

航空发动机叶片榫头优化设计研究

北京航空航天大学 陈开军 马 枚

【摘要】 针对航空发动机常用的 2~5 对齿枞树型榫头连接形式,进行了优化设计研究。建立了 7 个设计变量、以重量最轻为目标并满足静强度的数学模型。在选定齿数(2, 3, 4 或 5 对齿)的前提下,首先进行优化计算,取得初步最优方案后,再进行二维有限元考核及寿命估算。通过对某发动机涡轮榫头的优化,取得了满意的效果。

主题词: 航空发动机 枞树型榫头 优化设计

分类号: V 231.91

1 概 述

由于枞树型榫头和榫槽连接部分处于轮盘外缘,在高转速下无效体积引起的额外离心力非常大,在保证强度条件下减小无效轮缘体积,设计出结构合理且重量最轻的枞树型连接部分,可以相应地减少轮盘重量,进而减少转子的重量。因此,设计出重量轻、满足强度条件且低循环寿命长的叶片/盘的连接部分是发动机设计中的重要环节之一。采用常规的叶片/盘的连接部分设计方法,很难得到最优方案。而国外曾对航天飞机主发动机高压燃油涡轮泵的叶片枞树型榫头及飞机发动机涡轮叶片枞树型榫头进行了优化,取得了很好的效果。

本文以现代发动机大量使用的两齿枞树型榫头连接形式为基本模型,在其基础上发展了 3, 4 和 5 对齿模型,从而开发了适用于 2, 3, 4, 5 对齿的优化程序。在选定齿数的前提下,首先进行满足静强度的优化计算,从多个方案中选择重量最小的最优方案,在初步优化的结果上,进行二维有限元考核及寿命估算,以检验应力集中所造成的影响,最后给出图形显示。如果用户对所得方案不满意,可以修改约束条件的取值范围,在初步优化的基础上,重新进行优化、验算,直到满意为止。

2 两齿枞树型榫头优化

2.1 设计变量及目标函数

两齿榫头连接的几何模型如图 1 所示。选取设计变量时,既要尽量全面反应影响重量和应力的各种因素,又要照顾到相关因素的限制及工程继承,对诸如拉削角、榫齿角、榫头楔形角等参照工程经验由用户给定,而不作设计变量。最后确定设计变量取如下 7 个:

$$X = [a \ s \ \delta \ r \ b \ \beta \ \alpha]^T = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7]^T$$

其中: a 为榫头颈部宽度, s 为齿距, δ 为榫头及轮缘轴向宽度, r 为圆弧半径, b 为接触面长度, β 为榫齿啮合面与垂直于啮合中线的平面之间的夹角, α 为榫齿非啮合面与垂直于啮合中线的平面之间的夹角。

进行优化设计时, 首先由用户给定叶片数 Z 、缘板下表面半径 RR 、伸根高度 HH 、轮缘外径 $RR1$ 、齿数 m 、拉削角 PAN 、榫头材料密度 ρ_1 、轮盘材料密度 ρ_2 、叶身及缘板离心力、榫齿角度 β_1 、楔形角 2φ 转速 N 、榫头和轮缘的材料许用应力等条件。

枞树型榫头连接部分重量由榫头的重量 $G_{\text{榫}}$ 和轮缘部分的重量 $G_{\text{缘}}$ 两部分组成, 再求出总重量 $G_{\text{总}} = G_{\text{榫}} + G_{\text{缘}}$ 。对于两齿榫头, 先分别求出如图 1 所示榫头 7 部分的各部分重量 $G_{31} \sim G_{37}$, 再求出图 1 所示轮缘 9 部分的各部分重量 $G_{E1} \sim G_{E9}$, 再把各部分重量加在一起即可。重量最小目标函数为:

$$\begin{aligned} \min F(X) &= \min F(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7) \\ &= \min (G_{\text{榫}} + G_{\text{缘}}) \end{aligned}$$

2.2 约束条件

几何约束主要包括: 榫头最小叶颈宽度小于齿距是一种不好的设计^[1], 所以取: $a - s \geq 0$ 。如果 $\alpha + \beta$ 角大于 90° , 则从形状上考虑就不合理了, 所以 $\alpha + \beta \leq 90^\circ$ 根据经验得出: $\beta \leq \alpha$ 根据文献^[1]建议: 除非盘的材料性能比叶片材料性能好得多, 通常盘颈最小宽度不应小于叶片榫头颈部最小宽度, 所以

$$1.0 \leq \text{盘颈最小宽度} / \text{叶片榫头颈部最小宽度} \leq 2.0$$

为了防止寻优过程中形状交叉, 要求

$$a - 2(m - 1)(s / \cos(\beta)) \sin(\varphi) \geq 0$$

根据第三强度理论, 按等强度设计, 确定图 1 中线段 BC 的长度为:

$$(y_b - y_c)^2 + (x_b - x_c)^2 \geq (3 - 1.5b)bPn / ([\sigma]\delta \cos(PAN))$$

其中: Pn 齿面正压力

模型的性能约束主要包括:

榫头 $I-I$ 截面(图 1)的平均拉伸应力 $\leq$ 许用拉伸应力, 即 $g_1(X) = \sigma / [\sigma] - 1 \leq 0$ 。

齿面上的挤压应力 $\leq$ 许用挤压应力, 即 $g_2(X) = \sigma_b / [\sigma_b] - 1 \leq 0$ 。齿的最大弯曲应力 $\leq$ 许用弯曲应力, 即 $g_3(X) = \sigma_c / [\sigma_c] - 1 \leq 0$ 。

齿的剪切应力 $\leq$ 许用剪切应力, 即 $g_4(X) = \tau / [\tau] - 1 \leq 0$ 。

槽 $n'-n'$ 截面(图 1)的平均拉伸应力 $\leq$ 槽许用拉伸应力, 即 $g_5(X) = \sigma_n' / [\sigma_n'] - 1 \leq 0$ 。

2.3 优化方法及有限元考核

根据上述数学模型, 选用混合函数法调用 Hooke-Jeeves 法计算。

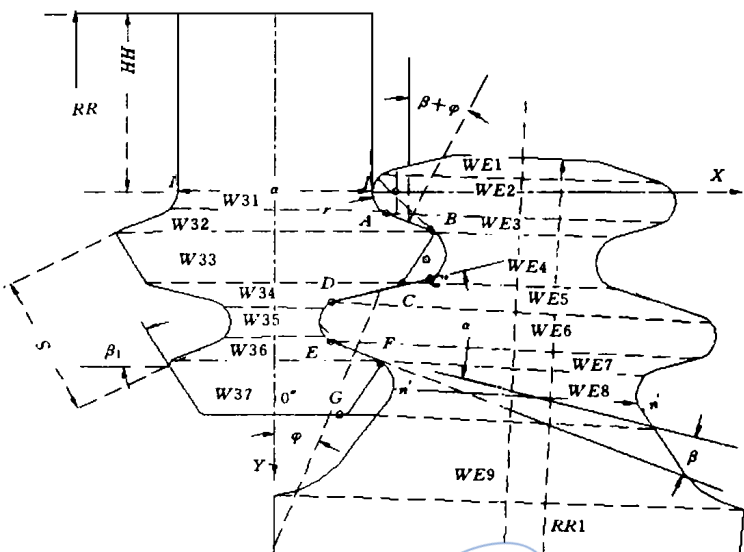


图 1 两齿枞树型榫头几何模型

为了检验所得优化结果是否因应力集中的影响而超过许用应力要求,将所得结果进行二维有限元验算。得出计算结果后,调用后置模块显示应力分布图。

2.4 叶片/盘低循环疲劳寿命估算

根据参考文献[1],对材料的持久应力-寿命曲线采用拉格朗日插值方法可求得叶片榫头和轮盘的LCF估计寿命。

2.5 算例及结果分析

采用本程序对某发动机的两齿叶片/盘连接部分进行了优化计算,转速取最大稳态转数 $N = 17000 \text{ r/min}$ 。材料性能数据分别取 700°C 和 600°C 时的值。榫头和榫槽部位的材料分别为DZ22和GH4169。叶片数取58,叶片缘板下表面半径取250 mm,齿数取2,轮盘半径取240 mm,齿侧面和水平方向的夹角取 60° ,拉削角取 18.5° ,楔形角取 12° 。

表1列出了叶片/盘连接部分优化前后的重量、最大VonMises应力、LCF寿命。从表1中可看出,经优化后的叶片/盘连接部分重量降低了16.46%;榫头危险截面的最大当量应力降低了14.16%,榫头优化后的LCF寿命为原寿命的3.55倍;轮缘危险截面的最大当量应力降低了17.02%,轮缘优化后的LCF寿命为原寿命的5.3倍。

表1 优化前后结果比较

项 目	总重(kg)	LCF 寿命(h)		最大应力(MPa)	
		榫 头	轮 缘	榫 头	轮 缘
优 化 前	5 5612	3415	1260	745.96	796.48
优 化 后	4 6454	12136	6682	640.34	660.94

在保证静强度条件下,重量降低了16.46%。经有限元考核后证明,应力集中也满足强度条件。

3 3, 4, 5 对齿模型

对于3对齿榫头,由于上两齿重量和离心力和两齿榫头的求法相同,又第3齿的外形和上两齿一样,不同的只是各颈部尺寸,所以第3齿重量和离心力可采用减去多余部分的重量和离心力求出。同理,对于4、5对齿榫头,轮缘和离心力也可求出。

参 考 文 献

- 1 斯贝MK202发动机应力标准,EGD-3. 北京:国际航空编辑部,1979

(责任编辑 王震华)

RELIABILITY ANALYSIS OF LOW-CYCLE FATIGUE LIFE FOR A DISC

Lu Wenlin and Zhang Dingzhen

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT When a failure model with low-cycle fatigue is identified, the failure function for reliability analysis reduced as follows: As cumulative damage of varying-amplitude cycles is calculated with Miner's law, the total damage is considered to be a random value varying from 0.3 to 3, and follows logarithmic normal distribution. Furthermore, damage of low-cycle loads of each amplitude is evaluated according to the formula of low-cycle fatigue life prediction proposed by R. W. Landgraf. Then, the failure function for reliability analysis is derived from the above formulas by transforming strain expression into stress expression. If a stress at certain point of a disk is influenced by a disturbance of some random variables, the stochastic finite element method is employed to find the variance of the stress distribution. When stresses in a disk are in elastoplastic condition, nonlinear SFEM is required to obtain the variance of the stresses. Finally, a numerical example for a disk with equal thickness is presented and is verified by the Monte-Carlo simulation.

Key words Fatigue life Stochastic finite element Reliability

OPTIMIZATION OF TURBINE BLADE FIR-TREE ROOTS

Cheng Kaijun and Ma Mei

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

ABSTRACT An optimization system for "fir-tree" root is developed for design layout of the "fir-tree" joint area in gas turbine so as to decrease the weight of aero engine and shorten the design cycle. This system is suitable to design the 2~5 pairs of teeth used in modern aero engines. After the optimization the smallest weight subject to the static strength constraints has been attained, the FEM is used to check the distribution of stresses, particularly the concentration stress, and the results are shown on the screen for making decision.

Key words Aircraft engine Fir-tree Blade root Optimization

COMMENT ON THE PROBLEM OF TURBULENCE

Zhao Songnian

(Institute of Atmospheric Physics, The Chinese Academy of Sciences, Beijing 100029)

ABSTRACT This paper points out that Navier-Stokes equation is an essential equation for studying turbulent flows, it governs the motion of fluid flows. Reynolds equation represents coexistence of random and deterministic phenomena in the turbulent flows. But, Burgers-KdV equation has no relation to mechanism of turbulence, so we can't regard it as a "new equation" for researching turbulent flows.

Key words Turbulence Navier-Stokes equations Reynolds