

无油涡旋膨胀机性能实验研究

崔 颂, 吴 竺, 刘柳辰, 方晓艳, 高乃平, 朱 彤

(同济大学机械与能源工程学院, 上海 200093)

摘 要: 基于涡旋膨胀机实验台, 研究压力、扭矩等因素对膨胀机输出性能的影响。结果显示, 增加入口压力, 膨胀机转速增加, 出口温度降低; 增加扭矩导致转速减小和入口压力升高; 质量流量随扭矩增加单调递减。转速较低时, 膨胀机运行不平稳, 导致其机械效率随转速下降更明显。转速为 1500~2500 r/min 时, 其输出功率和机械效率均较高。该膨胀机在入口压力为 0.53 MPa, 扭矩为 6 Nm 时, 达到最大输出功率 1780 W; 在入口压力为 0.59 MPa, 扭矩为 9 Nm 时, 达到最大机械效率为 93.6%。

关键词: 能量转换; 效率; 性能; 涡旋膨胀机; 实验研究

中图分类号: TK01

文献标识码: A

0 引 言

有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)是一种利用低品位热能产生高品位电能的技术, 近年来受到社会的广泛关注^[1]。一些学者从最佳工质选择^[2,3]、系统性能分析^[4]、耦合系统优化^[5]、系统关键部件设计^[6]等方面对 ORC 系统进行研究。

膨胀机作为热能转化为机械能的设备, 是 ORC 系统的核心部件, 其运行特性的研究对整个 ORC 系统的优化设计至关重要。按照做功方式的不同, 膨胀机可分为速度型和容积型^[7]。在多种类型的膨胀机中, 涡旋膨胀机因其转速低、效率高、运行平稳、噪音较小、造价适中等优点, 在小型 ORC 系统中应用较为广泛^[8,9]。国内外学者进行大量数值模拟和实验研究^[10-17], 已初步得到一些定性的结论, 如存在最佳转速^[11], 膨胀机内部工质泄漏、漏热、过膨胀、欠膨胀等对其运行效率的影响^[17]。

实验研究是理论分析走向实际应用的必要环节和关键步骤。由上述文献可知, 目前针对涡旋膨胀机的研究大多基于 ORC 系统实验台, 考察系统其他部件对膨胀机性能产生的影响, 而很难准确得到单个涡旋膨胀机的工作特性。因此本文针对某款无油涡旋膨胀机, 搭建实验台架, 研究其转速、输出功率、运行效率等关键参数受负载

扭矩、入口压力、流量等参数的影响, 该研究结论可为进一步研究 ORC 系统的变工况特性奠定基础。

1 实验系统介绍

1.1 涡旋膨胀机

涡旋膨胀机主要由一对错开 180° 的动静涡盘构成, 在膨胀机工作过程中, 高压气体由位于膨胀机中心的入口处进入进气腔, 推动动涡盘围绕静涡盘作平动转动。在涡盘运动过程中, 高压气体所在的腔体容积不断增大, 膨胀之后的气体最终由排气口排出, 完成 1 个膨胀周期, 实现气体膨胀对外输出轴功。本实验所采用的涡旋膨胀机为美国 Air Squared 公司生产的无需润滑油的膨胀机, 型号为 E22H38N4.25, 厂方提供的参数包括: 额定压比 3.5, 额定转速 3600 r/min, 最大输出功率 5 kW, 最大吸气容积 73.6 cm³/Rev, 适用工质为制冷剂及压缩空气。

1.2 实验系统

图 1 为实验台系统图, 实验系统为开式系统, 以空气为工质。除了核心部件的膨胀机之外, 本实验台主要由供气、加热、测量和数据采集等部分构成。

收稿日期: 2016-09-13

基金项目: 国家重点基础研究发展(973)计划(2014CB249201)

通信作者: 高乃平(1978—), 男, 博士、教授, 主要从事低温余热利用、建筑节能、建筑环境与通风等方面的研究。gaonaiping@tongji.edu.cn

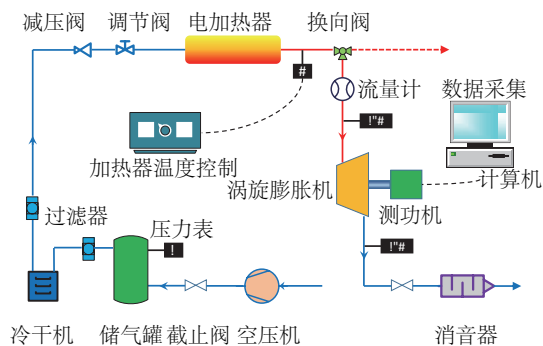


图1 膨胀机实验台系统图

Fig. 1 Schematic diagram of expander testing rig

具体实验流程如为:由空压机提供的高压空气首先经过储气罐稳压、过滤器和冷干机除水,以近乎干空气的状态进入系统,以防止液积和锈蚀等现象的发生。高压空气供气管路安装有减压阀和调节阀,起到调节和稳定膨胀机入口参数的作用。此外,由于常温空气经过膨胀机做功后出口温度较低,会导致出口管道结霜现象的发生。因此,本实验台在调节阀后增加1个电加热器,以提高膨胀机

入口空气的温度,且可调节做功量。在电加热器出口设置热电偶,通过控制柜对加热过程进行精度为 $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的稳定控制。实验时先将系统内残留的高压空气全部排空,待温度、压力参数符合实验工况要求后,再切换旁通阀,使空气进入膨胀机,推动膨胀机做功。加热后的高压空气随后进入膨胀机做功,其焓值转化为机械能。在此过程中,空气温度和压力均发生很大程度下降。膨胀机的转轴与测功机连接,由测功机对膨胀机提供负载,消耗膨胀机所产生的轴功,并测量膨胀机的扭矩、转速和输出功率。负载的改变通过扭矩的调节来实现。另外,由于涡旋膨胀机的工作特性,系统排气存在脉冲现象,导致实验过程中噪声较大。因此,在膨胀机的出口端安装消音器。

针对该实验台,作者设计了相应的数据采集系统,通过MCGS组态软件,对实验过程中各点的温度、压力、流量、膨胀机侧的扭矩、转速以及输出功率等进行了实时的数据采集,采样频率为1次/s。实验系统各仪器仪表的型号及参数如表1所示。

表1 实验设备及仪器仪表参数

Table 1 Parameters of equipment and instruments in testing rig

仪器仪表	厂家/品牌	型号	量程	精度
空气压缩机	英格索兰	ML11-8	$\leq 0.8\text{ MPa}$	—
储气罐	上海申江压力容器	C-1.0/8	容积 1 m^3 ,耐压 0.84 MPa	—
冷干机	上海欣靛实业	XL015GF	—	—
电加热器	上海雄义电热电器	XYJRQ-380/13000	$0\sim 200\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$
磁粉测功机	杭州诺轩测控技术	NX6000	转速 $0\sim 3000\text{ r/min}$ 扭矩 $0\sim 50\text{ N}\cdot\text{m}$	转速 $\pm 0.2\%$ 扭矩 $\pm 0.5\%$
温度传感器	上海南浦仪表厂	PT100	$-200\sim 420\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$
压力变送器	重庆横河川仪	EJA530E-DBS4N-012NN/Z	$0\sim 1\text{ MPa}$	$\pm 0.055\%$
涡街流量计	上海横河川仪	DY025-NALSS4-ON DYA-DON, DYC-1-05	$0\sim 180\text{ kg/h}$	$\pm 1\%$

2 数据处理

本实验系统可通过仪器仪表直接测量的系统参数包括:膨胀机进出口的工质温度和压力、系统运行过程中工质的质量流量、膨胀机的扭矩和转速。膨胀机的输出功率、进出口空气的焓、膨胀机的等熵效率和机械效率等,则可通过查表后计算得出。

膨胀机的输出功率由测量所得的扭矩与转速

的乘积获得,可在测功机的显示界面上直接读出,其具体计算公式如式(1)所示:

$$P = \frac{T \times N}{9.55} \quad (1)$$

式中, P ——涡旋膨胀机的输出功率,W; T ——测功机加载的膨胀机扭矩,Nm; N ——膨胀机转速,r/min。

根据由NIST REFPROP 9.1软件查得的空气物性参数,并查表获得膨胀机进出口空气的焓值。效

率的具体计算方法如式(2)~式(4):

$$\Delta H = \dot{m} \times (h_1 - h_2) \quad (2)$$

$$\eta_m = \frac{P}{\Delta H} \quad (3)$$

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (4)$$

式中, ΔH ——膨胀机进出口空气的焓差, W; \dot{m} ——空气的质量流量, kg/s; h ——单位质量空气的焓值, J/kg; η ——涡旋膨胀机效率; P ——涡旋膨胀机输出功率, W; 下标 1、2、2s ——膨胀机入口、出口、等熵膨胀的出口; 下标 m、s ——机械效率、等熵效率。

本实验的测量结果是系统稳定后采集大量数据,并用这些数据的平均值作为结果,因此可显著减小系统测量的随机误差。仪器误差会对实验结果造成影响,测量值 R 与直接测量值 X_1, X_2, \dots, X_n 之间的关系如式(5)所示:

$$R = R(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (5)$$

测量值 R 的相对不确定度(百分比形式)可由式(6)获得:

$$U_R = \frac{1}{R} \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2} \quad (6)$$

根据上述公式和测量值的计算方法,获得测量值的相对不确定度,如表 2 所示。

表 2 测量参数不确定度计算

Table 2 Measured parameters uncertainty

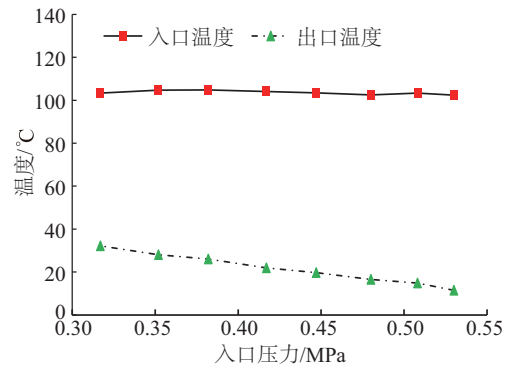
计算参数	不确定度	计算参数	不确定度
输出功率	$\pm 0.70\%$	机械效率	$\pm 1.88\%$
焓值	$\pm 0.08\%$	等熵效率	$\pm 0.32\%$

3 实验结果与讨论

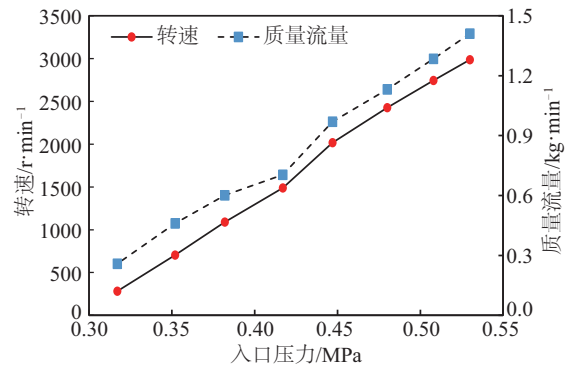
3.1 入口压力对涡旋膨胀机性能的影响

首先研究入口压力对膨胀机性能的影响。设定膨胀机入口空气加热的温度为 100°C , 同时加载扭矩为 5 Nm , 保持调节阀的开度不变, 通过调节减压阀的压力, 将膨胀机的入口压力由 0.31 MPa 逐步增加至 0.53 MPa (相对增大 67.7%), 由于膨胀机出口直接与大气连通, 因此出口压力恒定为 0.1 MPa 。每次调节后待系统稳定对各参数进行记录, 其结果如图 2 所示。图 2a 是工质的入口温度与出口温度随

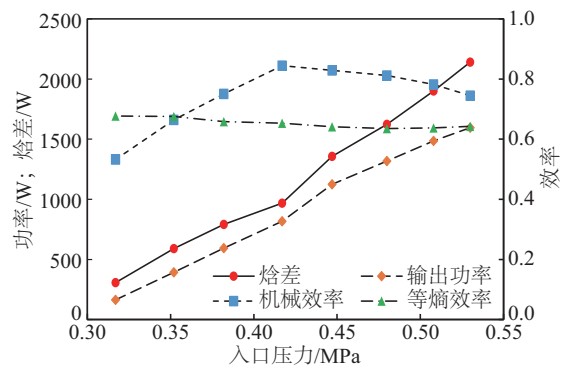
入口压力的变化关系。空气入口温度在加热器控制的条件下, 维持 100°C , 而出口的温度则随入口压力增加, 从 32.2°C 逐步下降至 11.5°C 。从图 3 温熵图 (T - s 图) 看出, 在入口温度和出口压力不变的情况下, 空气分别由压力为 p_1 的 1 点和压力为 $p_{1'}$ 的 1' 点膨胀到压力同为 p_2 的 2 点和 2' 点, 其中 $p_{1'} > p_1 > p_2$ 。根据图 2c 所示, 近似认为膨胀机的等熵效率不变, 则膨胀机出口处 $T_{2'} < T_2$, 因此出现膨胀机出口空气温度下降的现象。



a. 入口压力对膨胀机入/出口温度的影响



b. 入口压力对膨胀机转速和质量流量的影响



c. 入口压力对膨胀机焓差、输出功率、效率的影响

图 2 入口压力对膨胀机性能的影响

Fig. 2 Effects of inlet pressure on expander performance

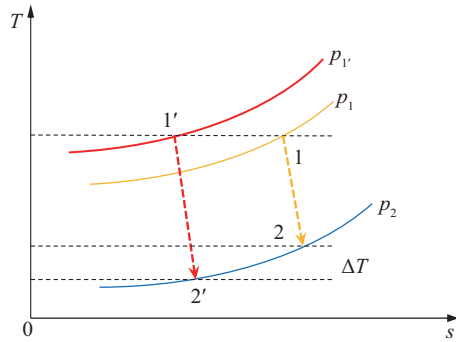
图3 入口压力改变对出口温度影响的 T - s 图

Fig. 3 Effects of inlet pressure on outlet temperature

图 2b 是转速和出口质量流量随入口压力的变化关系。随入口压力的增大,膨胀机的转速和工质的质量流量均呈现增大趋势。具体来说,由于涡旋膨胀机出口压力保持不变,随入口压力的增大,动涡盘所受的驱动力增加,在扭矩负载不变的条件下,导致转速增加。结果显示,当进出口压力比值从 3.1 增加至 5.3 时,转速从 283 r/min 增至 2987 r/min,为原来的 10.5 倍。在入口压力调节的过程中,空气的质量流量可由式(7)进行计算:

$$\dot{m} = v \times N \times \rho \quad (7)$$

式中, v ——膨胀机的吸气容积, m^3/r ; N ——转速, r/min ; ρ ——空气的密度, kg/m^3 。

随入口压力的增加,入口温度保持不变,根据理想气体状态方程,空气密度增加,膨胀机转速随入口压力的升高而增加,同时涡旋膨胀机的吸气容积为定值,最终导致空气的质量流量不断增加,从 0.26 kg/min 增加至 1.41 kg/min,增加为原来的 5.42 倍。

根据式(1),涡旋膨胀机的输出功率与扭矩、转速成正比。在入口压力增加的过程中,控制扭矩恒定为 5 Nm,转速增加导致膨胀机输出功率不断增加。如图 2c 所示,随入口压力的增加,膨胀机输出功率从 163.9 W 增至 1595.2 W,其相对变化量与转速的增幅接近,且两者的变化趋势一致。膨胀机进出口空气的焓降与进出口空气的状态有关,同时与空气的质量流量成正比。膨胀机出口空气温度降低,压力不变,出口焓值减小,空气的质量流量随入口压力的增加而增加,因此,在该实验条件下,进出口焓差呈现单调递增的趋势。由于气源条件和入口温度的限制,导致膨胀机的输出功率低于设计的最大功率。

另一方面,在涡旋膨胀机工作过程中,存在泄漏和摩擦等多种损失,主要原因是动静涡盘之间存在径向间隙和轴向间隙,当间隙较小时,涡盘之间会产生摩擦,而间隙较大则会导致工质的泄漏。这些损失的共同作用将会导致膨胀机运行效率的下降,实际运行效率主要包括机械效率和等熵效率。机械效率是指膨胀机所做功率与进出口焓差的比值,主要影响因素包括动静涡盘之间的摩擦、涡盘与膨胀机壳体之间的摩擦、轴承的摩擦、传动的损失、管道连接部分气体的泄漏和系统运行的平稳程度等。等熵效率是指空气在经过膨胀机前后的焓降与等熵情况下焓降的比值,主要影响因素包括膨胀机内部气体的泄漏,空气从管道流向第一个膨胀腔过程中的不可逆损失、从最后一个膨胀腔到背压环境的排气过程中的不可逆损失以及空气在膨胀腔内部流动的阻力损失等。图 4 表示膨胀机效率与转速之间的变化关系,随转速的增加,机械效率出现先增大后减小的趋势,在转速约为 1500 r/min 时,机械效率达到最大值 84.4%。当转速低于 1500 r/min 时,机械效率随转速变化的幅度更大,当达到最大值后,机械效率呈现下降趋势,且趋势较为平缓。本实验以压缩空气为工质,且受到气源压力和流量的限制,在本文特定的实验条件下,最大机械效率出现在 1500 r/min 时。膨胀机在设计和加工的过程中,存在一个相对运行平稳的转速范围,当转速过低时,运行特性与平稳运行下的状态存在较大差异。在实验过程中,发现当膨胀机转速较低时,实验台震动幅度很大,膨胀机排气波动较大,系统运行不平稳,导致外部泄漏、连接损失等有一定程度的增加,最终导致在较低转速(低于 1500 r/min)

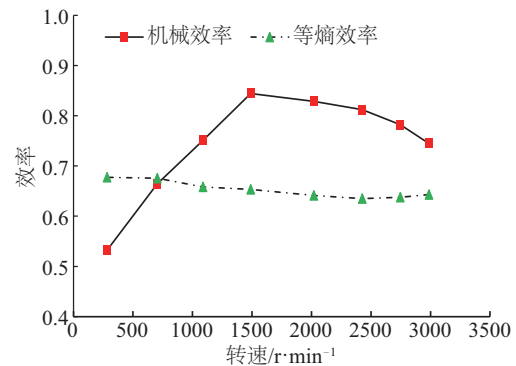


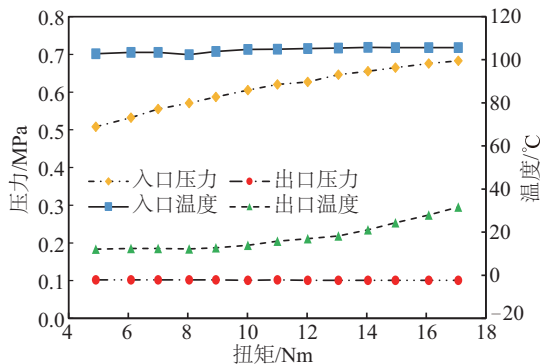
图4 转速对膨胀机效率的影响

Fig. 4 Effects of rotation speed on expander efficiency

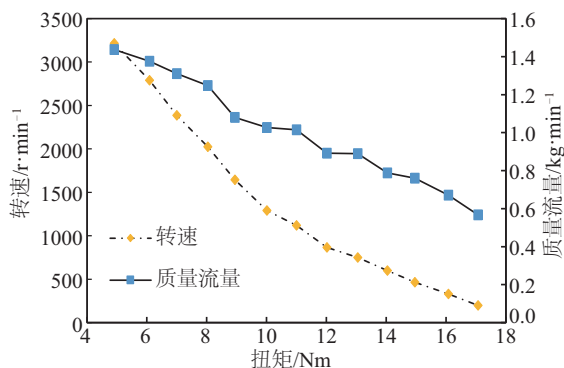
下,膨胀机的机械效率较低。当转速在 1500~3000 r/min 时,系统运行较平稳,摩擦及外部泄漏等的影响作用更为明显,随转速增加,机械效率逐渐降低。此外,在该组实验工况下,膨胀机的等熵效率缓慢下降,随着转速的增加,涡旋膨胀机的相对内部泄漏损失增加,导致其等熵效率降低。

3.2 扭矩对涡旋膨胀机性能的影响

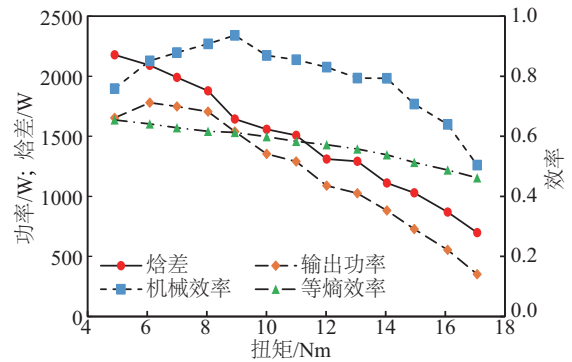
涡旋膨胀机的负载由测功机提供,其值可定量表示为测功机加载的扭矩。在实验过程中,设定入口温度为 100 °C 并保持不变,系统中各阀门开度保持不变,设定减压阀出口的绝对压力为 0.75 MPa。研究扭矩对膨胀机性能的影响,扭矩从 5 Nm 增加至 17 Nm,每隔 1 Nm 调节一次,其实验结果如图 5 所示。由图 5a 可知,随扭矩增加,入口绝对压力不断增加,从 0.51 MPa 增至 0.68 MPa。在涡旋膨胀机稳定运行时,转速稳定,涡盘受力平衡,由工质膨胀做功与测功机提供的负载处于平衡状态。当扭矩增大时,为达到新的平衡,高压空气提供给涡盘的动力则需相应增大,因此导致入口压力随之增大。对于出口温度,在扭矩较小时,几乎无变化,维持在 12 °C。当扭矩增加至 10 Nm 后,出口温度呈现缓



a. 扭矩对膨胀机入/出口温度和压力的影响



b. 扭矩对膨胀机转速和质量流量的影响



c. 扭矩对膨胀机焓差、输出功率、效率的影响

图 5 扭矩对膨胀机性能的影响

Fig. 5 Effects of torque on expander performance

慢增长。此现象可以解释为:在实验过程中,随时间变化,调节扭矩由小到大,高温空气的热量不断传递给膨胀机壳体,再经由膨胀机传递到出口管壁,出口管壁温度不断增加,出口空气吸收来自于管壁的热量,故导致出口空气温度出现缓慢升高的现象。

图 5b 为扭矩改变的情况下,膨胀机转速和工质质量流量的变化趋势。由图可知,在其他条件不变的情况下,转速与扭矩呈现负相关,扭矩增加,膨胀机所受到的阻力增大,转速降低。膨胀机扭矩调节范围为 5~17 Nm,而相应的转速变化范围为 3216~197 r/min,且随扭矩的增大,其变化率逐渐减小。工质的体积流量与膨胀机的转速密切相关,转速降低,体积流量相应降低。质量流量为体积流量与密度的乘积,而密度与入口空气的状态有关,在入口温度不变的情况下,空气密度又与入口压力直接相关,而入口压力的相对变化远小于转速变化,综合密度和转速两方面的因素,空气的质量流量随扭矩的增大而减小,由 1.43 kg/min 变化至 0.57 kg/min。

图 5c 是膨胀机效率随扭矩的变化关系。由图可知,膨胀机的输出功率呈现先增大后减小的趋势。由式(1)可知,膨胀机的输出功率与转速和扭矩的乘积成正比。在扭矩不大于 8 Nm、转速高于 2000 r/min 时,输出功率较大,扭矩过大后,输出功率大幅降低。因此,在系统运行时,膨胀机的扭矩不宜过大。进出口总焓降随扭矩的变化曲线与流量曲线类似,在影响进出口总焓降的 2 个因素中,进出口状态的变化相对较小,质量流量的影响起到

主导作用,因此进出口总焓降单调递减。

在扭矩从小到大调节的过程中,机械效率出现先增大后减小的情况,在扭矩为 9 Nm 时,转速为 1500 r/min,涡旋膨胀机的运行相对更加稳定,测得膨胀机的最大机械效率为 93.6%。随扭矩不断增大,转速逐渐降低,低转速下同样存在实验台震动幅度大的问题,导致机械效率显著降低,最低的机械效率仅为 50.4%。随扭矩的增大,膨胀机的等熵效率不断降低,从 65.4%下降至 46.2%。该实验现象可由过程的 T - s 图直观地表示出来。

如图 6 所示,膨胀机的出口为大气压,且出口空气温度保持不变,因此在图中出口空气可用同一个状态点 2 来表示,入口空气的温度为 100 °C 且保持不变,随着扭矩增大,入口压力增大,如图 6 中点 1 和点 1'。等熵效率为实际膨胀的焓降与等熵膨胀的焓降之比,在 T - s 中可直观地表示为状态点之间连线的斜率,扭矩增大,等熵效率降低。

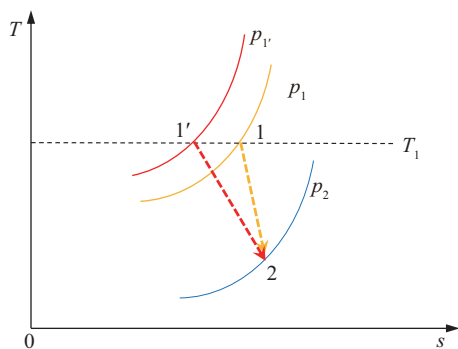


图6 扭矩改变对等熵效率影响的 T - s 图

Fig. 6 Effects of torque on isentropic efficiency

4 结 论

本文以一款无油式涡旋膨胀机为研究对象,搭建膨胀机实验台,以高压空气为工质,研究入口压力和扭矩对膨胀机性能的影响。主要结论如下:

1)保持涡旋膨胀机的入口空气温度不变,出口压力为大气压,同时加载的扭矩为 5 Nm,增加膨胀机入口的压力,会导致膨胀机转速和工质质量流量的增加,膨胀机输出功率相应增加。同时,出口温度出现下降的趋势。入口压力的变化对膨胀机等熵效率的影响较小,但随压力的升高,机械效率出现先增大后减小的趋势。入口压力较低时,膨胀机的机械效率变化较明显,而入口压力较高时,膨胀

机的机械效率变化则相对平稳。

2)保持气源管道阀门开度和膨胀机入口空气温度不变,同时保持出口压力为大气压,扭矩增加导致膨胀机转速和工质质量流量呈现单调递减变化,同时,导致膨胀机入口压力升高。在调节过程中,膨胀机的输出功率和机械效率均出现极大值,当扭矩大于 10 Nm 时,膨胀机机械效率开始缓慢下降,当扭矩进一步增加至 14 Nm 时,膨胀机机械效率加速下降。

3)研究表明,该涡旋膨胀机存在最佳转速。在转速为 1500~2500 r/min,可获得相对较高的膨胀机输出功率和机械效率。在额定转速范围内,过低的转速不利于涡旋膨胀机的高效运行。当入口压力为 0.53 MPa,扭矩为 6 Nm 时,该膨胀机获得最大输出功率为 1780 W,当入口压力为 0.59 MPa,扭矩为 9 Nm 时,膨胀机的最大机械效率为 93.6%。本文由于气源条件的限制和膨胀机入口温度的设置,实验过程中膨胀机达到的最大输出功率小于膨胀机给定参数。

本实验过程中还存在一些不足有待改进,例如:膨胀机壳体的热传递会使出口空气的温度测量值缓慢升高,造成空气焓差的计算误差,影响实验结果准确性。另外,工质质量流量通过涡街流量计测量,实验台的震动会造成质量流量测量值偏大,减小实验台的震动,是对实验测量准确性的重要保障。

[参考文献]

- [1] Angelino G, Gaia M, Macchi E. A review of Italian activity in the field of organic Rankine cycles[R]. ORC-HP-Technology-Seminar VDI-Berichte 539 (4th ed.), 1984.
- [2] 魏莉莉,张于峰,穆永超,等.工质性质对有机朗肯循环低温发电系统影响的实验研究[J].太阳能学报,2014,35(12):2514—2518.
- [2] Wei Lili, Zhang Yufeng, Mu Yongchao, et al. Impact of working fluid on low-temperature energy conversion system using ORCs [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2014, 35(12): 2514—2518.
- [3] 高建强,孙 鑫,曲振肖,等.太阳能超临界有机朗肯循环的工质选择和性能分析[J].太阳能学报,2015,36(8):2002—2007.
- [3] Gao Jianqiang, Sun Xin, Qu Zhenxiao, et al. Selection

- of working fluid and performance analysis of solar supercritical organic Rankine cycle [J]. *Acta Energetica Sinica*, 2015, 36(8): 2002—2007.
- [4] Hung T C. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids [J]. *Energy Conversion and Management*, 2001, 42(5): 539—553.
- [5] 刘 强, 段远源, 宋鸿伟. 生物质直燃有机朗肯循环热电联产系统的热力性能分析[J], *中国电机工程学报*, 2013, 33(26): 60—67.
- [5] Liu Qiang, Duan Yuanyuan, Song Hongwei. Thermal performance analysis of a biomass-fired organic Rankine cycle [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2013, 33 (26) : 60—67.
- [6] 潘 登. 有机朗肯循环涡旋膨胀机性能实验研究 [D]. 上海: 同济大学, 2013.
- [6] Pan Deng. Experimental research on the performance of scroll expander used in ORC system [D]. Shanghai: Tongji University, 2013.
- [7] Huang C T, Shai T Y, Wang S K. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low grade waste heat [J]. *Energy*, 1997, 22: 661—667.
- [8] 潘 登, 高乃平, 谢飞博, 等. 有机朗肯循环涡旋膨胀机性能试验研究 [J]. *流体机械*, 2014, 42(5): 10—14.
- [8] Pan Deng, Gao Naiping, Xie Feibo, et al. Experimental research on the performance of scroll expander used in organic Rankine cycle [J]. *Fluid Machinery*, 2014, 42 (5): 10—14.
- [9] Muhammad I, Muhammad U, Byung-Sik P, et al. Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, 57: 1090—1109.
- [10] Imran M, Usman M, Pard B-S, et al. Study on fundamental performance of scroll expander [J]. *The Proceedings of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 1988, 54(506): 2798—2803.
- [11] 郑敏之. 涡卷式膨胀机的性能试验 [J]. *压缩机技术*, 1991, 3: 1—5.
- [11] Zheng Minzhi. Experiment on the performance of scroll expander [J]. *Compressor Technology*, 1991, 3: 1—5.
- [12] 顾 伟, 孙绍芹, 翁一武, 等. 采用涡旋膨胀机的低品位热能有机物朗肯循环发电系统实验研究 [J]. *中国电机工程学报*, 2011, 31(17): 20—25.
- [12] Gu Wei, Sun Shaoqin, Weng Yiwu, et al. Experimental study on low grade heat driven organic Rankine cycle [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2011, 31 (17): 20—25.
- [13] 刘广彬, 赵远扬, 李连生, 等. 低温余热回收用涡旋膨胀机性能模拟研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2009, 43(7): 88—91.
- [13] Liu Guangbin, Zhao Yuanyang, Li Liansheng, et al. Simulation of scroll expander used in low-temperature waste heat recovery system [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2009, 43(7): 88—91.
- [14] Lemort V, Quoelin S, Cuevas C, et al. Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29: 3094—3102.
- [15] Morini M, Pavan C, Pinelli M, et al. Analysis of a scroll machine for micro ORC applications by means of a RE/CFD methodology [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, (1): 132—140.
- [16] Song Panpan, Wei Mingshan, Liu Zhen, et al. Effects of suction port arrangements on a scroll expander for a small scale ORC system based on CFD approach [J]. *Applied Energy*, 2015, 50: 274—285.
- [17] Wu Zhu, Pan Deng, Gao Naiping, et al. Experimental testing and numerical simulation of scroll expander in a small scale organic Rankine cycle system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 87: 529—537.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON PERFORMANCE OF OIL-FREE SCROLL EXPANDER

Cui Song, Wu Zhu, Liu Liuchen, Fang Xiaoyan, Gao Naiping, Zhu Tong

(Mechanical Engineering Institute, Tongji University, Shanghai 200093, China)

Abstract: An expander testing rig was established to test the output performance of an oil-free scroll expander under various operation conditions. The results indicated that with the increase of the inlet pressure, the rotation speed increases and the outlet temperature decreases, respectively. Similarly, with the increase of torque, the decline of rotation speed and increase of inlet pressure are observed. Moreover, the air mass flow rate is found negatively correlated with the torque. The operation of the expander is not stable with a relative low rotation speed, and the decline of mechanical efficiency is more obvious. The scroll expander possesses its best performance by rotation speed ranges of 1500-2500 r/min. The maximum output power of 1780 W can be reached by 0.53 MPa inlet pressure and 6 Nm torque. The maximum mechanical efficiency of 93.6% can be reached by 0.59 MPa inlet pressure and 9 Nm torque.

Keywords: energy conversion; efficiency; performance; scroll expander; experimental investigation