

文章编号:1006-1355(2017)06-0051-05

燃气轮机转子系统振动激励源特性研究

庞学佳¹, 陈昌敏², 荆建平², 王志强²

(1. 中国船舶重工集团公司 第七〇三研究所, 哈尔滨 150078;

2. 上海交通大学 机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240)

摘要:燃气轮机的振动一直是设备的关键问题之一,燃气轮机结构复杂,导致其振动的激励源具有复杂性、多样性等特点,传递到其机脚处的振动更是船用燃气轮机所关注的研究课题之一。在对燃气轮机转子系统进行研究的基础上,对转子振动的典型激励源及其振动特性进行梳理和分析,并对传递到支撑处的激励力进行分析,采用力的传递率探究典型激励源传递到支撑处的振动特性,得到轴承参数和力的作用点对力的传递率的影响规律,并对流场激励力的特性进行分析,得到流场激励力的频率特性。研究成果对燃气轮机的减振降噪以及前期的参数设计都具有一定的指导意义。

关键词:振动与波;燃气轮机,激励源,力的传递率,有限元分析,流场分析

中图分类号:TK47

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2017.06.010

Analysis of Vibration Characters of Excitation Sources in Gas Turbine Rotor Systems

PANG Xue-jia¹, CHEN Chang-min², JING Jian-ping², WANG Zhi-qiang²

(1. The 703 Research Institute of CSIC, Harbin 150078, China;

2. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract : Vibration is a key problem of gas turbine systems. The vibration sources are complicated and various because of the complex structure of gas turbines. Study of vibration transferred to the turbine's supports is also an interesting topic for marine gas turbines. In this paper, the typical vibration excitation sources and their features of rotor systems of the turbines are analyzed and summarized. The excitation force transferred to the turbine's supports is analyzed. Through the computation of force transmission rate, the characteristics of vibration transform from the typical excitation sources to the supports are detected. The effects of bearing parameters and force action points on force transmission rate are discussed. And the frequency characteristics of the fluid force acting on the rotor system are also discussed. This research has guiding significance for vibration and noise reduction of gas turbines.

Key words : vibration and wave; gas turbine; excitation source; force transmission rate; FEM analysis; flow field analysis

随着燃气轮机技术的不断发展,其振动问题越来越受到重视。由于燃气轮机结构复杂,其振动激励源具有复杂性、多样性等特点。尤其是船用燃气轮机机脚处的激励力是船舶的主要振动和噪声来源之一,它也是设计过程中比较关注的一个设计因素。

转子系统是燃气轮机振动问题的主要来源之一。本文对燃气轮机转子系统进行建模,探讨转子

系统不同的激励源对传递到机脚处的激励力的影响特性。各激励源的影响总的来说可以分为两类:

(1) 影响转子系统力的传递率。力的传递率是系统的特性参数之一,主要受到系统的刚度、阻尼以及载荷频率的影响。在各种激励源中,轴承和支承系统以及花键联轴器都属于这种情况。而且对于转子系统而言,力的传递率除受系统参数(刚度和阻尼)的影响之外,还会受到载荷激励作用点位置的影响,例如转子系统不平衡的位置。

(2) 影响施加在转子上载荷的大小。这类激励力并不影响系统的动力特性参数,而作为激励力直接施加在转子上。机械激励源中转子的不平衡力、

收稿日期:2017-01-18

作者简介:庞学佳(1979-),男,吉林省长春市人,高级工程师,主要研究方向为燃气轮机结构与强度计算。

E-mail: 13936508295@163.com

转子的初始弯曲以及流场对部件的激励力等都属于这种情况。对于这类激励源,传递到机脚处的激励力与激励源直接作用到转子上的力成正比,因此只需要研究激励源本身的特性即可。本文针对某型燃气轮机的高压转子系统,对这两类不同的激励源分别进行探究。

1 影响系统特性的激励源

影响转子系统特性的激励源研究主要是分析轴承系统的参数、花键联轴器的参数以及载荷作用点位置的影响。这些激励源会影响转子系统力的传递率,进而影响转子系统支撑处的激励力。因此对这类激励源的研究主要是通过有限元方法分析转子系统力的传递率的变化规律。

转子系统的有限元模型通过 Samcefrotor 有限元软件进行建模,对叶片用集中质量进行模拟,转子结构比较复杂,对其采用二维的轴对称单元进行模拟,转子的支撑采用对地轴承单元进行模拟。转子模型如图1所示。

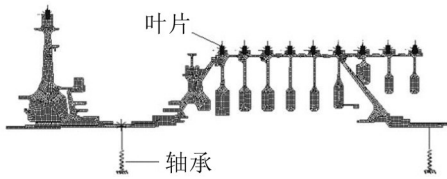


图1 转子模型图

由于这类激励源主要影响力的传递率,而不是直接给转子提供激励力,所以求解力的传递率时要额外提供一个激励力。由于不平衡力是转子系统普遍存在的一种激励载荷,所以选定不平衡力为额外提供的激励载荷。

1.1 轴承参数的影响

燃气轮机转子系统的轴承一般选择滚动轴承,滚动轴承的刚度受轴承的滚动体个数、直径、径向游隙和载荷大小等因素的影响。这些因素通过影响轴承的刚度进一步影响系统的力的传递率参数。

基于 Herz 接触理论的滚动轴承刚度计算模型是研究滚动轴承的经典理论。根据 Herz 接触理论,滚动体与载荷之间的变形关系为^[2-5]

滚动球轴承

$$\delta = k_p \left[\left(\sum \rho_i \right)^{\frac{1}{3}} + \left(\sum \rho_e \right)^{\frac{1}{3}} \left(1 + \frac{F_c}{Q_i} \right)^{\frac{2}{3}} \right] Q_i^{\frac{2}{3}} \quad (1)$$

圆柱滚子轴承

$$\delta = \delta_i + \delta_e = k_1 \left[1 + \left(1 + \frac{F_c}{Q_i} \right)^{0.9} \right] Q_i^{0.9} \quad (2)$$

其中 F_c 是滚动体的离心力, k_p 和 k_1 分别为滚动球

轴承和圆柱滚子轴承的接触变形系数, Q_i 为滚动体与内圈的接触负荷, ρ_i 与 ρ_e 分别为内外圈的接触主曲率。滚动球轴承和圆柱滚子轴承的离心力和接触变形系数分别如式(3)和式(4)所示。

滚动球轴承的离心力和结构系数方程为

$$\begin{cases} F_c = \frac{1}{12} \rho \pi D_b^3 D_m \omega_m^2 \\ k_p = \frac{K(e)}{\pi m_a} \left(\frac{3}{E'} \right)^{2/3} \end{cases} \quad (3)$$

圆柱滚子轴承的离心力和结构系数方程为

$$\begin{cases} F_c = \frac{1}{8} \rho \pi D_b^2 L D_m \omega_m^2 \\ k_1 = 3.81 \left(\frac{2}{\pi E'} \right)^{0.9} \frac{1}{L^{0.8}} \end{cases} \quad (4)$$

考虑到轴承的协调条件,轴承在径向载荷 Q_r 的作用下,其内外圈的相对位移为 δ_r ,任一滚动体的总接触变形 $\delta_j = \delta_{ij} + \delta_{ej}$ 。假设轴承的径向游隙为 Δr ,且内外圈有足够的刚性,始终保持为圆形,则可得弹性变形协调条件为

$$\begin{cases} \delta_0 = \delta_r - \Delta r \\ \delta_1 = \delta_r \cos \varphi - \Delta r \\ \vdots \\ \delta_j = \delta_r \cos j\varphi - \Delta r \\ \vdots \\ \delta_n = \delta_r \cos n\varphi - \Delta r \\ \delta_r \cos n\varphi - \Delta r > 0 \\ \delta_r \cos(n+1)\varphi - \Delta r < 0 \end{cases} \quad (5)$$

由此变形协调条件可以得到轴承满足接触条件的滚动体数量。负荷分布角为 $2n\varphi$,由变形协调条件和载荷与变形的关系可以得到轴承负荷方程

$$\begin{cases} Q_{0i} = \left[k_i + k_e \left(1 + \frac{F_c}{Q_{0i}} \right)^{\frac{1}{t}} \right]^{\frac{1}{t}} \delta_0^{\frac{1}{t}} \\ Q_{1i} = \left[k_i + k_e \left(1 + \frac{F_c}{Q_{1i}} \right)^{\frac{1}{t}} \right]^{\frac{1}{t}} \delta_1^{\frac{1}{t}} \\ \vdots \\ Q_{ji} = \left[k_i + k_e \left(1 + \frac{F_c}{Q_{ji}} \right)^{\frac{1}{t}} \right]^{\frac{1}{t}} \delta_j^{\frac{1}{t}} \\ \vdots \\ Q_{ni} = \left[k_i + k_e \left(1 + \frac{F_c}{Q_{ni}} \right)^{\frac{1}{t}} \right]^{\frac{1}{t}} \delta_n^{\frac{1}{t}} \\ \delta_r \cos n\varphi - \Delta r > 0 \end{cases} \quad (6)$$

其中 t 为指数值,对球轴承满足 $t=2/3$,对滚柱轴承满足 $t=0.9$; k_i 为内圈接触系数,对球轴承满足 $k_i = k_p (\sum \rho_i)^{1/3}$,对滚柱轴承满足 $k_i = k_1$; k_e 为外圈接触系数,对球轴承满足 $k_e = k_p (\sum \rho_e)^{1/3}$,对滚柱轴承

满足 $k_e = k_1$ 。各滚动体径向载荷之和应该与滚动轴承外径载荷相等,即满足式(7)。

$$\begin{cases} Q_r = Q_{0i} + 2 \sum_{j=1}^n Q_{ji} \cos j\varphi & n\varphi < \pi \\ Q_r = Q_{0i} + 2 \sum_{j=1}^n Q_{ji} \cos j\varphi + Q_{ni} & n\varphi = \pi \end{cases} \quad (7)$$

求得轴承载荷分布及相应的变形之后,可得到

$$Q_r = A Q_{0i} \quad (8)$$

故可进一步得到接触刚度为

$$K_c = \frac{\partial Q_r}{\partial \delta_0} = A \frac{Q_{0i}^{1-t}}{t \left[k_l + k_e \left(1 + F_c / Q_{0i} \right)^{t-1} \right]} \quad (9)$$

当滚动轴承不考虑油膜的刚度时,有

$$\begin{cases} K_{xx} = K_{yy} = K_c \\ K_{xy} = K_{yx} = 0 \end{cases} \quad (10)$$

根据滚动轴承的求解流程,可以求解不同的结构参数对轴承刚度的影响规律。图2分别是轴承刚度随滚动体个数、直径、径向游隙和载荷大小的变化曲线。

从图2可以看出,滚动轴承的刚度虽然随着轴承参数变化,但是其量级基本保持不变。因此对于由滚动轴承-鼠笼-挤压油膜阻尼器组成的支撑系统而言,刚度主要由鼠笼的刚度决定。考虑到鼠笼的刚度量级,在研究主刚度对力的传递率的影响时,在

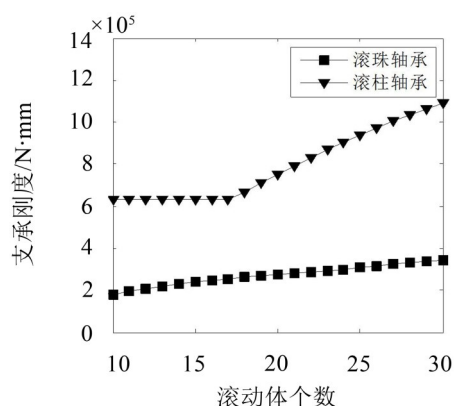
$1 \times 10^6 \text{ N/m}$ 至 $1 \times 10^8 \text{ N/m}$ 之间选取适当的点进行研究。改变主刚度值时,维持转子系统其他参数不变,取定阻尼为 $c_{xx} = c_{yy} = 2.13 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 。

从图3可以看出,曲线在三个临界转速点附近均有三个峰值,且峰值的位置随着刚度的增大而向右移动。这是因为刚度增大,改变了系统参数,使系统的临界转速增大。而且随着刚度的增大,各个峰值的大小也在不断增大。在非峰值区内,也是刚度大的曲线对应的力的传递率大,但是增大不如峰值区那么明显。而刚度较小时(如 $1 \times 10^6 \text{ N/m}$),由于刚度相对于阻尼来说较小,所以导致部分峰值被阻尼“淹没”掉而消失了。

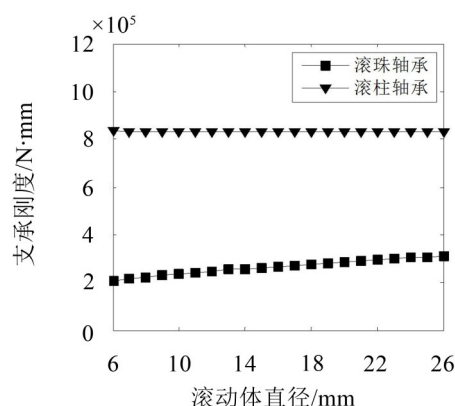
1.2 载荷作用点的位置对力的传递率的影响

由于力的传递率与激励载荷的作用位置有关,这里对同样不平衡量作用在不同的轴向位置处的传递率进行研究。不平衡量的位置是以作用点距离压气机侧的距离与整个转子长度的比值给定的,取值范围0~1之间。

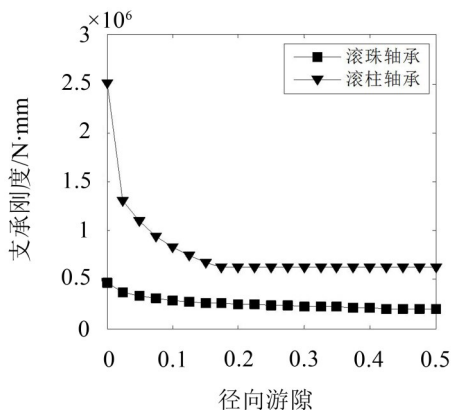
从图4可以看出,改变载荷的施加位置会影响力的传递效果。这种变化效果与各阶模态振型对支承处的影响有关系。1阶模态主要影响支承点1处的响应,而2阶模态主要影响支承点2处的响应。随



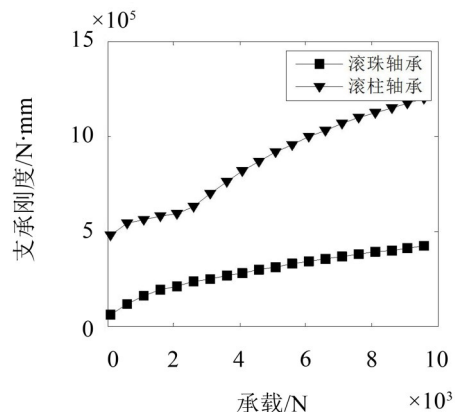
(a) 支承刚度随滚动体个数的变化曲线



(b) 支承刚度随滚动体直径的变化曲线



(c) 支承刚度随径向游隙的变化曲线



(d) 支承刚度随载荷的变化曲线

图2 滚动轴承刚度变化规律

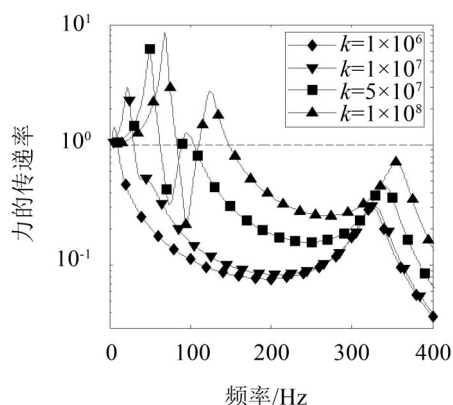


图3 力的传递率随支撑刚度的变化

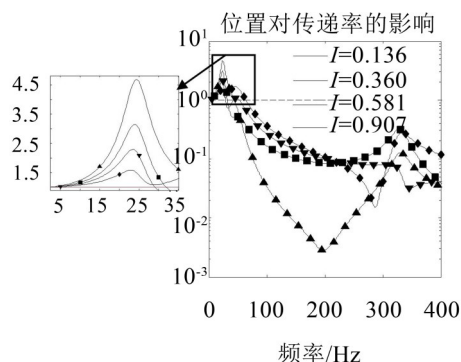


图4 力的传递率随载荷位置的变化

着载荷作用点从支承1处向支承2方向移动,1阶临界转速下的传递率幅值不断增大,2阶临界转速下的传递率不断减小。3阶临界转速同时影响两个支承处的响应,所以其影响规律比较复杂。但一般来说,越靠近两支撑点的中间位置,幅值越小。

2 不影响轴系参数的激励源

转子系统中的另一类激励力不影响系统的参数,只是作为激励力施加在转子上,不平衡力、不对中、初始热弯曲和气流力等都属于这种激励源。由于不平衡、不对中、初始热弯曲的激励特性已经被广泛研究,本文主要针对气流力的激励特性进行分析。燃气轮机转子系统在运行过程中不断受到气流激励的作用,由于转子叶片的转动,使流场作用于叶片上的力呈现明显的周期性,进而导致作用于转子系统上的力也呈现周期性。如果流场作用力的频率与转子系统在工作转速下的固有频率一致的话,会使转子的振动增大,给设备带来不小的危害。

为了求解转子部件受到的气流激励力作用,首先要对压气机内部的流场进行求解。由于本文仅仅研究激励力对转子系统在稳定运行时的影响,所以在计算流场力时,未考虑喘振、颤振等不稳定现象。分析时首先运用软件对叶片进行流场的稳态求解,使用稳态解作为非定常流场计算的初始条件,

给定流场域的进出口边界条件,建立非定常流场计算模型,计算得到叶片上流场的压力分布特性,根据流场在叶片上的压力分布情况推导出叶片上压力随时间的变化关系以及叶片上各位置处压强的频率组成,进而对叶片上的压强进行积分,得到作用在整个叶片上的合力随时间的变化关系。本文以高压压气机前三级叶片为例,对整个模型进行建模分析,模型的建立在BladeGen模块中进行,模型如下图所示。

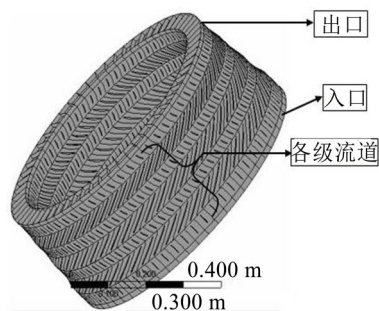


图5 流场模型图

由于本分析中更关心的是叶片表面的脉动力,而不是流场的细节,所以流场的网格在靠近叶片的边界层处需要细化,而远离叶片的流场处网格可以适当放宽。以单个叶扇区域流场的计算为例进行网格无关化验证。

从表1可以看出,当单流道的网格节点数超过5 000时,叶片表面力的计算结果已相差不大,所以在给流场划分网格时,考虑到计算精度和计算效率的问题,选择单流道网格节点数为5 000~10 000。并且对靠近叶片处的边界层进行加密处理,流场求解设置如表2所示,各级叶片表面压力计算结果如图6所示。

表2 边界条件

| 边界 | 参数 |
|------|--------------|
| 出口边界 | 出口总压 |
| 入口边界 | 入口静压 |
| 湍流模型 | k -epsilon |
| 时间步长 | 0.000 15 s |

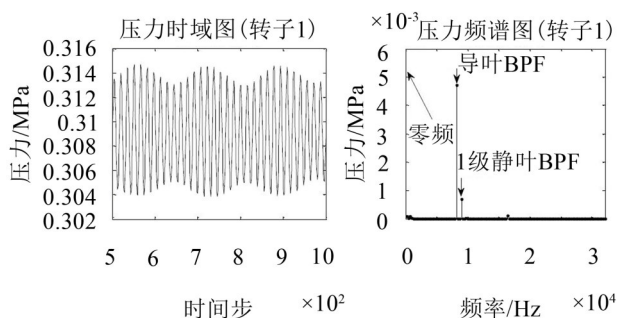
从图中可以看出,转子叶片上的压力主要频率成分体现为前几级静叶和后一级静叶的通过频率,而作用到转子上的力频率成分主要体现为转频。所以在正常工作时,流场对转子的激励力为与转速同频率的力。

3 结语

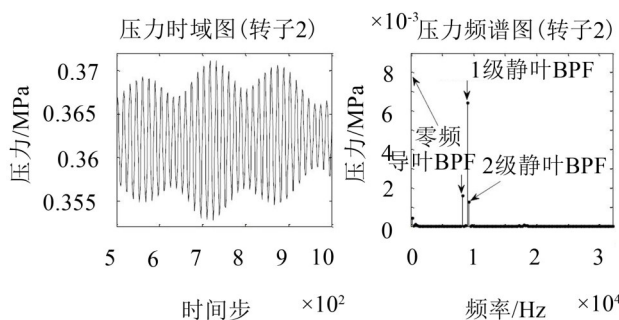
本文对燃气轮机转子的常见激励源进行了梳理和分析,对影响系统特性的激励源和影响激励力大小的激励源分别进行了计算,得到了各激励力的不

表1 单流道网格节点数与计算结果

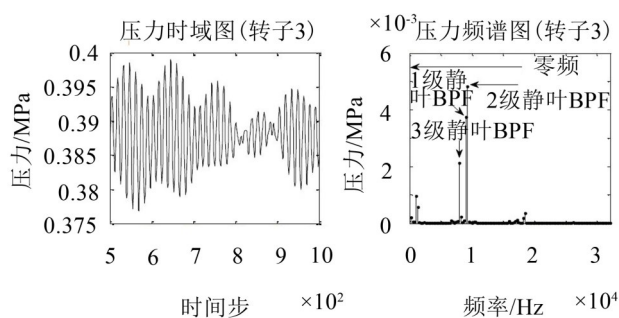
| 单流道的节点数 | X方向的力/N | Y方向的力/N | Z方向的力/N |
|---------|-----------|---------|----------|
| 2 000 | -15.991 | 119.99 | -139.097 |
| 3 500 | -17.534 7 | 121.969 | -139.379 |
| 5 000 | -24.630 8 | 123.711 | -144.415 |
| 10 000 | -25.674 7 | 125.252 | -145.243 |
| 20 000 | -25.922 2 | 123.484 | -145.306 |
| 50 000 | -24.681 8 | 121.765 | -145.84 |
| 70 000 | -26.460 5 | 123.565 | -145.305 |



(a) 1级动叶压力图



(b) 2级动叶压力图



(c) 3级动叶压力图

图6 各级叶片压力图

同特性,可为燃气轮机转子系统的设计和减振提供一定的参考。

(1) 滚动轴承的参数会影响转子系统的刚度,进而影响转子系统力的传递率参数。在计算的频率范围内,总体来说呈现刚度越大力传递率越大的正相关规律;

(2) 力的作用点位置对力的传递率影响规律与

转子的模态振型有关;

(3) 不影响轴系参数的激励源对传递到机脚处的力的影响主要取决于力的大小和频率,研究发现,在系统正常稳定运行时,作用于轴上的流场力的频率以转子的转频为主。

参考文献:

- [1] 周传月. SAMCEF有限元分析与应用实例[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
- [2] 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学——理论与应用[M]. 北京:机械工业出版社,2000.
- [3] 刘泽九. 滚动轴承应用手册[M]. 北京:机械工业出版社,2013.
- [4] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京:机械工业出版社,1987.
- [5] 罗继伟,罗天宇. 滚动轴承分析计算与应用[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
- [6] 孟再强. 透平膨胀机叶轮流固耦合数值模拟及分析[D]. 上海:上海交通大学,2013.
- [7] 袁启铭. 轴流泵叶片流固耦合振动特性分析[D]. 扬州:扬州大学,2009.
- [8] BELAMRI T, GALPIN P, BRAUNE A, et al. CFD analysis of a 15 stage axial compressor: part I-Methods [A]. ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2005.
- [9] BELAMRI T, GALPIN P, BRAUNE A, et al. CFD analysis of a 15 stage axial compressor: Part II-Results [A]. ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2005.
- [10] CORNELIUS C, BIESINGER T, GALPIN P, et al. Experimental and computational analysis of a multistage axial compressor including stall prediction by steady and transient CFD methods[J]. **Journal of Turbomachinery**, 2014, 136 (6): V06CT42A016.
- [11] KANG YOUNG- SEOK, SHIN- HYOUNG KANG. Prediction of the fluid induced instability force of an axial compressor[A]. ASME 2006 2nd Joint US- European Fluids Engineering Summer Meeting Collocated With the 14th International Conference on Nuclear Engineering. American Society of Mechanical Engineers, 2006.