

# 透平叶片的可靠性安全系数设计法

查长松 (驻425厂军事代表室)

胡德明 徐宜桂 (海军工程学院)

〔摘要〕本文基于目前的蒸汽透平叶片振动强度设计准则,提出了可靠性安全系数设计法。简要介绍了该方法在叶片设计中的应用,并给出了一些计算公式。

关键词 可靠性设计 安全系数

分类号 TK262

## 1 前言

可靠性设计方法比传统安全系数设计方法有较多的优点。使用可靠性设计方法,可以加深人们对结构形式、结构强度的进一步认识;减少结构设计的盲目性,更好地做到心中有数,使结构设计更加合理。然而,可靠性设计方法并不成熟,目前正在发展和逐步完善阶段。它本身还没有做到简单化、适用化。不少强度计算公式还没有和概率分析相结合。试验数据还不充分,已有的试验数据统计整理亦很不够。因此,使得该方法的应用受到限制。

在透平叶片设计中,已有人进行了可靠性设计探讨<sup>〔1〕〔2〕</sup>,但由于上述原因,它在实际叶片设计中应用受到限制。本文“引入可靠性安全系数设计法”,不仅具有可靠性设计的科学性,而且还具有安全系数设计的方便性。叶片的可靠性安全系数由安全倍率和许用安全倍率变异系数确定,不再象传统的安全系数凭经验确定。它可把叶片的可靠性设计标准化,简单化。因此,结构设计人员容易接受,使

之成为可行的设计方法。

## 2 安全倍率法

目前试行的《汽轮机叶片的振动强度安全准则》中,以经典的安全系数法,制定了安全倍率考核准则,即:

$$A_b \geq [A_b] \quad (1)$$

式中:  $A_b$ —安全倍率;

$[A_b]$ —许用安全倍率。

在考虑了各种影响因素后,安全倍率的计算公式为:

$$A_b = \frac{K_1 \cdot K_2 \cdot K_d \cdot S_d^*}{K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_\mu \cdot S_{d\mu}^*} \quad (2)$$

式中:  $K_1$ —介质腐蚀系数;

$K_2$ —表面质量系数;

$K_3$ —应用集中系数;

$K_4$ —通道系数;

$K_5$ —流场不均匀系数;

$K_\mu$ —成组系数;

$K_d$ —尺寸系数;

收稿日期 1994-01-20

本文联系人 查长松 男 26 助工 241001 安徽芜湖

$S_s$ —耐振强度;

$S_{sw}$ —汽流弯曲应力。

$$\bar{A}_b \geq \bar{A}_L + U_0 \sigma_s \tag{7}$$

$$\text{或 } \bar{A}_b - \bar{A}_L \geq U_0 \sigma_s$$

上式为可靠性设计基本方程,由于  $\sigma_s =$

$\sqrt{\sigma_b^2 + \sigma_L^2} = \sqrt{A_b^2 C_{vb}^2 + A_L^2 C_{vL}^2}$ , 将其代入式(7)解得:

$$\bar{A}_b \geq \bar{A}_L \frac{1 + U_0 \sqrt{C_{vb}^2 + C_{vL}^2} - U_0 C_{vb}^2 C_{vL}^2}{1 - U_0^2 C_{vb}^2} \tag{8}$$

### 3 叶片的可靠性安全系数设计法

结构可靠性是结构强度减去载荷大于零的概率,对叶片的可靠性安全系数设计分为以下两方面内容。

#### 3.1 叶片的可靠性安全系数

设式(1)中  $A_b$  代表强度,  $[A_L]$  代表载荷,为便于分析,把  $[A_L]$  简写为  $A_L$ , 两者的概率密度分别为  $f_b(A_b)$ 、 $f_L(A_L)$ , 其均值分别为  $\bar{A}_b$ 、 $\bar{A}_L$ , 标准差分别为  $\sigma_b$ 、 $\sigma_L$ , 变异系数分别为  $C_{vb} = \frac{\sigma_b}{\bar{A}_b}$ 、 $C_{vL} = \frac{\sigma_L}{\bar{A}_L}$ 。一般情况下,强度与载荷分布未知时,可以近似处理为正态分布<sup>[3,4,10]</sup>,由正态分布特性可知,  $A_b - A_L$  也为正态分布。

$$\text{令 } g = A_b - A_L \tag{3}$$

其均值和标准差为:

$$\bar{g} = \bar{A}_b - \bar{A}_L; \quad \sigma_g = \sqrt{\sigma_b^2 + \sigma_L^2} \tag{4}$$

因此,叶片设计可靠度(或成功概率)由下式确定:

$$P(g \geq 0) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_g} \int_0^\infty \exp\left[-\frac{(g-\bar{g})^2}{2\sigma_g^2}\right] dg \tag{5}$$

$$\text{令 } t = \frac{g-\bar{g}}{\sigma_g}; U_0 = \frac{\bar{g}}{\sigma_g} \text{ 代入式(5)}$$

则有:

$$P(g \geq 0) = \frac{1}{2} + \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{U_0} e^{-\frac{t^2}{2}} dt \tag{6}$$

式中,  $U_0$  是叶片可靠概率为  $P$  的系数,简称可靠性系数(或可靠指标),从正态概率积分表中可得出  $P$  与  $U_0$  的关系。叶片结构可靠性设计是根据安全倍率和许用安全倍率的统计特性,按给定的可靠性要求,设计出的平均安全倍率满足以下关系式:

由此可知,当给定许用安全倍率均值  $\bar{A}_L$  后,要提高叶片可靠性,降低  $\sigma_b$ 、 $\sigma_L$  值是相当有效的。因实际工作中不易获得相当准确的  $\sigma_b$ 、 $\sigma_L$  值,只能采取另一方法提高其可靠性,即增大安全倍率  $\bar{A}_b$  值,显然,这样将导致叶片结构质量增加或降低使用标准。

为使叶片可靠性设计标准化、简单化。用平均安全倍率对平均许用安全倍率之比,作为可靠性安全系数,即:

$$n_0 = \frac{\bar{A}_b}{\bar{A}_L} \tag{9}$$

由式(8)得:

$$n_0 = \frac{\bar{A}_b}{\bar{A}_L} = \frac{1 + U_0 \sqrt{C_{vb}^2 + C_{vL}^2} - U_0^2 C_{vb}^2 C_{vL}^2}{1 - U_0^2 C_{vb}^2} \tag{10}$$

$n_0$  虽然能描述叶片结构的可靠性,它对不同结构和不同受力情况有不同的值,但没有和结构的试验检验联系起来,它和传统的安全系数相差较远。

通常,可以采用的可靠性安全系数表达式是按 95% 概率的安全倍率与 99% 概率的许用安全倍率之比,因此,式(10)变为:

$$n_R = \frac{(1 - 1.65C_{vb})\bar{A}_b}{(1 + 2.33C_{vL})\bar{A}_L} = \frac{1 - 1.65C_{vb}}{1 + 2.33C_{vL}} \times \frac{(1 + U_0 \sqrt{C_{vL}^2 + C_{vb}^2} - U_0^2 C_{vb}^2 C_{vL}^2)}{(1 - U_0^2 C_{vb}^2)} \tag{11}$$

$n_R$  接近传统安全系数概念,可与试验检验直接联系,应用起来比较方便。

安全系数设计法中试验检验的传统方法为:

$$A_b > n \cdot A_{L \max} \quad (12)$$

$n$ —安全系数;

$A_{L \max}$ —许用安全倍率上界值。

当使用可靠性安全系数,应该采用相似的表达式:

$$A_b > f(\bar{A}_L, C_{v_b}, C_{v_L}, U_0) \quad (13)$$

由文献[4]对类似数学模型进行了试验,检验方案的分析和推导的正确性,得出:

$$A_b > n_R \cdot \bar{A}_L \cdot (1 + 2.33C_{v_L}) \quad (14)$$

一般认为:

$$A_{L \max} = \bar{A}_L \cdot (1 + 2.33C_{v_L}) \quad (15)$$

$A_{L \max}$ 可取准则中推荐的许用安全倍率值,即 $[A_b]$ 。

由此可以看出,当 $n_R$ 确定以后,叶片振动强度计算的安全倍率和许用安全倍率的确定,就和常规设计方法是一致的。

### 3.2 叶片可靠性设计

由数理统计知识和式(2)可知,安全倍率的均值和方差分别为:

$$\bar{A}_b = \frac{\bar{K}_1 \cdot \bar{K}_2 \cdot \bar{K}_4 \cdot \bar{S}_a^*}{\bar{K}_3 \cdot \bar{K}_4 \cdot \bar{K}_5 \cdot \bar{K}_\mu \cdot S_{q_w}^*} \quad (16)$$

$$\sigma_b = \bar{A}_b \sqrt{\sum_{i=1}^9 C_{v_i}^2} \quad (17)$$

式中, $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \bar{K}_3, \bar{K}_4, \bar{K}_5, \bar{K}_d, \bar{K}_\mu, \bar{S}_a^*, \bar{S}_{q_w}^*$ 和 $C_{v_i}(i=1,9)$ ,依次为变量 $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_d, K_\mu, S_a^*, S_{q_w}^*$ 的均值和变异系数。显然, $A_b$ 的变异系数为:

$$C_{v_b} = \sqrt{\sum_{i=1}^9 C_{v_i}^2} \quad (18)$$

若给出 $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_d, K_\mu, S_a^*, A_L$ 的均值和变异系数的值,在给定叶片设计的可靠性指标 $R$ (可靠度)或允许破坏概率时,可以由式(11)、(14)、(15)、(16)、(18)、确定叶片工作的汽流弯曲应力极限值,即:

$$\begin{aligned} \bar{S}_{q_w}^* &< \bar{K}_1 \cdot \bar{K}_2 \cdot \bar{K}_d \cdot \bar{S}_a^* / [\bar{K}_3 \cdot \bar{K}_4 \cdot \bar{K}_5 \\ &\cdot \bar{K}_\mu \cdot n_R \cdot \bar{A}_L (1 + 2.33C_{v_L})] \\ &= \frac{\bar{K}_1 \cdot \bar{K}_2 \cdot \bar{K}_d \cdot \bar{S}_a^*}{\bar{K}_3 \cdot \bar{K}_4 \cdot \bar{K}_5 \cdot \bar{K}_\mu \cdot n_R \cdot [A_b]} \quad (19) \end{aligned}$$

式中, $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \bar{K}_3, \bar{K}_4, \bar{K}_5, \bar{K}_d, \bar{K}_\mu, \bar{S}_a^*, [A_b]$ 同常规设计取值方法一致,然后根据极限弯曲应力的要求,对叶片改进设计(如是否需要加厚叶型、改用材料、调整频率、加大产生应力集中的圆角半径、增加结构阻尼等)来保证透平叶片的固有可靠性。尤其是计算机辅助设计发展很快,对叶片进行可靠性优化设计是可行的。

### 4 应用举例

本文引用文献[1]中的例子,把参数 $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_d, K_\mu, S_a^*, S_{q_w}^*, A_b, A_L$ 近似处理为正态分布<sup>[1,2]</sup>,其均值取文献[1]中的值,即 $\bar{K}_1 = 0.8; \bar{K}_2 = 1.0; \bar{K}_3 = 1.3; \bar{K}_4 = 1.0; \bar{K}_5 = 1.0; \bar{K}_d = 0.87; \bar{K}_\mu = 0.77; \bar{S}_a^* = 254.97 \text{ MPa}(2600 \text{ kgf/cm}^2); [A_b] = 4.4$ 。各变量方差在没有充分的资料来源时,可取为上、下限之差的六分之一<sup>[3,5,6]</sup>。其中变量 $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_d, K_\mu$ 的平均偏差可取为(5~6)%的均值<sup>[3]</sup>,即 $C_{v_i} = 0.02(i=1,7)$ ;耐振强度 $S_a^*$ 的变异系数 $C_{v_8}$ ,可取为一般钢材疲劳极限的变异系数上限值,由文献[4,6]知, $C_{v_8} = 0.08$ ;汽流弯曲应力的变异系数 $C_{v_9}$ ,可参考文献[6]中给出的我国和前苏联规定蒸汽弯曲应力变动范围,得出 $C_{v_9} = 0.04$ ;至于许用安全倍率 $A_L$ 的变异系数,初步假定为 $C_{v_L} = C_{v_b}$ ,其中 $C_{v_b}$ 可由式(18)计算出。

在给定叶片设计的可靠性指标 $R$ 时,由式(19)可得极限汽流弯曲应力 $S_{q_w}^*$ 的数值:

从计算结果看,该叶片的设计可靠度相当高。如 $R = 0.9999$ 时,汽流极限弯曲应力仍较高,其均值约是文献[1]中工作的汽流弯曲应力的1.57倍,可见叶片设计是偏保守的。文献[1]中计算的叶片可靠度为0.997035,此评定方法亦保守。一是参数的分散

$R = 0, .99999$	时,	$S_{qw}^* \sim N(304.54, 12.183)$	MPa
$R = 0, .9999$	时,	$S_{qw}^* \sim N(336.72, 13.469)$	MPa
$R = 0, .999$	时,	$S_{qw}^* \sim N(375.64, 15.026)$	MPa
$R = 0, .99$	时,	$S_{qw}^* \sim N(425.20, 17.005)$	MPa
$R = 0.95$	时,	$S_{qw}^* \sim N(472.56, 18.908)$	MPa

性假设过大,应参考机械结构可靠性设计方面的专著,使参量的分散性同实际统计出的相符;其次是没有考虑许用安全倍率的分散性。《准则》中 $[A_0]$ 的取值是人们从大量统计中得到的安全倍率界限值,一般推荐值较保守,给出的 $[A_0]$ 值偏高。实际上许用安全倍率亦是服从一定统计分布的随机变量。在叶片可靠性设计和评审时,一旦安全倍率已随机化处理,许用安全倍率也应作为随机变量。

描述叶片的安全倍率  $A_0$  和许用安全倍率 $[A_0]$ 的分散度最好参数是变异系数,尤其是叶片的初步可靠性设计,变异系数的取值很重要。至于变异系数的精确取值,还有待于试验和实践经验的总结。

### 5 结论

本文介绍的可靠性安全系数法,对实际叶片的可靠性设计和评审起到促进作用。它一方面综合考虑了影响叶片安全运行的各种随机因素;另一方面,兼顾了安全系数法的简单化、适用化的优点,易于被设计人员接受,

应用起来方便。由于可靠性理论在叶片设计中应用还不成熟,该方法值得推广。同时,还可以应用到透平动力装置的其它零部件的设计中去。

### 参 考 文 献

- 1 李超赞. 用概率设计方法进行叶片可靠性设计初探. 热力发电, 1992, (1)
- 2 Shi Jinyuan. Reliability design of steam turbine blades. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1991, 4(1)
- 3 E. B. 豪根. 机械概率设计. 机械工业出版社. 1983, 4
- 4 张骏华. 结构可靠性设计与分析. 宇航出版社, 1989, 9
- 5 汤松. 叶片振动应力的计算与试验研究. 动力工程
- 6 钱季平等. 扁平绕带容器可靠性初探. 机械强度. 1990, 12(3)
- 7 徐源. 疲劳强度设计. 机械工业出版社. 1981
- 8 徐源. 机械强度的可靠性设计. 机械工业出版社. 1984, 2
- 9 桑国光, 张圣坤. 结构可靠性原理及其应用. 上海交通大学出版社. 1987, 1
- 10 卡帕 K C, 兰帕森 L R. 工程设计中的可靠性. 机械工业出版社. 1984, 2
- 11 一机部, 水电部. 汽轮机叶片振动强度安全准则(试行). 1977

(上接 68 页)

- 5 Two advanced reactors selected for detailed development. Mod. Power Syst., 1993, 13(2)
- 6 Taylor G M. A status report on the next generation. Nucl. News(USA). 1992, 35(1)
- 7 Joint Franco-German design partly unveiled. Nucl. News

- (USA), 1992, 35(10)
- 8 平川清纯, 小原胜昭. 中国の原子力事情 核燃料サイクル—その現状と经纬. 火力原子力发电. 1992, 43(8) (续完)

编辑 李乡复

# JOURNAL OF ENGINEERING FOR THERMAL ENERGY AND POWER

1995 Vol. 10 No. 2

---

△ The Present status and Future Prospects of Nuclear Power Generation Technology.....Ji Guiming, Li Jie (*Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute*) *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*, 1995, 10(2); 65~68

△ The Reliability/Safety Factor design Method of Steam Turbine Blades.....Zha Changsong (*The Resident Military Representative Office at No. 425 Shippard*), Liu Deming and Xu Yigui (*Naval Engineering Academy*) *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*, 1995, 10(2); 69~72

Based on the current design criteria of vibration strength for steam turbine blades, the authors present a reliability/safety factor design method. Some calculation formulas are given along with a brief description of the application of the above-cited design method to turbine blade design. **Key words:** *reliability design, safety factor*

△ A Thermo-economic Method for the Determination of the Thermal Power Plant Heat Supply Cost.....Yang Yongping, Wang Jiaxuan (*Beijing Graduate Department under the North China Institute of Electrical Power Engineering*) *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*, 1995, 10(2); 73~77

This paper describes an analytical model for determining thermal power plant heat supply costs, which has been established by utilizing the basic theoretical method of thermo-economics. A relevant computer software has been prepared. With the 200 MW heat supply unit of Shijingshan Thermal Power Plant being taken as an example the authors have presented the main technico-economic indexes of the said unit. The thermo-economic method features objectivity and precision as well as ease of processing by a computer. **Key words:** *thermal Power plant, cost, thermo-economics*

△ The Treatment of Economic Factors in "Unit Consumption Analysis" .....Song Zhiping (*Graduate Department under the North China Institute of Electric Power Engineering in Beijing*) *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*, 1995, 10(2); 78~83

In accordance with the "unit consumption analysis" proposed on the basis of recent advances in exergy and exergy economics a product cost can be divided into four kinds of appended costs including a theoretical minimum cost and irreversible additional cost. An analysis is made of these costs with respect to the sensibility of decision variables. The author has come up with the conception of cost reduction effect and time/space distribution, which can serve as a basis for guiding and monitoring operations, thereby fostering the engineering application of exergy economics. **Key words:** *unit consumption, cost reduction, exergy, second law analysis, energy saving*

△ An Exploratory Study of the drum Internals of a Natural Circulation Hot-water Boiler ..... Zhu Qinyi, Zhao Guangbo, Hao Manjin, Yang Minxin (*Harbin Institute of Technology*) *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*, 1995, 10(2); 84~88

By the use of a simulation method an experimental study is made of the effect of the drum internals of a natural circulation hot-water boiler on the downcomer inlet water temperature. Also given is a method for designing the drum internals. **Key words:** *natural circulation hot-water boiler, boiler drum internals*

△ A Modification Design Version Involving the Addition of a Superheater to a KZL Type Boiler ..... Zhao Yan, Lu Chengqing, Wang Fa (*Heilongjiang Provincial School of Machine Building*) *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*, 1995, 10(2); 89~91