

# DYFPL型低位余热氟利昂 喷射式制冷机的研究

刘佳杰 刘宪英\* 张吉祥 孙纯武 周玉礼

(城建系)

**摘要** 本文介绍了我国自行研制的第一台DYFPL型低位余热氟喷制冷机的性能试验及工业运行结果,并与国内外实验数据进行了比较和经济效益分析。得到的结论是该型式氟喷制冷机结构简单、操作方便、运行可靠、稳定,具有明显地节电、节能价值,其主要性能指标超过了国内外同类产品。

**关键词** 低位余热, 氟喷制冷

## 前言

目前我国能源利用率较低,平均只有30%左右。在冶金、化工、石油、医药等生产部门排放有大量70~90℃的余(废)热水,过去这些热水大都白白放掉了,这不仅是能源的浪费,而且污染了环境。此外,我国太阳能丰富,只要采用简单的平板集热器便可获得80~90℃的热水;有的地区,地下热水温度可达70~80℃。因此,利用和开发这种低位余热技术和设备,对提高我国能源利用率,节电、节能具有重要意义。

目前利用低位余热热水制冷的方案,主要是两极溴化锂吸收式制冷机和氟利昂喷射式制冷机,两级溴化锂吸收式制冷机在国内尚处于实验室研究阶段<sup>[1,2]</sup>,还没有产品,加之由于这种制冷机设备复杂,投资较大等原因,应用受到一定限制。氟利昂喷射式制冷机由于设备简单、加工容易,制冷范围宽等优点,近年来国外逐渐予以重视。根据重庆市科委查新站20年来的检索查新,共查到这方面的文献4份<sup>[3,4]</sup>,演示装置1份<sup>[5]</sup>和8篇喷射制冷方面的专利<sup>[6-13]</sup>,没有查到国外有这种产品、样本和标准。在国内只有东南大学在实验室进行了500kcal/h用于空调工况,以R11为工质的氟喷制冷系统的研究。

基于上述情况,重庆建筑工程学院低位热能制冷教研组历经6年多时间,先在实验室进行了2320W的小型氟喷制冷装置的试验研究,并于86年进行了鉴定,获得了较好评价。1987年国家建设部和重庆市科委下达样机研制任务,经课题组三年多的努力,在重庆冷冻机厂等

本文1990年4月13日收到。

• 执笔者

单位的合作和大力支持下,研制成功了我国第一台DYFPL82—11I13/2.32型低位余热氟喷制冷机,其中符号表示: DYFPL—低位余热氟喷制冷机缩写; 82—制冷机余热水供水温度 $^{\circ}\text{C}$ ; 11—工质为R11; I—1个喷咀; 13—制冷机冷冻水出水温度 $^{\circ}\text{C}$ ; 2.32—制冷量,单位为 $10^4\text{W}$ 。该机1989年7月安装在重庆某制药厂痢特灵车间,该车间反应釜排放有大量75—85 $^{\circ}\text{C}$ 的余热水,过去是直接排入下水道排放走了,现在利用了部分余热水送入制冷机发生器进行制冷,制取的冷冻水供车间空调降温用。经半年多的现场使用,制冷机运行正常,性能良好,达到和超过了设计要求。

为了开发和推广该节能产品,课题组编制了重Q JY·J73·01—90低位余热氟喷制冷机企业标准,其中规定了三个系列30个品种的制冷机型号,该标准已通过审查,并经重庆市技术监督局批准备案和生效。DYFPL82-11I13/2.32型制冷样机于2月份进行了部级鉴定,到会专家一致肯定了该项成果,并建议系列化进行生产,尽快投放市场。

## 1 工作原理和技术特点

### 1.1 DYFPL82—11I13/2.32型制冷机性能参数

制冷剂	R11(CFC1 <sub>3</sub> )
载冷剂	水
制冷量	2.32~2.90×10 <sup>4</sup> W (2~2.6×10 <sup>4</sup> kcal/h)
蒸发温度	10 $^{\circ}\text{C}$
冷凝温度	37 $^{\circ}\text{C}$
蒸发器:	
冷冻水进水温度	18 $^{\circ}\text{C}$
冷冻水出水温度	13 $^{\circ}\text{C}$
冷凝器:	
冷却水进水温度	30 $^{\circ}\text{C}$
冷却水出水温度	35 $^{\circ}\text{C}$
发生器:	
低位余热水进水温度	82 $^{\circ}\text{C}$
低位余热水出水温度	77 $^{\circ}\text{C}$
喷射器:	
工作蒸汽压力	0.45MPa
引射蒸汽压力	0.06MPa
出口蒸汽压力	0.158MPa

### 1.2 工作原理 (见图1)

当75~90 $^{\circ}\text{C}$ 的低位余热水通过发生器时,发生器中的R11受热,大量蒸发成压力为 $P_g$ 的氟利昂蒸汽,经喷咀膨胀降压至稍低于蒸发压力 $P_e$ ,同时以高速从喷咀喷出,其出口达到超音速,从而不断地卷吸由蒸发器进入吸入室的低压氟利昂蒸汽,使蒸发器内保持所需的真空度,进入蒸发器的氟利昂液体不断蒸发,制取8~13 $^{\circ}\text{C}$ 的冷冻水。工作蒸汽与被卷吸的低压蒸汽在喷射器中经混合加压后,进入冷凝器被冷却水冷凝成压力为 $P_c$ 的液体,其后,一

部分由工质泵输送至发生器，继续蒸发成工作蒸汽，另一部分通过节流阀进入蒸发器，继续蒸发制冷。

### 1.3 技术特点

#### 1.3.1 整体结构形式

DYFPL82-11H13/2.32型氟喷制冷机主要由蒸发器、发生器、冷凝器、喷射器四大部件组成。为了更好地发挥该机优越性，整体设计时主要考虑了：(1)既保证工艺流程合理，又尽量缩短各部件之间的管道连接长度；(2)保证工质泵进口一定的吸液高度，吸入管尽可能短而直，减少局部构件，防止液体汽化，保证工质泵正常使用；(3)喷射器的吸入和压出段的管路尽量短，减少阻力，保证喷射器的效率；(4)蒸发器、冷凝器、发生器的外壳直径、长度尽量采用其它冷水机组的模数，以利加工；(5)整体结构既要紧凑、平衡，又要操作、维修方便。根据上述原则，我们作了几个组合方案，最后确定将四大件重叠组成卧式机组，底部支架上安装工质泵，其结构型式如图2所示。

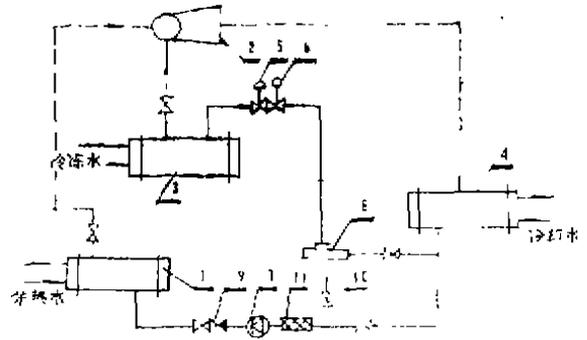


图1 氟喷制冷机原理图

- |        |        |       |
|--------|--------|-------|
| 1—发生器  | 2—喷射器  | 3—蒸发器 |
| 4—冷凝器  | 5—节流阀  | 6—电磁阀 |
| 7—屏蔽泵  | 8—过滤器  | 9—单向阀 |
| 10—加氟阀 | 11—过滤器 |       |

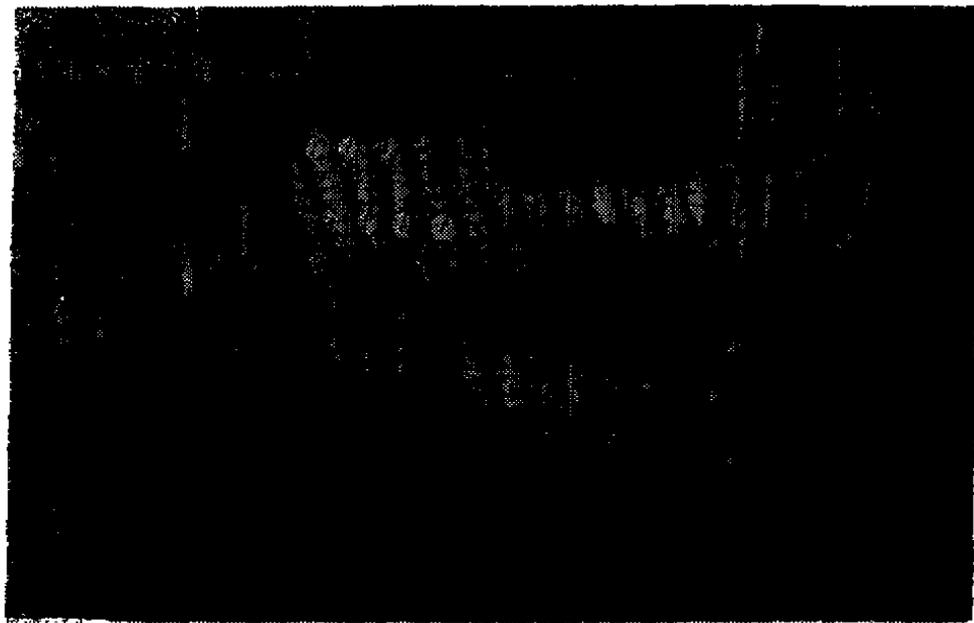


图2 机组外形结构

#### 1.3.2 换热器型式

为了减少制冷剂侧的阻力损失，蒸发器、发生器均采用满液卧式壳管式，其中传热管采用机加工的多孔管（E管）；冷凝器也为卧式壳管式，传热管采用螺旋槽锯齿形（C+S管）双面强化传热管，几个换热器长度均为1.7米左右。

### 1.3.3 喷射器

喷射器是氟喷制冷机的重要部件，其设计计算采用自编的喷射器优化设计计算机程序。根据在实验室的大量试验研究，证明采用圆柱形混合室，圆弧形喷咀的喷射器效果较好，样机采用的喷射器形式如图3。根据在样机上的试验，采用圆弧形喷咀（图4b）比采用双锥形喷咀（图4a）喷射效率要高15%左右，另外喷咀出口到圆柱形混合室入口的距离 $L_0$ 是一个很关键的尺寸，经试验认为，采用自由射流计算方法计算出的 $l_0$ ，然后再加以修正，效果是满意的。

### 1.3.4 工质泵

这是氟喷制冷机的唯一运转部件，由于目前国内尚没有生产专门输送液体氟利昂的泵，根据调研，屏蔽泵和叶片泵均可使用，虽然叶片泵具有体积小，型号多，价格便宜等优点，但轴封的严密性及耐久性尚需改进，故本机采用了上海食品公司综合机械厂生产的PDB-II型屏蔽电机泵，经半年多的工业运行，使用良好，没出现任何机械故障。但由于产品型号少，没有与样机相匹配的产品，故出现了大马拉小车的现象，耗电较多。

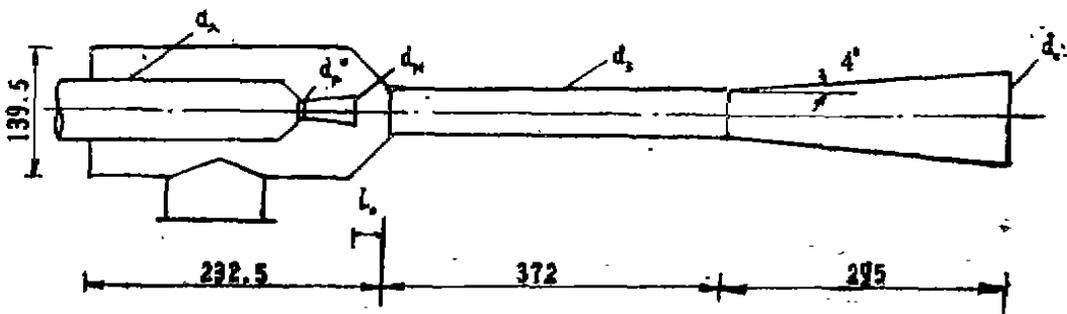


图3 喷射器形式图

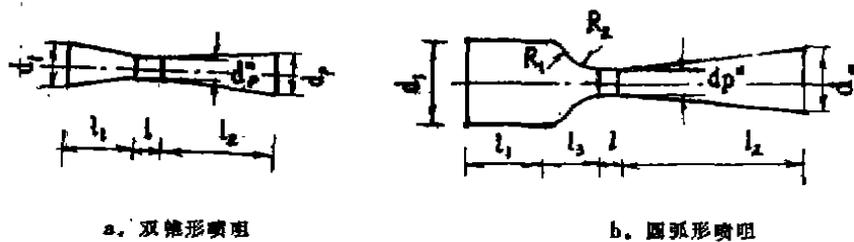


图4 两种型式喷咀

### 1.3.5 不凝性气体排出

氟喷制冷系统中，如果滞留有不凝性气体，冷凝压力明显升高，制冷效果激烈下降。为了排除不凝性气体，制冷机采用了 $0.1\text{m}^2$ 的回热器代替不凝性气体分离器。经工业性运行证明，只要制冷系统严密性较好，滞留空气很少，可以不设置不凝性气体分离器，只在必要时，借助冷凝器上的放气阀直接排放即可。

### 1.3.6 制冷机自控及安全保护

本机设有VQK型液位自动控制系统，屏蔽电机泵压差保护，蒸发器、冷凝器、发生器断水保护，冷冻水最低温度等保护装置。

## 2 性能试验及工业运行

### 2.1 性能试验

#### 2.1.1 试验内容

根据重Q JY·J73·01-90标准规定,性能试验包括如下内容:

- 1) 额定工况试验—即测试制冷机在额定工况下的制冷量和热力系数。
- 2) 变工况试验—即其它参数在额定工况下,分别单独改变下列数值:
  - (1) 改变冷却水量或冷却水进水温度,调节冷凝温度 $t_{k3}$ ;
  - (2) 改变冷冻水量或冷冻水进水温度,调节蒸发温度 $t_0$ ;
  - (3) 改变余热水量或者进水温度,调节发生器饱和蒸汽温度 $t_0$ 和饱和蒸汽工作压力 $P_0$ 。
- 3) 噪声测试。
- 4) 蒸发器,发生器,冷凝器水系统进出口阻力测试。

#### 2.1.2 冷量试验方法

主要试验方法采用液体载冷剂法;校核试验采用制冷机热平衡法,两者试验值的偏差不得大于 $\pm 10\%$ 。

#### 2.1.3 测试仪表及测试系统

所有仪表均在有效使用期内,并有近期经国家计量部门检定的合格证书,仪表精度符合重Q JY·J73·01-90及GB5773-86《容积式制冷压缩机试验方法》的规定。测试系统见图5。

#### 2.1.4 试验结果

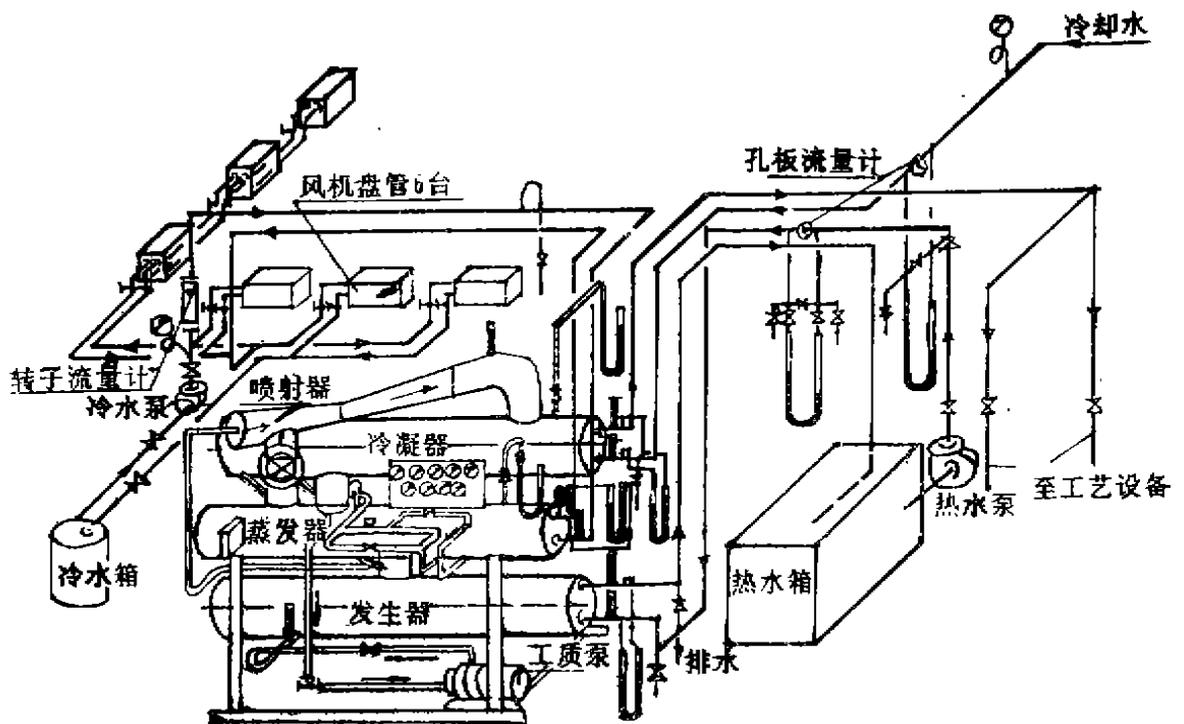


图5 测试系统图

表 1 额 定 工 况 试 验、

序 号	发 生 器				蒸 发 器					
	热水 进口	热水 出口	热水 量 $M_p$	热负荷 $Q_p$	发生温度 $t_b$ °C	冷冻水 进口	冷冻水 出口	冷冻 水量	制冷量	蒸发温度
	$t_{h_1}$ °C	$t_{h_2}$ °C	kg/h	$\frac{kW}{kcal/h}$	$\frac{t_b \text{ °C}}{P_b \text{ MPa}}$	$t_1$ °C	$t_2$ °C	M kg/h	$\frac{kW}{kcal/h}$	$\frac{t_0 \text{ °C}}{P_0 \text{ MPa}}$
1	82.1	78.0	28803	$\frac{137.30}{118094}$	$\frac{75.8}{0.4686}$	18.0	13.2	5500	$\frac{30.7}{26400}$	$\frac{8.7}{0.0575}$
2	82.6	78.0	30086	$\frac{160.50}{138396}$	$\frac{76.6}{0.4786}$	18.5	13.5	5400	$\frac{31.4}{27000}$	$\frac{9.17}{0.0586}$
3	82.0	77.0	24065	$\frac{139.96}{120325}$	$\frac{75.8}{0.4686}$	18.1	13.1	5500	$\frac{31.98}{27500}$	$\frac{9.9}{0.0603}$
4	81.6	77.2	29758	$\frac{152.27}{130935}$	$\frac{74.5}{0.4536}$	18.5	13.2	5400	$\frac{33.26}{28620}$	$\frac{8.6}{0.0573}$
5	81.9	77.0	26246	$\frac{149.57}{128605}$	$\frac{74.9}{0.4586}$	18.1	13.5	5400	$\frac{28.89}{24840}$	$\frac{9.3}{0.0589}$
6	81.2	76.9	31131	$\frac{155.68}{133863}$	$\frac{74.9}{0.4586}$	18.2	13.5	5400	$\frac{29.52}{25380}$	$\frac{9.3}{0.0589}$
7	81.4	77.2	30672	$\frac{149.82}{128822}$	$\frac{75.8}{0.4686}$	17.7	13.0	5400	$\frac{29.52}{25380}$	$\frac{9.0}{0.0582}$
8	81.1	76.8	30425	$\frac{152.15}{130827}$	$\frac{74.3}{0.5186}$	18.0	13.5	5400	$\frac{28.26}{24300}$	$\frac{9.2}{0.0588}$
9	81.2	76.8	30425	$\frac{155.69}{133870}$	$\frac{74.9}{0.4586}$	18.2	13.4	5400	$\frac{30.15}{25920}$	$\frac{9.1}{0.0583}$
10	81.6	77.1	30508	$\frac{159.66}{137286}$	$\frac{74.5}{0.4536}$	18.5	13.5	5400	$\frac{31.40}{27000}$	$\frac{9.1}{0.0583}$
平均	81.67	77.2	29212	$\frac{151.26}{130083}$	$\frac{75.2}{0.46}$	18.18	13.34	5420	$\frac{30.51}{26278}$	$\frac{9.13}{0.058}$

结果整理表

冷 凝 器					工质泵 输入功率	两种制冷量 误差 %	热力 系数	喷射 系数
冷却水 进口	冷却水 出口	冷 却 水 量	冷 凝 负 荷	冷凝温度	$\frac{kW}{kcal/h}$	$\Delta = \frac{Q_m - Q_0}{Q_m}$	$\xi$	$\mu$
$t_{w1} \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{w2} \text{ } ^\circ\text{C}$	$M_w \text{ kg/h}$	$\frac{kW}{kcal/h}$	$\frac{t_K \text{ } ^\circ\text{C}}{P_K \text{ } ^\circ\text{C}}$				
26.6	35.4	16362	$\frac{167.4}{143989}$	$\frac{36.8}{0.1588}$	$\frac{2.6}{2236}$	+10.4	0.220	0.270
14.0	31.2	9817	$\frac{196.3}{168860}$	$\frac{37.96}{0.1627}$	$\frac{3.246}{2792}$	-9.2	0.195	0.230
29.3	35.0	26383	$\frac{174.9}{150387}$	$\frac{37}{0.1578}$	$\frac{3.1}{2666}$	+0.4	0.228	0.268
14.2	28.9	10853	$\frac{185.6}{159548}$	$\frac{36.9}{0.1573}$	$\frac{3.2}{2792}$	+1.0	0.218	0.253
13.0	23.2	15173	$\frac{180.0}{154784}$	$\frac{37.0}{0.1578}$	$\frac{2.7}{2322}$	+4.2	0.193	0.224
13.0	23.0	15864	$\frac{184.7}{158839}$	$\frac{37.2}{0.1586}$	$\frac{2.7}{2322}$	+10.7	0.190	0.220
13.0	22.5	16686	$\frac{184.36}{158521}$	$\frac{36.9}{0.1573}$	$\frac{2.7}{2322}$	-7.9	0.197	0.230
13.0	22.4	17004	$\frac{185.89}{159840}$	$\frac{36.9}{0.1573}$	$\frac{2.7}{2322}$	-9.8	0.186	0.220
13.0	22.3	17316	$\frac{187.29}{161038}$	$\frac{37.3}{0.1594}$	$\frac{2.7}{2322}$	+4.1	0.194	0.226
13.0	22.2	16846	$\frac{192.00}{165092}$	$\frac{37.5}{0.1606}$	$\frac{2.7}{2322}$	+5.6	0.197	0.229
16.2	26.61	16230	$\frac{183.8}{158068}$	$\frac{37.1}{0.158}$	$\frac{2.83}{2433}$	+2.0	0.202	0.237

1) 额定工况试验结果整理表见表 1。

从表 1 看出, 额定工况 (即设计工况  $t_0 = 10^\circ\text{C}$ ,  $t_k = 37^\circ\text{C}$ , 余热水供水温度  $82^\circ\text{C}$ ,  $t_b = 75^\circ\text{C}$ ) 下实测制冷量  $Q_n = 30.51\text{kW}$  ( $26238\text{kcal/h}$ ), 平均热力系数  $\zeta = 0.202$ , 比原设计指标分别提高30%和45%, 证明样机设计合理, 制造质量较好, 性能优良。

2) 变工况试验结果见图6, 7, 8 (试验结果整理表从略)。

图 6 是保持余热水进水温度  $t_{b1}$ ,  $t_b$  不变, 制冷量  $Q_n$ , 热力系数和喷射系数  $\mu$  与蒸发温度  $t_0$  的关系;

图 7 是保持  $t_0$ ,  $t_{k1}$  不变, 制冷量  $Q_n$ , 热力系数  $\zeta$  与  $t_k$  的关系;

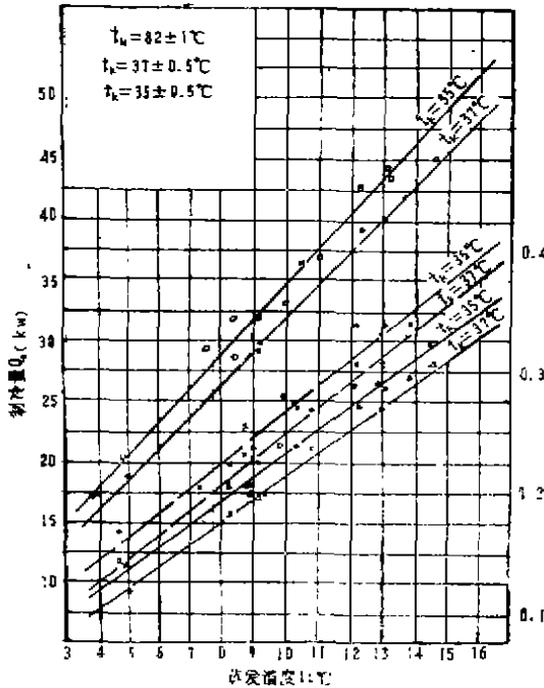


图6  $Q_n = f(t_0)$ ,  $\zeta = f(t_0)$ ,  $\mu = f(t_0)$  曲线图

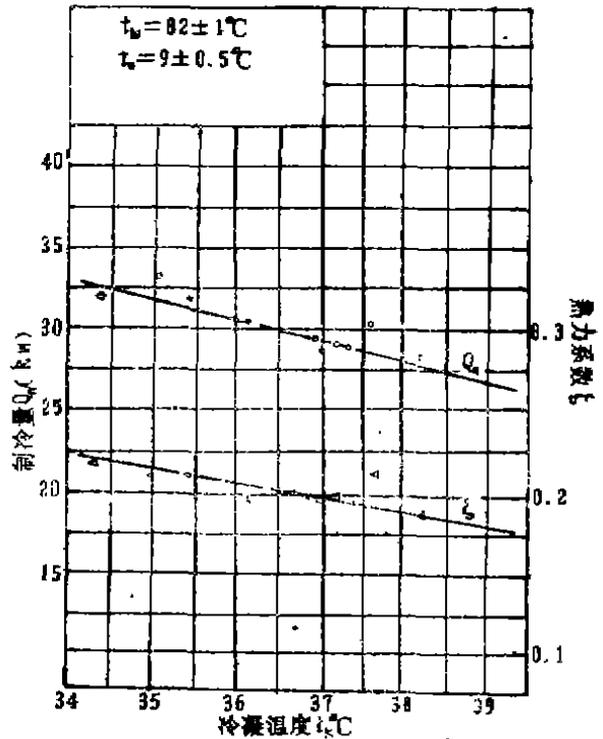


图7  $Q_n = f(t_k)$ ,  $\zeta = f(t_k)$  曲线图

图 8 是保持  $t_k$ ,  $t_0$  不变, 制冷量  $Q_n$ , 热力系数  $\zeta$  和  $P_b$  (即  $t_b$ ) 的关系。

从图6~8看出, 变工况下运行有如下规律:

(1)  $Q_n$  和  $\zeta$  随着  $t_0$  (或冷冻水出水温度) 的上升而增加;

(2) 当  $t_k$ ,  $t_0$  等于常数时,  $Q_n$  和  $\zeta$  随着发生器饱和蒸汽压力  $p_b$  的上升而上升, 但达到一定值后,  $Q_n$ ,  $\zeta$  增加缓慢,  $\zeta$  甚至有下降趋势, 表明制冷机有一最佳的  $p_b$ , 试验证明, 该最佳值与设计工况基本一致, 从而得到制冷机在设计工况下工作, 效率较高;

(3)  $Q_n$  和  $\zeta$  随着  $t_k$  的提高而降低, 经对试验结果计算, 当  $t_k$  由  $35^\circ\text{C}$  上升到  $37^\circ\text{C}$ ,  $t_0$  从  $5^\circ\text{C}$  到  $13^\circ\text{C}$  时,  $t_k$  每上升  $1^\circ\text{C}$ ,  $\zeta$  平均下降  $5.75\%$ , 与国内外的试验结果相一致, 表明  $t_k$  对制冷效率的影响氟喷式比压缩式大。

3) 噪声测试, 根据重Q JY·J73·01-90标准规定的方法, 制冷机在额定工况下实测噪声为

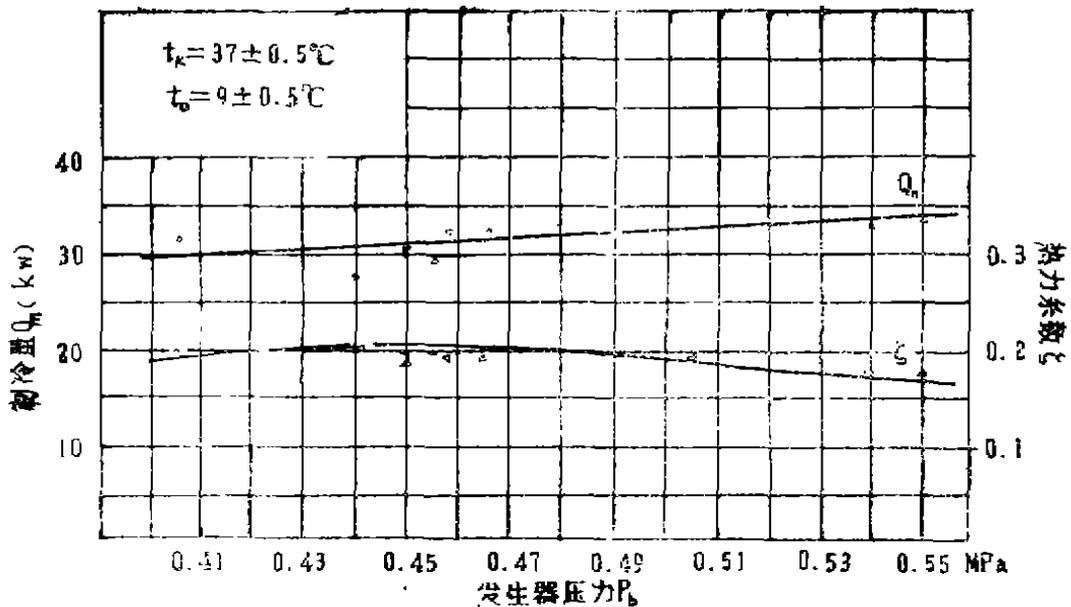


图8  $Q_0 = f(p_g)$ ,  $\zeta = f(p_g)$  曲线图

78.7dB(A), 大大低于标准中规定的90dB(A), 比常规压缩式冷水机组低。

4) 经实测制冷机在额定水流量下, 水侧阻力, 蒸发器为6133Pa, 发生器为52533Pa, 冷凝器为98000Pa。冷凝器采用的是C+S管, 因此水阻力较大, 今后产品应尽可能降低水流程, 以减少水阻力。

## 2.2 工业运行

1) 车间余热水汇集到一个1.5m<sup>3</sup>的热水箱中, 用热水泵送入制冷机发生器水系统, 冬季运行满足不了要求时, 热水箱中充入部分蒸汽, 以维持要求的供热水温度。

2) 制冷机冷却水利用工厂车间的冷却水, 先通入冷凝器, 温升4~5℃后再送入车间工艺设备, 经使用证明, 对生产工艺无影响。

3) 在夏季按测试系统图运行, 制冷机产生的冷冻水经冷水泵送入车间钳工房的8台风机盘管, 对房间进行降温除湿, 升温后的冷冻水再回入制冷机蒸发器, 循环运行。经实测, 当室外温度34~36℃时, 钳工房(面积约120m<sup>2</sup>, 没有进行任何隔热处理)可降温到28℃以下。在冬季冷冻水为开式系统, 即系统中设一回水箱, 在回水箱中添加部分热水, 以保持制冷机蒸发器的供水温度。

4) 工业运行从1989年8月开始迄今, 每周运行3天, 几个月的工业运行, 制冷机未出现任何故障, 不凝性气体只排放了两次。表明该制冷机操作方便、调节简单、运行稳定, 能够安全、可靠、有效的长期运行。

## 3 性能对比和经济效益分析

### 3.1 性能对比

根据检索查新查询到的8篇专利中, 有的采用的是130℃以上热水, 有的是直燃式, 有

的是用非共沸溶液,有的是用饱和碳氢化合物,有的是系统形式不同,在所有的专利中均未提供性能数据,无法对比。在查阅到的文献中,只有3份介绍有性能曲线,图9是DYFPL82-11I13/2.32型氟喷制冷机与文献[1]、[4]、[5]的性能曲线对比。需要说明的是,上述文献中提供的数据都是在 $t_k$ 很低情况下的试验值,DYFPL82-11I13/2.32型制冷机试验条件 $t_k$ 为 $37^\circ\text{C}$ 。一方面限于条件限制,我们没有作这么低 $t_k$ 下的试验,另一方面, $t_k$ 太低,在实际应用中没有什么意义,但性能对比应在 $t_k$ 相同条件下进行,根据前面该机变工况的试验结果和参照文献[1],[4],[14],[15]的试验结论,我们对图中的曲线2按 $t_k$ 提高 $1^\circ\text{C}$ , $\zeta$ 下降5%进行了修正,修正后的曲线为3。

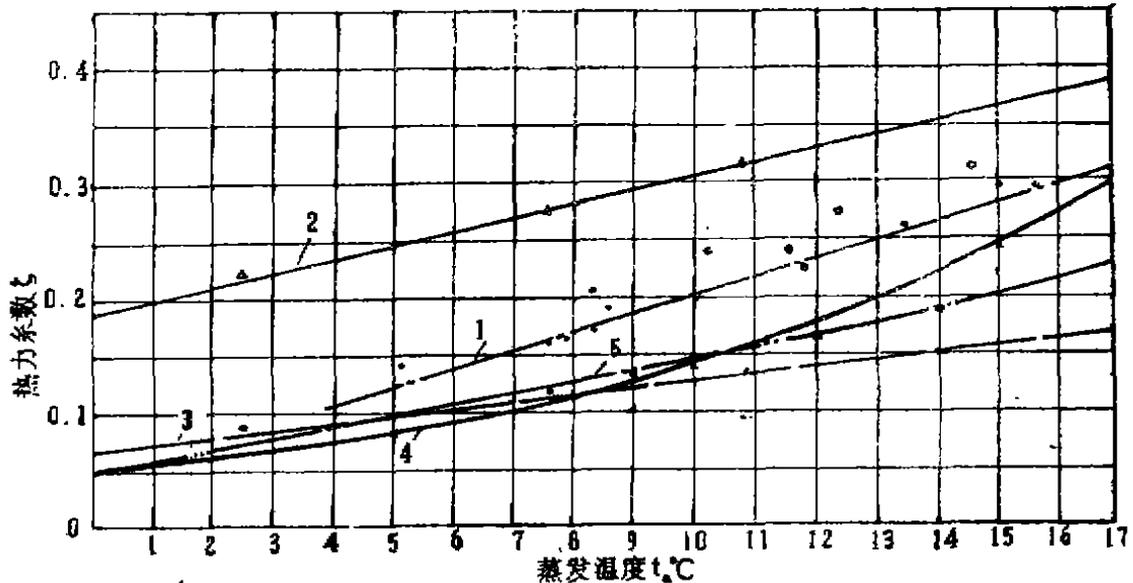


图9 国内外性能曲线对比图

说明:

- 1—DYFPL82-11I13/2.32样机测试性能曲线,  $t_k=37^\circ\text{C}$ ,  $t_b=74\sim 75^\circ\text{C}$ ,  $p_b=0.46\sim 0.47\text{MPa}\cdot\text{R11}$ 。
- 2—意大利A.F.瓦林等实验室试验曲线,  $t_k=25^\circ\text{C}$ ,  $t_b=74.2^\circ\text{C}$ ,  $p_b=0.46\text{MPa}\cdot\text{R11}$ 。
- 3—对2线的修正曲线,按 $t_k$ 每 $\uparrow 1^\circ\text{C}$ , $\zeta$ 下降5%修正后的曲线。
- 4—英国P.A.Hilfon公司制造的氟利昂11蒸汽喷射制冷实验演示装置提供的性能曲线, 工作状态:  $640\text{kNm}^{-2}$ , R11蒸汽, 干度0.95,  $t_b=90^\circ\text{C}$ ,  $t_k=32^\circ\text{C}$ 。
- 5—东南大学张小松等在 $5.0\text{kJ/h}$ 小型氟喷制冷装置上的实验曲线。工作条件:  $t_k=30^\circ\text{C}$ ,  $t_b=75^\circ\text{C}$ ,  $p_b=0.46\text{MPa}$ , 工质R11。

由图9可见,根据目前能够查阅到的国内外资料,在相同条件下( $t_k$ 在 $2^\circ\text{C}$ 以上),其热力性能均低于DYFPL82-11I13/2.32型制冷机的实测值。

### 3.2 经济效益分析

氟喷制冷机使用的动力主要是余热(或废热)水,这对节约电能,提高能源的利用率具有重要意义。因此,在进行经济效益分析时应首先看到它的节电、节能价值,这种效益往往是用经济价值难于衡量的。当然也要看到它的经济性、初投资、运行费及成本的回收期限等。此处采用年经营费法<sup>[16]</sup>分析其最佳经济性,年经营费包括:(1)固定费;(2)运行费;(3)

维持费。

所谓固定费是指设备的初投资,并考虑其设备在整个寿命期间的利息,再用利率法把它折算到每年等价的均匀费用上。结合我国情况,本文采用年利息8%,设备使用年限取15年,土建使用年限取20年。

表2 制冷机组的初投资

名 称	型 号		备 注	
	FLZ20	DYFPL82-11I13/2.32		
生产厂	北京冷冻机	重庆冷冻机厂	FLZ20冷量为在 $t_{出水}=13^{\circ}\text{C}$ ,冷却水出口温度 $t_{出}=35^{\circ}\text{C}$ 下性能曲线上查得DYFPL82-11I13/2.32冷量为上述工况下实测值	
外形尺寸(mm)	2400×670×1190(h)	2400×900×1700(h)		
使用工质	R 12	R 11		
制冷量(W)	27910	27970		
主 机 设 备	出厂价(元)	23500	26700	DYFPL92-11I13/2.32型出厂价为厂家提供的制造费
	耗电(kW)	7.5	0.75	
冷却塔	型号	DBNL <sub>g</sub> -12	DBNL <sub>g</sub> -20	重庆玻璃钢厂
	设备价(元)	1800	2520	
	耗电(kW)	0.6	0.8	
冷 却 水 泵	型号	IS50-32-160D	IS80-65-160D	重庆第二水泵厂
	设备价(元)	1950	2285	
	耗电(kW)	0.55	1.5	
热水泵	型号	—	IS80-65-165D	重庆第二水泵厂
	设备价(元)	—	2285	
	耗电(kW)	—	1.5	
总设备价(元)		27250	33790	
设备安装调试等(元)		6813	8447.5	按设备价25%计算
制冷剂	充灌量(kg)	20	250	R12按12元/kg
	价格(元)	240	2500	R11按10元/kg计算
申请电集资费(元)		1224	737	按162元/kW计算
设备初投资(元)		35527	45474.5	
总耗电(kW)		8.65	4.55	氟喷节电49%
土 建	主机安装面积	6	7.5	仅考虑两面有操作通道
	初投资(元)	2400	3000	按400元/米 <sup>2</sup> 计算
设备初投资(元)		29627.5	39095.7	
耗电(度/年)		7897.5	2369.2	氟喷节电71.5%
运行费(元/年)		1597.5	473.8	
年经营费(元/年)		5358.8	5430.8	
单位负荷年经营费(元/年·kW)		192	194.1	

运行费与开机时间及运行负荷率有关,所谓运行负荷率就是运行负荷与制冷机容量之比,它与室内外参数,建筑物用途、空调方式、制冷机是否有备用等有关,根据重庆气象条件,经调研制冷机开启时间取4.5个月,每天运行时间12小时,负荷率平均取0.65。

维持费系指设备的管理费,固定资产税收,保险金等,根据我国情况,不考虑税金率,取保险金率为0.6%。

在进行经济效益分析时,考虑到一般应用氟喷制冷机的场所除有余热水以外,一般都有大量的冷却水可利用。如重庆某制药厂(DYFPL82—11I13/2.32型制冷机应用场所)痢特灵车间排放有大量75~85℃的废热水,另一方面车间又需大量冷却水,如果使这些冷却水先通过制冷机的冷凝器使温升3~5℃后,再冷却工艺设备,这就省掉了冷却水系统的大部分费用,DYFPL82—11I13/2.32型制冷机就是这样安装的。因此下面的经济效益分析分别按包括冷却水系统和不包括冷却水系统两种方案进行分析。

DYFPL82—11I13/2.32型氟喷制冷机与FLZ20型活塞式冷水机组的比较(包括冷却水系统),其初投资见表2,运行费见表3,年经营费见表4,不包括冷却水系统两种制冷机的比较,即除去表2~4中的冷却水系统费用,其结果见表5。

表3 制冷机组运行费

型 号	耗电量 (度/年)	电 费 (元/年)	补水量 (m <sup>3</sup> /年)	水 费 (元/年)	运行费 (元/年)
FLZ20	9108.5	1821.7	224.6	44.93	1866.6
DYFPL82-11I13/2.32	4791.1	958.2	1123.3	224.6	1182.8

注:电费按0.2元/度计算,水费按0.2元/m<sup>3</sup>计算

表4 制冷机组年经营费

型 号	设 备 固定费 (元/年)	土 建 固定费 (元/年)	总运行费 (元/年)	总维持费 (元/年)	年经营费 (元/年)	单位负荷 年经营费 (元/年kW)
FLZ20	4156.7	196.2	1866.6	149.2	6368.2	228.2
DYFPL82-11I13/2.32	5318.4	245.23	1182.8	190.9	6937.3	248

从表2~5看出,DYFPL型氟喷制冷机具有明显地节电、节能价值,在需要设置冷却水系统的地方氟喷制冷机节电约50%,年经营费稍高于活塞式冷水机组;在不需设置冷却水系统的场所,节电高于70%,年经营费和常规的活塞式冷水机组基本相等。因此,这种制冷机最适合用在既有大量余热(废热)水,同时又有冷却水可资用的场所,在这种情况下,不管是从节电上,还是经济效益上都是非常有利的。

需要说明的是,经济效益分析是个很复杂的问题,文中很多地方是概略值,不一定很准确,因此上述比较,仅作参考。

综上所述,DYFPL型低位余热氟喷制冷机是一种值得开发的节能产品,但大面积的推广应用尚需解决屏蔽电机泵,UQK液面控制器等部件的配套生产问题,为了保护大气臭氧层,采用新的,对臭氧层无破坏作用工质的低位余热氟喷制冷机的研制尚需作进一步的工作。

## 参 考 文 献

- 1 The XIIth International of Refrigeration Madrid 1967. Progress in refrigeration Science and Technology. Volume 1969, pp.1225-1238
- 2 A Heat Driven mobile Refrigeration Cycle Analysis. Li-Ting Chen. Energy Conversion Vol.18, pp.25-29, 1978
- 3 Optima Parameters in a Cooling System Using an Ejector. L. T. Lu, J. C. Cham Poussin Xian, China Sept., 11-19, 1986, International Conference on Energy Saving in Refrigeration
- 4 张小松等. 利用热水的氟利昂蒸喷射制冷系统的研究. 流体工程. 东南大学, 1989, (9): 50~54
- 5 Vapour Jet Refrigerator/Heat Pump R850. P. A. Hilven Ltd.
- 6 NIRD O75\*\*141457/21 \*D33735-386. A Cooling System Waste Heat Pump-Hum Evaporator With Coupled yet Pump and Condensor in Pump and Evaporator Connocion 19.05.88
- 7 Su 1116277 A  
Пароэжекторная фреоновая холодильная машина
- 8 ODAG = \* Q75 43767 D/24 \* Su-767-470 Steamejection Freon Refrigeration Machine Operation Supercooling of liq freon After Supercooling to Surrounding Media Temp. J07(30.09.80)
- 9 ODRI\* Q75 92316 E/43\* Su-892-144  
Vapour Ejection Freon Refrigeration Machine-has Water Cooler for Liquid Freon Between Condenser and Regenerative Heat Exchanger J07(25.07.81)
- 10 ODRI\* Q75 78 577 E/37 \*Su-881-476  
Vapour-ejection Freon Refrigeration Unit Operation by First Stream Vapour Expansion and Utilisation for Liquid Super-Cooling for Economy. J07(15.11.81)
- 11 PITTS C. T 27.05.75 US-580675(17.05.77)  
Solar Energy Refrigeration and Air Conditioning System Vapour Generator Condenser and Evaporator for Use With Low Boiling Point Refrigerant
- 12 U.S 4.761.970 Aug.9.1988  
Immiscible Propellant and refrigerant Pairs for Ejector-type Refrigeration System
- 13 Su 1151786A 1/06.1.981.  
Способ производства холода и горячей воды с потошью эжекторского холодильная цикла
- 14 低位热能氟喷射制冷装置研究报告. 重庆建筑工程学院低位热能制冷科研组, 1986

- 15 蒸汽喷射制冷设计手册. 建工出版社, 1972
- 16 唐超权. 溴化锂吸收式制冷机的经济性分析. 制冷, 东南大学, 1988, (3): 50~53
- 17 夏文慧等. 热水型溴化锂两级吸收式制冷系统的研究. 制冷, 1988, (4): 1~5
- 18 低位余热氟利昂喷射式制冷机. 重庆建筑工程学院企业标准. 重Q JY·J73·01—90

(编辑: 刘家凯)

## DEVELOPMENT OF DYFPL 82-11113/2.32 LOW- GRADE REMAINING HEAT FREON JET TYPE REFRIGERATING MACHINE

*Liu Jiajie    Liu Xiangying    Zhang Jixiang  
Sun Chunwu    Zhou Yuli*

(Department of Urban Construction)

**ABSTRACT** This paper presents the principle of operating, performance parameters, type of structure and technical characteristics, the performance test and the result of industrial run for the first DYFPL-11113/2.32 low grade remaining heat freon jet type refrigerating machine developed in our country. Through a comparison with experiments in our country and abroad and economic analysis of the behavior of the machine, this machine is simple in structure, convenient for operation, reliable and stable for running with a long service life. It saves electricity and energy.

**KEY WORDS** low-grade remaining heat, freon jet type refrigeration