车用柴油机高压比宽流量增压器研制

邢卫东¹, 佟鼎¹, 刘莹², 邓春龙¹, 门日秀^{1,3}, 吴新涛¹

(1.中国北方发动机研究所 柴油机高增压国防科技重点实验室,天津 300400;2.康跃科技(山东)股份有限公司,山东 潍坊 262718;

3.天津大学 力学系,天津 300354)

摘要:目的 对于单级高压比宽流量增压器,为适应发动机强化指标,进行一系列的改进设计。方法 利用 仿真设计与试验相结合的方法,对高海拔环境应用增压器进行改进设计。通过理论推导,确定压气机及涡 轮的气动性能优化设计方法,开展高稳定裕度转子轴承系统设计方法研究与验证。结果 匹配高压比宽流量 增压器的发动机与原机相比,高原功率恢复了17%,发动机排气温度降低了7%,增压器转速降低了13%。 结论 在原机的基础上设计了压比为4.6 的宽流量高性能涡轮增压器,成功实现了高压比宽流量增压器的设 计,满足了发动机平原、高原不同环境的运行需求。

关键词: 高压比; 增压器; 压气机; 涡轮; 转子; 高海拔环境

中图分类号: TK402 文献标志码: A 文章编号: 1672-9242(2024)06-0037-08 **DOI:** 10.7643/issn.1672-9242.2024.06.006

Development of High Pressure Ratio Wide Flow Turbocharger for Vehicle Diesel Engine

XING Weidong¹, TONG Ding¹, LIU Ying², DENG Chunlong¹, MEN Rixiu^{1,3}, WU Xintao¹

(1. National Key Laboratory of Diesel Engine Turbocharging Technology, China North Engine Research Institute, Tianjin 300400, China; 2. Kangyue Technology(Shandong) Co., Ltd., Shandong Weifang 262718, China;
 3. Department of Mechanics, Tianjin University, Tianjin 300354, China)

ABSTRACT: The work aims to improve the design of the single stage high pressure ratio wide flow turbocharger, making it adapt to the engine strengthening index. The simulation design and experiment were combined to improve the design of the turbocharger for high altitude environment. Through theoretical derivation, the optimal design method of aerodynamic performance of the compressor and turbine was determined. The design method of the rotor bearing system with high stability margin was studied and verified. Compared with the original engine, the engine with high press ratio wide flow turbocharger restored the high altitude power by 17%, reduced the engine exhaust temperature by 7%, and reduced the turbocharger speed by 13%. A wide flow turbocharger with a pressure ratio of 4.6 is designed on the basis of the original engine, and the design of the high pressure ratio wide flow turbocharger is successfully realized, which can meet the operation requirements of the engine in plain and plateau.

KEY WORDS: high pressure ratio; turbocharger; compressor; turbine; rotor; high altitude environment

收稿日期: 2024-03-20; 修订日期: 2024-06-11

Received: 2024-03-20; **Revised:** 2024-06-11

引文格式:那卫东,佟鼎,刘莹,等. 车用柴油机高压比宽流量增压器研制[J]. 装备环境工程,2024,21(6):37-44.

XING Weidong, TONG Ding, LIU Ying, et al. Development of High Pressure Ratio Wide Flow Turbocharger for Vehicle Diesel Engine[J]. Equipment Environmental Engineering, 2024, 21(6): 37-44.

不断提高功率密度是柴油机的发展趋势,随着发 动机体积的减小、排放要求的提高以及变海拔环境的 适应性需求等,要求研制压比高、流量范围宽的单级 高压比涡轮增压器,来匹配大功率柴油机的使用需 求。对于单级高压比涡轮增压器,其设计过程中包含 诸多难点,主要包括高压比离心压气机的设计,高膨 胀比、高效涡轮设计以及高稳定性轴承系统设计等。 目前,对于高压比增压器的研究主要集中在航空和船 舶领域[1-12]。由于车用增压器与航空和船用增压器相 比,尺寸较小,其设计难度更大,尤其对于其变海拔 环境适应性,要求增压器压气机满足高压比的同时, 还要有较宽的流量范围。对于高压比增压器的设计, 国内外众多的学者开展了大量的研究工作[13-20]。 Rogder 等^[21]对超高压比离心压气机进行了研究,发 现由于增压比的不断上升, 流速变化导致离心压气机 气动稳定性明显下降。李书奇等[22]开展了某车用增压 器跨音速离心压气机的设计和试验验证,研究结果表 明, 压比等于3时是亚音和跨音速临界压比。高于此 临界压比, 叶轮进入跨音速流动, 流量范围急剧变窄。 压比大于4时,流量范围不高于20%,需采用机匣处 理等流量拓宽装置,以获得宽广压气机特性。采用机 匣处理装置后,跨音速流量范围可拓宽 15%左右^[23-24]。 田红艳等[25]对一种离心压气机叶片式机匣处理结构 开展了研究,利用数值模拟研究了叶片式机匣内部的 流动特性与拓稳机理,并对导叶形式进行了优化,最 后通过试验进行了验证。结果表明,采用优化的导叶 机匣处理结构,能够有效拓宽离心压气机高压比流动 范围,喘振流量可拓宽 6%~8%。本文针对发动机变 海拔环境适应性提出了相应的改进方案,成功设计了 单级高压比宽流量车用增压器。

1 增压器设计

1.1 需求分析

为了使新设计的涡轮增压器与发动机空间匹配, 应尽可能保留原增压器的结构尺寸。因此,在设计过 程中,关键几何尺寸依据原增压器为参考。原机离心 压气机性能曲线与发动机联合运行线如图1所示,可 以看出,原机离心压气机可以满足平原运行需求,但 是无法覆盖高原环境运行曲线。

1.2 压气机设计

以原机增压器为基础,改进离心压气机的性能, 实现压比以及流量范围对运行工况点的全覆盖。为了 尽可能减小改动,叶轮的几何参数受到一定的约束。 原机离心压气机叶轮特征参数见表1。

通过设计需求可以看到,运行工况点压比较原机 压比高,因此要在保证压气机宽流量范围的同时提升 压比,离心压气机压比可以由式(1)表述。



图 1 原压气机 Map 与发动机联合运行线 Fig.1 Combined operation line of the original compressor Map and engine

表 1 原机离心压气机叶轮特征参数 Tab.1 Characteristic parameters of centrifugal compressor impeller for the original engine

	1	υ	0	
进口直径/ mm	出口直径/ mm	出口宽度/ mm	叶片数	后弯 角/(°)
81.51	117	6.74	7+7	23.5

$$P_{02} / P_{01} = \left[1 + \left(\Delta h_0 / h_{01} \right) \eta_{t-t} \right]^{\gamma/(\gamma-1)}$$
(1)

式中: P_{01} 代表叶轮入口压力, MPa; P_{02} 为叶轮 出口压力, MPa; Δh_0 为焓降, kJ; h_{01} 为入口总焓, kJ; η_{t-1} 为压气机效率; y为气体的等熵指数。

根据欧拉方程:

$$\Delta h_0 = U_2 v_{u2} - U_1 v_1 = U_2 v_{u2} = \omega r_2 v_2 \tag{2}$$

式中: U_1 为叶轮进口速度,m/s; U_2 为叶轮出口 速度,m/s; v_{u1} 和 v_{u2} 为进出口绝对速度的分量,m/s; ωr_2 为出口角速度分量,rad/s。

由叶轮出口速度三角形(图 2)可得: $v_{u2} = U_2 - v_{r2} \tan \beta_2$ (3)



图 2 叶轮出口速度三角形 Fig.2 Impeller exit velocity triangle

综合方程(1)~(3)可得:

 $P_{02} / P_{01} = \left[1 + \eta_{t-t} \omega r_2 \left(\omega r_2 - v r_2 \tan \beta_2\right) / h_{01}\right]^{\gamma/(\gamma-1)} (4)$

通过式(4)可以看出,可通过以下途径提升压 气机的压比:提高压气机的效率;在 r_2 不变的情况下, 提升旋转角速度 ω ,或是提升叶尖速度 U_2 或 ωr_2 ;降 低叶片后弯角 β_2 。

根据上述分析,并结合材料(锻铝合金 2A70)特性,新设计的离心压气机叶轮叶尖圆周线速度设定为 560 m/s,叶片后弯角为 18.5°,叶轮出口直径(出

口最大直径与最小直径的均方根值)为118 mm。同时考虑到叶轮较多的叶片数可以降低气流在叶轮入口以及出口处的滑移,增加叶片对气流的做功和导流作用,将原叶轮的7大7小叶片增加到8大8小叶片,并增加主叶片的轴向长度。因为轴向长度的增加在高压比流动时可以对气流起到引导作用,还可以进一步降低叶片载荷。

叶轮采用斜流出口,如图 3 所示。斜流叶轮是介 于离心叶轮与轴流叶轮之间的一种形式,能够有效提 升离心压气机的压比和稳定性,兼有离心叶轮高压 比、宽流量和轴流叶轮大流量、高效率的优点。斜流 出口角度为 12°。



Fig.3 Inclined flow outlet blade

同时,采用分流叶片前掠技术,叶片前掠是一种 有效改善叶尖区域流动的措施。采用了分流叶片前掠 技术的离心压气机叶轮如图 4 所示。叶片前缘前掠对 压气机的叶尖泄漏有一定的抑制作用,可以改善压气 机内部的流动损失,可以有效提高压气机变海拔低速 大扭矩工况性能。改进前后分流叶片表面流线分布的 仿真计算如图 5 所示,可以看出,叶片前掠有效降低 了叶片中后方叶顶区域的流动泄漏。



图 4 分流叶片前掠的离心叶轮 Fig.4 Centrifugal impeller with swept forward splitter blade



图 5 改进制后的分流叶片表面流线分布 Fig.5 Flow line distribution of the splitter blade surface before and after improvement: a) before improvement; b) after improvement

对新设计的压气机进行了全三维的 CFD 仿真分析,预测结果与原机的对比情况如图 6 所示。通过 CFD 仿真结果可以看出,新设计的离心压气机在压比 和效率上都得到了明显的提升。



Fig.6 Comparison of compressor performance simulation results with those of original compressor

1.3 涡轮设计

随着压气机增压比和流量范围大幅上升,涡轮需 要重新匹配设计,下文以原机涡轮为基础,介绍涡轮 优化设计情况。原机匹配点涡轮性能参数见表 2。在 排气温度的限制要求下,根据新设计的压气机,假设 涡轮的膨胀比、流通能力不变,进行涡轮重新匹配, 要求匹配点涡轮的性能参数见表 3。

表 2 原机匹配点涡轮的性能参数

Tab.2 Performance parameters of the original turbine at matching point

转速/(r·min ⁻¹)	膨胀比	效率/%
80 000	3	66

Tab.3 Performance parameters of the new turbine at matching point

at matering point					
转速/(r·min ⁻¹)	膨胀比	效率/%			
80 000	3	69			

通过表 2、表 3 可以看出,为匹配新设计的压气 机,涡轮需进行优化设计。随着海拔的升高,涡轮排 气背压的降低,涡轮进口温度与涡轮转速升高,要求 涡轮的膨胀比增大,涡轮的内部从亚声速状态过渡到 超声速状态,流动损失与分离加剧,引起涡轮效率下 降,针对该问题,涡轮亦需要进行优化设计。海拔升 高过程中,引起涡轮效率下降的主要因素有尾缘激 波、尾缘分离和叶顶泄漏。针对上述问题,采用跨声 速膨胀叶型以及尾缘优化设计抑制流动损失与分离 情况。

当涡轮膨胀比较大时,气流从入口的亚声速状态 逐渐加速到出口的超声速状态。通常在气流亚声速状 态时,通过叶片表面的二次流以及流动分离,减少流动损失。但是在跨声速涡轮中,弯扭不当会导致对超声速气流压缩引起激波产生,流动损失增加,涡轮效率下降。针对该问题,在涡轮叶片设计过程中,叶片进口段和中段可以通过弯扭造型抑制二次分离,叶片下游采取相对平直过渡,保证出口截面最小,避免气流过度膨胀和通道激波。原型与改进叶型如图7所示。



Fig.7 Comparison between transonic expansion blade and prototype: a) prototype blade; b) transonic expansion blade

改进叶型与原型 50%叶高截面流线和熵增分布的 CFD 仿真分析结果如图 8 所示。通过结果可以看出,叶片入口位置通过弯扭可以有效削弱叶片入口位置的流动分离,同时对叶片尾缘的流动分离也起到了一定抑制作用,相应尾缘位置的熵增也明显减弱。



b 熵增分布对比

图 8 原型与改型流线与熵增分布 Fig.8 Streamline and entropy distribution of prototype and improved type: a) comparison of streamline distribution; b) entropy increase distribution comparison

超声速气流绕尾缘凸角加速膨胀过程中,气流发 生的偏转角越大,气流马赫数越大。通过尾缘修型减 小气流偏转角,即可降低尾缘斜激波前的气流马赫 数,进而降低尾缘斜激波强度,减小尾缘激波损失, 具体改进措施如图9所示。



图 9 叶片尾缘控制基本原理 Fig.9 Basic schematic diagram of blade trailing edge control

改进叶型与原型涡轮 CFD 仿真效率随海拔的变 化曲线如图 10 所示。计算时,2 种涡轮设定相同的 转速、进口温度和膨胀比,高原环境按不同海拔高度 下的大气压力值设定。从图 10 中可以看出,与原型 相比,新设计叶型效率有了明显的提高,其 CFD 仿 真效率平均提高了约 2%。为进一步提升涡轮效率, 对涡轮箱也进行了优化设计,将涡轮箱流道 *A*/*R* 分布 规律进行了调整,如图 11 所示。



图 10 甲 望欧进对两花效学的影响 Fig.10 Effect of blade profile improvement on turbine efficiency



对优化后的涡轮进行了全三维的 CFD 仿真分析。 标定转速下,涡轮效率的预测结果与原机的对比情况如 图 12 所示。可以看出,涡轮优化后,标定转速下膨胀比 为 3 时,涡轮效率提升了约 4%,达到了优化设计目标。



图 12 涡轮效率特性计算结果 Fig.12 Calculation results of turbine efficiency characteristics

1.4 高转速稳定性轴系设计

随着压气机增压比和流量范围的大幅上升,涡轮膨 胀比提高,涡轮进口温度将接近 780 ℃。这就要求轴承 系统较原机具有更高的承载裕度,并且具有更高的稳定 性。因此,要对轴承系统进行全新的设计。为了满足增 压器许用转速小于 90 000 r/min 的要求,并保证增压器 在设计转速内安全可靠的运行,得到转子系统的布置形 式如图 13 所示。通过转子动力学分析,建立相应的仿 真模型,仿真分析将转子系统分为 16 个单元,节点 8、 10 分别布置了浮动轴承。节点 4、13 分别为压气机和 涡轮的质心位置,动力学计算模型如图 14 所示。



图 13 新增压器转子-轴承系统结构尺寸 Fig.13 Structural dimension of the new turbocharger rotor-bearing system



图 14 增压器转子-轴承系统计算模型 Fig.14 Turbocharger rotor-bearing system calculation model

转子临界转速计算结果如图 15 所示。可以看出, 在 90 000 r/min 之前,当转速升到 6 673 r/min 时,其 与转子振动的第 1 阶振动模态相交,即该转速为转子 振动刚体模态下的第 1 阶临界转速。当转速升高至 18 752 r/min 时,与转子振动的第 2 阶模态相交,即 该转速为转子振动的刚体模态下第 2 阶临界转速。由 于该增压器设计的最高许用转速为 90 000 r/min,在 其工作转速内,仅会与前两阶刚体模态相遇。



稳态性分析结果如图 16 所示。可以看出,在许 用工作转速范围(<90 000r/min)内,对数衰减数大 都大于 0 或者在附近。虽然存在小于 0 的模态,但该 模态的不稳定随即消失,此模态等同于稳定模态。通 过上述增压器转子系统稳定性分析可知,在许用工作 转速范围内,该转子稳定运行。经过设计计算,确定 转子轴承系统的基本参数见表 4。



表 4 转子结构的基本尺寸

1 a0.4	basic din	nensions o	01 10101 8	structure		
位置	Α	В	F	D_5	D_1	
尺寸/mm	75	34.9	24	12	17.4	

瞬态响应分析的结果如图 17 所示。可以看出, 转子系统在加速或不平衡量突变过程中,未出现油膜 振荡的现象,而且油膜涡动的幅值随转速的升高未有 逐步加大的现象,因此增压器在工作转速范围内是可 以安全运行的。



2 试验

2.1 增压器试验

通过增压器台架试验,对新设计增压器进行了 压气机特性试验、涡轮效率特性试验以及轴系稳定 性试验。

2.1.1 压气机特性试验

压气机特性试验结果如图 18 所示。可以看出, 新设计的离心压气机最高压比可以达到 4.6,较原机 4.2 高出 10%左右,而且流量范围很宽,最高效率可 以达到 78%。





2.1.2 涡轮效率特性试验

涡轮优化前后的涡轮效率试验结果如图 19 所示。可以看出,增压器标定转速 80 000 r/min 时,涡轮效率提升了约 3%。

2.1.3 轴系稳定性试验

试验采用非接触式电涡流位移传感器测量位移振动信号,2只传感器安装在压气机机壳上,并互相垂直,位移振动信号的x向为水平方向,y向为垂直方向,具体位置关系如图20所示。增压器轴系稳定性试验时,控制油压为0.2~0.5 MPa,油温为50~

90 ℃。一般考核2个极端的滑油工况:50 ℃、0.5 MPa, 油温最低,油压最高工况;90 ℃、0.2 MPa,油温最高,油压最低的工况。在2个极端工况下,其滑油黏 度处于可使用极限状态,考察两极端滑油黏度时的增 压器轴系稳定性如果满足要求,那么其他滑油黏度下 轴系稳定性也可以满足要求。



图 19 优化前后涡轮效率试验结果对比 Fig.19 Comparison of turbine efficiency test results before and after optimization



图 20 位移传感器放置位置 Fig.20 Position of displacement sensor

进油温度为 50 ℃、进油压力为 0.5 MPa 和进油 温度为 90 ℃、进油压力为 0.2 MPa 时,试验得到的 振动幅值随转速的变化关系如图 21 所示。图 21 中, 偏差比表示转子工作时偏摆值与最大偏摆值的比值, 偏差比为 1 时,代表转子静态下的最大偏摆值。当振 动曲线超过安全限制线时,极易造成增压器的损坏; 当振动曲线在目标最佳线下时,表明增压器转子系统 的可靠性非常好,转子系统可以安全运行。从图 21 可以看出,在转速小于 90 000 r/min 的工作范围内, 振动偏差都在目标最佳线下,增压器可以安全运行, 因此在 2 个极限工况下都满足振动要求。

2.2 发动机配机试验

增压器与发动机配机试验结果如图 22 所示。从 结果可以看出,增压器与发动机匹配良好,满足发动 机的平原与高原环境的增压需求。匹配高压比宽流量 增压器的发动机与原机相比,高原功率恢复了 17%, 发动机排气温度降低了 7%,增压器转速降低了 13%, 发动机其他指标(包括扭矩、燃油消耗率、爆发压力 以及可靠性)考核均满足使用要求。



3 结论

本文针对发动机强化指标,研发了一款全新的高 压比宽流量的增压器,开展了高压比、宽流量离心压 气机设计,高膨胀比、高效涡轮设计和高稳定裕度转 子轴承系统设计。通过研究表明:

 1)通过增加离心压气机叶轮叶片数量,可使离 心压气机叶轮增加做功能力,从而有效提升压比。同 时,在高压比流动时,增加叶轮的轴向长度,可以对 气流起到引导作用,并可以进一步降低叶片载荷。

2)通过分流叶片前掠和叶轮尾缘后掠,能够在 提升压比的同时,提高离心压气机的稳定性。 3)针对涡轮采用跨声速膨胀叶型,叶片入口位 置通过弯扭可以有效削弱叶片入口位置的流动分离, 同时对叶片尾缘的流动分离也起到一定抑制作用,相 应尾缘位置的熵增也明显减弱。

最终,通过高稳定裕度的转子轴承系统设计,并 针对增压器进行了集成,在原机的基础上设计了压比 为 4.6 的宽流量高性能涡轮增压器,成功实现了高压 比宽流量增压器的设计,满足了大功率高速柴油机平 原及高原环境运行的需求。

参考文献:

- HIGASHIMORI H, HASAGAWA K, SUMIDA K, et al. Detailed Flow Study of Mach Number 1.6 High Transonic Flow with a Shock Wave in a Pressure Ratio 11 Centrifugal Compressor Impeller[J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(4): 473-481.
- [2] HUNZIKER R, JACOBY P, MEIER A. A New Series of Small Turbochargers for High Flow Rates and High Pressure Ratios[J]. MTZ Worldwide, 2002, 63(6): 10-13.
- [3] 陈江,季路成. 某离心叶轮改型气动设计[J]. 航空动力 学报,2006,21(1):131-136.
 CHEN J, JI L C. Aerodynamic Redesign of a Centrifugal Compressor Impeller[J]. Journal of Aerospace Power, 2006,21(1):131-136.
- [4] SHARMA N, KARANTH K. Numerical Analysis of a Centrifugal Fan for Improved Performance Using Splitter Vanes[J]. World Academy of Science, Engineering and Technology, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, 2009, 3: 1520-1526.
- [5] MILESHIN V, STARTSEV A N, OREKHOV I K. CFD Design of a 8: 1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor[C]// Proceedings of IGTC. Tokyo: Gas turbine Society of Japan, 2003.
- [6] HIGASHIMORI H, MORISHITA S, SUZUKI M, et al. Detailed Flow Study of Mach Number 1.6 High Transonic Flow in a Pressure Ratio 11 Centrifugal Compressor Impeller: Part 2—Effect of the Inducer Shroud Bleed and Development of a Low Energy Region along the Shroud [J]. Journal of Turbo machinery, 2007(6): 1071-1080.
- [7] HIDEAKI T. Effect of Recirculation Device on Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor[C]// ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air.
 [s. l.]: American Society of Mechanical Engineers, 2010.
- [8] 蒋松廷,刘锡阳,董学智,等.高压比离心压气机气动 设计与分析[J]. 燃气轮机技术,2016,29(2):21-27. JIANG S T, LIU X Y, DONG X Z, et al. Design and Performance Analysis of a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor[J]. Gas Turbine Technology, 2016, 29(2): 21-27.
- [9] TAMAKI H, UNNO M, KAWAKUBO T, et al. Aerodynamic Design to Increase Pressure Ratio of Centrifugal Compressors for Turbochargers[C]// Volume 7: Turbo-

machinery, Parts A and B. Orlando: ASMEDC, 2009.

- [10] SHARMA S, JUPP M L, NICKSON A K, et al. Ported Shroud Flow Processes and Their Effect on Turbocharger Compressor Operation[C]// Volume 2C: Turbomachinery. Charlotte: American Society of Mechanical Engineers, 2017.
- [11] SUN X F, DONG X, SUN D K. Recent Development of Casing Treatments for Aero-Engine Compressors[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2019, 32(1): 1-36.
- [12] ZHENG X Q, ZHANG Y J, YANG M Y, et al. Stability Improvement of High-Pressure-Ratio Turbocharger Centrifugal Compressor by Asymmetric Flow Control: Part II—Non-Axisymmetric Self Recirculation Casing Treatment[C]// Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C. Glasgow: ASMEDC, 2010.
- [13] SIVAGNANASUNDARAM S, SPENCE S, EARLY J, et al. An Impact of Various Shroud Bleed Slot Configurations and Cavity Vanes on Compressor Map Width and the Inducer Flow Field[C]// Volume 7: Turbomachinery, Parts A, B, and C. Vancouver: ASMEDC, 2011.
- [14] WANG T, PENG C, WU J. Back Swept Angle Performance Analysis of Centrifugal Compressor[J]. Mechanics, 2014, 20(4): 402-406.
- [15] YANG Q C, LI L S, ZHAO Y Y, et al. Experimental Investigation of an Active Control Casing Treatment of Centrifugal Compressors[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2017, 83: 107-117.
- [16] CASEY M, GERSBACH F, ROBINSON C. An Optimization Technique for Radial Compressor Impellers[C]// Volume 6: Turbomachinery, Parts A, B, and C. Berlin: ASMEDC, 2008.
- [17] DAVID J. Centrifugal Compressor Design and Performance[M]. Wilder: Concepts ETI Inc, 1996.
- [18] NICHOLAS C B. Fundamentals of Turbocharging[M]. Wilder: Concepts ETI Inc, 2005.

- [19] PIERRET S, VAN DEN BRAEMBUSSCHE R A. Turbomachinery Blade Design Using a Navier-Stokes Solver and Artificial Neural Network[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(2): 326-332.
- [20] 张博, 白江涛, 陶林, 等. 自循环机匣处理对某型离心 压气机性能的影响[J]. 热能动力工程, 2017, 32(3): 54-60.
 ZHANG B, BAI J T, TAO L, et al. Influence of Recirculation Casing Treatment on Centrifugal Compressor Performance[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017, 32(3): 54-60.
- [21] RODGER C. Turbocharging a High Altitude UAV C.I. Engine[C]// 37th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Salt Lake City: AIAA, 2001.
- [22] 李书奇,张俊跃,赵成俊,等. 车用增压器离心压气机 改型设计[J]. 车用发动机,2010(6):37-41.
 LI S Q, ZHANG J Y, ZHAO C J, et al. Design Improvement of Centrifugal Compressor for Vehicle Turbocharger[J]. Vehicle Engine, 2010(6):37-41.
- [23] ELFERT M, WEBER A, WITTROCK D, et al. Experimental and Numerical Verification of an Optimization of a Fast Rotating High Performance Radial Compressor Impeller[C]// Volume 2D: Turbomachinery. Seoul: American Society of Mechanical Engineers, 2016.
- [24] SKOCH G J. Experimental Investigation of Centrifugal Compressor Stabilization Techniques[C]// Volume 6: Turbo Expo 2003, Parts A and B. Atlanta: ASMEDC, 2003.
- [25] 田红艳, 侯康, 佟鼎, 等. 离心压气机叶片式机匣拓稳 流动特性[J]. 内燃机学报, 2023, 41(4): 361-368. TIAN H Y, HOU K, TONG D, et al. Stabilizing Flow Characteristics of a Centrifugal Compressor with Vane Casing Treatment[J]. Transactions of Csice, 2023, 41(4): 361-368.