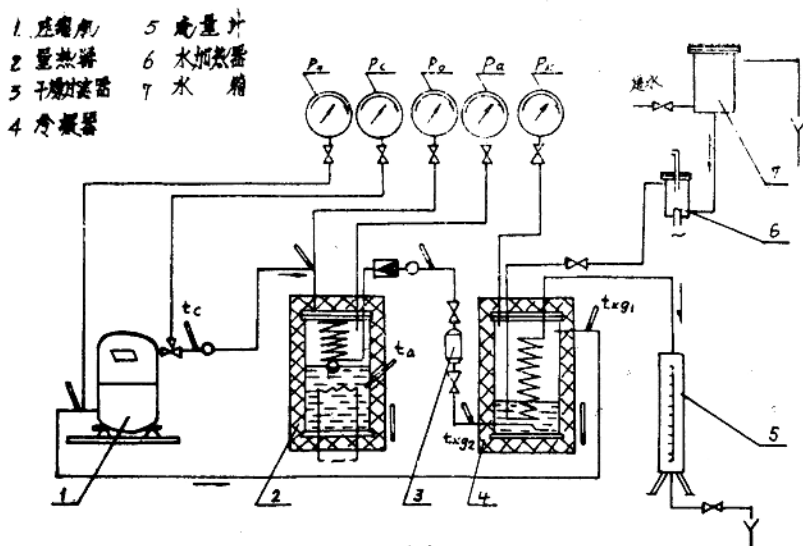


图1 压缩机实验台简图

图一

图2 吸入蒸汽的过热度变化时，全部制冷剂中未蒸发的氟利昂的百分含量。

在研究中得到的结果被描绘在F-12相-焓图上，见图3。而图4则表示不同的温度 T_1 下，焓效率与吸汽过热度 ΔT_s 之间的关系。

$$\eta_{ex} = \frac{e_2 - e_3'}{e_4 - e_3'} = f(\Delta T_s, T_0)$$

式中：

e_2 ——进蒸发器的蒸汽焓值；

e_3' ——进压缩机的吸汽焓值；

e_4 ——排汽焓值；

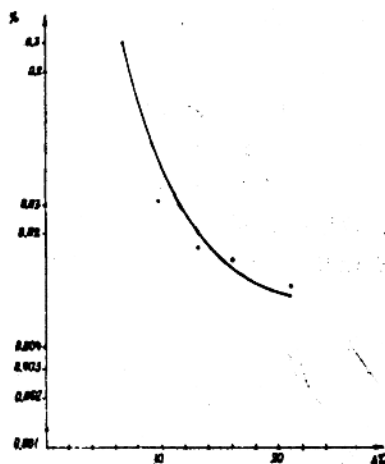
η_{ex} ——焓效率。

由所得到的结果可引出下面的结论：

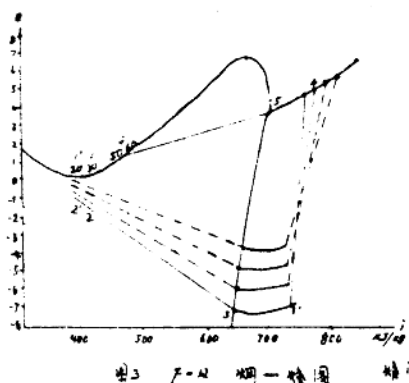
1、过热度的上升减少了吸入蒸汽中未被蒸发部分的制冷剂的含量，从而改善了压缩机的容积系数和能量参数。

2、通过回热可以提高吸汽温度，降低过冷温度（至 20°C ），从而可以改善焓效率 η_{ex} ，亦即相应的改进了压缩机的能量指标。

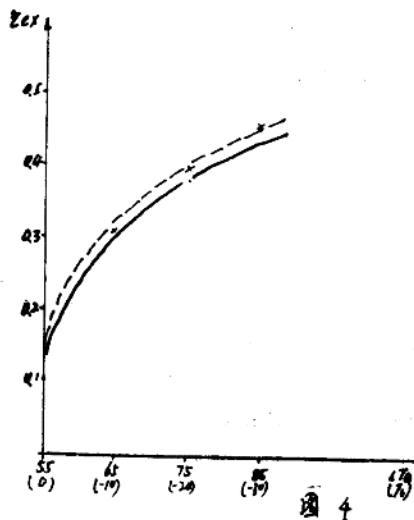
采用回热器可以改进压缩机的性能，尤其是全封闭制冷压缩机的性能，这一点已为许



图二



图三



图四

多实验所证明。

为了用最少的运行费用而最大限度地增加有效能量比率，文献〔2〕已经提出了选择最佳回热换热器的方法。根据Kruse所提出的，一个最佳换热器可认为是：

$$\frac{e_p}{\varepsilon} \approx \frac{Q_{Op}}{Q_o} \rightarrow \max$$

式中：

Q_o ——不带回热换热器装置的压缩机的产冷量。

Q_{Op} ——带有回热换热器装置的压缩机的产冷量

e_p, ε ——分别是带回热器与不带回热器的制冷装置的制冷系数。

计算机按照Kruse提出的方法以及用研究结果建立的模型进行计算，不但可给出实际运行工况的最佳值，而且能给出十分精确地确定符合设计要求的回热换热器，精确度大约为15%。

图4中所绘出的曲线的形状和已经获得的数据对于不同型式的压缩机都是正确的，其精度为 $\pm 10\%$ 。这个结果已由Schmiedl, Novak和Classer用其他的研究方法所证实(见文献〔3〕、〔4〕、〔5〕)，

已得到的结果和提出的方法能够确定最佳过热度的范围(按照最少的未蒸发量的观点)。为达到所提出的要求，已从理论上预先确定了必要的微观结构和技术方法。

(译者：天津商学院制冷工程系影苗)