

某款涡轮增压器的包容性试验研究

金晓雷¹, 胡志远²

(1. 霍尼韦尔中国有限公司, 上海 201203; 2. 同济大学汽车学院, 上海 201804)

摘要: 基于实例介绍了涡轮增压器压气机端包容性试验的试验准备、试验过程和试验结果。并针对某一失效的试验模式采取相应的改进措施, 最终得到合格的试验结果。试验结果表明: 增大压气机端连接螺钉的法兰面积和厚度有助于提高压气机端的包容性。

关键词: 涡轮增压器; 包容性; 试验

中图分类号: TK421⁺.8 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2014)02-0031-05

Research on the Experiments for the Containment Performance of a Certain Turbocharger

Jin Xiaolei¹, Hu Zhiyuan²

(1. Honeywell (China) Co., Ltd., Shanghai 201203;

2. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804)

Abstract: Experiments were carried out on a certain turbocharger to study the containment performance of the compressor end, which are introduced from the aspects of experiment preparation, process, and results. Aimed at a failed experiment mode, some improving measures were adopted, and finally obtained satisfying experimental results. The results show that increasing the flange area and depth of the connecting screw at the compressor end is beneficial to enhancing the containment performance of the compressor end.

Keywords: turbocharger; containment performance; experiment

0 引言

涡轮增压器工作时的极限转速在十几万转至二十几万转, 在一些特殊情况下(比如匹配不当导致超速或者轮子本身质量有问题), 压气机叶轮(下面简称“压轮”)有可能爆裂。由于物体旋转时的动能与它的角速度的平方成正比, 此时爆裂的叶轮具有很高的动能, 如果叶片飞出压气机壳, 就有可能窜入驾驶室, 造成人员伤害。中华人民共和国机械行业标准 JB/T 9752.2-2005 规定: 压轮轮毂在最高转速 1.1 倍时破裂, 散块应被包容在壳体内, 不得向外飞逸; 壳体包容试验时, 不允许中间体内的压力润滑油泄漏到增压器外面。在一些发达国家, 包容性试验是强制性的, 每款上市的涡轮增压

器都必须通过包容性试验。在国内, 包容性试验还只是推荐试验, 并不强制。

本文记录了某款涡轮增压器压气机端包容性试验的试验准备、试验过程、试验结果、失败原因分析、改进、最终通过试验的过程。研究目的是使这款增压器通过包容性试验, 并得以对外正式销售。

1 试验原则

试验中应使压轮爆裂时的能量尽可能大, 并且压壳的包容壁厚处于设计的下限, 这样的试验条件最恶劣, 所得到的试验结果是最可靠的。

2 增压器基本参数与结构

试验所用增压器为中小型柴油发动机所用增压

收稿日期: 2013-07-30

作者简介: 金晓雷(1981-), 男, 工程师, 主要研究方向为柴油机涡轮增压, E-mail: jxl19810123@163.com。

器, 压轮外径为 52 mm, 涡轮外径为 44 mm, 具体参数如表 1 所示。

表 1 试验用增压器基本参数

涡端		压端			
涡轮直径/mm	最高设计转速/($\text{kr} \cdot \text{min}^{-1}$)	压轮直径/mm	最高设计转速/($\text{kr} \cdot \text{min}^{-1}$)	压壳材料	压壳壁厚/mm
44	226	52	213	铝合金	3.5 ± 0.5

压气机壳与中间体是通过若干个带法兰的螺钉紧固连接, 如图 1 所示。

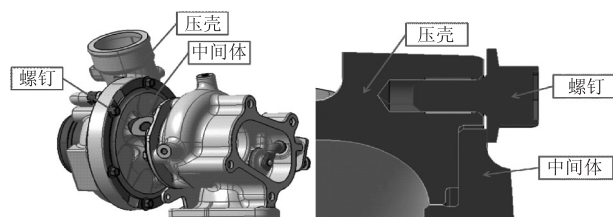


图 1 压气机壳与中间体连接

3 增压器包容性试验

3.1 试验准备

(1) 将涡轮外径重新机加工, 减小 20%, 并且对涡轮叶片做 15° 切削, 目的是增大涡轮和涡壳的间隙, 使试验不会因为叶片擦壳而无效; 且增大了涡轮的转速极限, 使涡轮不先于压轮失效, 机加工示意图即装配图如图 2 所示。

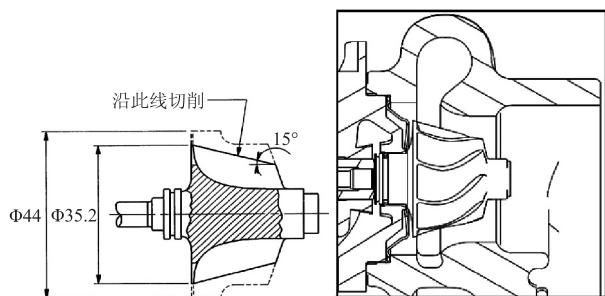


图 2 机加工示意图

(2) 对加工完的涡轮组件重新进行动平衡校正。

(3) 选择同类压轮中最大流量方案, 最大流量方案意味着转动惯量最大, 爆裂时的动能最强。

(4) 对压轮进行弱化, 目的是使压轮从轮毂中间爆裂成两半, 这样产生的冲击力最强。弱化的尺寸由轮子设计最大转速决定。弱化示意图如图 3 所示。

(5) 在压轮的鼻部种入磁钢(图 4), 用于试验时采集转速。

(6) 重新机加工压壳内部轮廓线(图 5), 使之与压轮的间隙增大, 目的是使试验不会由于叶片擦壳而无效。

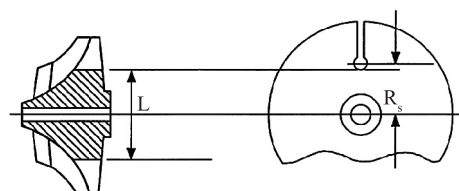


图 3 压轮弱化示意图

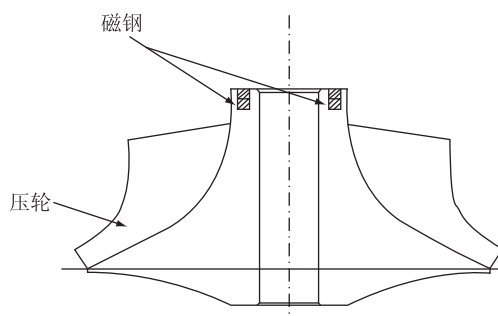


图 4 压轮鼻部种入磁钢

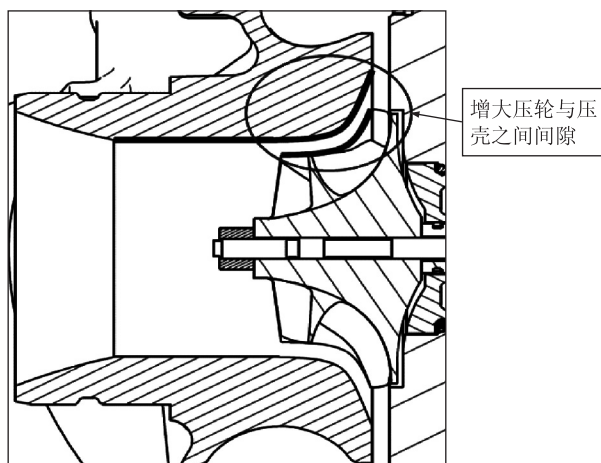


图 5 重新加工后的压壳内部轮廓线

(7) 对压壳包容区域的壁厚进行机加工, 以达到壁厚的下限(3.0 mm)。

(8) 所有零件装成中间体旋转组件后, 进行动平衡校正。

(9) 装上压壳和涡壳, 连接螺钉的扭矩必须在要求范围之内, 增压器组装完毕。

3.2 试验过程

(1) 将增压器安装到试验台架;

(2) 安装传感器(测量压气机出口温度、压轮转速、进油温度、进油压力等);

(3) 在增压器外部装上保护罩；

(4) 启动试验，将转子加速到目标转速(设计

转速的 1.1 倍)，保持一段时间，直至压轮爆裂。

增压器台架示意图如图 6 所示。

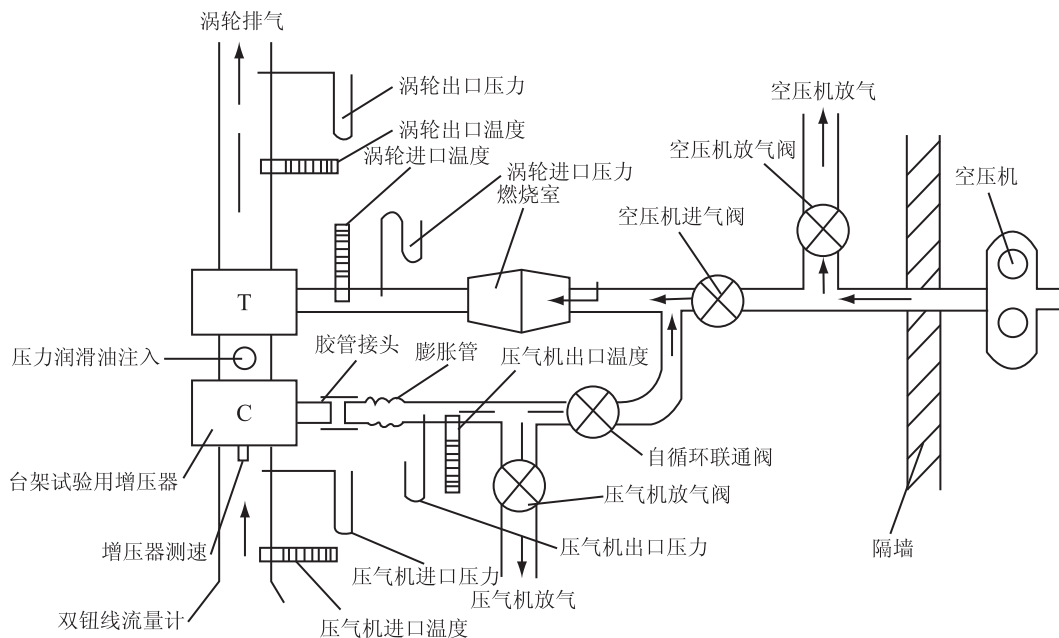


图 6 增压器台架示意图

3.3 试验结果

3.3.1 判断试验的有效性

(1) 压轮爆裂时的转速应不小于设计转速的 1.1 倍，从转速数据(图 7)可知，爆裂时转速为 $240\,720\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ ，为设计转速的 1.13 倍，符合要求。

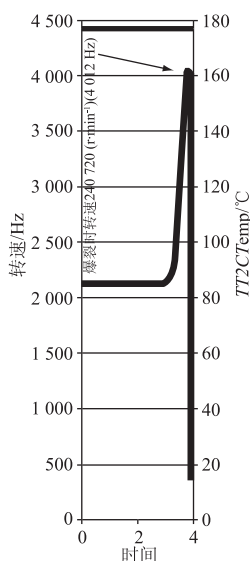


图 7 转速数据



图 8 轮毂断裂成两半

3.3.2 判断试验是否通过

(1) 没有碎片击穿压壳。从试验后的硬件(图 9)可以看到，压壳表面完好，符合要求。



图 9 试验后的压壳

(2) 轮子必须从轮毂处断裂成两半，即保证冲击力最大。从试验后的硬件(图 8)可以看到，断裂情况符合试验要求。

(2) 封油板没有被击穿，即高压润滑油没有泄漏到增压器外。从试验后硬件(图 10)可以看到，封油板未被击穿，符合要求。

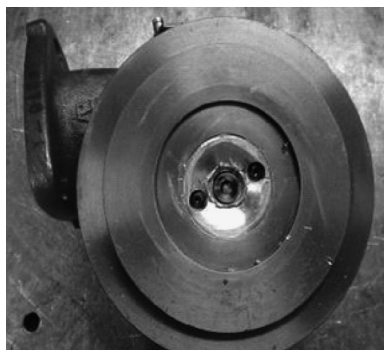


图 10 试验后的封油板

(3) 转轴没有伸出增压器。试验结果显示, 压壳与中间体连接处脱落(图 11), 结果不合格。



图 11 压壳和中间体连接处脱落

3.4 失败原因分析

直接原因是压气机壳与中间体连接的螺钉法兰屈服折弯(图 12), 导致压壳脱落。初步怀疑螺钉材料不合格, 但对螺钉材料的分析结果显示: 螺钉材料符合设计要求, 所以认为螺钉法兰设计强度不足。



图 12 压气机壳与中间体连接螺钉

4 设计改进

把原来整体法兰的螺钉, 改为分体式的螺钉和法兰(图 13), 法兰厚度从 1.2 mm 增加到 2 mm, 直径从 12.75 mm 增加到 14 mm, 法兰与中间体的贴合面积从 11.12 mm² 增加到 17.75 mm², 贴合面

积增加 60%。

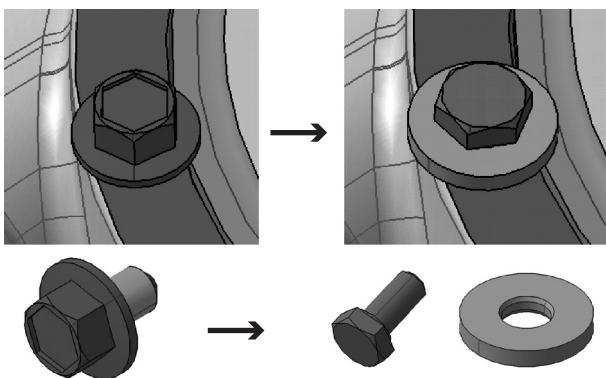


图 13 整体法兰螺钉改为分体式螺钉和法兰

对改进前、后方案进行有限元分析, 做背对背比较。假设在法兰与中间体贴合处施加一定的力, 计算得到法兰根部的最大等效应力, 结果显示, 法兰根部达到同样最大等效应力时, 改进后方案能承受 50% 的施加力(1 200→1 800 N)(图 14)。

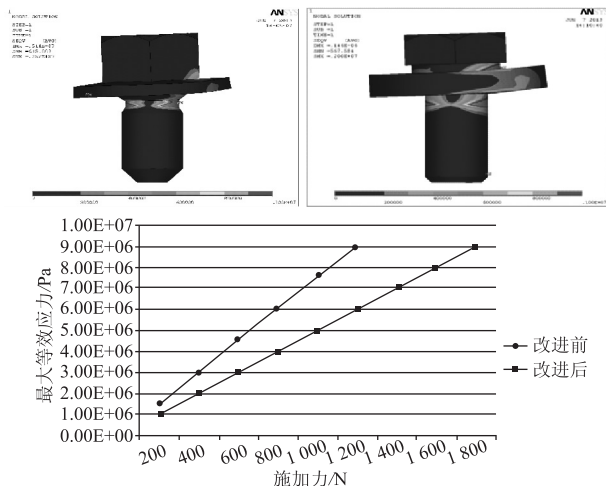


图 14 改进后法兰根部能多承受 50% 施加力

5 改进后试验结果

用改进后的螺钉和垫片再次进行试验, 试验过程与前一次一致。试验中压轮的爆裂转速和爆裂方式均符合要求。

(1) 轮子裂成两半, 见图 15。



图 15 改进后试验中轮子分裂成两半

(2) 爆裂时转速为 242 700 (r·min⁻¹)(大于设计转速的 1.1 倍), 见图 16, 达到要求。

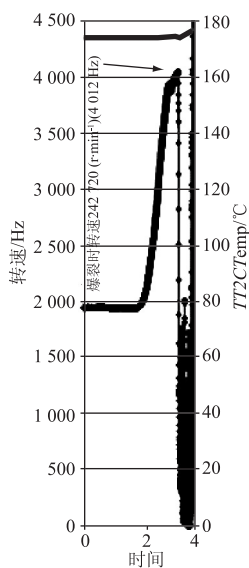


图 16 改进后爆裂时转速

试验结果:

(1) 无碎片击穿压壳(图 17)。



图 17 无碎片击穿压壳

(2) 封油板未被击穿(图 18)。



图 18 封油板未被击穿

(3) 压壳未脱落, 转轴未伸出增压器(图 19)。



图 19 压壳未脱落, 转轴未伸出增压器

6 结 论

涡轮增压器压端的包容性由多个零件共同决定, 其中包括压壳、封油板、连接螺钉等, 本文中针对螺钉失效的模式, 采取了加强螺钉法兰的措施, 使包容性加强。但针对其他不同的失效模式, 应有不同的应对措施。

参考文献

- [1] 郭建贵. 涡轮增压器叶轮断裂失效分析及有限元数值计算[D]. 大连: 大连海事大学, 2012.
- [2] 钟华贵, 刘坤, 文国治. 车用涡轮增压器试验台与试验技术[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2003(4): 37-40, 44.
- [3] 孟令广, 黄若. 涡轮增压器自循环低周疲劳试验装置[J]. 实验技术与管理, 2005(8): 45-47, 56.
- [4] 黄若, 孟令广, 张虹. 增压器压气机叶轮低周疲劳强度有限元计算分析[J]. 内燃机工程, 2006(4): 55-57.
- [5] 王正, 王增全, 郭凯, 等. 增压器涡轮轮毂疲劳可靠性分析与寿命预测方法[J]. 车用发动机, 2012(3): 42-45.