

## 跨临界二氧化碳压缩膨胀机的研究\*

李敏霞 马一太 苏维诚 管海清

(天津大学热能研究所 天津 300072)

摘要: 为提高二氧化碳跨临界循环效率, 解决系统节流损失大的问题, 研究开发了新型的滚动活塞转子式压缩膨胀机, 来代替二氧化碳跨临界系统中的节流阀。给出了滚动活塞转子式压缩膨胀机的设计思路和设计特点。对压缩膨胀机主轴的受力和力矩进行了分析和计算, 分析结果表明在二氧化碳压缩膨胀机工作过程中, 两个气缸内的流体流动过程相反, 作用于主轴上的作用力和力矩的大小、方向都不相同, 选择两个偏心轮合适的相位角有利于主轴上总力矩的平稳变化, 设计时应选择最佳相位角, 但同时两个偏心轮之间的主轴部分将是最薄弱的环节。

关键词: 二氧化碳 跨临界循环 压缩膨胀机

中图分类号: TU83

## 符号

$W_e$ ——膨胀机的输出功(W)	$m_s$ ——滑板与滑板槽间的摩擦因数	$b$ ——滚动活塞的转角( $^\circ$ )
$h_i$ ——入口比焓( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ )	$W_2$ ——压缩机的输入功(W)	$a_v$ ——滑板的运动加速度( $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ )
$h_1$ ——膨胀机绝热效率	$h_o$ ——出口比焓( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ )	$w$ ——偏心轮的转速( $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ )
$h_2$ ——压缩机的绝热效率	$h_3$ ——膨胀机的机械传动效率	$\omega$ ——偏心轮的角加速度( $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$ )
$n$ ——转速( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	$q_m$ ——流体质量流量( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ )	$\omega_p$ ——滚动活塞角加速度( $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$ )
$V_s$ ——压缩机气缸容积( $\text{m}^3$ )	$V_2$ ——压缩机的吸气容积( $\text{m}^3$ )	$F_r$ ——滑板作用在滚动活塞的法向力(N)
$v_i$ ——吸气比体积( $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ )	$R$ ——气缸半径(m)	$F_e$ ——偏心轮旋转惯性力(N)
$m_v$ ——滑板的质量(kg)	$m_e$ ——偏心轮的质量(kg)	$F_v$ ——滑板惯性力(N)
$r$ ——滚动活塞半径(m)	$e$ ——偏心距(m)	$F_k$ ——弹簧的弹力(N)
$r_v$ ——滑板端部圆弧的半径(m)	$l$ ——滚动活塞的长(m)	$F_h$ ——滑板两侧承受的气体力(N)
$\Delta r_v = r_v(1 - \cos\alpha)$	$p_s$ ——吸气腔内的压力(Pa)	$F_f$ ——滑板与滚动活塞间的摩擦力(N)
$p_e$ ——膨胀腔内的压力(Pa)	$b_v$ ——滑板的宽度(m)	$F$ ——偏心轮受力的合力(kN)
$l_o$ ——滑板的长度(m)	$x_o$ ——弹簧的预压长度(m)	$I_p$ ——滚动活塞转动惯量( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )
$x$ ——弹簧的长度(m)	$m_f$ ——滑板与滚动活塞间的摩擦因数	$I_e$ ——偏心轮的转动惯量( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )
$\alpha$ ——气缸中心线与偏心轮到滑板顶端中心连线的夹角( $^\circ$ )		$M_t$ ——总力矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ )
$M_b$ ——滚动活塞与气缸端面的摩擦力矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ )		$M_r$ ——阻力矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ )
$M_j$ ——偏心轮轴两端轴承的阻力矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ )		$M_p$ ——动力矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ )
$M_n$ ——滑板作用在滚动活塞上的正接触力形成的阻力矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ )		$M_g$ ——气体力力矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ )
$M_c$ ——滚动活塞与偏心轮之间的摩擦力矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ )		1——膨胀机(下标)
$M_a$ ——滚动活塞与气缸之间的摩擦力矩( $\text{N} \cdot \text{m}$ )		2——压缩机(下标)

## 0 前言

制冷设备中使用的传统制冷剂 CFCs (氟氯化碳类化合物)和 HCFCs(含氢原子的氟氯化碳类的氟里

昂)对臭氧层有破坏作用, 为保护大气臭氧层, 在 1987 年, 国际社会缔结了《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》, 规定各国将逐步停止使用 CFCs 和 HCFCs。而新型替代物 HFCs(不含氯原子的氟里昂)也存在温室效应等环境问题, 在 1997 年的《京都议定书》中, 从保护全球气候变暖的角度把 HFCs 列入要限制的六种温室气体的计划中。因此制冷领域面临前所未有的危机。20 世纪 90 年代初, 在欧

\* 高等学校博士学科专项科研基金资助项目(D0200105)。20041126 收到初稿, 20050501 收到修改稿

洲兴起利用大自然中存在的物质作为制冷剂即自然工质,来解决由于人工制冷剂所带来的各种问题。G. Lorentzen 等<sup>[1-3]</sup>提倡利用二氧化碳作为制冷剂,认为二氧化碳无毒、不燃并具有良好的热物理性质,是非常理想的制冷剂替代物。由于二氧化碳的临界点温度和压力较低,二氧化碳制冷循环需采用超临界循环,即制冷剂的放热段在超临界区,而吸热段在亚临界区。在二氧化碳制冷循环中,流体由超临界节流到亚临界区域,导致节流损失大于常规制冷剂的节流损失,因此二氧化碳跨临界循环效率一般低于普通制冷剂的循环效率<sup>[4]</sup>。为使二氧化碳跨临界循环得以实际应用,需提高其循环的效率,为能够根本解决节流损失大的问题,可利用膨胀机代替节流阀。带膨胀机的二氧化碳跨临界循环更接近理想循环,而且膨胀机回收流体膨胀功,从而提高系统效率<sup>[5,6]</sup>。在膨胀机的研究中,膨胀功的回收也是非常重要的,只有将回收的膨胀功有效的利用到系统中,膨胀功回收才更有意义。如果将膨胀功作为动力驱动压缩机完成压缩过程,使膨胀机产生的机械功直接转化为驱动压缩机的机械功,避免了其他膨胀功回收方式中不同能量形式之间转换而导致的不必要的损失,可提高膨胀功的回收效率,因此研究压缩膨胀机是非常必要的。通过对压缩膨胀机在系统中的合理优化,还可以更大限度地提高整个系统的效率,如图 1 所示。英国 DRIVER 公司<sup>[7]</sup>开发了 Hinge-vane 结构的压缩膨胀机,设备的一侧为压缩气缸,而转到另一侧则为膨胀气缸,压缩过程的余隙容积会对膨胀过程产生影响,同时还存在两个过程的热传导损失。由于结构形式类似于滑片结构,在大压差下运行,设备的内部泄漏是需要解决的关键问题。德国的 DERESTEN 大学<sup>[8]</sup>对自由活塞压缩膨胀机进行了研究,用膨胀机驱动压缩机,但由于膨胀腔内的活塞与压缩腔内的活塞同步运动,造成膨胀机不能完全回收膨胀功。

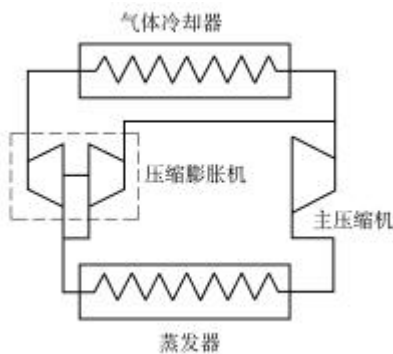


图 1 带压缩膨胀机的循环系统

采用滚动活塞形式,开发压缩膨胀机,分析压缩膨胀机的受力和力矩情况,为压缩膨胀机的进一步开发提供理论基础。

## 1 二氧化碳压缩膨胀机的设计

### 1.1 二氧化碳压缩膨胀机的工作环境特点

图 2 是二氧化碳跨临界循环的温熵图,1-2 为压缩过程,2-3 为超临界放热过程,3-4 为膨胀过程,4-1 为亚临界吸热过程。从图 2 中可以看出,二氧化碳超临界循环的高压侧压力一般为 8~13 MPa,低压侧压力为 3~4 MPa,则压缩膨胀机的运行压力很高,而且压差大,但压比比普通工质压缩机小,一般为 2 左右。在膨胀过程中,流体是由超临界流体进入过冷区域,经饱和线,进入气液两相区,流体发生沸腾现象,有气泡产生。因此膨胀机中膨胀过程与压缩过程不同,在膨胀机中是以液相流体占主导的膨胀,存在液击和气蚀现象。另外二氧化碳粘度小且比容小,在相同的吸气量的情况下,二氧化碳压缩机和膨胀机的尺寸小于普通工质压缩机和膨胀机。

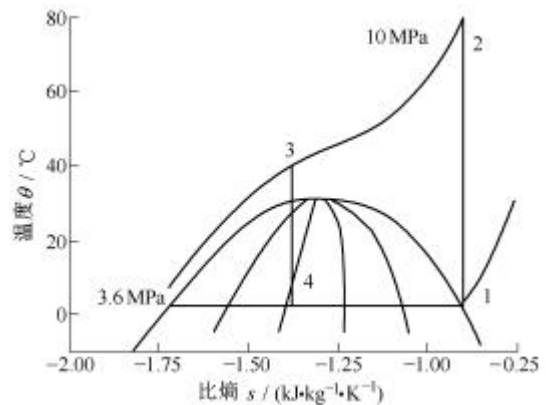


图 2 循环系统温熵图

由于二氧化碳压缩膨胀机的工作压力高,压差大,同时二氧化碳粘度小,泄漏和摩擦问题比普通工质压缩机要突出。

### 1.2 设计思路和特点

根据二氧化碳跨临界循环的特点,设计二氧化碳跨临界压缩膨胀机,主要考虑如下情况。

(1) 采用膨胀机直接带动压缩机的开发方式,并采用滚动活塞形式,因为滚动活塞形式具有较高的效率,同时气缸内的零部件少,结构简单,加工容易,如图 3 所示。

(2) 膨胀机需要设计吸入口控制装置,控制进入膨胀腔的流体的吸入量。

(3) 此压缩机-膨胀机可以设计为全封闭型式,解决外泄漏问题。

(4) 根据二氧化碳压缩膨胀机的工作环境压力高、压差大的特点,将外壳增厚,同时整体外壳内

压力为低压。

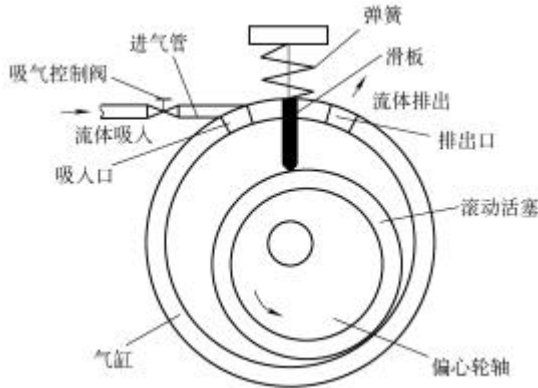


图 3 滚动活塞形式膨胀机示意图

(5) 为避免内泄漏，密封面之间的间隙减小。

(6) 结构上将压缩气缸和膨胀气缸串联在同一个轴上。该轴有两个偏心轮，因此可以通过调整两个偏心轮的相位，减小力矩的变化，从而保持轴的平稳运行。

(7) 由于压缩气缸排气的温度较高，而膨胀气缸排气的温度较低。压缩气缸的温度高于膨胀气缸的温度，因此会造成漏热损失。为避免传热造成的损失，在两个气缸之间应有绝热材料。

### 1.3 膨胀机驱动的压缩机结构参数的确定

膨胀机的结构参数主要是按照系统的流量确定。由于滚动活塞压缩机的输入功率全部由膨胀机提供，因此压缩机的结构参数是由压缩机工作的设计工况和膨胀机提供的动力决定的。按照图 1 所示的压缩膨胀机在系统中的位置进行设计。膨胀机的设计工况为膨胀机入口温度为 35，膨胀机入口压力为 9 MPa，膨胀机出口温度为 5，膨胀机的设计流量为 260 kg/h。

膨胀机输出功等于压缩机的输入功

$$W_e = W_2 \quad (1)$$

$$q_{m1}(h_1 - h_{01})h_1h_3 = \frac{q_{m2}(h_{02} - h_{12})}{h_2} \quad (2)$$

压缩机的吸气量和所需的吸气容积

$$q_{m2} = \frac{q_{m1}(h_1 - h_{01})h_1h_3}{(h_{02} - h_{12})/h_2} \quad (3)$$

$$V_2 = \frac{60q_{m2}v_{i2}}{n} \quad (4)$$

压缩机的气缸工作容积

$$V_s = \pi(R^2 - r^2)l_2 \quad (5)$$

压缩机的气缸工作容积等于压缩机的所需吸气容积

$$V_s = V_2 \quad (6)$$

$$(R^2 - r^2)l_2 = \frac{60q_{m2}v_{i2}}{\pi n} \quad (7)$$

## 2 压缩膨胀机的受力特性分析

膨胀机中流体参数随滚动活塞转动角度改变不断变化，同时压缩机中的流体参数也会随之而改变，则流体作用于轴的总力矩并非为常量，也是不断变化的。为了掌握压缩膨胀机的特性，对偏心轮轴的受力情况进行研究。

### 2.1 膨胀机和压缩机轴受力分析

在膨胀腔中，作用在滚动活塞的气体力  $F_{g1}$  及滑板作用在滚动活塞上法向力  $F_{r1}$ ，另外还有偏心轮本身的旋转惯性力  $F_{e1}$  通过滚动活塞传递到偏心轮上，构成滚动活塞偏心轮受力合力  $F$ 。

$$F_{e1} = m_{e1}e_1\omega^2 \quad (8)$$

$$F_{g1} = 2r_1l_1(p_e - p_s)\sin\frac{b_1 + a_1}{2} \quad (9)$$

膨胀机滚动活塞上法向力  $F_{r1}$  必须通过滑板的受力分析得到，则计算公式如下。

$$F_{r1} = [(F_{v1} + F_{k1} + F_{g1})(x_1 - l_{01}) + m_3F_{h1}(m_3b_{v1} + l_{01})] / [(\cos a_1 + m_3 \sin a_1)(x_1 - l_{01} - 2m_3r_{v1} \sin a_1) - m_3 \cos a_1(x_1 + l_{01} + m_3b_{v1} - 2\Delta r_{v1})] \quad (10)$$

式中  $F_{v1} = -m_{v1}a_{v1}$

$$F_{k1} = K(x_{01} - x_1)$$

$$F_{h1} = l_1x_1(p_e - p_s)$$

压缩气缸内偏心轮轴上的受力与膨胀气缸的基本相同，只是气体力的方向相反。

$$F_{e2} = m_{e2}e_2\omega^2 \quad (11)$$

$$F_{g2} = 2r_2l_2(p_c - p_s)\sin\frac{b_2 + a_2}{2} \quad (12)$$

压缩机滚动活塞上法向力  $F_{r2}$  计算公式如下。

$$F_{r2} = [(F_{v2} + F_{k2} + F_{g2})(x_2 - l_{02}) + m_3F_{h2}(m_3b_{v2} + l_{02})] / [(\cos a_2 + m_3 \sin a_2)(x_2 - l_{02} - 2m_3r_{v2} \sin a_2) + m_3(\sin a_2 - m_v \cos a_2)(x_2 + l_{02} + m_3b_{v2} - 2\Delta r_{v2})] \quad (13)$$

### 2.2 力矩计算

膨胀腔和压缩腔同轴，两个腔内流体的作用过程相反，则作用于轴的力矩是不同的。

(1) 膨胀机的模型。膨胀机的力矩包括气体力

产生动力矩  $M_{g1}$ ，阻力矩包括滑板作用在滚动活塞上的正接触力形成的阻力矩  $M_{n1}$ 、偏心轮轴两端轴承的阻力矩  $M_{j1}$  和滚动活塞与偏心轮之间的摩擦力矩  $M_{c1}$ 。各力矩计算公式可参见参考文献[9,10]。则膨胀机的总力矩

$$M_{p1} = M_{g1} - (M_{n1} + M_{c1} + M_{j1}) \quad (14)$$

(2) 压缩机的模型。压缩机的模型与膨胀机的模型相同。只是膨胀机的气体力为动力矩，而压缩机的所有力矩为阻力矩。公式可参见参考文献[11]。压缩机的总力矩为

$$M_{r2} = M_{g2} + M_{n2} + M_{c2} + M_{j2} \quad (15)$$

轴的总力矩为

$$M_t = M_{p1} - M_{r2} \quad (16)$$

膨胀机滚动活塞的运动微分方程为

$$I_{p1} \ddot{\varphi}_{p1} = -r_1 F_{t1} - M_{a1} + M_{b1} - M_{c1} \quad (17)$$

压缩机滚动活塞的运动方程为

$$I_{p2} \ddot{\varphi}_{p2} = r_2 F_{t2} - M_{a2} - M_{b2} + M_{c2} \quad (18)$$

建立压缩机 - 膨胀机偏心轮轴的运动微分方程

$$I_e \ddot{\varphi} = M_t \quad (19)$$

### 3 计算结果

如图 4 和图 5 所示，膨胀机的总力矩和压缩机的总阻力矩变化基本相同，但最大值所在角度不同。如果膨胀机的偏心轮和压缩机的偏心轮没有相位差，则在运转过程中膨胀功与压缩功不匹配，导致前半程膨胀功大于压缩功，而后半程压缩功大于膨胀功，轴在转动过程中，总力矩波动很大。为使总力矩的变化幅度减小，使轴运行平稳，膨胀气缸和压缩气缸的偏心轮应存在相位差。

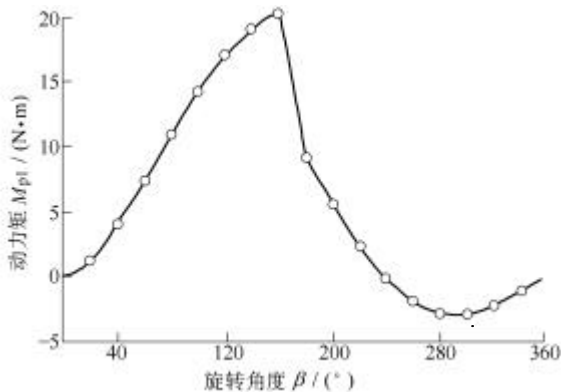


图 4 膨胀腔的动力矩与旋转角度关系

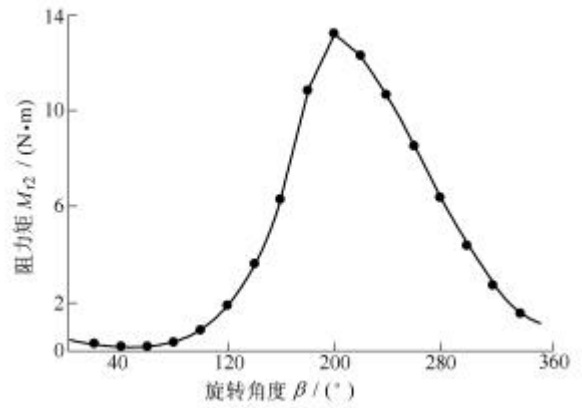


图 5 压缩腔的阻力矩与旋转角度关系

取两个偏心轮轴不同的相位，共十九个角度，将膨胀动力矩和压缩阻力矩在不同相位差下依次叠加，计算结果分别列于图 6~9。从图中转矩的变化趋势可以看出，在图 6 中的 60°和 80°以及图 7 中的 100°三个角度时，轴的总力矩变化平稳，而在其他情况时则总力矩波动剧烈，不利于轴的平稳运动。所以在给定的设计参数下，压缩膨胀机两个偏心轮的相位角应选在此范围内。

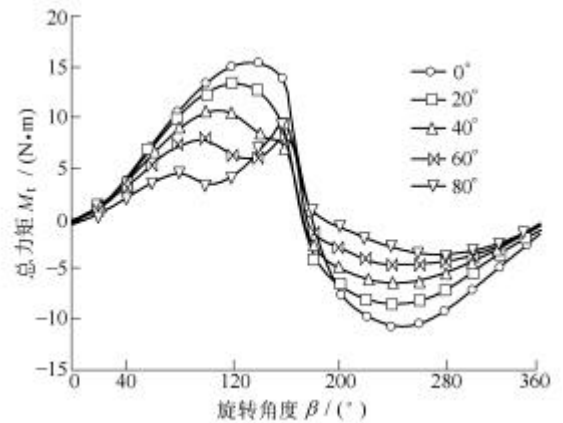


图 6 0°~80°的轴总力矩与旋转角度关系

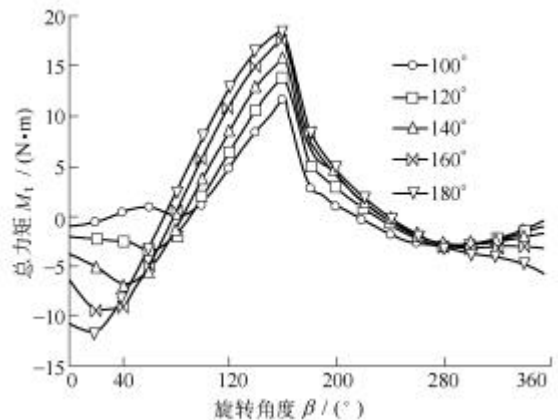


图 7 100°~180°的轴总力矩与旋转角度关系

相位角的选取与膨胀机和压缩机设计初始参数有关，因此在设计其他容量的压缩膨胀机时，最

佳相位角应具体情况具体分析。

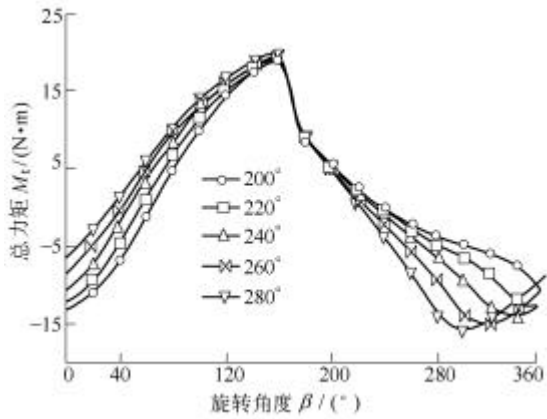


图 8 200° ~ 280°的轴总力矩与旋转角度的关系

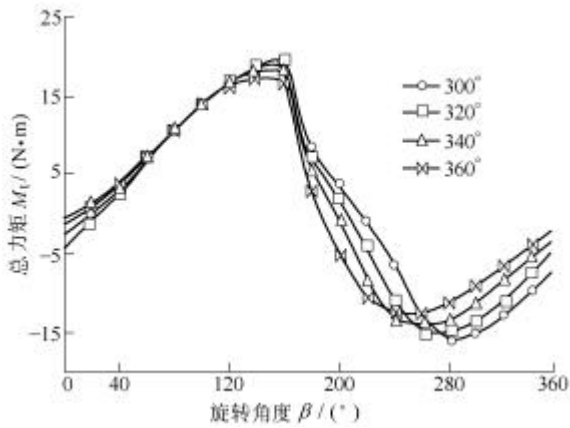


图 9 300° ~ 360°的轴总力矩与旋转角度的关系

图 10 为两个偏心轮的相位差在 70°时的受力情况，从图中可以看出，在 100° ~ 180°之间膨胀腔和压缩腔的偏心轮同时受力都很大，作用方向相反，图 11 中表示了在相同角度范围内两个偏心轮的转矩情况，膨胀腔与压缩腔偏心轮转矩也都很大，且方向相反，造成在两个偏心轮之间的主轴存在很大的剪切力，应以此时的应力设计偏心轴，避免产生断裂。

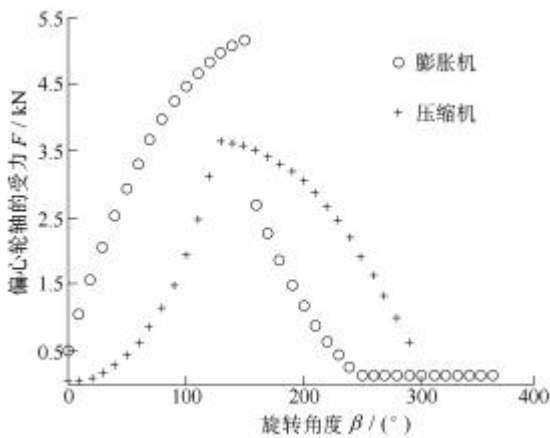


图 10 偏心轮轴的受力随滚动活塞转动角度的变化

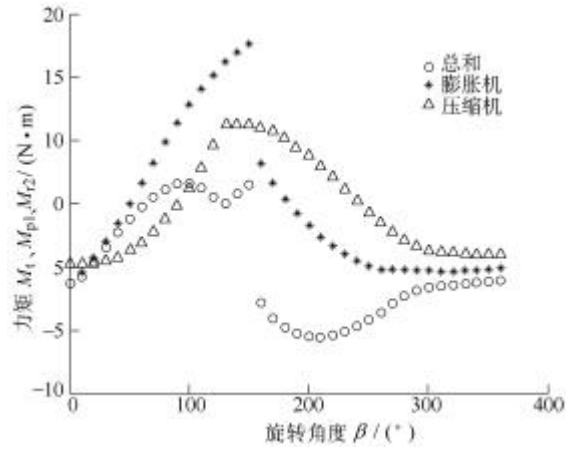


图 11 偏心轮轴的力矩随滚动活塞转动角度的变化

### 4 结论

提出了压缩膨胀机的设计思路和设计特点，实现了机械能与机械能的转换，从而达到能量回收的目的，避免了不同能量形式之间转换导致的能量损失。在设计方案的基础上，对压缩机 - 膨胀机进行轴的受力计算，编制程序，确定压缩腔偏心轮与膨胀腔偏心轮的相位差，为实际设计和应用提供理论指导。主要结论如下。

(1) 在结构上，压缩膨胀机应设计为全封闭式或半封闭式，以避免泄漏问题。同时为避免两个气缸之间传热造成的损失，在两个气缸之间应设有绝热材料。

(2) 主轴上存在有两个偏心轮，因此可以通过调整两个偏心轮的相位，减小总力矩的变化，从而保证偏心轮轴的平稳运行。

(3) 在一定的运行角度范围内作用于两个偏心轮的力和转矩同时都很大，方向相反，则膨胀腔和压缩腔两个偏心轮之间的轴是最薄弱的部位，需进行强度校核，同时应选择合适的材料，进行合理的结构设计，避免断裂的发生。

### 参 考 文 献

- 1 Lorentzen G, Pettersen J. A new efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. International Journal of Refrigeration, 1993, 16(1) : 4 ~ 21
- 2 Lorentzen G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. International Journal of Refrigeration, 1994, 17(5) : 292 ~ 301
- 3 Lorentzen G The use of natural refrigerants : a complete solution to the CFC/HCFC predicament. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(3) : 190 ~ 197

- 4 马一太, 杨昭, 吕灿仁. CO<sub>2</sub> 跨临界(逆)循环的热力学分析. 工程热物理学报, 1998, 19(6) : 665 ~ 668
- 5 马一太, 王侃宏, 杨昭, 等. 带膨胀机的 CO<sub>2</sub> 跨(超)临界逆循环的热力学分析. 工程热物理学报, 1999, 20(6) : 661 ~ 665
- 6 Robinson D M, Groll E A. Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(7) : 577 ~ 589
- 7 Ronald W. Applications for the hinge-vane positive displacement compressor-expander. [http://www.egi.kth.se/users/thermo/samer/www/annex27/Projects\\_UK.html](http://www.egi.kth.se/users/thermo/samer/www/annex27/Projects_UK.html)
- 8 Heyl P. Germany free piston expander-compressor for CO<sub>2</sub> design, applications and results. <http://www.tu-dresden.de/mw/iem/kkt/mitarbeiter/lib/Peter/sydney.html>
- 9 魏东. CO<sub>2</sub> 跨临界循环换热与膨胀机理的研究 : [博士学位论文]. 天津 : 天津大学, 2002
- 10 查世彤. CO<sub>2</sub> 跨临界循环膨胀机的研究与开发 : [博士学位论文]. 天津 : 天津大学, 2002
- 11 马国远, 李红旗. 旋转压缩机. 北京 : 机械工业出版社, 2001

## STUDY ON TRANSCRITICAL CARBON DIOXIDE EXPERSOR

*Li Minxia Ma Yitai Su Weicheng Guan Haiqing  
(Institute of Thermal Energy Research, Tianjin  
University, Tianjin 300072)*

**Abstract** : The transcritical carbon dioxide rolling piston expessor (expander-compressor) is developed to replace the throttling valve in the CO<sub>2</sub> transcritical cycle for the improvement of the performance efficiency of the CO<sub>2</sub> transcritical cycle and decreasing larger throttling losses. The design consideration and the feature of the rolling piston type expessor are presented. The torque of the shaft of this type of expessor are calculated and analyzed. The researches show that the value and direction of forces on the shaft produced by the fluid in two cylinders are different due to the opposite flow process in the expander from that in the compressor and the proper phase of two-rolling piston can allow the expessor to take over the low-vibration characteristics. So the optimum phase of two cranks should be taken into account in the design. In addition, the analytical results also show that the shaft between two cranks is the part that is easy to break.

**Key words** : Carbon dioxide Transcritical-cycle Expessor

作者简介 : 李敏霞, 女, 1971 年出生, 博士, 讲师。主要从事制冷与热泵节能技术、自然工质的研究工作。

E-mail : tjmxli@163.com