

透平叶片疲劳强度可靠性设计的研究

上海发电设备成套设计研究所 史进渊* *

【摘要】 本文提出了透平叶片疲劳强度的可靠性设计方法。该方法把透平叶片的静应力、动应力和叶片疲劳强度处理为随机变量，使用疲劳应力分布和疲劳强度分布的干涉模型，在设计阶段确定透平叶片的可靠度。文中给出了透平叶片可靠性设计的实例。

一、前 言

运行实践表明，多数透平叶片的损坏原因是由振动疲劳所致，严重影响透平机械的安全运行。目前，透平叶片疲劳强度设计使用的是安全倍率法，这种方法把叶片的应力和强度取为定值，可以判断叶片疲劳强度设计是否安全，但给不出叶片设计的可靠性指标。由于现有的设计方法没有考虑叶片疲劳强度的各有关参数的离散性的影响，还无法解释有的透平叶片设计是安全的，但运行中却损坏的现象。文中论述的透平叶片疲劳强度可靠性设计采用概率设计法，把透平叶片疲劳强度有关参数根据实际情况处理为随机变量，在设计阶段确定并改进透平叶片的可靠性指标。众所周知，叶片的固有可靠性是由设计决定的，研究叶片疲劳强度的可靠性设计方法是一项重要的工作。

二、叶片静应力的分布参数

透平叶片静应力 σ_s 的计算公式为： $\sigma_s = \sigma_{ct} + \sigma_{cb} + \sigma_{sb}$ ，式中 σ_{ct} 为离心拉应力，其均值为 $\bar{\sigma}_{ct}$ 、标准差为 $\sigma_{\sigma_{ct}}$ ； σ_{cb} 为离心弯应力，其均值为 $\bar{\sigma}_{cb}$ 、标准差为 $\sigma_{\sigma_{cb}}$ ； σ_{sb} 为气流弯应力，其均值为 $\bar{\sigma}_{sb}$ 、标准差 $\sigma_{\sigma_{sb}}$ 。

当 σ_{ct} 、 σ_{cb} 、 σ_{sb} 分别服从正态分布时， σ_s 也服从正态分布。 σ_s 的均值 $\bar{\sigma}_s$ 和标准差 σ_{σ_s} 分别为：
$$\bar{\sigma}_s = \bar{\sigma}_{ct} + \bar{\sigma}_{cb} + \bar{\sigma}_{sb} \quad , \quad \sigma_{\sigma_s} = \sqrt{(\sigma_{\sigma_{ct}})^2 + (\sigma_{\sigma_{cb}})^2 + (\sigma_{\sigma_{sb}})^2}$$

考虑尺寸和载荷的离散性，把叶片截面几何特性和级流量近似处理为正态随机变量。由文献 [1] 知，透平工作转速服从正态分布。按照 σ_{ct} 、 σ_{cb} 、 σ_{sb} 的计算公式^[2] 并使用综合多维随机变量分布参数的矩法^[1,3] 来确定有关应力的分布参数。透平工作转速和级流量的分布参数按文献 [1] 取值。这里只介绍叶片截面几何特性分布参数的确定方法。叶片截面积 F 、最大主惯性矩 I_{max} 和最小主惯性矩 I_{min} 的均值 $\bar{F}$ 、 $\bar{I}_{max}$ 、 $\bar{I}_{min}$ 按常规设计方法取值，标准差 σ_F 、 $\sigma_{I_{max}}$ 、 $\sigma_{I_{min}}$ 用以下近似方法确定。把翼型截面等效为矩形，解方程 $\bar{I}_{min} = \bar{b} \bar{a}^3 / 12$ ， $\bar{I}_{max} = \bar{a} \bar{b}^3 / 12$ ，可得出等效矩形两条边长的均值 $\bar{b}$ 和 $\bar{a}$ ；给定 a 和 b 自由公差为 $\pm 0.1 \text{ mm}$ ，即有边长的标准差 $\sigma_a = \sigma_b = 0.0333 \text{ mm}$ ，根据 $F = ab$ 、 $I_{max} = ab^3 / 12$ 和 $I_{min} = ba^3 / 12$ 来计算 σ_F 、 $\sigma_{I_{max}}$ 和 $\sigma_{I_{min}}$ 。

三、叶片动应力的分布参数

1. 频率为 f_{sk} 激振力产生的动应力 根据文献 [2, 4], 该动应力 σ_{dk} 为:

$$\sigma_{dk} = \lambda_k S_k H_n \mu_k (f_c / f_d)^2 \sigma_{sb}$$

式中 λ_k 为放大系数, 其均值为 $\bar{\lambda}_k$ 、标准差为 $\sigma_{\lambda k}$; S_k 为激振因子, 其均值为 $\bar{S}_k$ 、标准差为 $\sigma_{S k}$; H_n 为振型因子; μ_k 为成组系数, 对于自由叶片 $\mu_k = 1$; f_c 为叶片静频, 其均值为 $\bar{f}_c$ 、标准差为 $\sigma_{f c}$; f_d 为叶片动频, 其均值为 $\bar{f}_d$ 、标准差为 $\sigma_{f d}$ 。

当 λ_k 、 S_k 、 f_c 、 f_d 和 σ_{sb} 服从正态分布时, σ_{dk} 近似服从正态分布。其均值 $\bar{\sigma}_{dk}$ 和标准差 $\sigma_{\sigma dk}$ 为:

$$\bar{\sigma}_{dk} = \bar{\lambda}_k \cdot \bar{S}_k H_n \mu_k (\bar{f}_c / \bar{f}_d)^2 \cdot \bar{\sigma}_{sb}$$

$$\sigma_{\sigma dk} = \bar{\sigma}_{dk} \sqrt{(\sigma_{\lambda k} / \bar{\lambda}_k)^2 + (\sigma_{S k} / \bar{S}_k)^2 + 4(\sigma_{f c} / \bar{f}_c)^2 + 4(\sigma_{f d} / \bar{f}_d)^2 + (\sigma_{\sigma sb} / \bar{\sigma}_{sb})^2}$$

(1) 叶片频率的分布参数 叶片实测频率的统计分析结果表明, f_c 和 f_d 服从正态分布^[4]。在实温下实测叶片静频 f 的均值 $\bar{f}$ 和标准差 σ_f 为:

$$\bar{f} = \left(\sum_{i=1}^n f_i \right) / n, \quad \sigma_f = \sqrt{\sum_{i=1}^n (f_i - \bar{f})^2 / (n-1)}$$

在工作温度下叶片静频和 f 之间的关系是 $f_c = K_f f$, 这里 K_f 为温度修正系数, 有

$$\bar{f}_c = K_f \cdot \bar{f}, \quad \sigma_{f c} = K_f \cdot \sigma_f$$

实测叶片动频的 $\bar{f}_d$ 和 $\sigma_{f d}$ 为:

$$\bar{f}_d = \left(\sum_{i=1}^n f_{di} \right) / n, \quad \sigma_{f d} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (f_{di} - \bar{f}_d)^2 / (n-1)}$$

(2) S_k 的分布参数 S_k 的分布类型和分布参数最好通过试验数据的统计分析来确定。在缺少统计结果的情况下, 在变异系数 $C_{s k} < 0.3$ 时可近似为正态分布^[5], 利用文献 [2, 4] 给出的 S_k 的上限值 S_{k2} 和下限值 S_{k1} , 近似计算 $\bar{S}_k$ 和 $\sigma_{S k}$ 的公式为:

$$\bar{S}_k = (S_{k2} + S_{k1}) / 2, \quad \sigma_{S k} = (S_{k2} - S_{k1}) / 6$$

(3) λ_k 的分布参数 λ_k 的计算公式为:

$$\lambda_k = 1 / \sqrt{(1 - (f_{sk} / f_d)^2)^2 + (\delta_l / \eta)^2 (f_{sk} / f_d)^2}$$

式中 δ_l 为叶片阻尼特性, f_{sk} 为激振力频率。对于低频激振力, $f_{sk} = K n$, 其均值为 $\bar{f}_{sk} = K \bar{n}$ 、标准差为 $\sigma_{f sk} = K \sigma_n$ 。这里, K 为正整数; n 为透平工作转速, 其均值为 $\bar{n}$ 、标准差为 σ_n 。对于高频激振力, $f_{sk} = K Z n$, $\sigma_{f sk} = K Z \sigma_n$, 这里 Z 为喷嘴数目。根据 f_d 、 f_{sk} 和 δ_l 的分布参数, 用 Monte-Carlo 模型可确定 $\bar{\lambda}_k$ 和 $\sigma_{\lambda k}$ 。

2. 气流激振力产生的动应力 气流激振力所形成的叶片动应力 σ_d 是接近 f_d 的几个激振力频率相应的动应力值之和。 σ_d 的均值 $\bar{\sigma}_d$ 和标准差 $\sigma_{\sigma d}$ 分别为:

$$\sigma_d = \sum_{k=1}^m \sigma_{dk}, \quad \bar{\sigma}_d = \sum_{k=1}^m \bar{\sigma}_{dk}, \quad \sigma_{\sigma d} = \sqrt{\sum_{k=1}^m (\sigma_{\sigma dk})^2}$$

四、叶片耐振强度的分布参数

透平叶片耐振强度 σ_r 的计算公式为:

$$\sigma_a = (K_1 \cdot K_2 \cdot K_d \cdot \sigma_{a^*}) / K_3$$

式中 K_1 为介质腐蚀系数, 其均值为 $\bar{K}_1$ 、标准差为 σ_{K1} ; K_2 为表面系数, 其均值为 $\bar{K}_2$, 标准差为 σ_{K2} ; K_3 为有效应力集中系数, 其均值为 $\bar{K}_3$ 、标准差为 σ_{K3} ; K_d 为尺寸系数, 其均值为 $\bar{K}_d$ 、标准差为 σ_{Kd} ; σ_{a^*} 为叶片材料疲劳极限, 其均值为 $\bar{\sigma}_{a^*}$ 、标准差为 $\sigma_{\bar{\sigma}_{a^*}}$ 。

上面 4 个修正系数的分布参数按文献 [3] 取值。由 K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_d 、 σ_{a^*} 服从正态分布^[1], σ_a 也近似服从正态分布。 σ_a 的均值 $\bar{\sigma}_a$ 和标准差 σ_{σ_a} 分别为:

$$\bar{\sigma}_a = (\bar{K}_1 \bar{K}_2 \bar{K}_d \bar{\sigma}_{a^*}) / \bar{K}_3$$

$$\sigma_{\sigma_a} = \bar{\sigma}_a \sqrt{(\sigma_{K1}/\bar{K}_1)^2 + (\sigma_{K2}/\bar{K}_2)^2 + (\sigma_{K3}/\bar{K}_3)^2 + (\sigma_{Kd}/\bar{K}_d)^2 + (\sigma_{\sigma_{a^*}}/\bar{\sigma}_{a^*})^2}$$

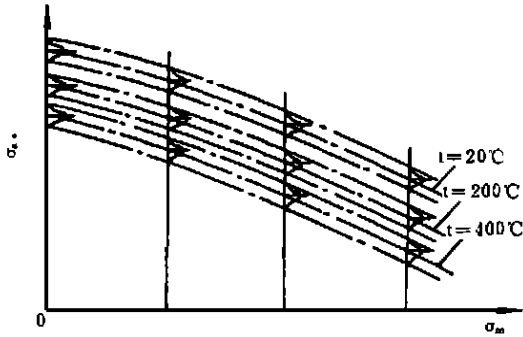


图1 叶片材料疲劳极限的分布图

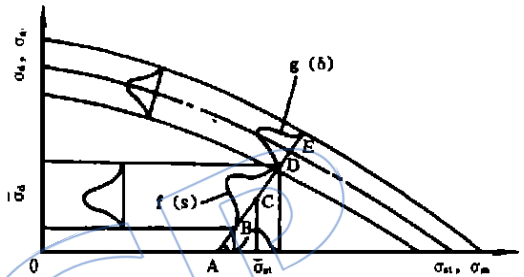


图2 叶片疲劳应力分布和疲劳强度分布

叶片材料 2Cr13 的光滑试样在疲劳试验机上做试验, 在 3 种环境温度下, 疲劳寿命为 10^7 , 平均应力 σ_m 分别为 4 个数值, 采用升降法得出的 2Cr13 材料 σ_{a^*} 的分布特性见图 1。叶片材料 σ_{a^*} 分布图上有关点的数值按 σ_a 计算公式修正后, 得出叶片结构耐振强度 σ_a 的分布图 (类似于图 2)。

五、叶片疲劳强度的可靠性设计

由于叶片动应力和静应力之比不是常数, 文献 [3, 5, 6] 中介绍的疲劳强度的可靠性设计方法不能用于透平叶片。建议用本文提出的作图法来确定叶片的疲劳应力 s 和疲劳强度 δ 的分布参数。在图 2 所示叶片耐振强度的分布图上, 经过水平轴的 $\bar{\sigma}_{st} - 3\sigma_{\sigma_{st}}$ 和 $\bar{\sigma}_{st} + 3\sigma_{\sigma_{st}}$ 两点分别作两条垂直线, 再经过垂直轴的 $\bar{\sigma}_d - 3\sigma_{\sigma_d}$ 和 $\bar{\sigma}_d + 3\sigma_{\sigma_d}$ 两点分别作两条水平线, 得 B、D 两点。连接直线 BD, 与水平轴相交在 A 点, 与 $\bar{\sigma}_a$ 曲线相交在 E 点, 与经过水平轴上 $\bar{\sigma}_{st}$ 点的垂线相交在 C 点。从图 2 知, 直线 AE 与水平轴的夹角 α 为: $\alpha = \arctg(\sigma_d/\sigma_{st})$ 。 s 的均值 $\bar{s}$ 和标准差 σ_s 分别为:

$$\bar{s} = AC = \bar{\sigma}_d / \sin\alpha, \quad \sigma_s = \sqrt{(\sigma_{\bar{\sigma}_d})^2 + (\sigma_{\sigma_d})^2}$$

δ 的均值 $\bar{\delta}$ 和标准差 σ_δ 分别为:

$$\bar{\delta} = AE = \bar{\sigma}_a / \sin\alpha, \quad \sigma_\delta = \sigma_{\sigma_a} / \sin\alpha$$

$f(s)$ 和 $g(s)$ 分别表示叶片疲劳应力分布和叶片疲劳强度分布的概率密度函数。根据叶片疲劳应力分布和疲劳强度分布的干涉模型, 叶片疲劳强度设计的可靠度 R 为:

$$R = P(\delta > s) = \int_{-\infty}^{\infty} f(s) \left[\int_{-\infty}^{\infty} g(\delta) d\delta \right] ds$$

当 s 和 δ 独立地服从正态分布时

$$f(s) = \exp(-(s - \bar{s})^2 / 2\sigma_s^2) / (\sigma_s \sqrt{2\pi}), \quad g(\delta) = \exp(-(\delta - \bar{\delta})^2 / 2\sigma_\delta^2) / (\sigma_\delta \sqrt{2\pi})$$

利用标准正态分布积分表, 有 $R = \Phi(\beta)$ 式中

$$\Phi(x) = \left[\int_{-\infty}^x \exp(-t^2/2) dt \right] / \sqrt{2\pi}, \quad \beta = (\bar{\delta} - \bar{s}) / \sqrt{\sigma_\delta^2 + \sigma_s^2}$$

叶片可靠度是评定叶片固有可靠性的一个重要指标。叶片疲劳强度设计的可靠度 $R = 0.99$, 这表示 100 个叶片在使用期内只能有 1 个叶片疲劳损坏。鉴于目前由于叶片静强度不良引起叶片损坏的事故案例极少, 且透平叶片的绝大多数断口是疲劳断口, 可以认为透平叶片的可靠性主要与叶片疲劳强度设计的可靠性有关。通常, 为确保透平叶片“万无一失”, 电站透平叶片疲劳强度设计的可靠性目标值取为 $R = 0.9999$ 。当叶片设计的可靠度低于这个目标值时, 通过改进设计 (如加厚叶型、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) 来提高透平叶片的固有可靠性。

实例, 某台汽轮机的 323mm 改型叶片。查文献 [1] 取有关的分布参数, 经计算得, $\bar{\sigma}_t = 255.3 \text{ MPa}$, $\sigma_{\sigma t} = 3.43 \text{ MPa}$; $\bar{\sigma}_d = 26.63 \text{ MPa}$, $\sigma_{\sigma d} = 6.50 \text{ MPa}$ 。作图得 $\alpha = 62.18^\circ$; $\bar{\sigma}_a = 75.71 \text{ MPa}$, $\sigma_{\sigma a} = 6.55 \text{ MPa}$ 。计算得 $\bar{S} = 30.11 \text{ MPa}$, $\sigma_s = 7.35 \text{ MPa}$, $\bar{\delta} = 85.38 \text{ MPa}$, $\sigma_\delta = 7.41 \text{ MPa}$ 。最后, $\beta = 5.3$, $R = 0.999999$ 。该汽轮机的 323mm 叶片改型后再没发生事故, 设计结果与实际符合。

六、结 论

1. 本文提出的透平叶片疲劳强度的可靠性设计方法, 考虑了静应力、动应力和耐振强度等有关参数的分布特性, 符合透平叶片的实际情况。

2. 透平叶片的静应力和动应力之比不是常数, 一般机械零件疲劳强度可靠性设计方法已不能使用。文中论述的作图法适用于透平叶片疲劳强度的可靠性设计, 该方法原则上也可用于静、动应力之比不为常数的其他机械零部件疲劳强度的可靠性设计。

3. 在设计阶段应用文中提出的可靠性设计方法, 可以确定透平叶片疲劳强度设计的可靠度, 从而定量描述了叶片的安全可靠性, 为分析和改进叶片的固有可靠性提供了依据。

参 考 文 献

- [1] 史进渊、林振坤, “汽轮机叶片可靠性设计手册”, 1989 年。
- [2] Traupel W., “Thermische Turbomaschinen”, 1982.
- [3] Haugen E. B., “Probabilistic Mechanical Design”, 1980.
- [4] Traupel W., “Stresses on Blades Oscillating under Resonance Condition, Brown Boveri Review”, April/May, 1971.
- [5] Kapur K. C., “Reliability in Engineering Design”, 1977.
- [6] 徐灏编著, “机械强度的可靠性设计”, 机械工业出版社, 1984 年。

been predicted loose load of real jointed structure in an aeroengine by means of the model test and investigated the factors which have influence on bearing capacity.

NUMERICAL MODELLING FOR GAS DUCT IN TUBOANNULAR COMBUSTOR

Li Changlin, Yao Jixian, Liu Wei

(Northwestern Polytechnical University)

ABSTRACT

A numerical approach to modelling of hot-gas duct in tuboannular combustor is suggested. The modelling scheme is based on five controlling rules: top and bottom curves on central profile, radii of top and bottom arcs of cross sections, and area of cross sections. A three-dimensional hot-gas duct is regarded as a stacking of finite two-dimensional cross sections constrained by the rules. A brief analysis of computed rules is presented as well. As an example the hot-gas duct of SPEY engine is computed by using this method. Comparison between the computed cross sections and real ones obtained from SPEY technical drawings shows that the method is effective and practicable.

STUDY ON RELIABILITY DESIGN OF TURBINE BLADE

Shi Jinyuan

(Shanghai Power Equipment Research Institute)

ABSTRACT

A reliability design method is presented for fatigue strength of turbine blades. The method considers static stresses, dynamic stresses and the blade endurance strength as random variables. The scatter effects of the centrifugal tensile stress, the centrifugal bending stress and the gas bending stress are taken into consideration when the distribution parameters of static stresses are determined. The scatter effects of the static natural frequency, the dynamic natural frequency, the stimulus and the amplification factor are considered as the distribution parameters of dynamic stresses are determined. The distribution parameters of the blade endurance strength are determined under the condition that the scatter effects of the corrosion correction factor, the surface quality correction factor, the stress concentration correction factor, the dimension correction factor and the material fatigue limit are taken into account. The distribution parameters of the fatigue stress and the fatigue strength for turbine blades are obtained by the plotting method from the blade endurance strength graphs. The reliability of turbine blades can be estimated in the designing stage by use of interference models for fatigue stress distribution and fatigue strength distribution, which provides a scientific basis for designers to analyze and improve reliability of the turbine blades.

EFFECT OF SOME LOAD FACTORS OF BIRD IMPACT ON BLADE RESPONSE

Yin Jing *(Nanjing Aeronautical Institute)*

ABSTRACT

The effect of some load factors of bird impact on blade response is analysed in this paper. These factors include momentum transfer, load-duration, loading location, and spatial distribution of loads. The finite element method is used to compute the nonlinear transient response of the blade by means of simulating a real blade with a rectangular cantilever plate and simulating bird impact loads with shock loads. By computing and comparing the response of the cantilever plate to various load factors, the following