

# 离心式叶片膨胀机性能影响因素与适应性研究

孙永亮<sup>1,2</sup>, 刘鑫<sup>1,2</sup>, 张成强<sup>1,2</sup>, 贾春辉<sup>3</sup>, 韩永强<sup>3</sup>, 孔祥花<sup>1,2</sup>

(1. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061; 3. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林 长春 130025)

**摘要:**建立朗肯循环余热回收系统的离心式叶片膨胀机 GT-power 的仿真模型, 研究膨胀机进口工质的温度和压力对膨胀机性能和发动机经济性的影响。通过分析表明: 膨胀机入口工质压力越高, 膨胀机的输出功率和效率越高。通过对排气温度和质量流量计算换热器的工质质量流量的分析可知, 在中高负荷下尾气能量可以满足驱动多个膨胀机的需求。

**关键词:**有机朗肯循环; 膨胀机; GT-power; 性能分析; 工况适应性

**中图分类号:** U464 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2023)03-0070-04

## Study on Performance Influence Factors and Adaptability of Centrifugal Blade Expander

SUN Yongliang<sup>1,2</sup>, LIU Xin<sup>1,2</sup>, ZHANG Chengqiang<sup>1,2</sup>, JIA Chunhui<sup>3</sup>, HAN Yongqiang<sup>3</sup>, KONG Xianghua<sup>1,2</sup>

(1. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weifang 261061, China; 2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China;

3. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China)

**Abstract:** The GT-power simulation model of centrifugal blade expander in Rankine cycle residual energy recovery system was built, and the influence on the expander performance and engine fuel economy exerted by the inlet temperature and pressure of the expander were studied. Reseach results show that the higher the working fluid pressure in the inlet of expander is, the higher the output power and efficiency of the expander are. By analyzing the mass flow rate of working fluid in heat exchanger calculated by exhaust temperature and mass flow of engine, it is found that the exhaust energy in high load can drive multiple expander.

**Keywords:** organic Rankine cycle; expander; GT-power; performance analysis; adaptation

## 0 引言

汽车行业的迅猛发展,使人们对石油燃料依赖度日趋增加。目前汽车多为普通的燃油内燃机,即使热效率较高的内燃机初级能源转换成机械动力的效率也较低,其中汽车尾气携带的热量约占总燃油消耗量的 40%。柴油机动力输出功率一般只占燃油燃烧总热量的 42%,除了 5% 用于克服摩擦等功率损失之外,其余的余热(压)能量主要通过排气以及冷却介质的传热被排放到大气中<sup>[1]</sup>。若对汽车排气能量进行回收,可提升内燃机的功率与热效率,降低排放量。因此汽车尾气余热的回收利用已成为节能领域的研究热点。有机朗肯循环余热回收技术以其能量利用率高而具有巨大的应用前景,是车用内燃机余热回收的主要方式之一,对这部分能量加以回收利用,为提高内燃机热效率、降低燃油消耗提供了另一重要途径。

## 1 有机朗肯循环

图 1 为有机朗肯循环结构图。有机朗肯循环余热回收系统主要由蒸发器、膨胀机、冷凝器、工质罐和工质泵组

成<sup>[2]</sup>。其中,工质泵将工质罐中的液态有机工质由低压升至有机朗肯循环特定循环压力后供给蒸发器;高压有机工质在蒸发器中与高温废气进行热量交换,液态有机工质被加热至过热状态,本过程忽略有机工质的压降,被视为等压过程;过热的有机工质进入膨胀机,驱动膨胀机以特定的能量输出方式进行能量输出转化;经叶片式膨胀机膨胀后的低压过热工质流入冷凝器,可以采取风冷或者是水冷的方式把过热有机工质冷却为液态有机工质;低压液态有机工质再次回到工质罐后被工质泵升压至特定压力送入蒸发器,实现有机朗肯循环<sup>[3]</sup>。

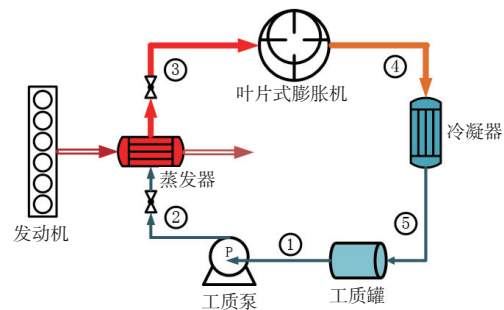


图 1 有机朗肯循环结构图

第一作者简介:孙永亮(1974—),男,山东海阳人,高级工程师,硕士,研究方向为发动机燃烧及性能开发。

## 2 膨胀机选择

在有机朗肯循环系统中,膨胀机的主要功能是将高温、高压工质能量转化为膨胀机输出功,故膨胀机的选择对整个朗肯循环的整体输出性能及效率具有至关重要的影响。膨胀机的选择应考虑到可用输出功率、膨胀机工作效率、加工成本、加工工艺性等较多因素。应用于朗肯循环中的膨胀机主要可以分为两大类:速度式膨胀机,容积式膨胀机。目前,应用较为广泛的速度式膨胀机是透平式膨胀机;容积式膨胀机种类较为多样,主要包括离心式叶片膨胀机、旋转斜盘式膨胀机、空间回热活塞式膨胀机、自由活塞式膨胀机以及螺杆式膨胀机等等。

北京工业大学的张业强等研究了螺杆式膨胀机的性能。经过实验测得该单螺杆膨胀机的最大效率和容积效率分别为 48.7% 及 80%,最大输出功率为 5.46 kW。规律显示:在保持热源条件不变的情况下,随着转矩和干度的增加,容积效率下降;而单螺杆膨胀机的总效率,则随背压和干度的增加而下降,随着转矩的增加呈现增加再下降的趋势<sup>[4]</sup>。

吉林大学的王先锋对往复活塞式膨胀机的性能进行了研究。搭建了 GT-suite 仿真模型,仿真结果表明:在 0.6~1.0 MPa 的膨胀机入口压力范围区间内,膨胀机效率和当量回收效率随着膨胀机入口压力的升高而提升;在膨胀机入口压力不变的条件下,柴油机尾气余热增加,则膨胀机输出总功率升高,但膨胀机效率和当量回收效率随之降低;膨胀机入口压力 1.1 MPa,当柴油机稳定工作在 C25 工况时,余热利用率较高,此时膨胀机的机械效率和当量回收效率分别为 84.44% 和 33.81%<sup>[5]</sup>。

离心式叶片式膨胀机,又称气动马达式膨胀机。由于其体积小、成本低且针对中小型有机朗肯循环具有效率较高的特点,因而适用于车用有机朗肯循环余热回收<sup>[6]</sup>。同时,汽车尾气余热具有多变性和瞬变性的特点<sup>[7]</sup>。

## 3 有机工质选择

参考国内外有关于车用内燃机有机朗肯循环余热回收系统的工质研究,本文研究膨胀机进口工质的温度和压力对膨胀机性能和发动机经济性的影响时,选择 R123 作为循环有机工质。此工质为一种不易燃、低压氟利昂制冷剂,属于干流体工质<sup>[8]</sup>,其主要特性如表 1 所示。其中:ODP 为臭氧消耗潜能值,描述物质对平流层臭氧破坏能力的一种量值;GWP 为全球变暖潜能值,标识和比较消耗臭氧层物质对全球气候变暖影响力大小的一种量值。

表 1 R123 基本物性参数

分子量/ (g·mol <sup>-1</sup> )	临界 温度/°C	临界 压力/MPa	ODP 值	GWP 值
152.931	183.9	3.67	0.02	93

有机工质 R123 具有以下优点:1)临界温度和临界压力较低,比热容较小,黏度低,热稳定性好;2)不易燃,毒性小;3)与热源匹配性较好,可以减小不可逆性损失;

4)良好的环境友好性,成本低。因此,R123 被选为本文中的有机朗肯循环工质。

## 4 膨胀机一维模型

### 4.1 膨胀机模型建立

本文将叶片式膨胀机用于车用发动机尾气余能的回收,即选用叶片式膨胀机作为有机朗肯循环的膨胀机。

高温、高压的有机工质通过进气管单通道进入膨胀机,在膨胀机中经过膨胀做功行程后,依次通过主副排气口排出,进而通过冷凝器、工质泵、蒸发器等部件构成持续运转的有机朗肯循环。

本文基于 GT-power 软件搭建叶片式膨胀机一维仿真模型。图 2 为膨胀机一维仿真结构图。在不同的运行参数( $P, T, N$ )条件下,能够通过传感器及计算模块,得出膨胀机系统的进出口焓差、烟损等关键物理参数。该模型能够为膨胀机性能评价提供数据支持。

仿真模型选用有机工质 R123 作为循环工质。有机工质由右侧流入,右侧的有机工质气源(Inlet)为稳态或动态时变气源。流经进气总管(PipeRound\_in)后,进入进气歧管(InletVol-1)。进气总管上的流量控制阀(InletValve)可以通过改变开口面积对通入膨胀机的流量进行控制。气体工质 R123 由进气总管依次进入由膨胀机的 4 个叶片隔开的 4 个膨胀室内膨胀做功。用 RotorCenterVolume 模块表示在侧隙中流动工质的流动状态。当膨胀机叶片转动到排气口对应开启位置时,做功后的乏气排出至排气歧管。由于实际设计的几何结构中,主排气口开启后副排气口一直开启至进气口开启前 20°,故在仿真过程中将主副排气口合为一个出口,并将开启相位合并。从排气总管排出的乏气流至最左边的 Out-1 稳态环境模块中。稳态环境模块用以近似表示冷凝器中的工质状态。

仿真模型中表示传感器及控制的模块搭建过程如下。入口总管处设置传感器组合,并通过搭建计算模块获取入口处的总焓流及烟流。根据系统工作状态达到稳定状态时,每周期输出功一致,对每周期进行积分,从而计算总焓流及烟流对应的功率;出口总管处的传感器组件及计算模块与入口处一致。主要目的也在于计算出口处的总焓流及烟流对应的功率;系统左边的 DeltaH\_cyc-DeltaEx\_cyc 组合模块的功能为:根据无线信号输入的入口、出口总焓流及烟流对应功率,计算得到系统总焓差及烟损对应功率;膨胀机输出轴下方的转速控制模块通过实时控制负载转矩的方式使膨胀机的转速稳定在设定值。同时通过传感器及计算模块组合获得膨胀机输出特性曲线。

### 4.2 性能评价指标

膨胀机效率表示膨胀机对尾气能量利用的程度,可由膨胀机对外输出功  $W$  与膨胀机进出口的焓值差  $\Delta H$  的比值表示:

$$\eta_{\text{exp}} = \frac{W}{\Delta H} \times 100\% \quad (1)$$

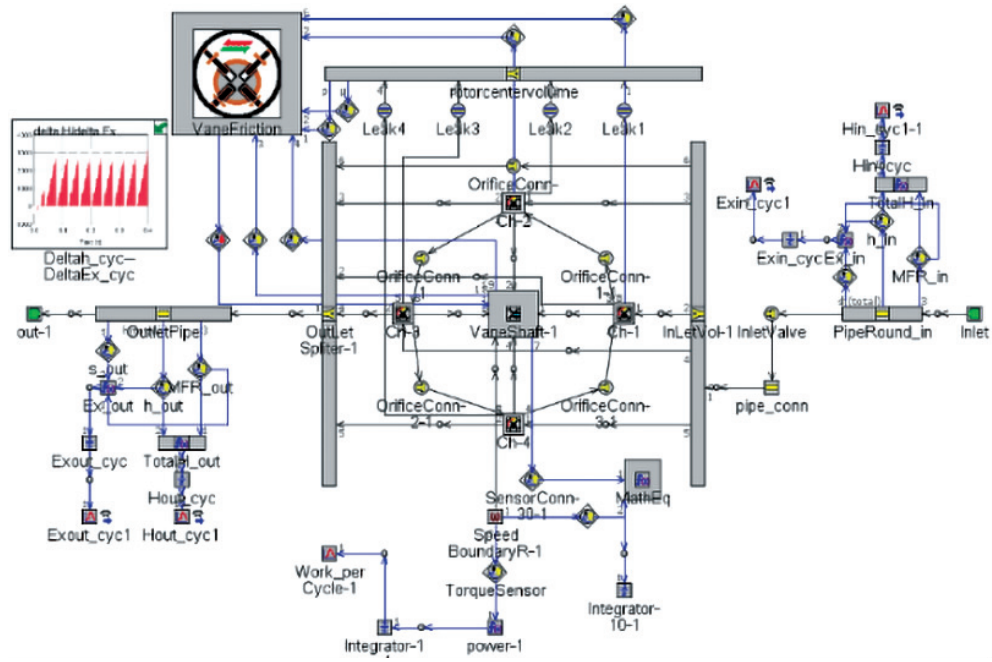


图2 膨胀机一维仿真结构图

当量回收效率表示有机朗肯循环膨胀机输出功率占柴油机输出功率的比重,表征了尾气余热回收系统对柴油机经济性的影响。在某工况点膨胀机对外输出功率 $P_{tot,exp}$ 和在该工况点柴油机输出功率 $P_e$ 的比值表示当量回收效率 $\eta_{equ}$ :

$$\eta_{equ} = \frac{P_{tot,exp}}{P_e} \times 100\% \quad (2)$$

换热器的出口流量计算:发动机排气温度和排气压力对应的比焓为 $h_1$ ,经过换热器后尾气对应的比焓为 $h_2$ ,发动机的排气流量为 $\dot{m}$ 。蒸发器进口工质对应的比焓为 $h'_1$ ,出口工质对应的比焓为 $h'_2$ ,流经蒸发器的工质流量为 $\dot{m}'$ ,比焓是通过工质的压力和温度查表确定的。发动机排气温度参照实测柴油机的排气温度和排气流量,换热器入口工质温度为 $40^\circ\text{C}$ 。换热器的效率 $\eta$ 一般可达 $60\% \sim 90\%$ ,在本文计算时取 $80\%$ 。

能量守恒计算公式为

$$\dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \cdot \eta = \dot{m}' \cdot (h'_2 - h'_1) \quad (3)$$

## 5 仿真分析

### 5.1 工质压力影响分析

膨胀机入口工质温度为 $150^\circ\text{C}$ 时改变工质压力,仿真结果如图3—图4所示。

由图3可以看出,当膨胀机入口工质温度设为 $150^\circ\text{C}$ 时,膨胀机的效率随着转速增加逐渐降低,随着有机工质蒸发压力上升,膨胀机效率增加。由图4可看出,随着转速的增加,每周期的焓降和做功近乎成线性下降,但是做功的值要小于焓降,由式(1)计算的膨胀机效率将随着转速的增加下降得更快。因此如果想要提高膨胀机的效率,

可以尽量提高工质泵的供给压力,并且控制转速不要过高。

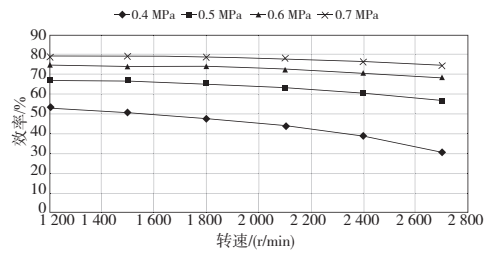


图3 膨胀机效率

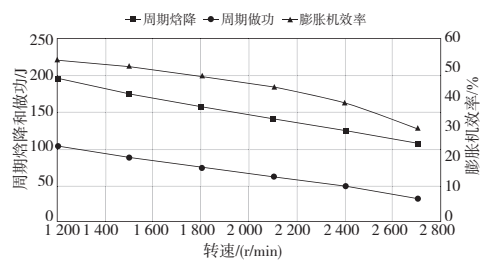


图4 周期焓降、做功和膨胀机效率

图5、图6和图7分别为膨胀机的输出功率、转矩和当量回收效率。可见,在有机工质蒸发压力一定时,膨胀机输出功率随转速先增加后减小。在相同的工质压力下,随着转速的增加膨胀机输出转矩不断减小,同一转速下膨胀机的功率和转矩都随工质压力的上升而升高。由图7看出当量回收效率随转速先上升后减小,并且随工质压力升高而提高,在 $0.7\text{ MPa}$ 时当量回收效率可达 $8.7\%$ ,并且随着压力升高而持续升高,将会对发动机的经济性带来很大的提高。

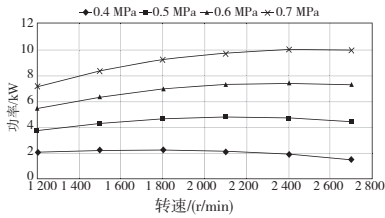


图5 膨胀机功率

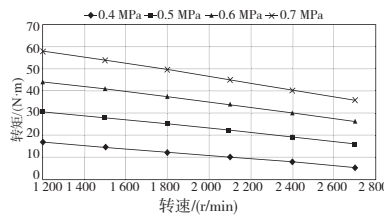


图6 膨胀机转矩

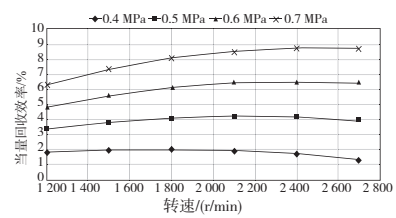


图7 中等负荷(B75)工况当量回收效率

### 5.2 工质温度影响分析

入口工质压力为0.5 MPa时,改变工质温度,仿真结果如图8—图10所示。由图8—图10可以看出,膨胀机效率、每周期(膨胀机转1圈为1个周期)焓降、每周期做功随转速升高而减少,每周期做功随温度的变化不明显,

可认为温度对膨胀机做功能力影响较小,但是每周期焓降受温度影响相对较大,并且膨胀机入口处工质温度越低膨胀机效率越高。因此在满足有机工质是过热气体的条件下,尽量减少膨胀机入口工质温度即蒸发器出口工质温度,可以降低尾气对蒸发器内工质的加热温度,从而相对增加工质的流量,以提高驱动膨胀机做功能力。

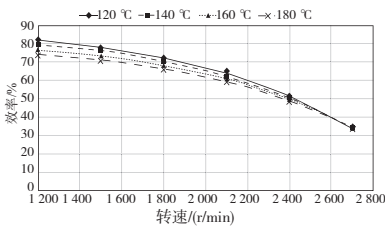


图8 膨胀机效率

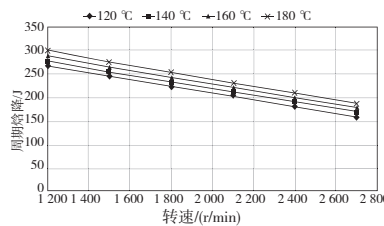


图9 周期焓降

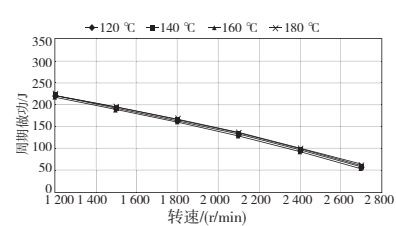


图10 周期做功

### 5.3 发动机工况与膨胀机质量流量关系

选取某发动机测得的工况点数据,尾气要对换热器进行加热。各个工况点的尾气状态是不同的,因此对发动机

工况和膨胀机的质量流量关系进行分析非常有必要。图11—图13分别为改变压力、温度时膨胀机质量流量及发动机工况点换算换热器出口流量。

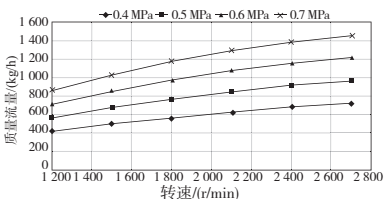


图11 改变压力时膨胀机质量流量

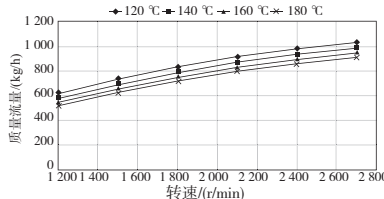


图12 改变温度时膨胀机质量流量

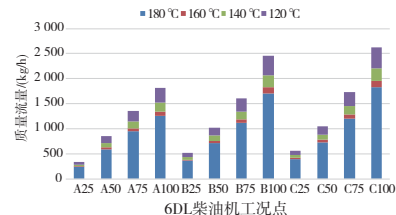


图13 发动机工况点换算换热器出口流量

从图11可看出,在定工质压力的条件下,膨胀机消耗有机工质的质量流量随转速的上升而上升,并且在同一转速下,工质压力越大膨胀机消耗工质的质量流量越多。从图12中看出,随着工质温度的下降,工质密度增加,膨胀机所需的工质流量越多,即低温工质驱动膨胀机的能力较弱。图13表示柴油机尾气加热换热器后换热器的出口流量,每工况点下面的柱形图表示的是将换热器出口工质加热到180 °C时工质的流量,向上依次是160 °C、140 °C、120 °C在原基础上的增量。可以看出温度越低,换热器出口流量越大。为了实现最大化的功率输出,确定最优的换热器出口温度非常关键。

在中高负荷时经过计算得到的换热器出口流量较大,多于膨胀机所需要的工质流量。如在工质压力为0.5 MPa、工质温度120 °C和转速1800 r/min时,经过膨胀

机的工质流量为833 kg/h,而在C100工况即在最高负荷下,蒸发器可以提供的工质流量为2247 kg/h,是膨胀机所需工质质量流量的2.70倍。在中等负荷工况(B75)即柴油机实际常用工况下,蒸发器可以提供的工质流量为1370 kg/h,是膨胀机所需工质流量的1.64倍。

## 6 结语

本文利用GT-power软件,建立了应用于柴油机的有机朗肯循环中的膨胀机仿真模型,并且分析了影响膨胀机性能的温度和压力参数。研究了有机朗肯循环中的换热器、膨胀机和发动机工况之间的流量与温度之间的关系,结论如下:

(下转第95页)

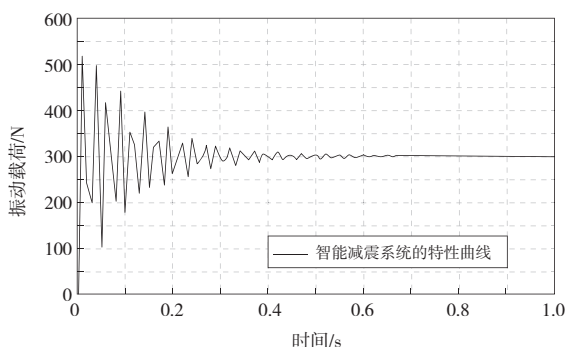


图7 智能减震系统的特性曲线

由图6、图7可知,一般弹簧减震系统虽然起到了一定的减震效果,但与图7中的智能减震系统相比,图7中振动随时间的延长明显并进一步减弱。通过实验结果证明,智能减震系统进一步吸收了外部的震动载荷,起到了较好的辅助减震效果。

## 5 结语

本文以弹簧、液压系统、传感器为核心,完成了液压辅助式智能减震装置的结构与控制系统设计。通过AMESim仿真分析,证明新系统能够根据外部振动的强弱,主动减弱其振动力度,使减震系统具备了较好的自适应功能,同时在连续、高强度振动下,依然能够起到较好的

减震力效果。因此该装置适用于多种减震场合,具有一定的应用价值。

### 参考文献:

- [1] 单春贤,仲敏波,吉恒松,等. 摩托车筒式减震器液压阻尼特性的模拟与仿真[J]. 江苏大学学报(自然科学版),2007,28(1):25-28.
- [2] 黄品. 摩托车后悬挂系变刚度减震弹簧的设计[J]. 机械,1989,16(2):12-14.
- [3] 柳恒,徐志祥,杨凯杰. 立式非对称液压缸输出力控制系统的状态方程研究[J]. 机械工程与自动化,2017(5):31-33.
- [4] 赵振全,曹智,汪兆兴,等. 基于MATLAB的整体式转向梯形机构的优化设计[J]. 锻压装备与制造技术,2021,56(5):54-58.
- [5] 罗艳蕾,杜黎,周山旭,等. 基于模糊PID的冲裁机电液比例位置控制系统仿真研究[J]. 机床与液压,2021,49(22):160-163.
- [6] 姚俊,白书华. 液压驱动Stewart平台稳定器的自整定PID控制研究[J]. 机械设计与制造,2022(1):150-154.
- [7] 陶柳,徐化文,方婷. 基于AMESim的M型电液换向阀仿真研究分析[J]. 装备制造与教育,2019(4):50-52.
- [8] 侯立鹏,田国红,秦玉英,等. 基于AMESim的汽车减振器DOE分析[J]. 汽车实用技术,2021,46(21):139-141.
- [9] 恭飞,王雪婷,杜奕. 基于AMESim的液压系统建模与仿真[J]. 软件,2020,41(1):42-45.

收稿日期:2021-12-14

(上接第73页)

1)随着进口压力的逐渐增大,膨胀机的出口压力和容积流量也随之而增大<sup>[9]</sup>,随着膨胀机入口压力的上升,膨胀机的功率和效率也都增加,然而随着温度的增加,膨胀机的功率增加很少而效率却下降较多;

2)工质温度高时,膨胀机需要的工质流量小,但是换热器能提供高温工质流量也相应减少,这是相互矛盾的,需要确定最优的换热器出口工质温度使膨胀机输出功率最大;

3)发动机中高负荷情况下可以满足本文建立的膨胀机模型中所需的工质流量并且可以同时驱动多个膨胀机。

本文所研究的内容为有机朗肯循环中的膨胀机流量和发动机工况匹配奠定基础,若通过对多个膨胀机的开启进行控制,则可以实现对发动机尾气能量最大化的利用,也可以通过改变为换热器提供工质的工质泵的供给压力来更精确地对尾气能量进行最大化回收利用。

### 参考文献:

- [1] 李晓宁. 柴油机余热回收底循环系统及排气换热器设计与性能优化[D]. 天津:天津大学,2014.
- [2] 赵智博. 内燃机废气余热利用有机朗肯循环系统工质的分析

研究[D]. 天津:天津大学,2012.

- [3] 康见见. 可变膨胀比朗肯循环余能回收系统研究[D]. 长春:吉林大学,2015.
- [4] 张业强,吴玉庭,夏国栋,等. 单螺杆膨胀机在有机朗肯循环系统中的性能研究[J]. 机械工程学报,2015,51(16):156-163.
- [5] 王先锋. 往复式膨胀机有机朗肯循环余能回收系统研究[D]. 长春:吉林大学,2016.
- [6] GALINDO J,DOLZ V,ROYO-PASCUAL L,et al. Modeling and experimental validation of a volumetric expander suitable for waste heat recovery from an automotive internal combustion engine using an organic Rankine cycle with ethanol[J]. Energies,2016,9(4):279.
- [7] 梁任,余岳峰,陈亮乐,等. 螺杆膨胀机有机朗肯循环系统的变工况特性[J]. 上海交通大学学报,2014,48(9):1291-1296.
- [8] 刘健,王辉涛,张淦源,等. 工质R123和R245fa的有机朗肯循环热性能[J]. 可再生能源,2016,34(1):112-117.
- [9] 彭斌,孙健. 无油涡旋膨胀机性能特性及试验研究[J]. 机械制造与自动化,2020,49(3):202-204.

收稿日期:2021-11-22