

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-09

doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250728001

## R290 空调器压缩机变频运行摩擦损失研究

于海超<sup>1</sup> 史正良<sup>2,3</sup> 孙非凡<sup>1,4</sup> 王瑞祥<sup>1</sup>

(1 北京建筑大学环境与能源工程学院 北京 100044; 2 广东省制冷设备节能环保技术企业重点实验室 珠海 519070;

3 珠海格力电器股份有限公司 珠海 519070; 4 中国家用电器研究院 北京 100037)

**摘要** R290是房间空调器工质替代的主要技术路线,研究R290为工质的压缩机变频运行摩擦损失规律,量化摩擦损失与电机频率之间的关联关系,提高压缩机能效和可靠性能具有重要意义。本文建立了计算滚动转子压缩机摩擦损失的数学模型,计算分析了电机频率、工况、润滑油黏度及摩擦副摩擦系数对主要摩擦副摩擦损失的影响。以排量为 $9.8\text{ cm}^3/\text{r}$ 的压缩机为对象,对摩擦副改进预测效果进行了实验验证。研究发现:1)通过添加微量的特定添加剂使冷冻机油摩擦系数降低14.35%,压缩机变频运行COP实测提升0.88%~3.80%,与计算结果的最大相对偏差率小于3.1%;2)压缩机的主副轴承和偏心轴承摩擦功率占比大,在低频工况占总摩擦损失的41.7%,高频工况下占比升至60.9%;3)冷冻机油的黏度和润滑性能对不同摩擦副的作用规律不同,主要摩擦副的摩擦损失随频率的变化规律不同,且R290与R32压缩机的差异明显。

**关键词** R290制冷剂;变频压缩机;摩擦损失;润滑油;摩擦系数

中图分类号: TH455;TB652

文献标识码: A

## Research on Friction Loss in an R290 Air Conditioner Compressor Inverter Operation

Yu Haichao<sup>1</sup> Shi Zhengliang<sup>2,3</sup> Sun Feifan<sup>1,4</sup> Wang Ruixiang<sup>1</sup>

(1. School of Environment and Energy Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, 100044, Beijing China; 2. Guangdong Key Laboratory of Refrigeration Equipment and Energy Conservation Technology, Zhuhai 519070 China; 3. Gree Electric Appliances, Inc. of Zhu Hai, Zhuhai 519070 China; 4. China Institute of Household Electrical Appliances, Beijing, 100037)

**Abstract** R290 is the main working fluid used in room air conditioners. Consequently, it is important to study the friction-loss law for compressor-frequency conversion when using R290 as the working fluid, to quantify the correlation between friction loss and motor frequency and to improve energy efficiency and reliability. In this study, a mathematical model for calculating the friction loss of a rolling-rotor compressor was established. The effects on friction loss of the motor frequency, working conditions, lubricating-oil viscosity, and the friction coefficient of the friction pair were analyzed. For a compressor with a displacement of  $9.8\text{ cm}^3/\text{r}$ , the predicted improvement for the friction pair was experimentally verified. Adding a trace amount of specific additives reduced the friction coefficient of the refrigeration oil by 14.35%; the coefficient of performance of the variable-frequency compressor increased by 0.88–3.80%, and the maximum relative deviation from the calculated results was  $<3.1\%$ . The friction power of the main, auxiliary, and eccentric bearings of the compressor accounted for 41.7% of the total friction loss under low-frequency conditions and 60.9% of this loss under high-frequency conditions. The viscosity and lubrication properties of the refrigeration oil exerted different effects on different friction pairs. The friction loss of the main friction pair varied with frequency, differing notably between the R290 and R32 compressors.

**Keywords** R290 refrigerant; inverter compressors; friction loss; lubricating oil; coefficient of friction

R290是房间空调器(room air conditioner, RAC)绿色转型的重要方向,R290不含润滑活性元素且密度低<sup>[1]</sup>,摩擦功耗的占比相对突出,是开发R290 RAC需要重点考虑的因素。空调用转子压缩机的摩擦损失主要来源于主副轴承、滑板与滚子(活塞)等摩擦副的摩擦损耗<sup>[2-4]</sup>。摩擦损失随频率的变化规律显著

影响整机效率且不同摩擦副的摩擦学行为随运行频率的变化规律存在差异。研究影响因素及作用规律,对制定减摩抗磨措施,优化RAC运行控制策略,提高系统可靠性及能效具有重要意义。

通过建立滚动转子压缩机的滑板、活塞和偏心轴承等摩擦副工作过程的数学模型<sup>[2,5]</sup>,计算分析阻

力矩、惯性力及惯性力矩的平衡状况<sup>[3]</sup>,可评估活塞与滑板运动关系和摩擦学行为<sup>[4]</sup>。张华俊等<sup>[5]</sup>针对50 Hz定频场景,研究了各摩擦副运动规律及摩擦损失。J. Yang<sup>[6]</sup>对双缸旋转压缩机的机械损失进行了理论研究,分析了其与单缸旋转压缩机在摩擦方面存在的差异。孙效航等<sup>[7]</sup>计算了微型滚动转子压缩机的主要摩擦副摩擦损失的占比,分析了影响转子运动的关键力矩,以及排气压力和结构参数对压缩机主要摩擦副摩擦损失的影响规律。上述研究<sup>[5,7]</sup>对进一步研究压缩机在变频率运行时的摩擦损失规律具有很好的借鉴作用。

本文以R290变频滚动转子压缩机为研究对象,构建了计算主要摩擦副摩擦损失的数学模型,分析了5个典型工况<sup>[8]</sup>下R290压缩机的摩擦损失随转速的变化规律及主要摩擦损失占比的变化趋势,并与R32压缩机进行对比。计算了润滑油黏度、摩擦副摩擦系数对摩擦功率的影响,为评估压缩机主要摩擦副润滑节能潜力,进一步提高压缩机能效提供参考。

### 1 机体结构与动力学模型

滚动转子压缩机的主体结构如图1所示。滚动转子压缩机的主体结构由气缸、滑板、滚动活塞、偏心轮、主副轴承、排气阀及上下端盖组成。滑板背部安装弹簧,在滚动活塞随偏心轮转动时,弹簧使滑板端部紧贴滚动活塞表面,将气缸与滚动活塞间的空间分隔为吸气腔和压缩腔。制冷剂从吸气口进入吸气腔,随着滚动活塞转动,压缩腔内制冷剂压力逐渐升高,达到排气压力后冲开排气阀流出。在偏心轮驱动下,吸气腔与压缩腔周期性变化,实现制冷剂由低压向高压转变。

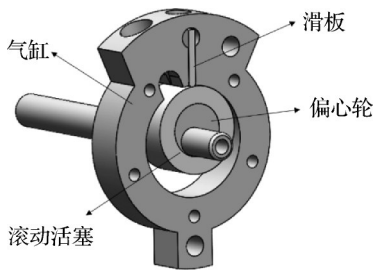


图1 滚动转子压缩机的主体结构

Fig.1 Main structure of the rolling rotor compressor

对运动部件进行运动学分析发现,该压缩机存在多处摩擦副,运行时可能出现边界润滑、流体润滑和混合润滑3种状态。混合润滑状态下,负载主要由固体支撑,部分由流体支撑。由于摩擦过程复杂,难以准确确定摩擦系数,对各摩擦副按极值简化为流

体润滑和边界润滑2种工况研究。

根据压缩机各运动规律,将压缩机的摩擦损失分为9处摩擦副,各摩擦副的摩擦功率计算( $L_1 \sim L_8$ )和摩擦状态如表1所示<sup>[5]</sup>。

#### 1.1 滑板动力学方程

对滑板的运动和受力进行计算,滑板的主体结构与受力分析如图2所示。

表1 摩擦类别与损失计算

Tab.1 Friction categories and loss calculations

摩擦副	摩擦类别	损失计算
滑板与滑板槽	边界	$L_1 = u_s (F_{R1} + F_{R2}) v$
偏心轴承	流体	$L_2 = M_c (\omega - \omega_p)$
滑板端部与转子表面	边界	$L_3 = u_v F_n V_{hr}$
主副轴承	流体	$L_4 = M_j \omega$
止推面	边界	$L_5 = M_l \omega$
转子上端面与气缸端盖	流体	$L_6 = M_{b1} \omega_p + M_{b3} \omega$
转子表面与气缸内壁	流体	$L_7 = M_a (\omega - \omega_p)$
转子下端面与气缸端盖	边界	$L_8 = M_{b2} \omega_p + M_{b4} \omega$

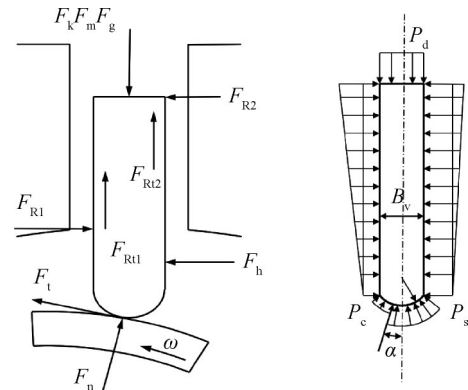


图2 滑板主体结构及受力分析图

Fig.2 Main structure and force analysis diagram of the slide plate

滑板水平  $x$  方向受到的气体力  $F_h$  为<sup>[9]</sup>:

$$F_h = Hx(p_c - p_s) \tag{1}$$

两端的气体压差力  $F_g$  为:

$$F_g = H [ B_v p_d - (\frac{B_v}{2} - r_v \sin \alpha) p_b - p_c (\frac{B_v}{2} + r_v \sin \alpha) ] \tag{2}$$

滑板惯性力  $F_m$  和弹簧力  $F_k$  为:

$$F_m = -m_v a_v \tag{3}$$

$$F_k = K(x_0 - |x|) \tag{4}$$

建立水平和垂直方向的力和力矩平衡方程,求解出接触力  $F_n$ 、 $F_{R1}$  和  $F_{R2}$ <sup>[10-11]</sup>:

$$\begin{cases} F_{R11} + F_{R12} - F_m - F_k - F_g + F_n \cos \alpha + F_t \sin \alpha = 0 \\ F_{R1} - F_h - F_{R2} + F_n \sin \alpha - F_t \cos \alpha = 0 \\ (F_{R12} - F_{R11}) \frac{B_v}{2} + F_h \left( \frac{x}{2} - \Delta r_v \right) + F_{R2} (l_o - \Delta r_v) - F_{R1} \\ (x - \Delta r_v) - (F_n \cos \alpha + F_t \sin \alpha) r_v \sin \alpha = 0 \end{cases} \quad (5)$$

其中,

$$\Delta r_v = r_v (1 - \cos \alpha) \quad (6)$$

活塞与滑板之间的摩擦力矩为:

$$M_v = \text{sgn}(v_{br}) \mu_v F_n r \quad (7)$$

其中,

$$V_{br} = r\omega_p + \frac{e \cos \theta}{\cos \alpha} \omega \quad (8)$$

## 1.2 活塞动力学方程

滚动活塞的主体结构与受力分析如图3所示,滚动活塞的运动由2部分组成:以角速度 $\omega$ 围绕气缸中心的公转和以角速度 $\omega_p$ 围绕活塞中心的自转。滚动活塞的自转角速度 $\omega_p$ 可由建立的运动学微分方程求得<sup>[12]</sup>:

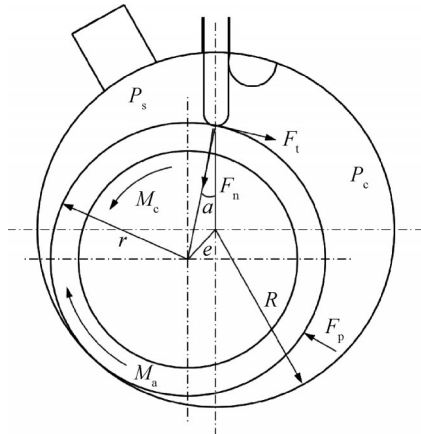


图3 滚动活塞主体结构与受力分析图

Fig.3 Main structure and force analysis of the rolling piston

$$I_{p0} \dot{\omega}_p = M_c - M_v - M_a - M_b \quad (9)$$

滚动活塞与气缸内壁间的摩擦力矩为:

$$M_a = \frac{\alpha_r r^2 \mu H}{\delta_4} (r\omega_p + R\omega) \quad (10)$$

滚动活塞与上下端盖的摩擦力矩为<sup>[13]</sup>:

$$M_{b1} = \frac{\pi \mu (r^4 - r_1^4) \omega_p}{2\delta_2} \quad (11)$$

$$M_{b2} = \frac{2f_b W_p (r^3 - r_1^3)}{3(r^2 - r_1^2)} \quad (12)$$

滚动活塞与偏心轮的摩擦力矩为:

$$M_c = \frac{2\pi \mu (\omega - \omega_p) R_c^3 l_e}{\delta_e} \quad (13)$$

在进行滚动活塞与端盖之间摩擦计算时,需要

将活塞运动分为公转和自转, $M_{b1}$ 、 $M_{b2}$ 分别为自转时活塞与上下端盖产生的力矩、公转时产生的力矩为<sup>[14]</sup>:

$$M_{b3} = \frac{\pi \mu (r^2 - r_1^2) e^2 \omega}{\delta_2} \quad (14)$$

$$M_{b4} = f_b W_p e \quad (15)$$

主副轴承的摩擦力矩为:

$$M_j = M_{j1} + M_{j2} = \frac{2\pi \mu \omega R_{s1}^3 l_{m1}}{\delta_{m1}} + \frac{2\pi \mu \omega R_{s2}^3 l_{m2}}{\delta_{m2}} \quad (16)$$

止推面摩擦力矩为:

$$M_t = \frac{2f_t W_s (r_{s2}^3 - r_{s1}^3)}{3(r_{s2}^2 - r_{s1}^2)} \quad (17)$$

总摩擦功率 $L_{\text{总}}$ 为:

$$L_{\text{总}} = \sum_{i=1}^8 L_i \quad (18)$$

## 2 计算分析与实验验证

### 2.1 摩擦副改进效果及实验验证

为验证计算方法的可行性,就摩擦系数的变化对压缩机输入功率的影响进行了计算与实验结果对比<sup>[15]</sup>。摩擦副的改进方法是,在冷冻机油中添加微量的添加剂提高润滑性能,黏度基本保持恒定<sup>[15]</sup>。在200 N负荷条件下,采用SRV(V)多功能摩擦磨损试验机测试摩擦副摩擦系数。实验冷冻机油的摩擦系数从基础油的0.223降至0.191,降幅达14.35%。为进一步验证实际应用效果,在一款R290压缩机DTz-SN15XXX上开展了实机验证测试。

为量化摩擦系数变化对压缩机能耗的影响,根据式(18)模拟计算了摩擦系数对总摩擦功率的影响,结果如表2所示。同时,基于模拟计算结果与实验值的差值,得出了相对偏差率,如表3所示。由表3可知,改进冷冻机油与模拟计算的输入功率表现出高度一致性,且在各频率下模拟计算与实验值的相对偏差率整体处于较低水平,最大值为3.1%。偏差处于合理区间内,表明通过模拟计算能够较好地反映实验效果和较准确地体现摩擦的变化规律,对通过预测压缩机摩擦变化,优化润滑策略以提高压缩机能效具有指导意义。

根据实验得到的各频率工况下基础冷冻机油与改进冷冻机油的COP(coefficient of performance,性能系数)如图4所示。实验数据显示,通过添加特定添加剂使冷冻机油摩擦系数降低14.35%后,压缩机COP提升幅度达到0.88%~3.80%。该结果表明,该添加剂改进方案能够有效减少压缩机的摩擦损失,显著提升其运行性能。

表2 总摩擦功率随摩擦系数改变的计算

Tab.2 Calculation of total friction power with friction coefficient

频率/Hz	总摩擦功率/W		差值/W
	$f=0.223$	$f=0.191$	
20	14.2	12.5	1.7
40	48.9	45.4	3.5
60	95.8	87.1	8.6
80	154.0	140.0	14.0
100	207.9	190.5	17.4

表3 实验和模拟计算的输入功率数据

Tab.3 Input power data for experimental and analog calculations

频率/Hz	基础冷冻机油 输入功率/W	改进冷冻机油 输入功率/W	模拟输入 功率/W	模拟相对 偏差率/%
20	140.5	136.9	138.8	1.37
40	512.9	494.4	509.4	3.05
60	713.6	700.7	705.0	0.61
80	1019.7	1005.1	1005.7	0.06
100	1293.5	1274.1	1276.1	0.16

## 2.2 运动状态与摩擦力矩

本文以排量为  $9.8 \text{ cm}^3/\text{r}$  空调压缩机为研究对象,主要尺寸结构为:气缸半径为  $22 \text{ mm}$ ,气缸高度为  $17 \text{ mm}$ ,转子外半径为  $17.4 \text{ mm}$ ,计算中忽略环境因素对黏度的影响,动力黏度取  $0.008 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ <sup>[16]</sup>,摩擦系数取  $0.15$ <sup>[17]</sup>。表4所示为转速可控型压缩机全年能源消耗效率的实验工况<sup>[8]</sup>,以分析变频运行摩擦情况。

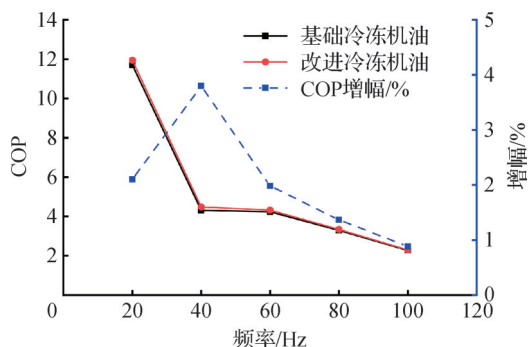


图4 改进冷冻机油对压缩机 COP 的影响

Fig.4 Effect of improving refrigeration oil on compressor COP

在  $60 \text{ Hz}$  工况下,活塞所受摩擦力矩随主轴转角的变化情况如图5所示。四大摩擦力矩中,活塞与滑板端部的摩擦力矩对活塞运动影响最大,其次为偏

表4 工况数据

Tab.4 Condition data

工况简称	蒸发温度/ $^{\circ}\text{C}$	冷凝温度/ $^{\circ}\text{C}$	频率/Hz
中间制冷	18	40	20
中间制热	2	32	40
额定制冷	10	46	60
额定制热	-1	46	80
低温制热	-7	45	100

心轴承<sup>[7]</sup>。活塞自转角速度及活塞与滑板相对运动速度的变化如图6所示。关于活塞与滑板端部的摩擦力矩在  $78^{\circ}$  和  $235^{\circ}$  成为正负值拐点,原因可结合图6分析:在  $0^{\circ}\sim 78^{\circ}$ 、 $235^{\circ}\sim 360^{\circ}$ ,活塞与滑板相对速度为正,表明活塞与主轴运动方向一致;在  $78^{\circ}\sim 235^{\circ}$ ,相对速度为负,表明活塞运动与主轴运动方向相反,由此导致该摩擦力矩在  $78^{\circ}$  和  $235^{\circ}$  出现正负拐点<sup>[12]</sup>。同时作用在活塞上的总力矩方向改变,成为活塞自转角速度在该2处出现升降转折的原因。

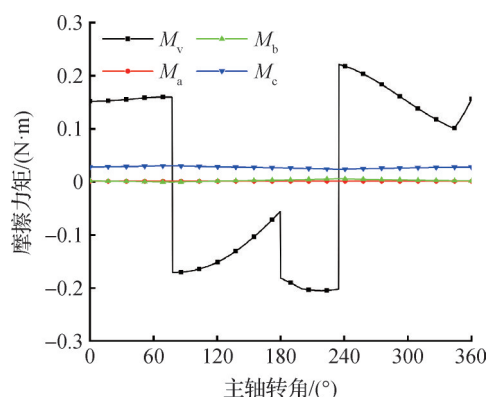


图5 活塞受到的摩擦力矩

Fig.5 Frictional moment experienced by the piston

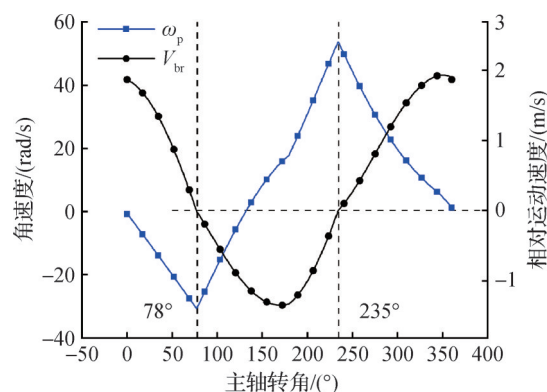


图6 活塞自转角速度和活塞与滑板的相对运动速度

Fig.6 Angular velocity of the piston and the relative velocity of the piston to the slide

## 2.3 R290 与 R32 压缩机的摩擦损失对比

R290 的单位容积制冷量约为 R32 的  $0.54\sim$

0.55倍,在相同工况下,使R290达到与其他制冷剂相同的制冷量,在默认压缩机容积效率为1时,需将压缩机的容积流量提升80%以上,本文取最大值1.85倍计算。理论上存在2种实现方式:1)通过改变压缩机结构以增大排量,但这会导致压缩机材料制造成本增加;2)提升压缩机转速,是目前唯一可行的途径,本文分析R290压缩机在各频率提升转速至1.85倍的摩擦损失变化,并与R32压缩机进行了对比。

以60 Hz工况为例,R32与R290压缩机各摩擦副的摩擦功率与累计占比如图7所示。通过对R32压缩机、R290压缩机60 Hz及1.85倍转速工况下的摩擦损失对比发现:三者约95%的摩擦损失集中于滑板与滑板槽、偏心轴承、滑板端部与转子表面、主副轴承和止推面五大摩擦副;在同转速下R32与R290压缩机的对比中发现,滑板与滑板槽的摩擦功率差异显著,前者是后者的1.91倍,其原因为压缩机内部的压差不同,R32压缩机吸排气腔压差高于R290压缩机,致使滑板与滑板槽间水平作用力、滑板竖直受力增大,使滑板端部与滚动活塞间的摩擦功率提升16.2%。压差增大还使活塞的绝对自转角速度增加<sup>[12]</sup>,导致R32压缩机偏心轴承的摩擦功率高于R290压缩机。对比压缩机在相同压差、不同转速下的摩擦功率发现:随着转速提升,R290压缩机在60×1.85 Hz(表示60 Hz基频的1.85倍,下同)工况下,主副轴承与偏心轴承的摩擦功率均显著高于60 Hz工况,其中主副轴承摩擦功率达到60 Hz工况的3.42倍,偏心轴承摩擦功率达到2.89倍。与此同时,其摩擦功率在总摩擦损失中的占比也随转速的升高而增大,主副轴承摩擦功率占比从20.6%升至28.3%,偏心轴承摩擦功率占比从21.4%提高至24.8%。

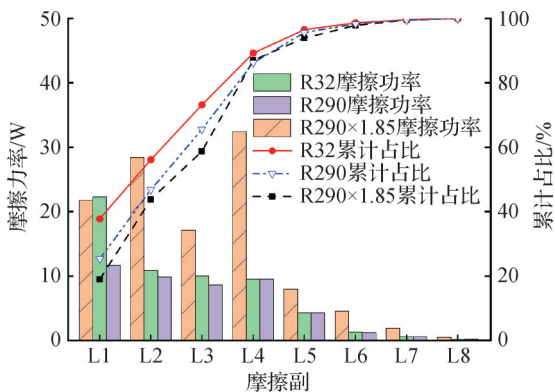


图7 R32与R290各摩擦副摩擦功率与累计占比

Fig.7 Friction power and cumulative proportion of each friction pair for R32 and R290

R32压缩机摩擦副摩擦功率随频率的变化如图8所示。由图8可知,所有摩擦副的摩擦功率均与运行频率呈正相关。其中,滑板与滑板槽的摩擦功率损失在频率20~100 Hz始终处于主导地位,在20 Hz低频工况下,其摩擦损失占总摩擦功率的55.9%;在100 Hz时占比达28.9%;滑板端部的摩擦功率及占比呈现“低转速工况下较小、高转速工况下增大”的变化特征。滑板端部与活塞的相对运动速度如图9所示。结合图9的运动分析可知,转速升高导致滑板与活塞相对运动速度显著增加,这是滑板端部摩擦功率上升的主要原因。对于偏心轴承与主副轴承,其摩擦功率增长率与“摩擦功率与主轴转速二次幂相关”的数学模型高度吻合,该结论与文献[18]的描述相符。对比不同频率工况发现,R32压缩机摩擦损失分布存在显著差异:在20 Hz低频工况下,滑板与滑板槽、止推面、偏心轴承、主副轴承构成摩擦的主要矛盾,占比分别为55.9%、15.1%、13.2%、11.1%;当运行频率提升至100 Hz高频工况时,主要摩擦部件转变为滑板与滑板槽、滑板端部、主副轴承及偏心轴承,对应损失占比分别达28.9%、22.6%、19.6%、19.5%。

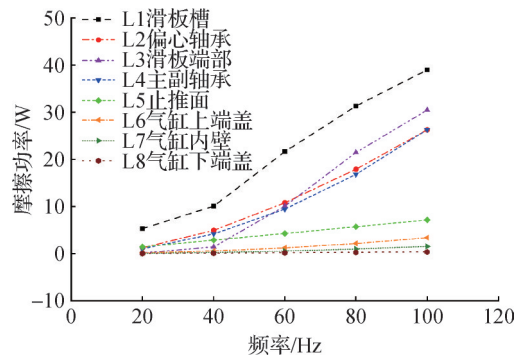


图8 R32摩擦副摩擦功率随频率的变化

Fig.8 Friction power of the R32 friction pair changes with frequency

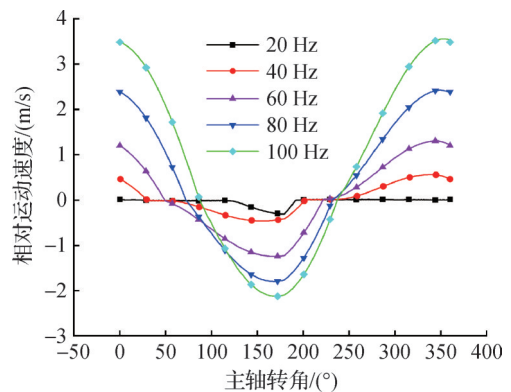


图9 滑板端部与活塞的相对运动速度

Fig.9 Relative velocity of the end of the slide vane to the piston

对于R290压缩机,其摩擦副摩擦功率随频率的变化如图10所示。主副轴承、偏心轴承和滑板与滑板槽始终是主要摩擦来源,但各部件的摩擦损失占比随频率变化差异显著。在 $20 \times 1.85$  Hz低频工况下,主副轴承、偏心轴承、滑板与滑板槽、止推面的摩擦损失分别占总损失的19.4%、22.3%、27.1%、14.3%;而在 $100 \times 1.85$  Hz高频工况下,主副轴承和偏心轴承的摩擦损失占比分别升至34.8%和26.1%,滑板与滑板槽的占比则降至15.3%,滑板端部的摩擦损失占比达10.6%。分析可知,随着运行频率提升,主副轴承与偏心轴承的摩擦损失占比显著增加,逐渐成为主导因素;相比之下,滑板与滑板槽的影响权重呈下降趋势。

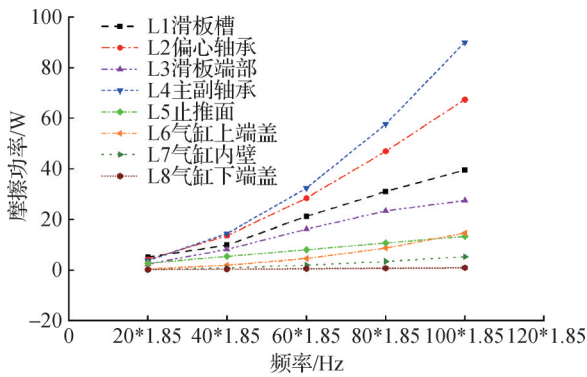


图10 R290摩擦副摩擦功率随频率的变化  
Fig.10 Friction power of the R290 friction pair varies with frequency

R32与R290压缩机总摩擦损失对比如图11所示,黑色横坐标轴与黑色图例相对应,代表R32压缩机;蓝色横坐标轴与蓝色图例相对应,代表R290压缩机(基础频率增大1.85倍)。由图11可知,在提升转速使R290压缩机达到与R32压缩机相同制冷效果的工况下,两者的总摩擦损失呈现显著差异。数据表明,R290压缩机在各运行频率下的总摩擦损失均显著高于同制冷效果的R32压缩机,约为后者的1.95倍。 $20$  Hz工况下,R32和R290压缩机的总摩擦损失分别为 $9.5$  W和 $18.6$  W;而在 $100$  Hz工况下,该数值分别升至 $134.7$  W和 $258.6$  W。从损失增量角度分析,R290压缩机从低频至高频的总摩擦损失增量高达 $240$  W,远超R32压缩机的 $125.2$  W,表明随着转速提升,R290压缩机的摩擦损耗加剧趋势更为显著。由此可知,R290压缩机在各转速工况下的摩擦损失普遍较高,这种高损耗特性严重制约了压缩机的机械效率。因此,相比R32,降低R290压缩机的摩擦损失将成为提升其能效水平的重要技术途径。

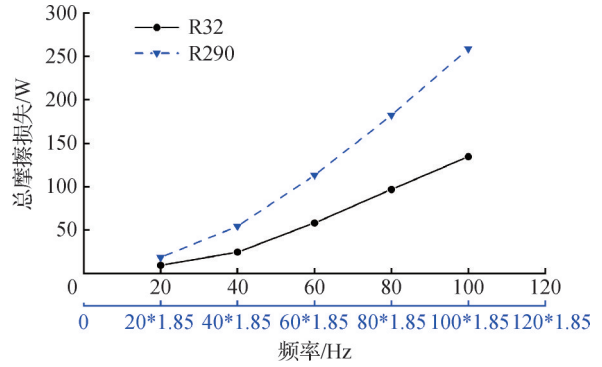


图11 R32与R290压缩机总摩擦损失对比  
Fig.11 Comparison of total friction loss between R32 and R290 compressors

## 2.4 冷冻机油黏度和摩擦系数对各摩擦副的影响

为降低R290压缩机的摩擦损失,系统评估降低润滑油黏度和界面摩擦系数对其各摩擦副摩擦功率的影响。以 $60 \times 1.85$  Hz工况为例,黏度对摩擦副摩擦的影响如图12所示:当动力黏度从 $0.002$  Pa·s增至 $0.01$  Pa·s时,主副轴承和偏心轴承的摩擦功率随黏度的升高而显著增长,在总摩擦损失中的占比分别由 $12.9\%$ 、 $12.3\%$ 提升至 $31.3\%$ 、 $26.5\%$ 。其中,主副轴承的摩擦功耗从 $8.1$  W增至 $40.5$  W(增幅 $400\%$ ),偏心轮的摩擦功耗从 $7.7$  W增至 $34.3$  W(增长 $345\%$ );转子上端盖与气缸端盖、转子表面与气缸内壁的摩擦功耗虽有所上升,但占比仅约 $5\%$ ,变化幅度有限,其余摩擦副功耗基本稳定。

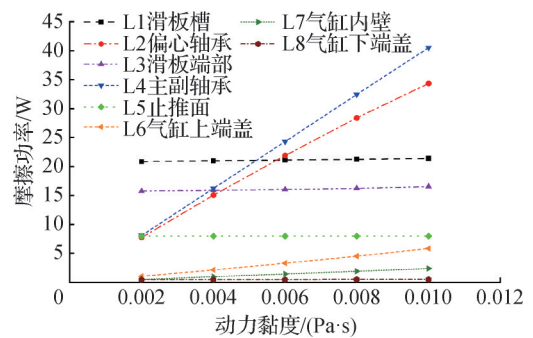


图12 黏度对摩擦副摩擦功率的影响  
Fig.12 The effect of viscosity on the friction power of the friction pair

R290压缩机总摩擦损失随频率和动力黏度的变化如图13所示。总摩擦损失随转速和动力黏度的增加而上升,且转速越高,动力黏度变化对总摩擦损失的影响越显著。在高频 $100 \times 1.85$  Hz工况下,当动力黏度从 $0.01$  Pa·s降至 $0.006$  Pa·s,降幅达 $40\%$ 时,摩擦功耗从 $302.3$  W大幅降至 $214.7$  W,减少了

87.6 W,降幅达29.0%;在低频 $20 \times 1.85$  Hz工况下,黏度同样下降40.0%,摩擦功耗从20.6 W降至16.5 W,降幅为19.9%。相比于低频工况,高频工况中黏度调控对摩擦功耗的降低效率更为显著。数据表明,摩擦损失对润滑油黏度具有高度敏感性,降低润滑油黏度以减小R290压缩机摩擦损耗的方法,在各频率工况下均有较大优化潜力。

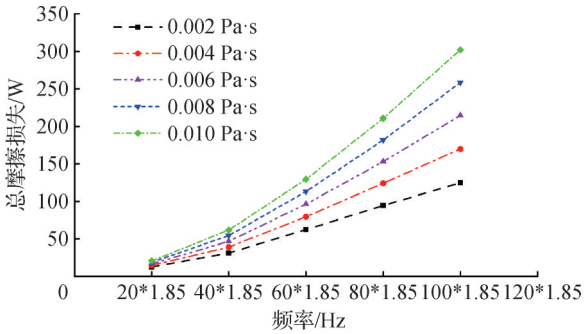


图13 R290总摩擦损失随频率与黏度的变化

Fig.13 The total friction loss of R290 varies with frequency and viscosity

以R290压缩频率为 $60 \times 1.85$  Hz为例,摩擦系数对摩擦副摩擦功率的影响如图14所示,摩擦系数的改变对R290压缩机中处于边界润滑状态的摩擦副影响较大,当摩擦系数从0.09增至0.17时,其中滑板与滑板槽和滑板端部与转子表面的摩擦功率上升最为明显,摩擦功率分别增加了11.6、8.4 W,在总摩擦损失的占比由13.6%、10.8%增至20.3%、15.4%;相比之下,止推面和转子下端面与气缸端盖的摩擦功率上升有限,合计增加4.5 W,其余摩擦副的摩擦功率基本保持稳定。

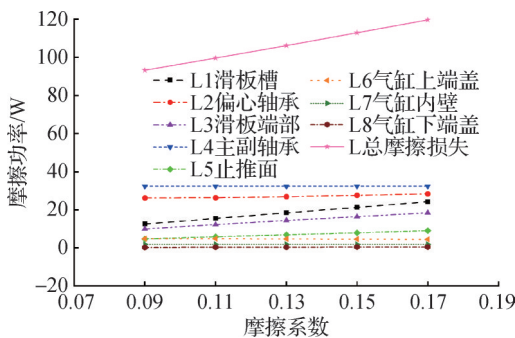


图14 摩擦系数对摩擦副摩擦功率的影响

Fig.14 The effect of the coefficient of friction on the friction power of the friction pair

R290压缩机总摩擦损失随频率和摩擦系数的变化如图15所示。由图15可知,压缩机的总摩擦损失随转速和摩擦系数的增加而上升,在高频 $100 \times 1.85$  Hz工况下,当摩擦系数从0.17降至0.13(降幅

23.5%)时,摩擦功耗从270.5 W降至246.3 W,减少了24.2 W,降幅为8.9%;在低频 $20 \times 1.85$  Hz工况,摩擦系数在相同23.5%的降幅下,摩擦功耗从19.6 W降至17.4 W,降幅为11.2%。说明低频工况下摩擦系数调控对降低摩擦功耗的效率优于高频工况,但两者差异不显著,表明通过调控摩擦系数来降低摩擦功率在各转速工况效果稳定。

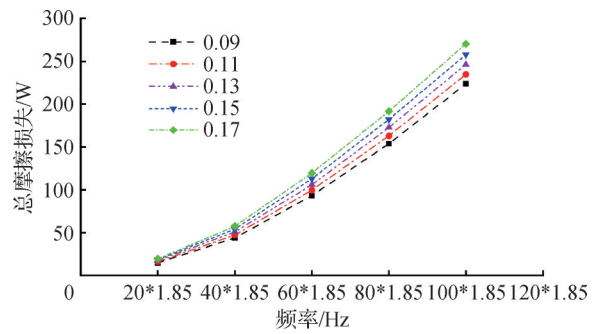


图15 R290总摩擦损失随频率与摩擦系数的变化

Fig.15 The total friction loss of R290 varies with frequency and coefficient of friction

### 3 结论

本文以排量为 $9.8 \text{ cm}^3/\text{r}$ 空调压缩机为研究对象,针对5种频率工况,通过模拟计算R32与R290压缩机的摩擦损失,系统分析不同频率工况下各摩擦副的摩擦功率变化规律及总摩擦损失差异。针对R290压缩机摩擦损失较大的问题,研究了降低润滑油动力黏度与摩擦副界面摩擦系数对减小不同频率工况下摩擦损失的效果,得到如下结论:

1)R290压缩机由于转速的提升,摩擦损失显著增大。其中主副轴承、偏心轴承摩擦副摩擦功率增长幅度大,从60 Hz至111 Hz,摩擦损失分别增加了2.42倍和1.89倍。

2)R290压缩机主副轴承和偏心轴承摩擦损失占比大,从低频工况的41.7%增至高频工况下的60.9%;R32压缩机滑板端部与转子表面的摩擦损失受转速影响大,摩擦损失占比从1.6%增至22.6%。

3)R290压缩机的副轴承与偏心轴承对润滑油黏度具有高度敏感性,调节黏度可降低摩擦损失,在低频工况下可降低19.9%,高频工况下可减小29.0%。

4)R290压缩机中,滑板与滑板槽、滑板端部与转子表面的摩擦功率受摩擦系数的影响大。调节摩擦副减少摩擦损失的潜力为8.9%~11.2%。

本文受能效倍增情景下超高效房间空调器技术路径研究(00362024209),基加利基金R290 RAC技术援助项目(FECO/

LY1/S/20/310)资助。(The project was supported by Enterprise Project "Energy-Efficiency Doubling Tech Path for Ultra-Efficient Room AC" (No. 00362024209), Kigali Fund R290 Room Air Conditioner Technical Assistance Project (No. FECO/LY1/S/20/310).)

符号说明

$a_v$ ——滑板加速度,  $m/s^2$   
 $B_v$ ——滑板宽度,  $m$   
 $e$ ——偏心距,  $m$   
 $f$ ——摩擦系数  
 $f_b$ ——活塞与下端盖的摩擦系数  
 $f_t$ ——止推面的摩擦系数  
 $F_t$ ——滑板与活塞摩擦力,  $N$   
 $F_{R1}$ ——滑板与滑板槽左侧接触力,  $N$   
 $F_{R2}$ ——滑板与滑板槽右侧接触力,  $N$   
 $F_{Rt}$ ——滑板与滑板槽摩擦力,  $N$   
 $H$ ——气缸高度,  $m$   
 $I_{po}$ ——活塞转动惯量,  $kg \cdot m^2$   
 $K$ ——弹簧刚度,  $N/m$   
 $l_e$ ——偏心轮长度,  $m$   
 $l_{m1}$ ——主轴承长度,  $m$   
 $l_{m2}$ ——副轴承长度,  $m$   
 $l_0$ ——滑板径向长度,  $m$   
 $L_i$ ——各摩擦副的摩擦功率,  $W$   
 $m_v$ ——滑板质量,  $kg$   
 $M_{j1}$ ——主轴承的摩擦力矩,  $N \cdot m$   
 $M_{j2}$ ——副轴承的摩擦力矩,  $N \cdot m$   
 $p_c$ ——压缩腔压力,  $Pa$   
 $p_d$ ——排气压力,  $Pa$   
 $p_s$ ——吸气腔压力,  $Pa$   
 $R$ ——气缸半径,  $m$   
 $R_e$ ——偏心轮半径,  $m$   
 $R_{s1}$ ——主轴承内半径,  $m$   
 $R_{s2}$ ——副轴承内半径,  $m$   
 $r$ ——活塞外半径,  $m$   
 $r_1$ ——滚动活塞内半径,  $m$   
 $r_v$ ——滑板端部圆弧半径,  $m$   
 $r_{s1}$ ——止推摩擦面的内半径,  $m$   
 $r_{s2}$ ——止推摩擦面的外半径,  $m$   
 $v_v$ ——滑板速度,  $m/s$   
 $V_{br}$ ——活塞与滑板之间的相对运动速度,  $m/s$   
 $\dot{\omega}_p$ ——转子自转角加速度,  $rad/s^2$   
 $W_p$ ——滚动活塞的重量,  $N$   
 $W_s$ ——机械转动部分重量,  $N$   
 $x_0$ ——弹簧预压缩量,  $m$   
 $x$ ——滑板伸到气缸的位移,  $m$   
 $\alpha$ ——转子相对滑板的偏转角,  $(^\circ)$   
 $\alpha_f$ ——转子与气缸内壁间油膜弧角,  $rad$

$\theta$ ——主轴转角,  $(^\circ)$   
 $\mu$ ——润滑油的动力黏度,  $Pa \cdot s$   
 $\mu_s$ ——滑板与滑板槽之间的摩擦系数  
 $\mu_v$ ——滑板与活塞之间的摩擦系数  
 $\delta_2$ ——活塞与上端盖的间隙,  $m$   
 $\delta_4$ ——活塞与气缸的间隙,  $m$   
 $\delta_e$ ——活塞与偏心轮的间隙,  $m$   
 $\delta_{m1}$ ——主轴承间隙,  $m$   
 $\delta_{m2}$ ——副轴承间隙,  $m$

参考文献

- [1] 张蕾, 王明剑, 刘春慧. R290 变频空调系统优化探讨 [C]// 2024 年中国家用电器技术大会论文集(2). 合肥: 中国家用电器协会, 2024. (Zhang Lei, Wang Mingjian, Liu Chunhui. Optimization of 290 inverter air conditioning system [C]// Proceedings of the 2024 China Household Appliance Technology Conference (2). Hefei: China Household Electrical Appliances Association, 2024.)
- [2] Yanagisawa T, Shimizu T, Chu I, et al. Motion analysis of rolling piston in rotary compressor [C]// Proceedings of Purdue Compressor Technology Conference. Purdue: Purdue University, 1982.
- [3] 马国远. 滚动活塞式压缩机的动力计算[J]. 广东机械学院学报, 1994(4): 92-100. (Ma Guoyuan. Dynamic calculation of rolling piston compressor [J]. Industrial Engineering Journal, 1994(4): 92-100.)
- [4] Wu Jianhua. Dynamic Analysis of roller and vane of inverter controlled rotary compressors [C]// International Compressor Engineering Conference. Purdue: Purdue University, 2000.
- [5] 张华俊, 冯倩莹, 高玉学, 等. 空调用滚动转子式压缩机动力分析[J]. 流体机械, 1998, 26(11): 46-51. (Zhang Huajun, Feng Qianying, Gao Yuxue, et al. Dynamic analysis of rolling rotor compressor for air conditioning [J]. Fluid Machinery, 1998, 26(11): 46-51.)
- [6] Yang J. Mechanical loss analysis of inverter controlled two cylinders type rotary compressor [C]// International Compressor Engineering Conference. Purdue: Purdue University, 2002.
- [7] 孙效航, 杨启超, 史本林, 等. 微型滚动转子压缩机摩擦损失的分析[J]. 制冷学报, 2024, 45(5): 63-70. (Sun Xiaohang, Yang Qichao, Shi Benlin, et al. Friction loss in miniature rolling piston compressors [J]. Journal of Refrigeration, 2024, 45(5): 63-70.)
- [8] 房间空气调节器用全封闭型电动机-压缩机: GB/T 15765—2021 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2021. (Hermetic motor-compressors for room air conditioners: GB/T 15765—2021 [S]. Beijing: Standards Press of

- China, 2021.)
- [9] Ito Y, Hattori H, Miura K, et al. Mixed lubrication analysis of vane sliding surface in rotary compressor mechanisms[J]. Tribology Online, 2007, 2(3): 73-77.
- [10] Yang J S, Mei L, Noh K Y, et al. A sensitivity study of size parameters in a twin-type rolling piston compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(3): 786-794.
- [11] Mi Jintai, Meng Yonggang. Numerical analyses of hydrodynamic lubrication and dynamics of the rolling piston and crankshaft in a rotary compressor[J]. Tribology Transactions, 2014, 57(6): 1136-1147.
- [12] Ito Y, Hattori H, Miura K. Numerical analysis for rotating motion of a rolling piston in rotary compressors-effective factors for characteristics of rotating motion of a rolling piston [C]//Proceedings of the International Compressor Engineering Conference. Purdue: Purdue University, 2010.
- [13] 李爱国. 滚动转子式压缩机活塞异常磨损的研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2014. (Li Aiguo. Study on abnormal wear of piston in rolling rotor compressor [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2014.)
- [14] 马国远, 李红旗. 旋转压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001. (Ma Guoyuan, Li Hongqi. Rotary compressor [M]. Beijing: China Machine Press, 2001.)
- [15] 王瑞祥. R290 房间空调器压缩机专用冷冻机油关键技术问题研究[R]. 北京: 生态环境部对外合作与交流中心, 2021. (Wang Ruixiang. Research on key technical issues of R290 room air conditioner compressor special refrigeration oil [R]. Beijing: Foreign Cooperation and Exchange Center, Ministry of Ecology and Environment, 2021.)
- [16] 王超, 梁鹏, 王玉玲, 等. 转子压缩机三大摩擦损失的影响因素研究[J]. 机电工程技术, 2020, 49(6): 4-6. (Wang Chao, Liang Peng, Wang Yuling, et al. Study on the influence factors of three major friction losses of rotor compressor [J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2020, 49(6): 4-6.)
- [17] Chen Zhenhua, Wu Jianhua, Li Gaimin. Experimental study on the tribological characteristic of vane-roller interface of HC290 rotary compressor with mineral oil [J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 94: 205-213.
- [18] 马文生, 陈照波, 焦映厚, 等. 转速数对滑动轴承动力学系数影响研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(5): 8-13. (Ma Wensheng, Chen Zhaobo, Jiao Yinghou, et al. Effects of rotor speed on plain bearing dynamic coefficients [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(5): 8-13.)

#### 通信作者简介

王瑞祥,男,教授,北京建筑大学环能学院,13601113106, E-mail:wangruixiang@bucea.edu.cn。研究方向:微纳米界面设计与压缩机的润滑密封。

#### About the corresponding author

Wang Ruixiang, male, professor, School of Environment and Energy Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, 86-13601113106, E-mail:wangruixiang@bucea.edu.cn. Research fields: micro and nano interface design and lubrication sea.