系统与附件

涡轮增压器转子系统的模态分析和临界转速计算

田文凯,房桐毅,王澄宇,王 焱

(大连玉柴涡轮增压技术研发中心有限公司, 辽宁 大连 116028)

摘 要:对涡轮增压器转子系统分别采用三维实体模型法和一维梁单元模型法进行了模态分析和 临界转速计算,得到了其固有频率、临界转速及各阶振型。结果显示:三维实体模型法计算出的 各阶振型与一维梁单元模型法得到的结果相同,但固有频率和临界转速略高于一维梁单元模型法 得到的结果,说明三维实体模型的刚度大于一维梁单元模型的刚度。对临界转速和滑动轴承油膜 刚度的关系进行了计算,计算结果表明:刚度在一定范围内,临界转速避开了涡轮增压器的工作 转速。

关键词:涡轮增压器;转子系统;模态分析;临界转速 中图分类号:TK423.5 文献标识码:A 文章编号:1001-4357(2014)02-0027-04

Modal Analysis and Critical Speed Calculations of Turbocharger Rotor Systems

Tian Wenkai, Fang Tongyi, Wang Chengyu, Wang Yan

(Dalian Yuchai Turbocharging Technical R&D Center Co., Ltd., Liaoning Dalian 116028)

Abstract: Using the method of three-dimensional solid model and one-dimensional beam element respectively to carry out modal analysis and critical speed calculations of turbocharger rotor system, its natural frequency, critical speed and the vibration mode were obtained. The results showed that the vibration mode calculated by three-dimensional solid model method was the same as the one calculated by one-dimensional beam element modal, but the natural frequency and critical speed were slightly higher than the one-dimensional beam element model results, which meant that the stiffness of three-dimensional solid model was greater than the one-dimensional beam element model. Moreover, the relationship between the film stiffness of sliding bearing and the critical speed was calculated, the results showed that within a certain range of stiffness, the critical speed was out of the turbocharger's operating speed range. Keywords: turbocharger; rotor system; modal analysis; critical speed

0 引 言

近年来,涡轮增压器已广泛地应用于汽车、火车、轮船的发动机上,以提高和改善发动机性能。各种发动机上使用的涡轮增压器工作转速相差甚大,如汽车发动机上使用的增压器转速在100 000 (r·min⁻¹)以上,有时高达300 000 (r·min⁻¹),火车和轮船发动

机使用的增压器转速在 30 000 (r·min⁻¹)左右,大型低 速船用主机的增压器转速甚至低于 20 000 (r·min⁻¹)。 由于涡轮增压器转子的各零件材料不可能绝对均匀, 再加上制造和安装误差,使得转子在旋转过程中会产 生不平衡惯性力,当转速达到某一值时,转子的不平 衡惯性力的频率接近转子的固有频率,转子的振动会 加剧,此时的转速称为转子的临界转速。临界转速对

收稿日期: 2013-07-30

作者简介:田文凯(1982-),男,助理工程师,主要研究方向为柴油机增压技术,E-mail: Tianwenkai2006@126.com。

涡轮增压器的设计以及使用寿命非常重要,必须将涡 轮增压器的临界转速避开它的常用工作转速,才能延 长其使用寿命,否则会造成增压器的损坏^[1]。

本文将分别采用三维实体模型法和一维梁单元 模型法对涡轮增压器转子系统进行有限元计算,求 解其固有频率、临界转速及对应的振型,并对计算 结果进行对比分析。

1 理论基础及物理模型

1.1 模态分析

涡轮增压器转子系统的固有频率及其振型是通 过模态分析得到的,模态是反应结构固有振动属性 的量,通过系统的运动方程来确定模态参数的过程 称为模态分析。

在进行结构离散化后,运动状态中各节点的动 力平衡方程如下:

$$[\boldsymbol{M}] \{ \boldsymbol{\delta} \} + [\boldsymbol{C}] \{ \boldsymbol{\delta} \} + [\boldsymbol{K}] \{ \boldsymbol{\delta} \} = \{ \boldsymbol{P}(t) \}$$
(1)

[*M*] 为质量矩阵; [*C*] 为阻尼矩阵; [*K*] 为刚 度矩阵; {*P*(*t*)} 为所受外力; {δ} 为节点加速度 矢量; {δ} 为节点速度矢量; {δ} 为节点位移矢量。

在实际过程中,结构的固有频率和固有振型与 {**P**(*t*)}无关,而小阻尼对固有频率和固有振型的 影响不大。因此常用无阻尼自由度振动方程求解结 构的固有频率和固有振型,因此式(1)简化为 下式:

 $[\boldsymbol{M}] \{\boldsymbol{\delta}\} + [\boldsymbol{K}] \{\boldsymbol{\delta}\} = 0 \tag{2}$

设结构做下述简谐振动:

 $\{\boldsymbol{\delta}\} = \{\boldsymbol{\varphi}\}\cos\omega t \tag{3}$

 $\{\varphi\}$ 为振型特征向量; ω 为固有频率

将(3)式代入(2)式:

$$\left(\left[\boldsymbol{K}\right] - \boldsymbol{\omega}^{2}\left[\boldsymbol{M}\right]\right)\left\{\boldsymbol{\varphi}\right\} = 0 \tag{4}$$

在自由振动时,结构各节点的{*φ*}不全为零, 所以式(4)中小括号内的值必须等于零,由此得到 结构自振频率方程,即

$$|[\mathbf{K}] - \omega^2 [\mathbf{M}]| = 0 \tag{5}$$

由于结构离散后有 n 个自由度,则 [**K**] 和 [**M**] 都是 n 阶方程,求解就可以得到 n 阶固有频 率 $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n$,且有 $\omega_1 \le \omega_2 \le \dots \le \omega_n$ 。 求出 ω_i 后就可以由式(4)确定对应于 ω_i 的一组特 征向量,即振型{ φ_i }^[2]。

1.2 临界转速

转子在运行过程中,模态频率是随着转速的增 加而变化的。由于转子不可能完全平衡,使其在工 作过程中的轴线与理论轴线有偏差,转子在转动过 程中既绕自身轴线"自转",又绕理论轴线"公 转",这种"公转"又称为涡动。当转子的涡动方 向跟转动方向相同时,称为正向涡动;当转子涡动 方向跟转动方向相反时,称为反向涡动。正向涡动 时,转子的模态频率随着转速的增大而增加;反向 涡动时,转子的模态频率随着转速的增大而减小。 这种模态频率随转速变化的曲线称为 Campbell 图。

在 Campbell 图中, 斜率为正的曲线为正向涡 动线, 斜率为负的曲线为反向涡动线, 过零点的直 线为倍频曲线。当倍频曲线与正向涡动线相交时, 即转子转动频率等于运行时的模态频率时, 该转速 就是转子的临界转速。实际过程中, 转子由于不平 衡质量的激励, 将做正向涡动, 因此将倍频曲线与 正向涡动线的交点作为临界转速^[3]。

1.3 物理模型

本文计算分析的涡轮增压器转子系统的配置 为:径流式叶轮、混流式涡轮、内支撑的滑动轴 承。涡轮增压器转子系统的涡轮叶轮、转轴和压气 机叶轮材料特性如表1。

表1 转子系统各部件材料特性

	材料	密度/ (g•cm ⁻³)	弹性模量/ GPa	泊松系数
涡轮叶轮	K418	8	180	0. 25
主轴	42CrMo	7.82	200	0. 28
压气机叶轮	2A70	2.8	71	0.31

涡轮增压器最低工作转速为 23 000 (r·min⁻¹), 最高工作转速为 43 000 (r·min⁻¹)(后文表 4 中示出 了其三维模型图)。

2 计算方法

)

2.1 三维实体模型法

在 ansys workbench 中导入转子系统的三维模型, 划分成由 21 065 个单元, 43 742 个节点组成的有限元网格模型。设置滑动轴承油膜的刚性系数 为 $K_{xx}=5\times10^7(N\cdotm^{-1})$, $K_{yy}=5\times10^7(N\cdotm^{-1})$; 忽略 阻尼。采用 modal 求解器计算得到的前六阶模态如 表 2 所示。再对转子系统三维实体模型加上旋转速度,进行涡动计算分析,得到如图 1 所示的 Campbell 图(图中去除了系统整体轴向振动和叶轮及涡轮的旋转振动的影响)。

表2 前6阶模态(三维实体模型法)

模态	1	2	3	4	5	6
频率/Hz	109	109	224	224	674	674



在 Campbell 图中一倍频率线与各阶正向涡动 线的交点就是对应阶次的临界转速,由此可得到一 阶临界转速为7 229 (r·min⁻¹),二阶临界转速为 14 737 (r·min⁻¹),在 100 000 (r·min⁻¹)以内一倍 频率线与三阶正向涡动没有交点,可知三阶临界转 速大于 100 000 (r·min⁻¹)。

2.2 一维梁单元模型法

简化涡轮增压器的转子系统为一维梁单元模型,如图2所示。简化方法如下:

(1) 对不同截面的转轴,采用不同截面的梁单 元划分网格;

(2) 压气机叶轮分为七段,涡轮机叶轮分为六段,分别把各段的质量和惯性矩加载到各段的质量中心点的梁单元上;

(3) 滑动轴承油膜简化为刚性系数 $K_{xx} = 5 \times 10^7 (\text{N} \cdot \text{m}^{-1}), K_{vv} = 5 \times 10^7 (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$ 的弹性支撑。



图2 转子系统一维梁单元模型

在 ansys APDL 中建立涡轮增压器转子系统的一 维梁单元模型,采用分块兰索斯法(Block Lanczos)计 算得到的前六阶模态如表 3 所示。然后对转子系统加 上旋转速度,进行涡动分析,得到的 Campbell 图如图 3 所示,根据 Campbell 图中一倍频率线和各阶正向涡 动线的交点,可得到一阶临界转速为 6 463 (r·min⁻¹), 二阶临界转速为 12 823 (r·min⁻¹),三阶临界转速为 99 930 (r·min⁻¹)。



图 3 一维梁单元模型 Campbell 图

3 两种计算方法结果对比

三维实体模型法和一维梁单元模型法在滑动轴 承油膜刚度都设置为5×10⁷(N·m⁻¹)时,计算得到 的前3阶固有频率及其振型对比如表4所示;这两 种方法计算得到的临界转速对比如表5所示。

一维梁单元法		三维实体模型法		
频率/Hz	振型	频率/Hz	振型	
99		109	.	
199		224		
664		674		

表4 前三阶固有频率及其振型的对比

表5 临界转速对比 单位: (r·min⁻¹)

临界转速	一维梁 单元法	三维实体 模型法	差值
一阶临界转速	6 463	7 229	766
二阶临界转速	12 823	14 737	1 914
三阶临界转速	99 930	>100 000	_

由表4和表5可以看出:

(1)两种计算方法得到的前三阶振型相同,分 别为一阶偏斜振动、二阶平行振动和三阶弯曲振动,与同类内支撑增压器的实际试验结果相同^[4]; (2)三维实体模型法计算得到的固有频率和临界转速偏大,并且图1中的1倍频率线与三阶正向涡动线接近平行,即得不到三阶临界转速的解,其原因是由于三维实体模型采用自由网格划分法划分网格,导致转子系统模型的刚度偏大;

(3)前两阶临界转速差别较小,可以确定利用 这两种计算方法来对涡轮增压器转子系统进行模态 分析和临界转速计算都是可行的。

4 临界转速与滑动轴承油膜刚度之间 的关系

采用一维梁单元模型计算方法,更改滑动轴承油 膜的刚性系数,设置为10000~1×10¹³(N·m⁻¹),计算 出前三阶临界转速随刚性系数变化,如图4所示。



图 4 临界转速与轴承刚度之间的关系

由图4可以看出,转子系统的临界转速随着滑动轴承油膜刚度的增加而增加,在刚度达到一定值时,也就是可以把滑动轴承油膜支撑看作硬支撑时,临界转速将保持不变。由于涡轮增压器是在一定转速范围内运转的,而滑动轴承油膜的刚度会随

(上接第8页)

4 总 结

8V128D 柴油机在车用柴油机基础上通过采 取重新匹配增压系统,优化配气正时和燃油系 统,活塞改进设计和提高运动件强度等措施提高 功率,改型成发电用途。改进后发动机在功率、 燃油经济性、排温和可靠性等方面均达到了预期 效果,为该柴油机今后的进一步发展奠定了良好 的基础。 着转子系统转速的改变而改变,所以在计算时应确 保轴承刚度在一定范围内,涡轮增压器的工作转速 内没有包含临界转速,以保证涡轮增压器不会发生 共振。

5 结 论

(1)由一维梁单元法和三维实体模型法对涡轮 增压器转子系统进行模态分析,得到的频率相近, 振型相同。三维实体模型法计算得到的临界转速偏 大,是由于其建模方法导致其刚度偏大的原因所 改,但计算结果在可接受范围内,这两种计算方法 对于涡轮增压器的模态分析和临界转速计算都是可 行的。

(2)涡轮增压器临界转速随着滑动轴承油膜的 刚度增加而增加,当轴承的刚度达到一定值时,临 界转速将保持不变。由于滑动轴承油膜的刚度会随 着涡轮增压器的转速变化而变化,所以应保证在滑 动轴承油膜刚度的一定变化范围内,涡轮增压器的 临界转速避开其工作转速。

参考文献

- Wen Jeng Chen. Rotordynamics and bearing design of turbocharge[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012,29:77-89.
- [2] R. 伽西, H. 菲茨耐. 转子动力学导论[M]. 周仁睦. 北京:机械工业出版,1986.
- [3] 吴攀.柴油机涡轮增压器转子动力学特性研究[D].长春:吉林大学,2012.
- [4] 叶佳伟. 涡轮增压器的外置式轴承和内置式轴承[J]. 国外内燃机,1982(1):32-42.

参考文献

- [1] 刘云岗. R6160ZC 柴油机增压系统设计改进[J]. 船舶 工程,2006(4).
- [2] 杨棣. 配气正时对柴油机性能影响的数值研究[J]. 车 辆与动力技术,2008(2).
- [3] 柴油机增压. 英国里卡多公司内燃机咨询会资料汇编 [R]. 上海内燃机研究所, 1986:757.
- [4] 张探军. 压缩比和提前角对柴油机低温启动性影响的 试验研究[A]. 中国内燃机学会[C]. 北京:科学普及出 版社,2012.