

文章编号:1000-8055(2012)06-1218-07

基于 ANSYS 的整体叶盘结构优化设计

陆 山, 鲁冯杰

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为保证整体叶盘结构在安全工作条件下质量最轻, 基于 ANSYS 优化平台, 建立了整体叶盘三维参数化模型及结构优化设计数学模型, 完成了整体叶盘结构的优化设计。首先结合相关静强度设计准则及方法, 在给定轮缘分布载荷条件下对轮盘子午面进行优化, 然后建立整体叶盘三维模型, 并对子午面优化中未考虑的轮缘关键尺寸如轮缘厚度、喉道倒角、叶根倒角进行三维局部优化。在三维优化中总结出了盘喉道和叶根最大等效应力与各优化参数之间的关系。分两步实施的整个轮盘优化过程仅需 3~4 h。

关 键 词: 整体叶盘; 结构优化设计; ANSYS; 子午面形状优化; 三维优化

中图分类号: V232.3

文献标志码: A

Structure optimization design for blisk based on ANSYS

LU Shan, LU Feng-jie

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to get the lightest weight of the blisk under the safety working condition, the three-dimensional (3-D) parametric model of the blisk and the mathematical model of the structure optimization design were built. Then the structure optimization design of blisk was completed based on ANSYS platform. In conjunction with the relevant design principles and methods, the disk's meridian plane was firstly optimized to meet the structural design strength criterion, and then the 3-D model of the blisk was built with the chamfer at blade root and 3-D optimization was performed on the design parameters for example, the thickness of the rim, the chamfer at blade root and the dish hub. The effect of each design variable on the Von Mises stress at the chamfer of blade root and at the dish hub was summarized. The whole optimization process only took about three to four hours.

Key words: blisk; the structure optimization design; ANSYS;
optimization of the meridian plane's outline;
three-dimensional optimization

80 年代中期, 在航空发动机结构设计方面, 出现了一种称之为“整体叶盘”或简称“叶盘”(blisk)的结构, 它是将工作叶片和轮盘作为一体, 省去了连接用的榫头、榫槽, 使结构大为简化,

零件数明显减少^[1]。它与常规叶盘连接相比有以下优点: ①不需要叶片榫头和榫槽等连接结构, 因此大大减轻了风扇转子和压气机转子的质量; ②没有叶根榫槽泄漏通道, 减少级间的气体流动损

收稿日期: 2011-07-14

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120704.1152.201206.1218_003.html

作者简介: 陆山(1955—), 男, 浙江吴兴人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事发动机零件强度、寿命及可靠性数值分析方法及试验评估技术研究。

失,使性能提高;③无榫槽热阻,使压气机转子温度较低,从而提高了转子的寿命;④省去了安装边和螺栓、螺母和锁片等连接件,大大减少了零部件,同时也避免了榫槽损伤和断裂等潜在故障,大大提高了可靠性。

由于整体叶盘这些特点,因而自 EJ200 发动机采用后,已被一些现代的军、民用发动机采用,特别是最近几年使用更为迅速。国内早已有一些关于整体叶盘结构的介绍^[1-2],文献[3]也对整体叶盘的造型方法进行了研究。国内现有的对整体叶盘进行的结构优化设计^[4]基于文献[5]应力约束条件,对一级整体叶盘的三维模型进行了优化设计。但由于实体建模和应力分析采用两个不同软件,优化的自动化程度受到限制,并且优化模型中未能考虑叶根转接倒角。已有国外文献对轮盘结构设计问题进行研究^[6],但文献中仅列出了轮盘结构设计中应考虑的因素:①转子翼型离心应力;②缘板厚度;③盘受力均匀;④盘的扭转应力;⑤盘的热应力;⑥轮缘长宽比。但由于众所周知的原因未给出具体的设计方法。近年来也有学者开展轮盘结构优化设计方面的研究,主要研究新的多辐板轮盘结构设计技术^[7-8],或研究基于 BOSS 软件平台的轮盘结构优化^[9],但均采用轴对称模型。

本文基于 ANSYS 平台,采用 APDL^[10]编程对整体叶盘进行三维参数化建模,同时建立了轮盘结构优化设计的数学模型,实现了使用 ANSYS 独立对整体叶盘结构进行结构优化的全过程。将整体叶盘结构优化设计分解为轮盘子午面形状优化和整体叶盘轮缘结构细节优化两部分,通过这两部分的交替分步优化来获得实现整体叶盘结构的优化设计。

1 整体叶盘结构优化策略

本文首先在给定轮缘面载及初步估计的轮缘厚度条件下对轮盘子午面进行轴对称优化,使型面设计参数满足轮盘强度设计准则的应力标准。然后进行全三维盘叶模型轮缘结构细节(轮盘喉道倒角半径、叶根倒角半径和轮缘厚度)优化。三维细节优化完成后,再返回进行子午面轴对称模型检查验证。若验证其满足轮盘强度要求并安全系数不过分富余,则完成优化;如验证不满足轮盘子午面强度要求或安全系数过于富余,则需按三维优化的轮缘尺寸,重复以上的轴对称优化过程。一般情况,完成再次轮盘子午面优化后,可获得最终轮盘优化结构。

1.1 轮盘结构方案设计准则及轮盘子午面形状优化

出于结构安全性和可靠性要求,发动机轮盘的结构强度甚至寿命问题在方案设计中应该及早考虑,否则可能导致发动机使用后期可靠性低的问题。本文中整体叶盘温度较低,故可不考虑盘的热应力;本文考虑的单级盘叶模型,忽略了鼓筒或轴对盘的装配及扭转应力。本文基于轮盘设计准则应力约束条件^[11-12]对文献[6]中的其他因素的影响进行限制,经筛选的压气机盘结构方案设计时应满足的应力标准见表1和表2。

表1 基于截面平均应力 $\bar{\sigma}$ 的安全系数 n 定义

Table 1 Definition of the safety factor n based on the average section stress

基于屈服强度	基于极限强度
$n_1 = \sigma_{0.1} / \bar{\sigma}$	$n_b = \sigma_b / \bar{\sigma}$

表2 轮盘结构静强度、变形限制方案设计准则应力安全系数下限

Table 2 Low limit of the stress safety factor of the disk's structure static strength, deformation limits scheme design criterion

	子午面平均周向应力 安全系数下限	辐板最大截面平均径向 应力安全系数下限	辐板最大截面平均周向 应力安全系数下限	盘内径最大周向应力 安全系数下限
压气机盘	n_1 1.25	1.25	1.18	1.25
	n_b 1.54	1.54		

综上所述,风扇盘子午面形状的优化问题可用如下数学模型^[13]来描述

$$\min V = f(X_1, \dots, X_n)$$

$$\text{s. t. } \begin{cases} X_i^l \leq X_i \leq X_i^u, \\ (i = 1, 2, \dots, p) \\ N_j = \sigma / \sigma_j \geq N_j^{\text{cr}}, \\ (j = 1, 2, \dots, q) \end{cases}$$

其中轮盘体积 V 为目标函数; X_i 为几何设计变量, X_i^l 和 X_i^u 分别表示设计变量的下限和上限; σ_j 为约束应力, σ 表示材料的屈服强度 $\sigma_{0.1}$ 或极限强度 σ_b , N_j 和 N_j^{cr} 分别表示按屈服强度或极限强度约束时的应力安全系数及下限。

某压气机盘主要设计参数: 盘外缘半径为 228 mm; 盘内径为 53.5 mm; 轮缘宽度为 68 mm; 轮盘转速 $n=15\,000$ r/min; 盘外缘分布面载 $\sigma_a=18.23$ MPa; 盘材料用 TC11 钛合金^[14], 密度 $\rho=4\,480$ kg/m³. 盘平均温度 $T=213$ °C 下的材料参数: $E=105$ GPa; 泊松比 $\nu=0.3$; 屈服强度 $\sigma_{0.1}=570$ MPa 和极限强度 $\sigma_b=717$ MPa. 需要说明的是 $\sigma_b/\sigma_{0.1}=1.26>n_b/n_1=1.23$, 所以应以 n_1 作为安全系数的下限(即满足安全系数 n_1 时 n_b 也能满足)。

采用轮盘型面方案设计自编程序^[15], 所得轮盘结构方案初步设计型面参数见表 3 中前两列。在二维轴对称优化中需要对风扇盘轮缘进行刚性处理, 轮缘附近模型不能反映轮盘真实受力特征,

故轮缘厚度 H 暂不作为优化设计变量, 此时暂取 $H=11$ mm. 因此二维轴对称优化中的优化变量为辐板和轮毂部分的厚度. 采用轮盘结构方案初步设计方法及参数^[15]建模, 经轴对称模型有限元计算及优化前后的轮盘不同截面宽度见表 3. 优化前后轮盘各应力安全系数见表 4。

表 3 一级压气机盘子午面方案设计几何参数

Table 3 Geometric parameters in the meridian plane scheme design of a compressor disk

半径 R/mm	轮缘厚度 H/mm	
	初步设计	优化后
228.0	68.0	68.0
217.0	5.8	4.92
77.0	15.7	13.33
67.0	20.2	29.1
57.0	30.9	44.6
53.5	46.4	67

表 4 优化前后一级压气机盘应力安全系数

Table 4 Stress safety factor of the compressor disk before and after the optimization

一级压气机盘		轮盘子午面平均周向 应力安全系数	腹板最大截面平均周向 应力安全系数	腹板最大截面平均 径向应力安全系数	轮盘内径最大周向 应力安全系数
盘安全系数	优化前	1.4575	1.2047	1.4339	0.9834
	优化后	1.4621	1.277	1.252	1.250
安全系数下限		1.25	1.18	1.25	1.25

由表 4 可见, 优化前轮盘内径最大周向应力安全系数未能满足强度准则. 优化后轮盘腹板部分和轮毂部分均满足强度要求. 优化后盘子午面周向和径向应力如图 1、图 2. 优化前盘的质量为 10.21 kg 优化后盘的质量为 9.82 kg. 优化前后子午面轮廓如图 3 所示。

1.2 整体叶盘轮缘结构细节优化

在完成了轮盘子午面的优化后, 基于 ANSYS 平台进行整体叶盘有限元建模, 叶片数为 43. 为减少机时, 取整体叶盘的 1/43 建模. 为了分析叶根应力集中的影响, 先采用叶根处未倒角的模型进行计算. 对模型施加循环对称约束及轴向刚体位移约束, 得离心最大等效应力在叶根处. 因叶根处直角过渡, 应力集中严重, 所得的应力值很大, 所以这种简化模型不合理。

在叶根处生成半径为 2.5 mm 的倒角, 倒角

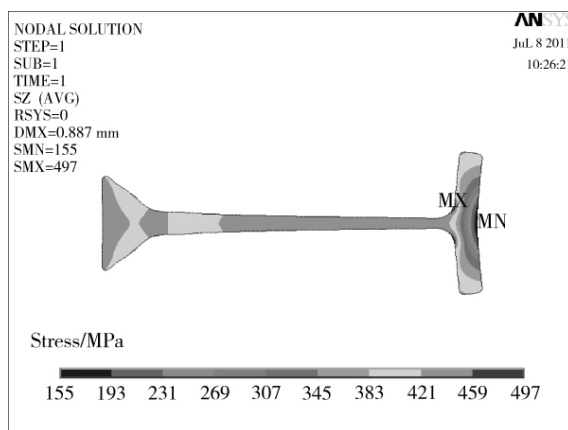


图 1 一级压气机盘优化后周向应力分布

Fig. 1 Circumferential stress distribution of the compressor disk after optimization

后整体叶盘模型如图 4 所示, 叶根处倒角局部放大如图 5 所示。

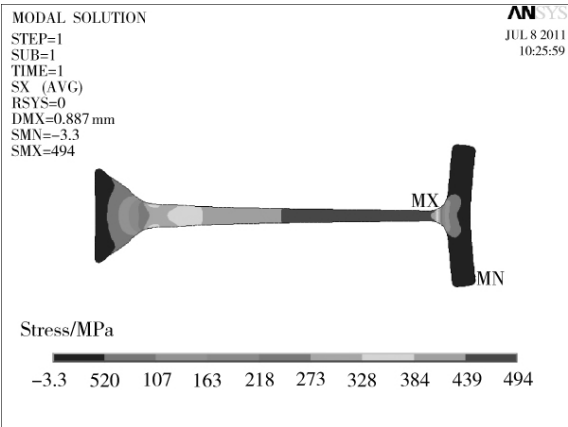


图 2 一级压气机盘优化后径向应力分布

Fig. 2 Radial stress distribution of the compressor disk after optimization

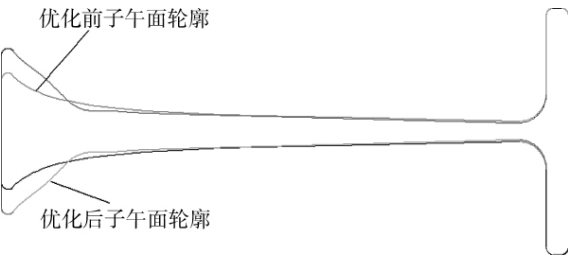


图 3 一级压气机盘优化前后子午面轮廓

Fig. 3 Meridian plane's outline of the compressor disk before and after the optimization

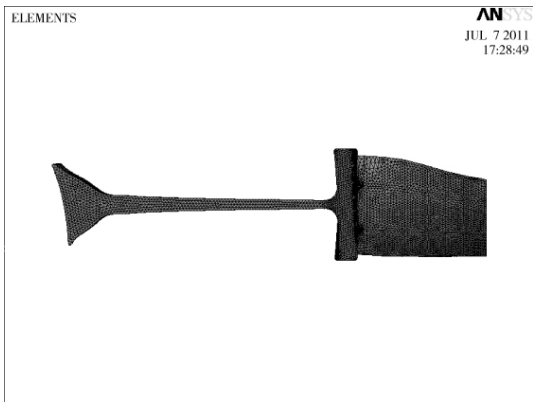


图 4 叶根处倒角后的模型

Fig. 4 Model with chamfer at blade root

对模型施加循环对称约束及轴向刚体位移约束,所得叶盘的等效应力如图 6 所示。

由图 6 可见等效应力的最大值仍位于叶根处,减小倒角局部的单元尺寸约为 $1/3$ 导角半径进行后续优化。

由于轴对称子午面优化时,将叶片模型简化为分布载荷均匀作用在盘缘外表面上,同时将盘

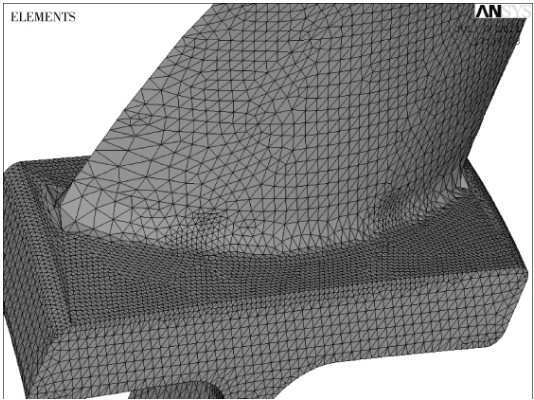


图 5 叶根处倒角局部

Fig. 5 Part of the chamfer at blade root

缘模型径向变形刚化,所以无法对盘缘的厚度进行优化。在接下来的三维优化中重点取轮缘喉道处的倒角、叶根处倒角及轮缘厚度作为优化变量。综合考虑几何限制及加工工艺等因素,对以上优化变量选定优化范围如表 5 所示。

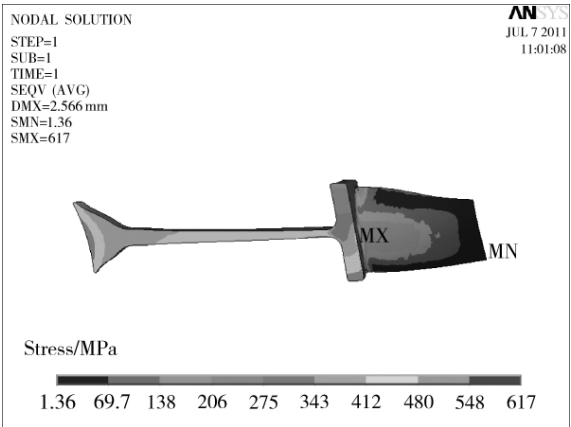


图 6 倒角后整体叶盘等效应力分布

Fig. 6 Von Mises stress of the disk with chamfer at blade root

表 5 各优化变量取值范围

Table 5 Range of optimal variables

优化变量	盘喉道	叶根	轮缘
	倒角 R_1 /mm	倒角 R_2 /mm	厚度 H /mm
取值范围	1~25	2.5~3.5	5~14

取材料极限强度的 85% 即 610 MPa 作为盘喉道倒角、叶根最大等效应力的上限,优化目标是使整体叶盘的体积即质量最小。采用 ANSYS 优化模块中零阶方法对其进行优化。优化前后盘喉道处的倒角、叶根处的倒角、轮缘厚度值如表 6 所示。

表 6 优化前后各参数值

Table 6 Parameters before and after optimization

	盘喉道处 倒角 R_1 /mm	叶根 倒角 R_2 /mm	轮缘 厚度 H /mm
初值	8	2.5	11
优化后值	20.172	2.5753	7.93

表 7 优化前后状态变量及整体叶盘质量

Table 7 State variable and the mass of the blisk before and after the optimization

	整体叶盘质量/kg	盘喉道倒角最大等效应力/MPa	叶根倒角最大等效应力/MPa
初值	12.55	513	628.5
优化后值	12.28	527.3	610

叶根最大等效应力的影响趋势及敏感性,使用 ANSYS 优化模块中的梯度优化方法在最优结构解附近进行计算,结果如图 7、图 8 所示。

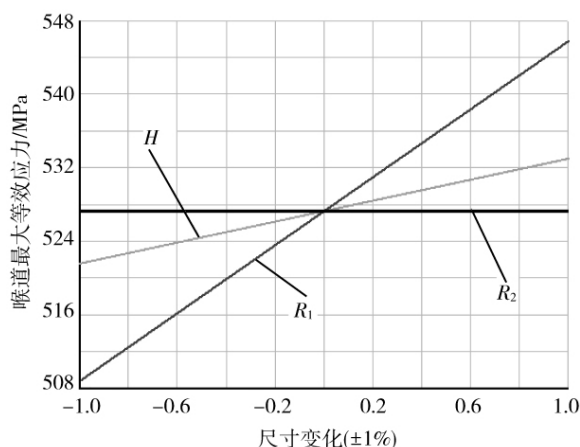


图 7 各变量对盘喉道最大等效应力的影响

Fig. 7 Relationship between the Von Mises stress at the hub and each variable

由图 7 可以看出在最优结构解附近,盘喉道倒角和轮缘厚度对盘喉道最大等效应力影响较大,叶根倒角对其大小影响不明显,且可以看出喉道处的倒角大小对等效应力的影响最大。又可以看出盘喉道最大等效应力随盘喉道倒角、轮缘厚度的增大而增大,其原因是:倒角增大、轮缘等效厚度增大使盘喉道以外的质量增大导致离心力增大。

由图 8 可见 3 个变量对叶根最大等效应力均有影响,但轮缘厚度对其影响最大。叶根最大等效应力随盘喉道倒角半径和轮缘厚度增大而减小。

优化前后整体叶盘的质量、喉道倒角处最大等效应力、叶根处最大等效应力如表 7 所示。

由表 7 可以看出,整体叶盘质量减轻了 2.15%。优化前叶根最大等效应力超过了 610 MPa;优化后盘喉道最大等效应力、叶根最大等效应力均满足设计要求,近似为最优结构。

为研究各优化变量对盘喉道最大等效应力、

分析其原因:倒角增大、轮缘厚度增大使叶根局部刚度增大,而叶根倒角越大,应力集中降低,等效应力越小。

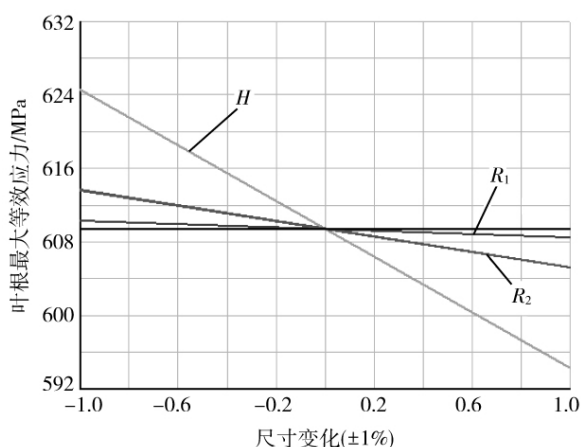


图 8 各设计变量对叶根最大等效应力的影响

Fig. 8 Relationship between the Von Mises stress at the blade root and each variable

在完成了整体叶盘的三维优化后,此时轮盘轮缘厚度、喉道倒角已改变,需进行轮盘子午面强度验证。三维最优结构下轮盘在轴对称模型下的各安全系数值如表 8 所示。

验证后有两个安全系数未能满足强度设计准则,则应重新对二维子午面进行优化,此时轴对称优化模型中的轮缘厚度及喉道倒角取三维优化后的值。再次进行轮盘轴对称优化后的尺寸参数和优化后的各安全系数如表 9 和表 10 所示。

在完成了此次轴对称优化后,再对其三维模型进行应力计算,以验证轮盘轴对称再优化对轮

表 8 三维优化前后轮盘子午面强度验证

Table 8 Two-dimensional strength verification of the disk before and after the 3-D optimization

一级压气机盘		轮盘子午面平均周向 应力安全系数	辐板最大截面平均 周向应力安全系数	辐板最大截面平均 径向应力安全系数	轮盘内径最大周向 应力安全系数
盘安全系数	优化前	1.4621	1.277	1.252	1.250
	优化后	1.4937	1.2808	1.249	1.239
安全系数下限		1.25	1.18	1.25	1.25

缘局部应力的影响不大的假设.此时轮盘的尺寸为轴对称再优化后的值,轮缘局部的参数值保持不变,通过计算后所得喉道及叶根处最大等效应力的值如表 11 所示.

由表 11 可以看出在对轮盘做了轴对称再优化后,喉道及叶根处的最大等效应力变化很小,不超过 1%.这也验证了前面所假设的轮盘辐板及轮毂参数的再变化对轮缘局部等效应力影响不大的假设.此时的结构即可作为整体叶盘最终的优化结果.

本文轴对称模型验证中轮盘的安全系数未能均满足强度准则,因此必须对轮盘进行轴对称再优化.如二次采用轴对称模型验证轮盘的安全系

表 9 轮盘轴对称再优化前后轮盘的尺寸参数

Table 9 Geometric parameters of the disk before and after the another axial symmetry optimization

半径 R/mm	轮缘厚度 H/mm	
	三维优化后	轴对称再优化
228.0	68.0	68.0
217.0	4.92	4.94
77.0	13.33	13.36
67.0	29.1	29.6
57.0	44.6	45.27
53.5	67.0	68.0

表 10 轮盘轴对称再优化前后各安全系数

Table 10 Stress safety factor of the disk before and after the another axial symmetry optimization

一级压气机盘		轮盘子午面平均周向 应力安全系数	辐板最大截面平均 周向应力安全系数	辐板最大截面平均 径向应力安全系数	轮盘内径最大周向 应力安全系数
盘安全系数	再优化前	1.4937	1.2808	1.249	1.239
	再优化后	1.4979	1.2834	1.251	1.25
安全系数下限		1.25	1.18	1.25	1.25

表 11 轮盘轴对称再优化前后轮缘局部等效应力值

Table 11 Von Mises stress of the rim before and after the another axial symmetry optimization

	盘喉道倒角处最大 等效应力/ MPa	叶根处最大 等效应力/ MPa
再优化前	527.3	610
再优化后	524	609.4

数满足强度准则,此时若各安全系数富余不大,则不必再进行二次轴对称模型再优化;若安全系数均满足且其裕度较大,则也需对其再作轮盘轴对称再模型优化,以获得最优结构.

2 结 论

本文基于 ANSYS 平台对整体叶盘结构进行了参数化建模及优化设计.将轮盘优化过程分为轴对称子午面优化和三维轮缘结构细节优化两部分,通过它们之间的交替执行完成结构优化.该优化策略可以大量节省优化时间,提高优化效率.解

决了叶根处倒角的 ANSYS 建模问题,实现了使用 ANSYS 独立对整体叶盘进行结构优化.总结出整体叶盘喉道和叶根最大等效应力与各优化参数之间的关系,对整体叶盘结构设计有较大的借鉴意义.

参考文献:

- [1] 陈光. 整体叶盘在国外航空发动机中的应用[J]. 航空发动机, 1999, 25(1): 1-6.
CHEN Guang. Application of blisk in the foreign aero-engine[J]. Aeroengine, 1999, 25(1): 1-6. (in Chinese)
- [2] 黄春峰. 整体叶盘结构及发展趋势[J]. 现代零部件, 2005, 3(4): 1-4.
HUANG Cunfeng. Structure of blisk and its growing trend [J]. Modern Components, 2005, 3(4): 1-4. (in Chinese)
- [3] 姚利兵. 基于特征的整体叶盘 CAD 造型系统研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
YAO Libing. Research on blisk modeling CAD system based on feature [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2006. (in Chinese)
- [4] 范志强, 马枚, 王荣桥. 航空发动机整体叶盘优化设计[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2000, 13(4): 27-30.
FAN Zhiqiang, MA Mei, WANG Rongqiao. The optimization of the blisk in aeroengine[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2000, 13(4): 27-30. (in Chinese)
- [5] 尹泽勇. 航空发动机设计手册: 第 18 册 叶片轮盘及主轴强度分析[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
- [6] Mattingly J D, Heiser W H, Pratt D T. Aircraft engine design[M]. America: AIAA, 2002.
- [7] 陆山, 李伦未. 航空发动机高负荷涡轮盘双辐板结构优化设计[J]. 推进技术, 2011, 32(5): 631-636.
LU Shan, LI Lunwei. Twin-web structure optimization design for heavy duty turbine disk of aero-engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2011, 32(5): 631-636. (in Chinese)
- [8] 李伦未, 陆山. 基于 ANSYS 平台的多辐板风扇盘结构优化设计技术[J]. 航空动力学报, 2011, 26(10): 2245-2250.
LI Lunwei, LU Shan. Structure optimization design techniques for multi-web fan disk based on ANSYS platform [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(10): 2245-2250. (in Chinese)
- [9] 张乘齐, 何爱杰, 张卫红, 等. 基于 BOSS 平台的热力耦合场涡轮盘优化设计[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2008, 21(2): 53-56.
ZHANG Chengqi, HE Aijie, ZHANG Weihong, et al. Optimization of turbine disc in heat and strength coupling condition on BOSS platform[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2008, 21(2): 53-56. (in Chinese)
- [10] 博弈创作室. APDL 参数化有限元分析技术及其应用实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2004.
- [11] 岳承熙, 吕文林. 航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则: 第二册 轮盘[R]. 北京: 中国航空工业总公司发动机系统工程局, 1997.
- [12] 罗尔斯·罗伊斯公司. EGD-3 Spey MK202 发动机应力标准[M]. 丁爱祥, 吴君, 译. 北京: 国际航空编辑部, 1979.
- [13] 《现代应用数学手册》编委会. 运筹学与最优化理论卷[M]. 北京: 清华大学出版社, 1998.
- [14] 北京航空材料研究所. 航空发动机设计用材料数据手册[M]. 北京: 中国航空发动机总公司, 1990.
- [15] 陆山, 陶冶, 鲁冯杰. 轮盘结构方案设计及重量预估[C]//中国航空学会第十五届发动机结构强度与振动学术交流会论文集. 杭州: 中国航空学会, 2010: 372-379.