

构件振动可靠性设计方法初探

北京航空航天大学 田爱梅* 王延荣

【摘要】 本文提出一种进行构件振动可靠性设计的方法,建立了激振力频率与构件固有频率干涉的概率模型,并利用 Goodman 曲线,给出了将导致构件损坏的强迫共振响应的概率计算公式及其使用条件。原则上,本文方法对其固有频率相对不太密集的构件更为适用,如航空发动机中的叶片。

主题词: 结构构件 振动 可靠性 设计

分类号: TB114.3

1 引言

机械构件的疲劳失效相当大一部分是由其振动导致的,其中以强迫振动更为常见。因此,要求设计者应尽可能使构件在正常工作中避开危险的强迫共振。然而,在实际设计中真正做到完全避开共振是非常困难的,有时也是不可能的。通常的做法是避开较大较危险的共振。尽管如此,经常有按传统设计方法制造的构件发生损坏的现象,且用传统设计方法也很难对这种损坏现象做出合理的解释。

一般认为,可靠性设计能够对此给予合理的解释,并能给出构件的可靠性指标,进而确定构件的工作寿命。虽然目前已有相当数量的关于机械可靠性方面的文献发表^[1,2],其中以阐述应力强度干涉理论者居多,而少部分关于振动可靠性的通常也是按该理论处理的,能够用于对实际构件进行振动可靠性设计的则不多见^[3,4]。因此,研究构件振动可靠性设计方法以避开工作条件下的较危险的强迫共振就显得十分必要。

2 强迫振动可靠性模型

通常由于实际构件的几何形状、材料、制造工艺等均含有不确定的因素,导致其固有频率的不确定性,而外激振力的频率和幅值在一定程度上也存在不确定性,两者将共同导致构件的强迫振动响应的不确定性。对于构件的某一阶固有模态或单自由度系统的稳态强迫振动响应的放大因子为:

$$\beta = \frac{1}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}$$

式中, λ 为频率比, ζ 为临界阻尼比。

现假设只有固有频率 ω 和激振力频率 ω 具有不确定性,且其概率密度函数分别为 $g(\omega)$

1998 年 9 月收稿, 1998 年 12 月收到修改稿。

* * 女 33 岁 博士生 讲师 北京航空航天大学宇航学院 100083

和 $g_e(\omega)$, 则避开危险的强迫共振的可靠度 R 定义为放大因子 β 小于某个给定值 β_c 的概率, 其中 β_c 由构件的 Goodman 曲线上的疲劳强度和激振力幅值确定。在给定 β_c 和 ζ 的条件下, 对应某一 ω , 当 $\omega_1 < \omega < \omega_2$ 时, 则有放大因子 β 大于 β_c , 与此对应的概率值即为强迫振动的不可靠度 F , 可以表达为:

$$F = P(\omega_1 < \omega < \omega_2) = \int_{\omega_1}^{\omega_2} g_e(\omega) \left[\int_{\omega_1}^{\omega_2} g(\omega) d\omega \right] d\omega$$

式中, ω_1 和 ω_2 是依赖于 ω 的两个参数。

由上式可以看出, 由于此模型适合于固有频率和激振力频率均为任意分布的情况, 因此, 要求出其解析解通常是很困难的, 故一般宜采用数值积分法求解, 且在实际计算中上式第一个积分号的上、下限不必取为无穷, 应视其解有具体意义的具体情况而定。此外, 本模型是根据单自由度系统建立的, 原则上适合于模态不太密集的构件的任何一阶模态的共振情况; 对于模态密集的构件, 则应视 ω_1 和 ω_2 的具体情形而定。

3 应用举例

在涡轮机械中, 叶片是重要的功能转换构件, 由于其自身结构和所处工作环境的特殊性, 较易出现振动疲劳失效, 因此受到设计、研究人员的极大重视。文献[3, 4]的作者对此进行了研究, 但本文仍将以叶片为例, 说明本文方法的具体实施过程。

一般情况下, 涡轮机械叶片的模态相对来说是“分得开的”, 即不太密集, 这可由图 1 所示的叶片 Campbell 图看出。对此用本文方法进行可靠性预测是比较合适的。

首先, 对叶片进行稳态静力分析, 可采用计算或实验的方法确定叶片上各点的应力分布; 确定激振力幅, 并计算位移幅值, 进而计算振动应力, 通常这一步的计算是相当繁琐的, 但是可行的; 而后是利用图 2 所示的 Goodman 曲线, 考虑非零平均应力的影响, 确定许用的振动应力, 进而确定放大因子 β 。

然后, 利用放大因子 β , 确定 ω_1 和 ω_2 。当然也可以通过构件的强迫振动响应计算直接得到 ω_1 和 ω_2 。最后将固有频率和激振力频率的概率密度函数(由统计方法确定, 具体实施过程见有关文献)、 ω_1 和 ω_2 代入上述公式, 并以实际激振力频率的有意义的上、下限值取代上述公式中第一个积分号的上、下限, 利用数值积分法即可求出不可靠度 F , 进而可以非常容易地求出可靠度 $R = 1 - F$ 。

这里需要说明的是, 常用的 Goodman 曲线是针对无限寿命设计(即循环次数等于或超过 10^7)而绘制的, 因此基于此曲线计算得到的可靠度是对应无限寿命的可靠度。这对航空发动机叶片来说通常是有实际意义的。当然利用基于有限循环次数绘制的 Goodman 曲线, 通过上述方法也可以确定有限寿命的可靠度。这对充分挖掘按有

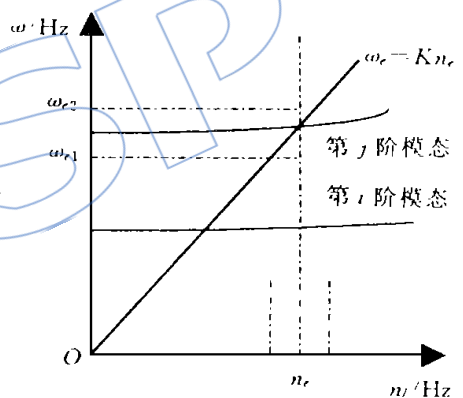


图 1 典型的叶片 Campbell 图

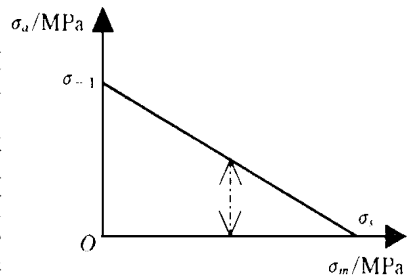


图 2 构件的 Goodman 曲线

限循环次数设计的构件的潜力是有益的。另外, 本模型对叶片的双振型共振的处理还显得有些不足, 有待进一步研究。

现以某一振动系统为例, 设其给定阶模态的临界阻尼比 $\zeta=0.01$, 放大因子 $\beta=20.0$, 激振力频率和固有模态频率的概率密度函数为三参数威布尔分布 $W(\omega, \eta, m)$ 或正态分布 $N(\omega, \sigma)$, 利用根据本文提出的概率模型计算公式编制的计算机程序, 计算得到不同激振力频率分布和固有模态频率分布情况下的不可靠度 F 列于表 1。

表 1 不同激振频率、固有频率分布情况下的不可靠度

激振频率分布	固有频率分布	不可靠度 F	激振频率分布	固有频率分布	不可靠度 F
$N(520, 10)$	$N(520, 10)$	0.600748	$N(500, 10)$	$W(540, 30, 3)$	0.000016
$N(520, 10)$	$N(530, 10)$	0.504117	$N(520, 10)$	$W(540, 30, 3)$	0.006063
$N(520, 10)$	$N(540, 10)$	0.285392	$N(540, 10)$	$W(540, 30, 3)$	0.162209
$N(520, 10)$	$N(550, 10)$	0.107835	$W(540, 30, 3)$	$N(520, 10)$	0.005201
$N(520, 10)$	$N(560, 10)$	0.026765	$W(540, 30, 3)$	$W(540, 30, 3)$	0.648270
$N(520, 10)$	$N(570, 10)$	0.004296	$W(520, 30, 3)$	$W(540, 30, 3)$	0.303206

4 结 论

本文提出的激振力频率与构件固有频率干涉的概率模型不同于通常采用的应力与强度干涉的模型, 能从理论上更严格地回答避开较危险的强迫共振的概率, 且其数值计算的实施也是可行的。

原则上, 本模型可用于对模态“不太密集”的构件的预测, 对于模态密集的构件的预测还有待于进一步深入研究。此外, 这里未考虑疲劳强度的不确定性, 这种不确定性已有文献[1, 2]论及, 如将其与本文模型有机地结合起来, 将是一项非常有意义的工作。

参 考 文 献

1 孔瑞莲等. 航空发动机可靠性工程. 北京: 航空工业出版社, 1996
2 史进渊. 透平叶片疲劳强度可靠性设计的研究. 航空动力学报, 1992, 7(1): 47- 50
3 史进渊等. 透平机械零件振动的可靠性设计. 航空动力学报, 1995, 10(3): 263- 266
4 欧阳德等. 叶片振动可靠性评估方法研究. 航空动力学报, 1998, 13(2): 161- 164

(责任编辑 王震华)

PRELIMINARY RESEARCH ON RELIABILITY DESIGN METHOD OF MECHANICAL COMPONENT VIBRATION

Tian Aimei and Wang Yanrong

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

A method is presented to evaluate the reliability of a mechanical component vibration. An interference reliability model for the exciting frequency and the natural frequency of the component has been established. The reliability computation formula has been deduced by use of Goodman curve and its application conditions for the forced resonant response that can damage the component. In general, this method can be applied to the components, for which the modal frequencies can be separated, such as the turbine blades.

Key Words Mechanical component Vibration Reliability Design

A SFEM FOR ANALYZING RELIABILITY OF VIBRATING STRUCTURAL COMPONENTS

Cui Haitao and Wen Weidong

(2nd Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

ABSTRACT

Material characteristics, geometrical properties of structural components and loads are variables. As a result, the fatigue strength is analyzed by means of random variables. A stochastic FEM for analyzing the reliability of vibrating structural components is proposed. The theoretical basis for increasing the fatigue strength is provided. A cantilever beam has been taken as a numerical example. The correctness of this method is verified by an experiment.

Key Words Random vibration Reliability Fatigue strength
Finite Element Method (FEM)