

文章编号: 1000-8055(2006) 01-0190-05

涡轮典型部件冷热态尺寸换算方法

牛冬生, 陈 伟

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 涡轮叶尖间隙影响着发动机的性能, 涡轮典型部件的冷热态尺寸换算是间隙设计的重要内容。介绍了应用优化设计将涡轮典型部件热态尺寸换算到冷态尺寸的方法, 应用此方法对某型涡轮叶片进行分析, 比较了优化算法与简化算法的结果, 表明优化算法的结果是合理的, 此方法是可行的。同时将其应用于某涡轮盘的冷、热态尺寸换算, 从而成功地解决了涡轮典型部件冷、热态尺寸换算问题。

关键词: 航空、航天推进系统; 涡轮; 尺寸换算; 优化设计

中图分类号: V 231. 1

文献标识码: A

Dimension Conversion from Hot State to Cold State of the Turbine Components

NIU Dong-sheng, CHEN Wei

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Tip clearance of the turbine plays an important role on the aeroengine performance. Dimension conversion from hot state to cold state of the turbine components is an important content of tip clearance research. In this paper, dimension conversion method using design optimization was introduced. Based on this method, a blade was analyzed. Compared with simplified method, the result is reasonable and feasible. A turbine disc was also successfully calculated with the design optimization method. Thus, the problem of dimension conversion was solved.

Key words: aerospace propulsion system; turbine; dimension conversion; design optimization

涡轮设计主要分为气动设计和结构设计。气动设计完成涡轮流道设计并确定气流参数; 结构设计要实现涡轮气动性能, 保证与总体结构的协调和寿命期内可靠工作进行全部构件设计。涡轮部件的冷、热态尺寸的换算是涡轮结构设计的重要组成部分。国内外在这方面的理论研究及计算分析都显有报道, 文献[1]中也仅给出叶片的冷、热态尺寸换算的近似公式。本文结合了本人在对涡轮叶尖间隙分析时的经验, 将工程反分析的

思想应用于涡轮部件的冷、热态尺寸换算, 采用优化设计的分析方法解决尺寸换算问题。

1 涡轮部件冷热态尺寸换算原理

气动设计给出的涡轮流道尺寸是设计点的热态尺寸, 根据结构设计图制造出的零件是冷态尺寸(标准室温为20℃), 涡轮部件的冷、热态尺寸换算就是要从热态尺寸中减去由温度和应力引起的尺寸伸长值, 计算得到其冷态尺寸。发动机工作

时,叶片和轮盘的径向位移主要由离心力和温度场共同作用而产生,其变形分析原理如下。

1.1 叶片的变形

叶片的径向变形分析,是将叶片沿径向分为若干段,然后计算出各截面的离心拉伸应力,根据所求得各截面应力,由下式计算各基元体变形^[2]:

$$h_{b(j)} = \frac{1}{E} \sigma_{(j)} \Delta Z_{(j)} + \alpha \Delta Z_{(j)} (T_{yp1} - T_0) \quad (1)$$

式中: $h_{b(j)}$ 为第 j 基元体的变形; $\sigma_{(j)}$ 为第 j 基元体的应力; $\Delta Z_{(j)}$ 为第 j 基元体的径向高度; T_{yp1} 为第 j 基元体的平均温度; E 为叶片材料的弹性模量; α 为叶片材料的线膨胀系数; T_0 为初始温度。

由各基元体的变形,便可以求出叶片在该工作状态时的总变形 $DHB^{[2]}$:

$$DHB = \sum_1^j h_{b(j)} \quad (2)$$

1.2 轮盘的变形

由等厚圆环法计算轮盘离心应力场。等厚圆环法是将轮盘沿径向由盘心至盘缘分段,计算出各截面处的径向应力和周向应力,同时考虑变形协调条件计算出轮盘总的径向位移^[2]:

$$Dl = \frac{L}{E} (\sigma_\theta - \mu \sigma_r) + \alpha (T_{lp1} - T_0) R \quad (3)$$

式中: σ_θ 为盘外缘的周向应力; σ_r 为盘外缘的径向应力; T_{lp1} 为盘外缘的温度; R 为盘外缘的半径; E 为轮盘材料的弹性模量; α 为轮盘材料的线膨胀系数; μ 为轮盘材料的泊松比; L 为轮盘的总径向高度。

冷、热态尺寸换算是在已知叶片和轮盘变形后的尺寸及载荷条件的情况下,计算其变形前尺寸,是上述计算过程的逆过程,即反分析问题。

2 优化设计分析方法

优化设计算法的关键是要有一个参数化的有限元模型,在参数化模型的基础上,进行加载并计算,然后从计算结果中提取出用于分析的数据,比较这些结果数据与所要求的已知参数,并不断地调整用于建立模型的参数,使最终的计算结果最接近于所要求的值。涡轮部件冷、热态尺寸换算需要明确优化过程中的设计变量(部件冷态时尺寸),选择满足要求的状态变量(部件热态时尺寸),确定设计的目标函数。

2.1 涡轮叶片计算模型及结果分析

涡轮叶片由于叶型尺寸较小,其冷、热尺寸变

化不大,对气动性能影响较小,通常仅对叶片叶型各截面高度进行冷、热态尺寸换算,而不考虑叶身形状尺寸的变化。

2.1.1 计算模型及边界条件

叶片的计算模型如图1所示,计算中只计叶身,材料为镍基高温合金DZ22,叶片各截面高度热态时的尺寸如下(符号参照图1): $H_{h2}=90.25\text{ mm}$, $H_{h3}=94.50\text{ mm}$, $H_{h4}=98.75\text{ mm}$, $H_{h5}=103.00\text{ mm}$, $H_{h6}=10.25\text{ mm}$, $H_{h7}=111.50\text{ mm}$ 。决定叶片形状的各截面的点的坐标略。

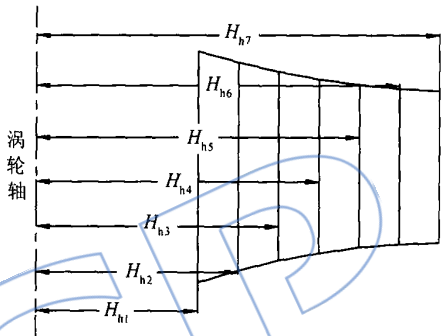


图1 叶片计算模型
Fig.1 The model of a blade

载荷及边界条件为:叶片的初始温度为 20°C ,与叶片接触的燃气温度为 $1\,257^\circ\text{C}$,燃气与叶片的换热系数为 $7\,810\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,与叶片接触处榫槽的温度为 470°C ,叶片与轮盘间的等效对流换热系数为 $520\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,叶片绕轴转动的角速度为 $1\,460\text{ rad/s}$ 。

由给定的叶片热态时尺寸建立其有限元模型如图2,计算采用ANSYS软件进行,采用SOLID5单元,其有限元模型共1440个单元,1995个节点,约束叶片根部表面上节点的各向位移。

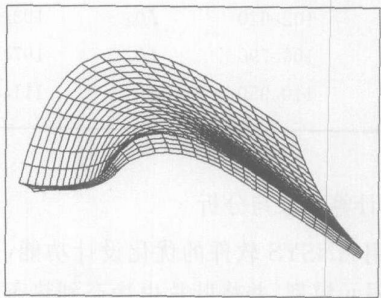


图2 叶片有限元模型

Fig.2 Finite element model of a blade

2. 1. 2 变量的选取及说明

参照图1, 选取叶片冷态时各叶高方向截面与涡轮轴线的距离为设计变量, 与之相对应的热态时各截面高度为状态变量, 其取值范围见表 1。

表1 变量的取值范围
Table 1 Range of variables

设计变量	最小值/mm	最大值/mm
H_{C2}	88. 800	90. 250
H_{C3}	94. 000	94. 500
H_{C4}	98. 250	98. 750
H_{C5}	102. 500	103. 000
H_{C6}	106. 650	107. 250
H_{C7}	110. 800	111. 500
H_{h2}	90. 230	90. 270
H_{h3}	94. 480	94. 520
H_{h4}	98. 730	98. 770
H_{h5}	102. 980	103. 020
H_{h6}	107. 230	107. 270
H_{h7}	111. 480	111. 520

设计变量: $H_{C2}, H_{C3}, H_{C4}, H_{C5}, H_{C6}, H_{C7}$;
状态变量: $H_{h2}, H_{h3}, H_{h4}, H_{h5}, H_{h6}, H_{h7}, \sigma_{\max}$
(叶身应力最大值);
目标函数: 叶身总质量。

表2 叶片尺寸换算结果与热态尺寸对比
Table 2 Comparison of calculated dimensions and actual dimensions of blade

冷态尺寸	变量值/mm	热态尺寸	变量值/mm
H_{C2}	90. 119	H_{h2}	90. 235
H_{C3}	94. 302	H_{h3}	94. 507
H_{C4}	98. 255	H_{h4}	98. 746
H_{C5}	102. 620	H_{h5}	103. 000
H_{C6}	106. 790	H_{h6}	107. 250
H_{C7}	110. 950	H_{h7}	111. 500

2. 1. 3 计算结果与分析

应用 ANSYS 软件的优化设计功能, 建立参数化有限元模型, 并将叶片由冷态到热态的计算过程编写成一个宏文件, 该宏文件应用热—结构耦合算法对给定冷态尺寸的叶片在受到外部载荷(包括热和结构)作用下计算其径向变形。根据表 1 设定变量(其中 $\sigma_{\max} \leq 132 \text{ MPa}$), 进行优化计算,

最优步计算结果如表 2($\sigma_{\max}$ 为 123 MPa)。

对比表 2 中所得的热态尺寸与表 1 所要求的热态尺寸, 可以看出对应的数值非常接近。优化设计方法得到的叶片各截面高度冷态时的尺寸便是叶片在常温下的实际尺寸。从而完成该涡轮叶片热态时尺寸到冷态尺寸的换算。同时叶片的质量减小了 2. 29%。

2. 2 叶片冷热态尺寸的简化算法

对于精度要求不高时, 叶片各截面高度的冷、热态尺寸换算, 在假定沿叶高方向叶片尺寸冷热变化为线性关系情况下, 同时忽略叶片离心力的影响, 有下列关系式^[1]:

$$K = \frac{(H_1 - H_2)_d}{(H_1 - H_2)_h} = \frac{1}{1 + \alpha(T - T_0)} \quad (4)$$

变形后则有一个简化计算公式:

$$H_{i1} = H_{2e1} + K(H_i - H_2)_h \quad (5)$$

式中: H_1 为外流道至发动机中心线的尺寸, H_2 为内流道至发动机中心线的尺寸, H_i 为叶型各截面至发动机中心线的尺寸, d 为冷态尺寸, h 为热态尺寸, α 为在该热态温度下的叶片材料的线膨胀系数。

上述边界条件下叶片在热态时的平均温度为 1 256℃, 叶片的初始温度为 20℃, 此时叶片线膨胀系数为 $16. 71 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$, 根据上述近似公式计算得叶片冷态时各截面的高度方向尺寸见表 3。

表3 简化算法与优化设计算法结果对比
Table 3 Comparison result of simple method with the one of design optimization

变量	简化算法/mm	优化算法/mm
H_{C2}	90. 164	90. 119
H_{C3}	94. 328	94. 302
H_{C4}	98. 492	98. 255
H_{C5}	102. 667	102. 620
H_{C6}	106. 820	106. 790
H_{C7}	110. 984	110. 950

对比表 3 中结果可得: 简化算法换算得到的冷态尺寸与使用优化设计方法计算得到的叶片截面高度方向的冷态尺寸相差不大, 最大也只有 0. 14 mm 左右。引起误差的主要原因为: (1) 用简化算法进行计算时, 忽略了叶片截面尺寸在沿叶高方向上是变化的; (2) 忽略了叶片离心力的影响。在精度要求不高或叶片本身尺寸较小的情况

下,完全可以使用简化算法计算获得叶片各截面高度的冷态尺寸。同时简化算法也验证了优化设计方法用于涡轮部件冷、热态尺寸换算的可行性。

2.3 涡轮盘计算模型及结果分析

证明了优化算法的可行性,便可用于涡轮盘的冷、热态尺寸换算,对于涡轮盘,近似以轴对称处理,可将模型由三维转化为二维,需要换算的尺寸只包含 X 方向和 Y 方向。

2.3.1 计算模型及边界条件

轮盘的几何模型如图3所示,冷态时轮盘的尺寸未知,热态时的主要尺寸如下: $X_{h1}=98.000$, $X_{h3}=15.000$, $X_{h5}=285.000$, $Y_{h1}=94.000$, $Y_{h2}=42.000$ 。

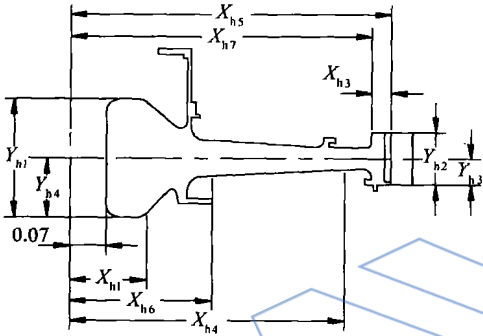


图3 涡轮盘的计算模型
Fig. 3 The model of a disc

轮盘的换热边界条件、转速及叶片的拉力已知: 涡轮盘轮心处冷气温度为 83.2°C ,与轮盘间的换热系数为 $186.1\text{ W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$, 榫头处温度为 150.2°C , 榫头与榫槽间的等效换热系数为 $600\text{ W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$, 其余部分的涡轮盘表面与冷气间的换热系数为轮盘表面上节点的径向坐标的函数,其表达式为:

$$104.9 + 7.22X - 2\,685.5X^2 + 10\,308X^3$$

相应的与轮盘表面接触的冷气温度的表达式为:

$$32.7 + 5\,048.5X - 44\,719.5X^2 +$$

$$145\,630X^3 - 166\,733.3X^4$$

式中的未知数 X 为轮盘表面上节点的径向坐标值,单位为 m 。轮盘转速 $1\,422.8\text{ rad/s}$,轮缘处作用着叶片的拉力为 $29\,480\text{ N}$ 。取轮心处任意一个节点限制其轴向位移。轮盘材料为GH4169。

优化设计建模的初始尺寸为轮盘热态时的尺寸,选择二维热—结构耦合单元(PLANE13),轮盘的有限元计算模型如图4,共有1 860个单元,2

058个节点。

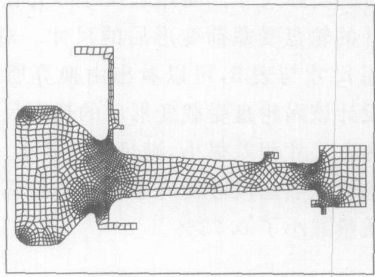


图4 涡轮盘有限元模型
Fig. 4 Finite element model of a disc

2.3.2 变量的选取

设计变量: 冷态时尺寸 X_{c1} , X_{c4} , X_{c5} , X_{c6} , X_{c7} , Y_{c4} , Y_{c3} ;

状态变量: 热态时尺寸 X_{h1} , X_{h3} , X_{h5} , Y_{h1} , Y_{h2} , $\sigma_{\max}$ (叶身应力最大值);

目标函数: 轮盘总质量。

变量的取值范围如表4所示(其中 $\sigma_{\max} \leq 1\,517\text{ MPa}$)，状态变量的值即为所给定热态尺寸值。同样,由于状态变量也必须是设定的一个区间,而不能是一个具体的值,所以取其热态尺寸附近很小的区间代替具体的热态尺寸值,当区间很小时满足设计的精度要求。

表4 变量的取值范围

Table 4 Range of variables

设计变量	最小值/mm	最大值/mm
X_{c1}	96.00	99.00
X_{c4}	248.00	251.00
X_{c5}	281.00	286.00
X_{c6}	148.00	151.00
X_{c7}	267.00	271.00
Y_{c3}	18.00	22.00
Y_{c4}	45.00	50.00
X_{h1}	97.980	98.020
X_{h3}	14.980	15.020
X_{h5}	284.980	285.020
Y_{h1}	93.980	94.020
Y_{h7}	41.980	42.020

2.3.3 计算结果与分析

轮盘经优化计算后,其冷态尺寸换算结果如表5所示(此时 $\sigma_{\max}$ 为 $1\,440\text{ MPa}$)，表中的冷态尺

寸就是所要换算得到的轮盘冷态时尺寸,即轮盘在常温时的实际尺寸。而热态尺寸即为在该冷态尺寸设计的轮盘受载荷变形后的尺寸。对比表5中的热态尺寸与表5,可以看出由换算所得的冷态尺寸设计该涡轮盘受载变形后的热态尺寸与所要求的热态尺寸相差很小,满足设计要求。这样就完成了涡轮盘热态尺寸到冷态尺寸的换算。同时轮盘的质量减小了0.73%。

表5 轮盘尺寸换算结果

Table 5 conversion of disc's dimension

冷态尺寸	变量值/mm	热态尺寸	变量值/mm
X_{C1}	97.83	X_{h1}	98.007
X_{C4}	249.88	X_{h3}	14.996
X_{C5}	282.85	X_{h5}	285.000
X_{C6}	149.87	Y_{h1}	94.00
X_{C7}	268.07	Y_{h2}	841.985
Y_{C3}	20.63		
Y_{C4}	47.00		

3 结 论

- (1) 本文将工程反分析思想及优化设计的方法应用于涡轮典型部件的冷、热态尺寸换算是可行的,其计算结果是合理的。
- (2) 对于某些尺寸较小的涡轮叶片的冷、热态尺寸换算,简化算法的计算偏差不大。
- (3) 对于涡轮盘等结构较复杂部件采用优化设计的方法进行冷、热态尺寸换算便捷且效率较高。

参考文献:

[1] 航空发动机手册总编委会. 航空发动机设计手册[M]. 第10册, 涡轮, 北京: 航空工业出版社, 1999.

[2] 吕文林. 航空发动机强度计算[M]. 北京: 国防工业出版社, 1999.

[3] 王宝官. 叶尖间隙随飞行状态变化的分析[R]. 中国工程热物理学会, 传质传热学术分会, 论文编号983076, 1998.

[4] 朱伯芳. 有限单元法原理与应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 1998.

[5] 牛冬生. 涡轮叶尖间隙数值分析和冷热态尺寸换算方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2004.

[6] Long C A, Owen J M. The Effect of Inlet Conditions on Heat Transfer in a Rotating Cavity With a Radial Outflow of Fluid[R]. *ASME 86- GT- 95*.