

DOI: 10.3901/JME.2010.06.139

应用于跨临界 CO₂ 压缩循环的双转子滚动 活塞式膨胀机的研究*

姜云涛 马一太 李敏霞
(天津大学热能研究所 天津 300072)

摘要: 由于二氧化碳制冷系统的制冷效率与人工合成制冷剂相比处于劣势, 故采用跨临界循环, 并利用膨胀机回收膨胀功以减少膨胀过程的能量损失, 达到提高整个循环效率的目的。针对目前膨胀机存在的诸多问题, 设计应用于跨临界 CO₂ 压缩循环的新型双转子滚动活塞膨胀机。该膨胀机的一级气缸始终与进气管连通, 二级气缸始终与排气管相通, 随着转子的转动在两气缸之间形成膨胀空间, 因此, 不需要专门的进气控制装置。对膨胀机的运行过程进行理论分析和设计计算, 得出主要结构参数, 并进行受力和力矩计算。分析结果表明, 在膨胀过程中, 一级转子的总力矩始终为正值, 膨胀将结束时两转子的总力矩变为负值。在角度 θ_2 之前, 二级转子的驱动力矩大于一级转子的驱动力矩, 在角度 θ_2 之后, 一级转子的驱动力矩更大。

关键词: 自然工质 二氧化碳 跨临界制冷循环 膨胀机

中图分类号: TU83

Study of Two-rotor Rolling Piston Expander Used in Trans-critical CO₂ Compression Cycle

JIANG Yuntao MA Yitai LI Minxia
(Thermal Energy Research Institute, Tianjin University, Tianjin 300072)

Abstract: The efficiency of CO₂ refrigeration system is lower than that of traditional refrigeration systems using synthetic refrigerants. The expander can reduce energy losses in the expansion process, so the transcritical cycle with expander is adopted in order to improve the COP of the CO₂ refrigeration cycle. In view of the current problems in the expander, a new two-rotor rolling piston expander used in transcritical CO₂ refrigeration cycle is designed. This expander needs no special suction control equipment, whose first-stage cylinder connects with the suction pipe, and whose second-stage cylinder connects with the exhaust pipe, expansion space is formed between two cylinders. Theoretical analysis and design calculation of expander operation process are carried out to obtain the main structural parameters, and force and moment are calculated. Analytical result shows that the total moment of the first-stage rotor is always of a positive value in the expansion process and the total moment of the two rotors becomes negative when the expansion is about to end. The driving moment of the second-stage rotor is greater than that of the first-stage rotor before θ_2 , and after that the driving moment of the first stage rotor is greater.

Key words: Natural working fluid Carbon dioxide Transcritical refrigeration cycle Expander

0 前言

大气臭氧层破坏和全球气候变暖引起各国的广泛关注, 促成了《蒙特利尔协议书》和《京都议定

书》的签署, 限制以至逐渐淘汰 CFCs(含氯、氟、碳的完全卤代烃)和 HCFCs(含氢、氯、氟和碳的不完全卤代烃)制冷剂已经提上了日程。欧洲的 2006/40/EC 指令^[1]要求各成员国自 2011 年 1 月 1 日开始, 新设计的汽车空调中不再允许使用温室效应指数超过 150 的含氟制冷剂。随着环保意识的加强, 对环境有负面影响的制冷剂会受到越来越严格的限制。目前, 制冷剂的发展方向主要有两个: 一是继

* 国家自然科学基金(50676064)和国家高技术研究发展计划(863 计划, 2007AA05Z262)资助项目。20090326 收到初稿, 20090907 收到修改稿

续开发新的人工合成的制冷剂；二是采用自然界本来就存在的物质作为制冷剂，如氨、二氧化碳、水等。新的人工合成制冷剂被接受以及推广应用尚需要相当长的时间，从长远的角度来看，新的人工合成制冷剂也仅仅是制冷的暂时解决方案；只有使用自然工质，才能从根本上解决制冷剂对环境的破坏问题。

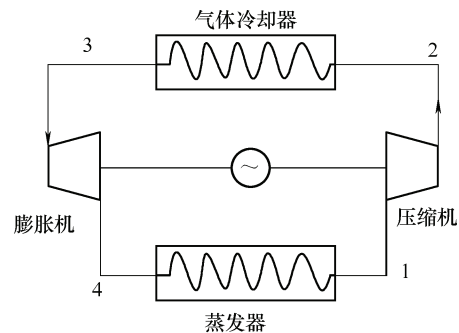
自 20 世纪 80 年代以来，前国际制冷主席 LORENTZEN 等^[2-4]一直提倡使用自然工质，提出使用 CO₂ 作为制冷剂并采用跨临界循环，同时采用膨胀机回收膨胀功来提高 CO₂ 跨临界循环的性能系数。时至今日，自然工质作为制冷剂的研究越来越多^[5-8]，提高自然制冷剂的系统效率以接近甚至在某些条件下超过人工合成制冷剂，已成为很多专家学者追求的目标。

以 CO₂ 作为制冷剂采用跨临界循环，由于高压压力较高(约 10 MPa)，节流前后的压差较大(约 6 MPa)，在节流过程中存在较大的能量损失，需要使用膨胀机回收节流过程的可用功以提高循环效率(约提高 25%)。CO₂ 在膨胀机中的流动做功不同于普通的叶轮机内部的流动^[9-11]，该过程存在相变和亚稳态等现象，比较复杂。针对 CO₂ 膨胀机的研究，国内外学者做了大量的工作，膨胀机的类型包括自由活塞式、涡旋式、滑片式等。如果能研发出高效率的膨胀机，CO₂ 制冷系统的效率将大幅提高，将有助于 CO₂ 制冷装置的推广和使用。天津大学热能研究所在马一太教授的领导下对二氧化碳作为制冷剂的研究已有十年的时间^[12-13]，自 2001 年开发出第一台滚动活塞式膨胀机至今，已经成功研发了三代膨胀机，其效率逐步提高，第三代膨胀机效率达到 40% 以上。目前的第三代滚动活塞膨胀机利用凸轮阀杆的机械方式控制进气，其存在摩擦损失等问题。为降低摩擦等损失，进一步提高膨胀机的效率，展开了新型双转子滚动活塞膨胀机的研究。文中对新型双转子滚动活塞膨胀机做了理论分析和受力计算，为加工制造提供理论基础。

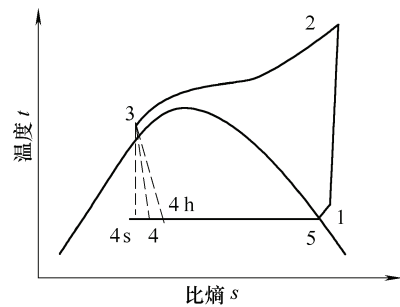
1 CO₂ 跨临界循环

二氧化碳跨临界循环原理图及温—熵图如图 1 所示。图 1 中 1~2 为压缩机中的压缩过程，2~3 为气体冷却器中的变温放热过程，3~4 为膨胀机中的膨胀过程，4~5 为蒸发器中的蒸发吸热过程，5~1 为进入压缩机前的过热过程。3~4h 为采用节流阀时的节流过程，能量完全损失；3~4s 为等熵降压过程，能量不损失；采用膨胀机回收膨胀功的过程

3~4 介于 3~4h 与 3~4s 之间，膨胀机的效率越高，4 越接近 4s。从图 1 也可以看出，膨胀机不仅使节流损失减少，而且使单位制冷量增加。



(a) CO₂ 跨临界循环原理



(b) CO₂ 跨临界循环温—熵图

图 1 CO₂ 跨临界循环原理及温—熵图

2 双转子膨胀机的结构及设计思路

图 2 为双转子滚动活塞式膨胀机的结构示意图，该膨胀机主要由一级转子、上气缸、上滑板、二级转子、下气缸、下滑板和中间隔板等部分组成。二氧化碳的流动过程为：超临界 CO₂ 进入上气缸，推动一级转子转动，当转动到上气缸的排气口时，上下气缸连通，超临界的 CO₂ 通过连通管道进入下气缸，当转子转过进气角度时，在两气缸之间形成一个密闭腔，高压的超临界 CO₂ 在密闭腔中膨胀做功，推动活塞转动，当转到下气缸的排气角度时，密闭腔打开，排出 CO₂。超临界的 CO₂ 变为亚临界气液两相状态。

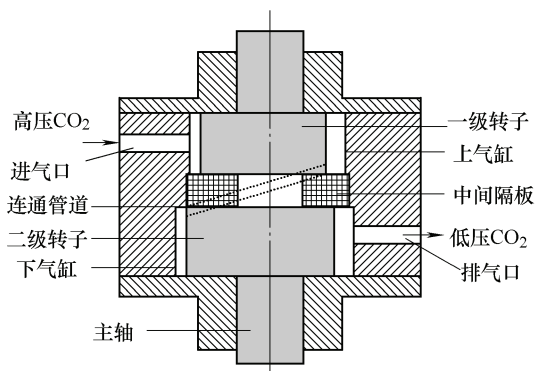


图 2 双转子滚动活塞式膨胀机结构示意图

新型的双转子膨胀机是在原有的单转子膨胀机(目前的第三代膨胀机)的基础上设计的,上下气缸的结构如图3所示,在设计过程中主要考虑了如下因素。

(1) 已经成功研发的三代膨胀机皆为滚动活塞式,为新型CO₂膨胀机的研发积累了一定的经验。膨胀机需要和二氧化碳压缩机相匹配,同时,鉴于滚动活塞式的特点以及实验室的加工条件,该新型膨胀机仍采用滚动活塞形式。

(2) 膨胀机回收的有用功可以带动发电机发电,也可以和压缩机同轴相连将膨胀功传输给压缩机。

(3) 上下气缸的滑板存在一定的夹角 β 。上气缸排气口与下气缸进气口之间通过连通孔相连,连通管道尽可能短以减少余隙容积。

(4) 上气缸与进气管相连,进气温度高;下气缸与排气管相连,排气温度低,上下气缸之间安装中间隔板,以减小上下气缸间的传热损失,隔板厚度需要优化,既要保证隔板的隔热效果又要减少连通管道的长度以减小余隙容积。

(5) 不需要单独的进气控制装置,膨胀空间的形成不需要凸轮阀杆结构,随着转子旋转,由一级转子、二级转子和两气缸滑板在两气缸之间形成密闭的膨胀空间,超临界二氧化碳在密闭空间中膨胀降压。

(6) 上气缸与进气管相连,二氧化碳始终是流动的,因此,不存在凸轮阀杆控制进气过程中开启和关闭所造成的管道中二氧化碳的停顿与畅通,降低压力脉动。

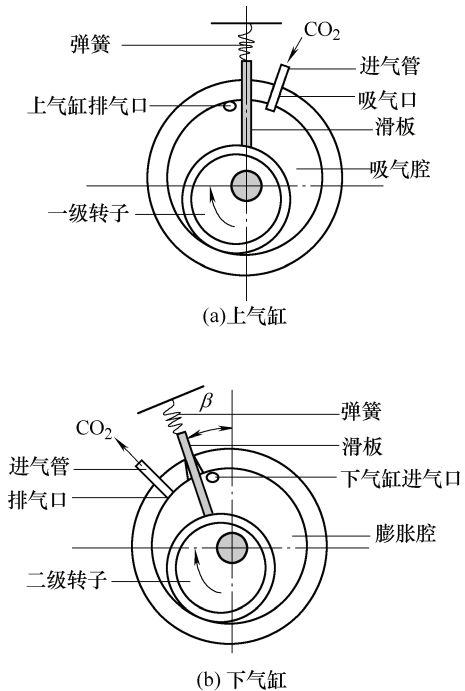


图3 双转子滚动活塞膨胀机上下气缸示意图

3 受力和力矩计算

3.1 受力分析

作用在滚动活塞上的力包括滚动活塞的旋转惯性力 F_{IP} 、气体力 F_g 、与滑板间的接触力 F_n 和 F_t 。作用在活塞上的气体力

$$F_g = 2rh(p_{high} - p_{low}) \sin \frac{\theta + \alpha}{2} \quad (1)$$

式中, h 为活塞高度; r 为滚动活塞的半径; p_{high} 、 p_{low} 分别为高低压腔的压力。

滚动活塞的旋转惯性力

$$F_{IP} = m_p e \omega^2 \quad (2)$$

式中, m_p 为滚动活塞的质量; e 为偏心距; ω 为偏心轮的转速。

滚动活塞与滑板间的接触力 F_n 和 F_t 需要通过滑板上的受力得出。作用在滑板上的作用力包括:与滚动活塞间的接触力 F_n 及滑板与活塞之间的摩擦力 F_t ;与滑板槽间的接触力 F_{R1} 、 F_{R2} 及 F_{R1} 、 F_{R2} ;滑板弹簧的弹力 F_k ;滑板的惯性力 F_{IV} ;作用在活塞上的气体力 F_g 。滑板的惯性力

$$F_{IV} = -m_v a_v \quad (3)$$

式中, m_v 为滑板的质量; a_v 为滑板的加速度。

滑板的弹簧力

$$F_k = k(x_0 - |x|) \quad (4)$$

式中, k 为弹簧刚度; x_0 为弹簧的预压缩量。

伸到气缸内部所承受的压差力

$$F_h = hx(p_{high} - p_{low}) \quad (5)$$

滑板对活塞的接触力 F_n 和 F_t 的关系为

$$F_t = \mu_v F_n \quad (6)$$

$$F_{R1} = \mu_s F_{R1} \quad (7)$$

$$F_{R2} = \mu_s F_{R2} \quad (8)$$

$$F_{R1} + F_{R2} - F_{IV} - F_k - F_c + F_n \cos \alpha + F_t \sin \alpha = 0 \quad (9)$$

$$F_{R1} - F_h - F_{R2} + F_n \sin \alpha - F_t \cos \alpha = 0 \quad (10)$$

式中, μ_s 为滑板与滑板槽之间的摩擦因数; μ_v 为滑板与滚动活塞之间的摩擦因数。

3.2 力矩计算

每个转子受到的力矩包括动力矩和阻力矩。气体力产生动力矩 M_g ,阻力矩包括滑板作用在滚动活塞上的正接触力形成的力矩 M_n 、偏心轮轴两端轴承的阻力矩 M_j 以及偏心轮与滚动活塞间的力矩 M_c 。各力矩的计算公式见参考文献^[14],每个转子的总力矩

$$M_i = M_g + M_n + M_c + M_j \quad i=1, 2 \quad (11)$$

两个转子的总力矩

$$M_t = M_1 + M_2 \quad (12)$$

3.3 工况和结构参数的确定

膨胀机的结构尺寸主要根据系统中工质的流量确定。压缩机输入功率为 4.0 kW，理论排气量为 3.5 m³/h。如图 1 所示，膨胀机的结构参数根据其在系统中的位置确定。膨胀机的设计工况为：膨胀机的入口温度为 35 °C，膨胀机的入口压力为 9 MPa，膨胀机出口温度为 5 °C。

气缸的工作容积

$$V_p = v_3 \times \frac{m_c}{n} \quad (13)$$

式中， v_3 为膨胀机进气工质比容； n 为膨胀机的转速。

4 计算结果及分析

如图 4 所示，一级转子和二级转子的气体驱动力都随着旋转角的增大而增大，在达到最大值后又逐渐减小。一级转子和二级转子的最大驱动力所处的角度不同。一级转子的最大驱动力要大于二级转子的最大驱动力。在 A 点(旋转角 θ_1)之前，二级转子的驱动力大于一级转子的驱动力，在 A 点(旋转角 θ_1)之后，一级转子的驱动力较大。

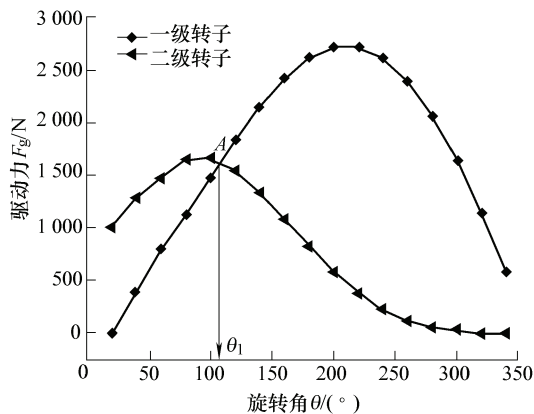


图 4 气体力产生的驱动力随着旋转角的变化趋势

如图 5 所示，一级转子和二级转子的驱动力矩变化图形相似，只是最大值时角度不同。在 B 点(旋转角 $\theta_2=140^\circ\sim 150^\circ$)之前，二级转子的驱动力矩大于一级转子的驱动力矩，为膨胀机转动的主要驱动者；在 B 点(旋转角 θ_2)之后一级转子的驱动力矩较大，为膨胀机转动的主要驱动者。

如图 6 所示，二级转子的阻力矩的变化幅度较一级转子变化大。前半转为负值，主要原因是在三种阻力矩中滑板作用在转子上的接触力产生阻力矩的作用，在前半转，滑板作用在活塞上的正接触力 F_n 产生驱动力矩，而在后半转中产生阻力矩。二级

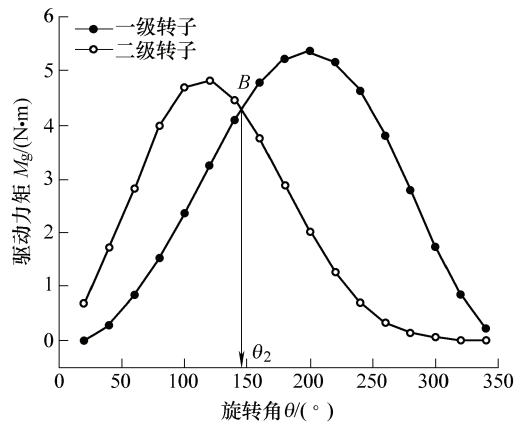


图 5 气体力产生的驱动力矩随着旋转角的变化趋势

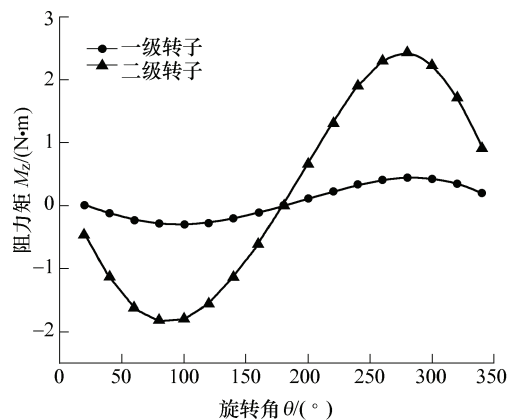


图 6 阻力矩随着旋转角的变化情况

转子的阻力矩大于一级转子的阻力矩。

如图 7 所示，二级转子的总力矩和两转子的总力矩形状大致相同，先增大后减小，在约 120°时两转子总力矩达到最大值。在膨胀过程(30°~300°)中，一级转子的总力矩始终大于 0。接近排气角 300°时，两转子的总力矩表现为阻力矩。

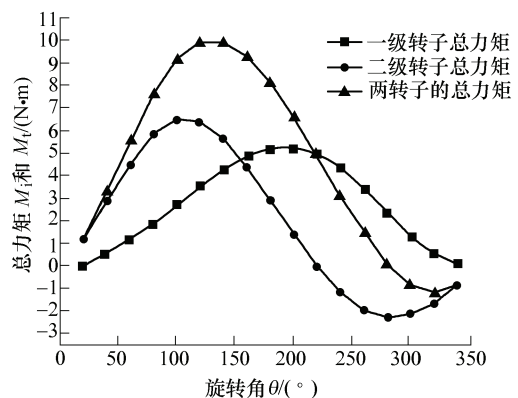


图 7 总力矩随着旋转角的变化情况

5 结论

设计了用于跨临界 CO₂ 压缩循环的新型双转子

滚动活塞膨胀机, 分析了其结构特点和膨胀过程, 根据运行工况得到设计参数, 编制程序, 进行了受力计算, 为研发提供理论基础。主要结论如下所述。

(1) 设计了新型双转子滚动活塞膨胀机。在结构上为两气缸双转子, 去掉了单独的吸气控制装置。吸气口始终与进气管相连, 排气口始终与排气管道相连, 降低因膨胀机吸气开关造成的压力脉动等问题。解决了第三代膨胀机采用凸轮阀杆结构控制进气所造成的摩擦损失等问题。

(2) 上下气缸之间安装中间绝热隔板, 以减少上下气缸因为传热造成能量损失。隔板厚度存在最佳值既要使隔热效果好又要尽量减小余隙容积。

(3) 在角度 θ_2 之前, 二级转子的驱动力矩大于一级转子, 为膨胀机转动的主要驱动者; 之后, 一级转子的驱动力矩较大, 为膨胀机转动的主要驱动者。

(4) 膨胀空间是通过两滚动活塞旋转在上下两气缸之间形成的。在膨胀过程($30^\circ \sim 300^\circ$)中, 一级转子的总力矩始终为正值, 膨胀临近结束时, 两转子的总力矩趋近于 0。在膨胀腔外侧, 二氧化碳高压进气对膨胀机的旋转有帮助, 高压进气得到利用。

参 考 文 献

- [1] Official Journal of the European Union. Relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC [EB/OL]. [2006-06-14]. <http://europa.eu/scadplus/leg/en/lvb/l28138.htm>.
- [2] LORENTZEN G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant[J]. *Int. J. Refrig.*, 1994, 17(5): 292-301.
- [3] LORENTZEN G. The use of natural refrigerants: A complete solution to the CFC/HCFC predicament [J]. *Int. J. Refrig.*, 1995, 18 (3): 190-197.
- [4] ROBINSON D M, GROLL E A. Efficiencies of transcritical CO₂ cycles without an expansion turbine [J]. *Int. J. Refrig.*, 1998, 21 (7): 577-589.
- [5] NEKSA P. CO₂ as refrigerant, a way to reduce greenhouse gas emissions[C]// The 9th International IEA Heat Pump Conference, Zurich, Switzerland, May 20-22, 2008: s8-p01.
- [6] YANG Junlan, MA Yitai, LI Minxia, et al. Exergy analysis of trans-critical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander[J]. *Energy*, 2005(30): 1 162-1 175.
- [7] KUSAKARI K. The newest situation and the future view of the CO₂ refrigerant heat pump water heater "Eco Cute" in Japan[C]// The 9th International IEA Heat Pump Conference, Zurich, Switzerland, May 20-22: 2008: s6-p05.
- [8] SATOSHI A, DANG Chaobin, EIJI H. Characteristics of pressure recovery in two-phase ejector applied to carbon dioxide heat pump cycle[C]// The 9th International IEA Heat Pump Conference, Zurich, Switzerland, May 20-22, 2008: s3-p02.
- [9] HOU Youshi, YUAN Shouqi, GUO Xiaomei, et al. Numerical simulation for 3-D incompressible turbulent flow in the impeller with splitting vanes of centrifugal pump[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2004, 40(11): 153-157.
- [10] 陈海生, 谭春青. 叶轮机械内部流动研究进展[J]. *机械工程学报*, 2007, 43 (10): 1-12.
CHEN Haisheng, TAN Chunqing. Review of investigation into internal flow of turbomachinery[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 43 (10): 1-12.
- [11] ZHAO Binjuan, YUAN Shouqi, LIU Houlin, et al. Three-dimensional coupled impeller-volute simulation of flow in centrifugal pump and performance prediction[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006, 19(1): 59-62.
- [12] 马一太, 杨昭, 吕灿仁. CO₂ 跨临界(逆)循环的热力学分析[J]. *工程热物理学报*, 1998, 19 (6): 665-668.
MA Yitai, YANG Zhao, LÜ Canren. Thermodynamic analysis of CO₂ transcritical cycle[J]. *Chinese Journal of Engineering Thermophysics*, 1998, 19(6): 665-668.
- [13] 李敏霞, 马一太, 苏维诚, 等. 跨临界二氧化碳压缩膨胀机的研究[J]. *机械工程学报*, 2005, 41 (10): 153-158.
LI Minxia, MA Yitai, SU Weicheng, et al. Study on transcritical carbon dioxide expessor[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41 (10): 153-158.
- [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.

作者简介: 姜云涛, 男, 1976 年出生, 博士研究生。主要从事制冷与热泵技术、自然工质以及新能源开发的研究。

E-mail: yt1236@163.com

马一太, 男, 1945 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要从事应用热力学和制冷热泵节能研究。

E-mail: ytma@tju.edu.cn