

基于联合运行规律的增压器压气机非定常流动模拟

黄 荣¹, 倪计民¹, 范厚传¹, 石秀勇¹, 王琦玮¹, 尹 琪²

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 上海汽车集团股份有限公司 创新研究开发总院, 上海 201804)

摘要: 为了提高压气机在非定常流动状态下与增压器的匹配精度, 基于增压器运行工况提出了内部联合运行规律, 并开展不同结构压气机的非定常流动特性和性能修正研究。结果表明, 在 3 种结构压气机中, 除了高速大流量联合工况外, 采用进口直径减小 1 mm 的等长叶片压气机的非定常流动性能有明显优势, 且喘振性能更好。基于非定常系数对压气机性能修正后, 压气机性能更接近实际工作状态。

关键词: 发动机; 涡轮增压器; 压气机; 内部联合运行规律; 非定常流动

中图分类号: TK40

文献标志码: A

Simulation of Unsteady Flow Characteristics of a Vehicle Turbocharger Compressor Based on Internal Joint Operating Law

HUANG Rong¹, NI Jimin¹, FAN Houchuan¹,
SHI Xiuyong¹, WANG Qiwei¹, YIN Qi²

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. General Institute of Innovation Research and Development, SAIC Motor, Shanghai 201804, China)

Abstract: In order to improve the matching accuracy between the compressor and the turbocharger under the unsteady flow condition, the internal joint operation law method was proposed based on the turbocharger operating conditions, and the unsteady flow characteristics of the compressor with different structures and performance correction were studied. The results shows that among the three structures of compressors, except for the high speed and high flow rate joint point operation condition, the unsteady flow performance of the equal-length blade compressor with a 1 mm reduction in inlet diameter has obvious advantages and a better surge performance. After the correction of compressor performance based on the unsteady coefficient, the

performance of the compressor was closer to the real working condition.

Keywords: engine; turbocharger; compressor; internal joint operation law; unsteady flow

涡轮增压技术被广泛用于提高内燃机输出功率和降低气体排放^[1-4]。离心压气机是增压器的关键部件, 其空气动力学性能对内燃机的运行有很大影响。准确了解压气机和涡轮机的匹配特性, 有利于提高增压器和内燃机的性能^[5-7]。

近年来, 学者们针对增压器压气机气动性能开展了研究。Ekradi 等^[8]提出了一种集成的三维叶片参数化压气机优化方法。优化结果表明, 在设计点工况, 等熵效率提高了 0.97%, 总压比和质量流量分别提高了 0.74% 和 0.65%。汪陈芳等^[9]基于压气机设计和非设计工况流场之间的关联效应, 提出了自适应性工况的压气机优化设计方法。Tüchler 等^[10]采用稳态计算流体动力学与遗传算法相结合的方法对车用压气机进行优化。Zamiri 等^[11]研究了叶尖间隙对离心压气机气动性能的影响。然而, 对于增压器来说, 现有的压气机和涡轮机的性能研究基本相互独立, 关联度不够。

目前, 学者们对压气机与内燃机的匹配进行了研究。Chen 等^[12]提出了一种基于性能图的压气机优化方法, 以期实现压气机全运行范围的性能优化。结果表明, 采用该优化方法, 压气机的堵塞工况边界流量提高了 20%, 最大效率提高到 80%。Li 等^[13]也提出了一种预测车用增压器压气机性能图的方法。Wu 等^[14]提出了一种两级涡轮增压系统匹配方法。结果表明, 采用该方法使发动机的扭矩增加 10% 以上。然而, 现有的研究大都是单独地将压气机与发动机进行匹配, 没有开展压气机、涡轮机及内燃机三

收稿日期: 2022-11-08

基金项目: 国家自然科学基金青年科学基金(22102116); 内燃机可靠性国家重点实验室开放课题(skler-202114)

第一作者: 黄 荣, 博士生, 主要研究方向为发动机增压器匹配技术。E-mail: hr1209@tongji.edu.cn

通信作者: 石秀勇, 副教授, 工学博士, 主要研究方向为汽车发动机节能与排放控制。E-mail: shixy@tongji.edu.cn



论文
拓展
介绍

者的工作过程匹配研究。

为了提高压气机的设计能力和与涡轮机的匹配度,笔者提出了一种基于内部联合运行规律的压气机优化设计方法,并基于此方法比较了在发动机实际工作条件下,不同压气机结构的非正常流动性能。本研究旨在针对增压器结构设计中,为提高压气机优化设计和匹配的准确度提供参考。

1 压气机模型设计和验证

1.1 压气机模型参数设置

压气机叶轮采用等长叶片结构,扩压器采用无叶扩压器,具体参数如表1所示,压气机流体域模型如图1所示。

表1 原压气机主要技术参数

Tab. 1 Technical parameters of original compressor

参数	数值
叶轮出口直径/mm	44
叶轮进口直径/mm	32.1
叶轮叶片数	8
扩压器高度/mm	2.5
设计压比	2.2
增压器额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	220000
增压器冷却方式	油冷+水冷
增压器流量范围/($kg \cdot s^{-1}$)	0.02~0.13
所匹配汽油机排量/L	1.5

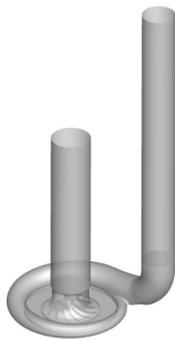


图1 压气机流体域

Fig. 1 Fluid domain of original compressor

湍流模型采用 Shear Stress Transport 模型,数学模型采用雷诺平均 Navier-Stokes 方程组,壁面均设定为光滑、无滑移的绝热壁面。压气机非正常流动模型设置为瞬态模式,进口段与叶轮进口的交界面、叶轮出口与扩压器进口的交界面采用瞬态动静交界面。压气机进口压力为 101.325 kPa,总温为 293.15 K,出口设置为流量边界。基于网格无关性方法,确定网格数为 3 358 000 时符合仿真要求。

1.2 模型验证

为使试验验证具有代表性,选择 110 000、150 000、190 000 $r \cdot \min^{-1}$ 3 个转速分别代表增压器运行的低、中和高转速^[15-16]。图2为原增压器压气机压比的试验值与模拟值对比。在中低转速上,试验值与模拟值吻合得较好,最大误差出现在 190 000 $r \cdot \min^{-1}$ 转速高压比工况,其值为 4.71%。这种差异归因于几何形状中次级特征的简化、模拟中传热参数设置以及制造误差^[17-18]。

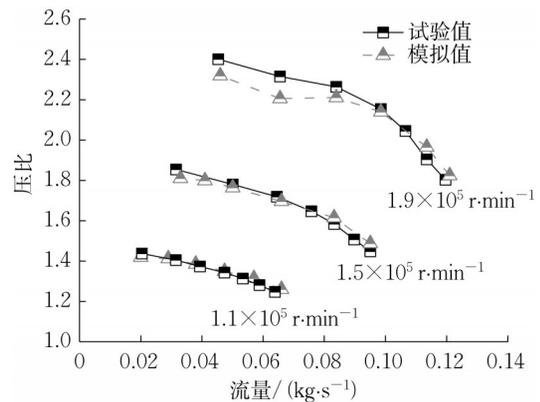


图2 压气机模型验证

Fig. 2 Test verification of compressor model

2 内部联合运行规律

增压器工作有 3 个基本条件,分别是速度平衡、流量平衡和功率平衡^[17-18]。

速度平衡:压气机、涡轮机和转子轴具有相同的速度。计算公式如下:

$$n_C = n_T = n_R \quad (1)$$

式中: n_C 为压气机转速; n_T 为涡轮机转速; n_R 为转子轴速度。

流量平衡:压气机的工作流量加上发动机燃油流量等于涡轮机的工作流量。计算公式如下:

$$m_T = m_C + m_F \quad (2)$$

式中: m_T 为涡轮机工作流量; m_C 为压气机工作流量; m_F 为燃油流量。

功率平衡:基于能量守恒定律,图3给出了增压器中的能量传递过程。功率从涡轮机端传递到压气机端过程中会损耗一部分功率,这些损耗包括转子的摩擦和冷却等损失,涡轮机输出功率减去这部分损耗就等于压气机的耗功。计算公式如下:

$$P_T = P_C + P_{Loss} \quad (3)$$

式中: P_T 、 P_C 和 P_{Loss} 分别为涡轮机输出功率、压气机耗功及能量传递过程损失功率。压气机耗功指的是

压气机压缩空气所消耗的功率,由涡轮机输出功率经过中间转子后传递给压气机。

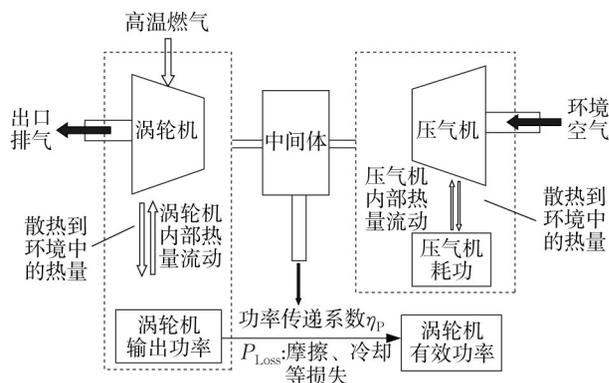


图3 涡轮增压器中的能量传递过程

Fig. 3 Energy transfer process in turbocharger

涡轮机输出功率和压气机有效功率之间存在着功率传递损耗,定义压气机耗功与涡轮机输出功率比值为功率传递系数。用 η_p 表示,计算公式如下:

$$\eta_p = P_c / P_T \quad (4)$$

基于功率传递系数 η_p ,可以将涡轮机输出功率变换得到涡轮机有效功率,从而将压气机耗功与涡轮机输出功率联系起来。根据自循环试验条件下计算的涡轮机输出功率和压气机耗功,结合公式(4)计算 η_p ,如图4所示。其中, η_p 最小值为0.733,最大值为0.817。

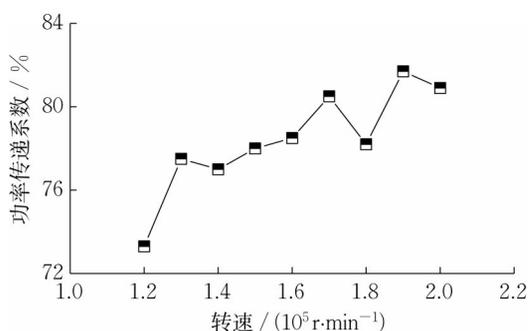


图4 功率传递系数分布

Fig. 4 Distribution of power transfer coefficient

通过公式(4)对涡轮机输出功率进行变换得到涡轮机有效功率,如图5所示。涡轮机有效功率是压气机端所能获得的最大功率。

在固定转速,将压气机耗功曲线和涡轮机有效功率曲线叠加耦合得到功率平衡的交叉点,即为涡轮增压器内部联合运行点。以此类推,将全部转速的压气机耗功曲线和涡轮机有效功率曲线叠加耦合,得到各转速下涡轮增压器的联合运行点,如图6

所示。

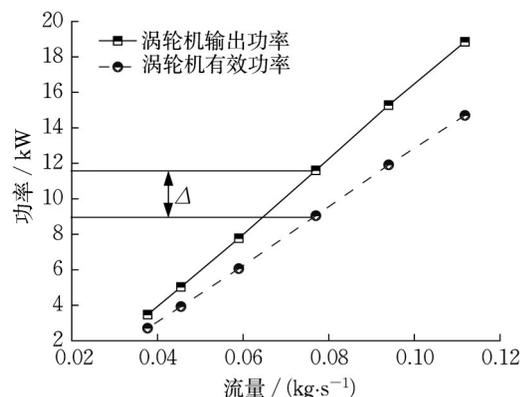


图5 150 000 r·min⁻¹时涡轮增压器两端功率平衡示意图

Fig. 5 Conversion relationship between output power and effective power of turbine at 150 000 r·min⁻¹

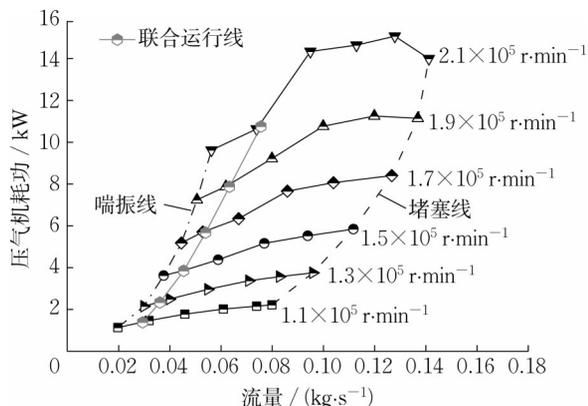


图6 联合运行曲线在压气机耗功图上的分布

Fig. 6 Distribution of joint operation on compressor power consumption

3 结果和分析

本文研究的工况点如表2所示。这4个工况点分别分布于压气机低、中和高转速,能反映内部联合运行曲线上及附近工况压气机非正常流动特性。

车用增压器压气机常用的叶轮结构有等长叶片和分流叶片两种。压气机叶轮出口直径对压气机性能有重要影响。因此,本文对3种结构压气机开展非正常流动特性分析,分别为原压气机(等长叶片)、分流叶片压气机(结构A)和进口直径减小1 mm的等长叶片压气机(结构B)。原压气机结构尺寸如表1所示。结构A和结构B的主要参数如表3所示。

原压气机、结构A和结构B的定常流动特性及匹配的整机性能可参考已发表文献^[19],在3种结构中,结构B是在测试条件下综合性能最好的压气机。

表 2 工况点

Tab. 2 Working condition points

工况点	压气机转速/(10 ⁵ ·r·min ⁻¹)	定常流量/(kg·s ⁻¹)	对应发动机转速/(r·min ⁻¹)
低速低流量联合点	1.1	0.029 3	1 500
中等转速联合点	1.5	0.045 5	2 400
中等转速近喘振点	1.5	0.041 0	2 400
高速大流量联合点	1.9	0.120 0	4 800

表 3 结构 A 和结构 B 的主要技术参数

Tab. 3 Technical parameters of Structures A and B

结构	结构 A	结构 B
主叶片数	5	8
分流叶片数	5	
扩压器高度/mm	2.5	2.5
叶轮出口直径/mm	44	44
叶轮进口直径/mm	32.1	31.1

3.1 低速低流量联合点

表 4 为不同压气机结构的非定常流动性能对

比。与中等转速联合点相比,在低速低流量工况,3 种结构的非定常压比均值更小,非定常流动效应明显减弱。这是因为压气机有更多时间来恢复气流波动,以保证气流平衡。

图 7 给出了低速低流量联合点压气机非定常流动性能分布。从图中可以看到,在 3 种结构中,结构 B 的压比和效率最高。这是因为结构 B 的非定常流动效应最强(如表 4 所示),改善了发动机低速低流量工况的进气性能,使得压比和效率提高。

表 4 低速低流量联合点下不同压气机结构的非定常流动性能对比

Tab. 4 Comparison of unsteady flow performances of different compressor structures at a low speed and low flow joint point

压气机结构	定常压比	定常效率/%	定常耗功/kW	非定常压比均值	非定常效率均值/%	非定常耗功均值/kW
原机	1.433	65.170	1.403	1.465	67.489	1.462
结构 A	1.436	65.004	1.439	1.467	67.362	1.463
结构 B	1.439	66.797	1.386	1.472	68.787	1.451

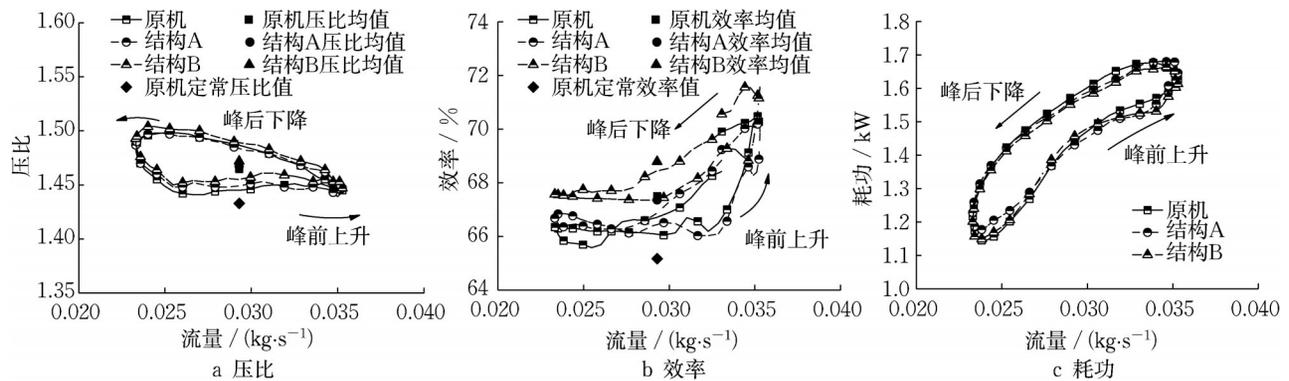


图 7 低速低流量联合点下不同压气机结构非定常流动性能

Fig. 7 Unsteady flow performance of different compressor structures at a low speed and low flow joint point

3.2 中等转速联合点

表 5 列出了不同压气机结构的非定常流动性能对比。与定常流动相比,3 种结构的非定常压比、效率和耗功均值更高。这是因为一方面,在压气机非定常流动过程中,进气管道内产生的吸气波动和压气机出口气流的高频率波动使得压气机大部分运行工况点位于高效率圈。另一方面,在非定常流动过程中,进出口瞬态的压力差使得压气机效率提高。

图 8 是不同压气机结构的非定常流动性能对

比。压气机非定常流动效应为压气机在非定常流动下的性能分布状态。在本文中,非定常流动效应采用非定常流动压比均值和效率均值进行评价,非定常流动压比均值和效率均值越大,非定常流动效应越强。从图 8a 中可以看到,在 3 种结构中,结构 A 的非定常流动效应最弱,结构 B 的最强。这是因为采用结构 B 后,压气机出口压力最大,气流流动效应增强。从图 8b 中可以看到,结构 B 的非定常流动效率圈在最上方,其非定常流动效率均值最高。从图 8c

表 5 中等转速联合点不同压气机结构的非正常流动性能对比

Tab. 5 Comparison of unsteady flow performances of different compressor structures at medium speed joint points

压气机结构	定常压比	定常效率/%	定常耗功/kW	非定常压比均值	非定常效率均值/%	非定常耗功均值/kW
原机	1.826	64.381	3.866	1.914	67.401	4.079
结构 A	1.842	65.468	3.905	1.901	66.843	4.040
结构 B	1.832	65.097	3.750	1.924	68.250	4.044

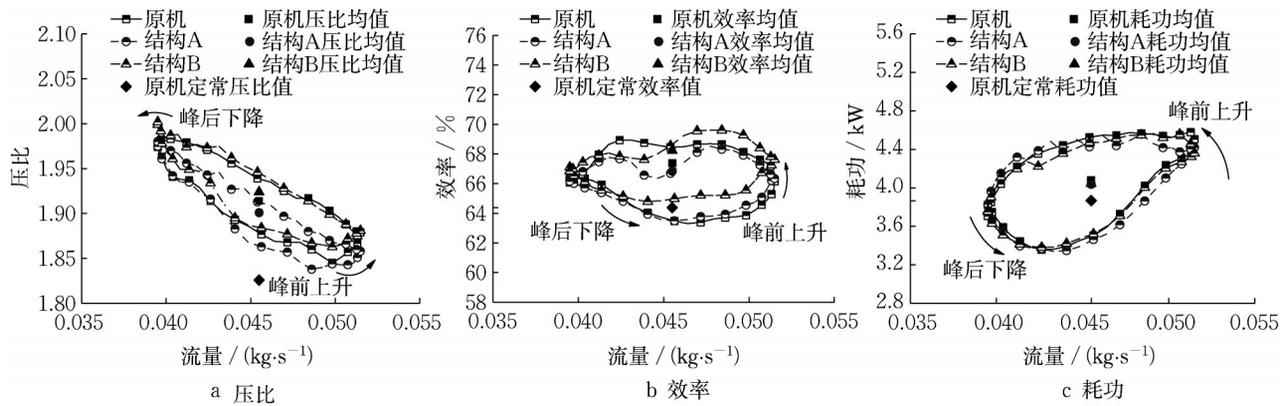


图 8 中等转速联合点下不同压气机结构非正常流动性能

Fig. 8 Unsteady flow performance of different compressor structures at medium speed joint point

中可以看到,结构 A 的非正常流动耗功最小。说明采用结构 A 能降低压气机的流动损失。

3.3 中等转速近喘振点

表 6 给出了近喘振点工况不同压气机结构的非正常流动性能对比。从表 6 中可以看出,与定常耗功相比,3 种结构的非定常耗功均值增加幅度较小,最大值仅为 5.92%,这说明在中等转速近喘振点工

况,3 种结构压气机的流动损失接近。此外,随着压气机非定常耗功增加,表明压气机做功能力增强,压缩空气能力提高,因此压气机非定常效率增大。

图 9 是近喘振点工况不同压气机非正常流动性能对比。从图 9 中可以看出,结构 B 的峰前上升和下降阶段的压比差值最大,效率最高。因此,在 3 种结构中,结构 B 的非正常流动效应最强。

表 6 近喘振点不同压气机结构的非正常流动性能对比

Tab. 6 Comparison of unsteady flow performances of different compressor structures near surge joint points

压气机结构	定常压比	定常效率/%	定常耗功/kW	非定常压比均值	非定常效率均值/%	非定常耗功均值/kW
原机	1.821	60.685	3.577	1.912	64.286	3.789
结构 A	1.829	60.176	3.648	1.907	64.086	3.793
结构 B	1.838	62.278	3.592	1.926	65.426	3.786

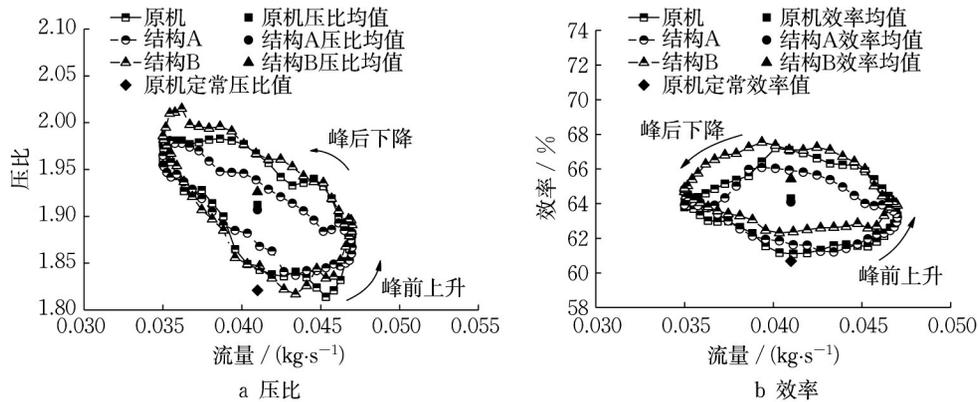


图 9 近喘振点工况不同压气机结构非正常流动性能

Fig. 9 Unsteady flow performance of different compressor structures near surge joint point

图10给出了结构B进口流量和效率分布。从图10a中可以看出,与中等转速联合工况点相比,近喘振点的叶轮进口流量和效率的波动幅度明显更大,表明非正常流动效应更强。从图10b中可以看出,近喘振点的非正常流动效率曲线在联合工况点效率曲线下方。由于近喘振点叶轮进口流量波动幅度大,使得叶轮相对进气角和气流进气攻角变化幅度

也增大,叶片进气撞击损失和叶轮通道流动损失上升,导致整体效率比联合工况点小。综上所述,当工作流量从联合工况点向喘振点移动时,压气机性能曲线波动幅度变大,非正常流动效应增强,叶轮进口流量波动幅度增大,叶轮内部流量损失增加,导致压气机效率下降。

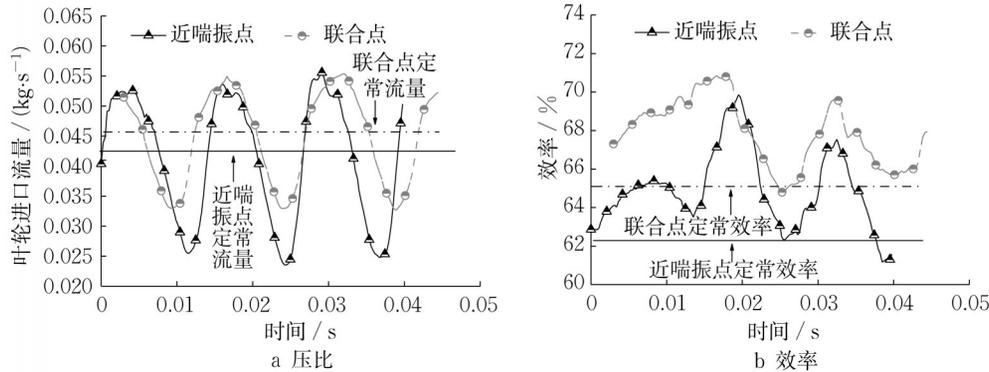


图10 结构B的进口流量和效率分布

Fig. 10 Inlet flow and efficiency distribution of Structure B

3.4 高速大流量联合点

表7是大流量工况点不同压气机结构的非正常流动性能对比。从表7中可以看到,结构B的非正常效

率均值比原机低2.573%,两者非正常流动效率均值之差较定常流动时明显减小。表明在高速大流量联合点时,压气机的非正常流动性能接近定常流动状态。

表7 高速大流量联合点下不同压气机结构的非正常流动性能对比

Tab. 7 Comparison of unsteady flow performances of different compressor structures at a high speed and large flow joint point

压气机结构	定常压比	定常效率/%	定常耗功/kW	非正常压比均值	非正常效率均值/%	非正常耗功均值/kW
原机	2.045	67.845	11.261	2.110	72.402	11.579
结构A	1.959	64.150	11.069	2.014	68.996	11.323
结构B	1.901	62.690	10.663	2.026	69.829	11.285

图11给出了高速大流量联合点压气机非正常流动性能。对于压比和效率来说,原机的最高,结构A的最低。对于耗功来说,原机的最高,结构B的最低。

因此,在3种压气机中,除了高速大流量联合工况外,采用结构B的综合性能有明显优势。其中,对于喘振性能来说,喘振裕度提高,喘振性能得到改善。

3.5 基于非正常系数的压气机性能修正

根据增压器内部联合运行规律,压气机耗功的变化会影响压气机和涡轮机之间的功率平衡。因此定义压气机非正常流动耗功均值与相应定常流动耗功值的比值为压气机非正常流动耗功系数 ϵ_c ,以表示压气机非正常流动耗功偏离相应定常流动耗功的程度。计算公式如下:

$$\epsilon_c = \frac{P_{\text{unsteady}}}{P_{\text{constant}}} \quad (5)$$

式中: P_{unsteady} 为压气机非正常流动耗功均值; P_{constant} 为对应压气机定常流动耗功值。

压气机非正常流动耗功系数即是非正常修正系数,用以衡量非正常流动性能与对应定常流动性能的比例关系。其意义在于内部联合运行曲线更接近实际工作状态,能提高压气机优化设计和匹配的准确度。

根据式(5)计算得到的原机和结构B的非正常耗功系数如表8所示。

图12为基于非正常流动耗功系数修正前后的压气机耗功图和内部联合运行曲线。从图12中可以看出,经非正常流动耗功系数修正后,压气机耗功和内部联合运行曲线较定常流动往上移动。基于结

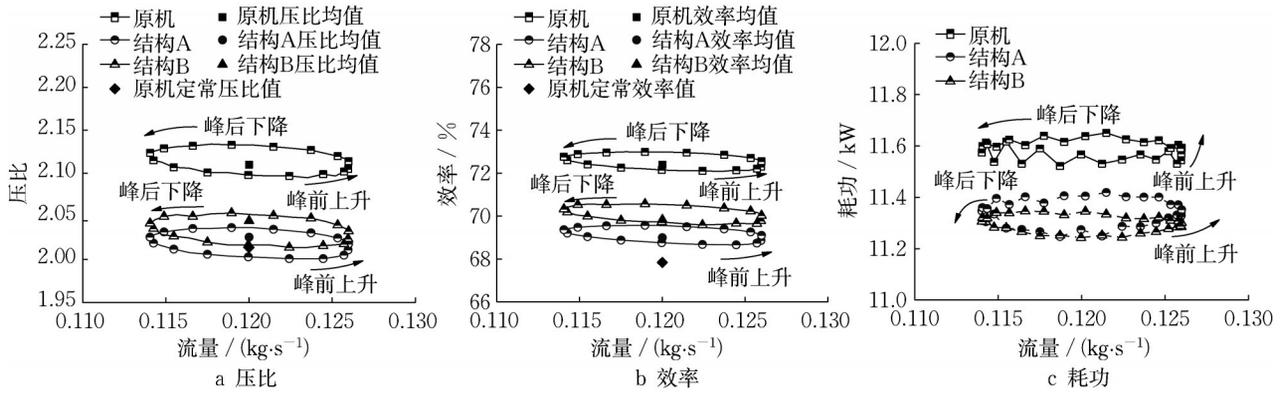


图 11 高速大流量联合点下不同压气机结构非定常流动性能

Fig. 11 Unsteady flow performance of different compressor structures at a high speed and large flow joint point

表 8 压气机非定常流动耗功系数

Tab. 8 Unsteady flow power consumption factor of compressors

压气机结构	不同转速下的耗功系数				
	$1.1 \times 10^5 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$	$1.3 \times 10^5 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$	$1.5 \times 10^5 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$	$1.7 \times 10^5 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$	$1.9 \times 10^5 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$
原机	1.042	1.049	1.055	1.042	1.028
结构 B	1.047	1.063	1.078	1.068	1.058

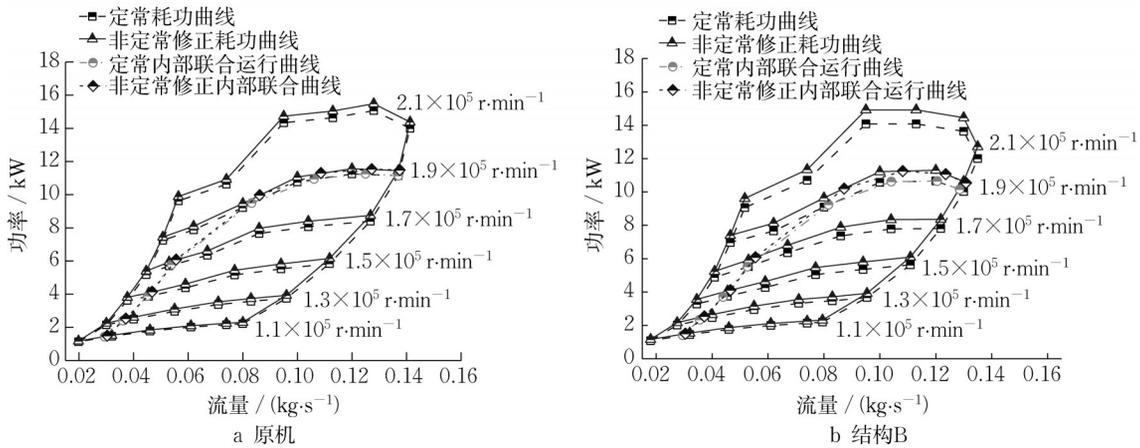


图 12 基于非定常流动耗功系数修正前后的耗功和内部联合运行曲线

Fig. 12 Power consumption and internal joint operation before and after correction based on unsteady flow power consumption coefficient

构 B 修正的耗功图和内部联合曲线向上移动幅度较原机更为明显。这是因为结构 B 的非定常流动耗功系数比原机高。基于非定常系数对压气机性能进行修正后,使得压气机性能更接近实际工作状态,提高了压气机在非定常流动状态下的匹配精度。

4 结论

(1)根据涡轮增压器工作特性,提出了功率传递系数概念,并耦合得到涡轮增压器内部联合运行曲线。基于内部联合工作点求解得到内部联合运行规律,并基于此得到的压气机效率与两端的工作情况,

更具实用性。

(2)在 3 种结构压气机中,除了高速大流量联合工况外,采用进口直径减小 1 mm 的等长叶片压气机性能优势明显,且喘振性能更好。

(3)基于非定常流动特性提出了压气机非定常修正方法。与定常流动特性相比,原机耗功和内部联合运行曲线较定常流动往上移动。基于进口直径减小 1 mm 的等长叶片压气机修正的耗功和内部联合曲线往上移动幅度较原机更为明显。

作者贡献声明:

黄 荣:模型构建,数据分析,论文撰写及修改。

倪计民:提出论文框架,论文审阅及修改。

范厚传:完成试验设计及论文撰写。

石秀勇:研究内容及方案指导。

王琦玮:模型构建指导及论文修改。

尹 琪:研究方法指导及论文修改。

参考文献:

- [1] HUANG R, NI J, CHENG Z, *et al.* Assessing the effects of ethanol additive and driving behaviors on fuel economy, particle number, and gaseous emissions of a GDI vehicle under real driving conditions [J]. *Fuel*, 2021, 306: 121642. DOI: 10.1016/j.fuel.2021.121642.
- [2] 潘镭, 杨名洋, MURAE S, 等. 径流涡轮叶片气动激振机制研究[J]. *工程热物理学报*, 2022, 43(6):1503.
PAN Lei, YANG Mingyang, MURAE S, *et al.* Study on aerodynamic excitation of impeller blades in a radial turbine[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2022, 43(6):1503.
- [3] WANG D, SHI L, ZHANG H, *et al.* Research on influence and demand of Miller cycle based on the coupling of marine low-speed engine and turbocharger [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 200: 117624. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117624.
- [4] FENELEY A, PESIRIDIS A, ANDWARI A. Variable geometry turbocharger technologies for exhaust energy recovery and boosting - a review [J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2017, 71:959. DOI: 10.1016/j.rser.2016.12.125.
- [5] 郝真真, 倪计民, 石秀勇, 等. 基于混合搜索法的车用涡轮增压器多目标优化[J]. *同济大学学报(自然科学版)*, 2018, 46(6):9. DOI: 10.11908/j.issn.0253-374x.2018.06.015.
HAO Zhenzhen, NI Jimin, SHI Xiuyong, *et al.* Multi-objective integrated optimization of vehicle turbocharger impeller based on hybrid search method [J]. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2018, 46(6):9. DOI: 10.11908/j.issn.0253-374x.2018.06.015.
- [6] REIHANI A, HOARD J, KLINKERT S, *et al.* Experimental response surface study of the effects of low-pressure exhaust gas recirculation mixing on turbocharger compressor performance [J]. *Applied Energy*, 2020, 261: 114349. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.114349.
- [7] BROATCH A, RUIZ S, GARCIA-TISCAR J, *et al.* On the influence of inlet elbow radius on recirculating backflow, whoosh noise and efficiency in turbocharger compressors [J]. *Experimental Thermal & Fluid Science*, 2018, 96: 224. DOI: 10.1016/j.expthermflusc.2018.03.011.
- [8] EKRADI K, MADADI A. Performance improvement of a transonic centrifugal compressor impeller with splitter blade by three-dimensional optimization [J]. *Energy*, 2020, 201: 117582. DOI: 10.1016/j.energy.2020.117582.
- [9] 汪陈芳, 张扬军, 诸葛伟林, 等. 基于流场偏差分析的离心压气机优化设计[J]. *内燃机学报*, 2015(4):6.
WANG Chenfang, ZHANG Yangjun, ZHUGE Weilin, *et al.* Optimal design of the centrifugal compressor based on flow field analysis [J]. *Transactions of CSICE*, 2015(4):6.
- [10] TUCHLER S, CHEN Z, COPELAND C. Multipoint shape optimisation of an automotive radial compressor using a coupled computational fluid dynamics and genetic algorithm approach [J]. *Energy*, 2018, 165: 543. DOI: 10.1016/j.energy.2018.09.076.
- [11] ZAMIRI A, CHOI M, CHUNG J. Effect of blade squealer tips on aerodynamic performance and stall margin in a transonic centrifugal compressor with vaned diffuser [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2022, 123:107504. DOI: 10.1016/j.ast.2022.107504.
- [12] CHEN Q, NI J, WANG Q, *et al.* Match-based pseudo-MAP full-operation-range optimization method for a turbocharger compressor [J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2019, 60:1. DOI: 10.1007/s00158-019-02262-2.
- [13] LI X, ZHAO Y, LIU Z, *et al.* A new method for performance map prediction of automotive turbocharger compressors with both vaneless and vaned diffusers [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D. Journal of Automobile Engineering*, 2020, 235: 1734. DOI: 10.1177/0954407020971252.
- [14] WU B, HAN Z, YU X, *et al.* A method for matching two-stage turbocharger system and its influence on engine performance [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2018, 141:5. DOI: 10.1115/1.4039461.
- [15] FAN H, NI J, SHI X, *et al.* Unsteady performance simulation analysis of a waste-gated turbocharger turbine under different valve opening conditions[C]//SAE Technical Papers. Detroit: SAE 2017 International Powertrains, 2017-01-2417.
- [16] FAN H, NI J, SHI X, *et al.* Simulation of a combined nozzleed and nozzleless twin-entry turbine for improved efficiency [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141:051019. DOI: 10.1115/1.4041315.
- [17] NEMATI A, CAI O, HONORE W. CFD analysis of combustion and emission formation using URANS and LES under large two-stroke marine engine-like conditions [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 216: 119037. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119037.
- [18] GALINDO J, FAJARDO P, NAVARRO R, *et al.* Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its application to engine modeling [J]. *Applied Energy*, 2013, 130: 116. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.09.013.
- [19] HUANG R, NI J, FAN H, *et al.* Investigating a new method-based internal joint operation law for optimizing the performance of a turbocharger compressor [J]. *Sustainability*, 2023, 15: 990. DOI:10.3390/su15020990.