

文章编号: 1000-8055(2004)05-0623-07

涡轴发动机组合压气机 转子轴向预紧力计算方法

郭飞跃¹, 邓旺群², 成晓鸣¹

(1. 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

2. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 采用 PATRAN 软件建立了涡轴发动机组合压气机转子轴向预紧力的三维循环对称有限元计算模型, 用 MSC/MARC 分析软件进行了计算分析, 确定了转子中心拉杆和小拉杆的轴向预紧力, 并在组合压气机转子的相关试验中对计算结果进行了验证。本文的研究为同类转子的轴向预紧力计算进行了有益的探索。

关键词: 航空、航天推进系统; 涡轴发动机; 组合压气机; 轴向预紧力计算方法

中图分类号: V 231.96

文献标识码: A

A Method for Calculating Axial Preload of Turbo-Shaft Engine Combined Compressor Rotor

GUO Feiyue¹, DENG Wang-qun², CHEN Xiaoming¹

(China Aviation Power Plant Research Institute, Zhuzhou 412002, China;

2. College of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,
Nanjing 210016, China)

Abstract: The mathematic model of 3D cycle symmetry finite element was established using PATRAN software. MSC/MARC software was used to perform the analysis of axial preload. Axial preloads have been determined for the central tension rod and small tension rod of a turbo-shaft engine combined compressor. The calculated results were verified by the related experiment. Finally, an effective way is proposed for axial preload calculation of similar rotor.

Key words: aerospace propulsion system; turbine shaft engine; combined compressor; axial preload calculation method

现代小型涡桨、涡轴发动机多采用圆弧端齿及施加轴向预紧力的中心拉杆来连接各个转动件。这种连接方式具有轴系同心精度良好及易于装拆等优点。为保证转子的正常安全运转, 需要在装配时施加适当的轴向预紧力。因此, 确定中心拉杆预紧力是一个很关键的问题。预紧力过小, 转子

不能正常连接和运转, 预紧力过大则会使拉杆及其它零件的强度储备降低^[1]。如何保证结构具有合适的轴向预紧力是一项困难而复杂的工作, 因为转子不但零件数目多、形状复杂, 而且在工作时承受的载荷也非常复杂(除轴向预紧力外, 还包括离心力、气动力、热载荷及机动载荷等)。此外, 当

收稿日期: 2003-12-24; 修订日期: 2004-05-11

作者简介: 郭飞跃(1972-), 男, 湖南攸县人, 中国航空动力机械研究所工程师, 主要从事航空发动机强度计算及转子动力学研究

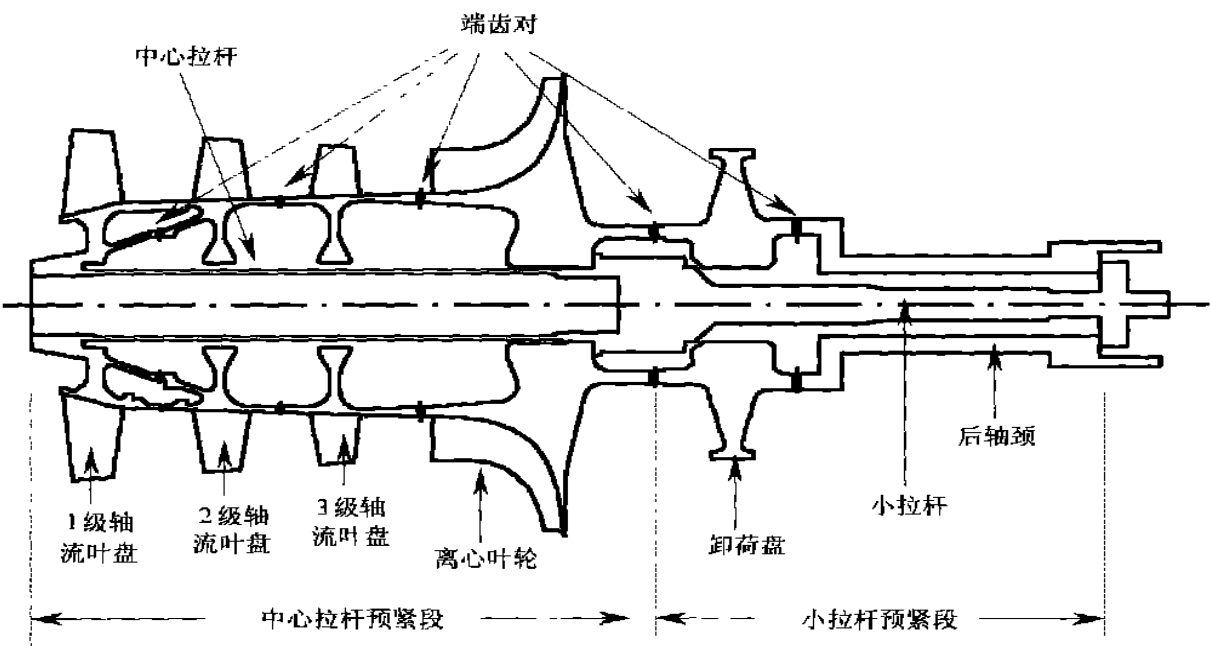


图 1 组合压气机转子结构简图
Fig 1 Structure diagram of combined compressor

转子连接采用分段预紧时,各段预紧力会相互影响,进一步增加了拉杆预紧力确定的复杂性。通常,为保证转子安全可靠地工作,确定轴向预紧力时,需遵循以下准则^[1]:(1)保证转子工作时各连接面不松开,即要求预紧力大于转子工作时,在各种载荷作用下可能出现的最大松弛力;(2)保证转子工作时各相关零部件不损坏,即要求转子工作时在预紧力与其它载荷共同作用下也不致引起任一相关零部件的损坏;(3)对于分两段预紧力的情况,要求后装配段的预紧力小于先装配段的预紧力;(4)保证转子具有良好的动力特性,即要考虑预紧力对转子动力特性的影响。其中,第 4 条准则可在预紧力确定后通过转子动力特性计算来校核。在确定预紧力时可以先不予考虑。

本文应用三维循环对称有限元方法计算某型涡轴发动机组合压气机转子中心拉杆和小拉杆的轴向预紧力,并通过组合压气机的相关试验对计算确定的轴向预紧力进行了验证。

1 组合压气机转子结构

组合压气机由 3 个整体轴流叶盘、一个离心叶轮、一个卸荷盘、后轴颈、中心拉杆、小拉杆等零部件组成,轴流叶盘之间、轴流叶盘和离心叶轮之间、离心叶轮和卸荷盘之间、卸荷盘和后轴颈之间通过五对圆弧端齿连接,由中心拉杆和小拉杆分段提供轴向预紧力组成一个整体,其结构简图如图 1 所示。整个转子由两个轴承支承于机匣上,前端(轴流叶盘端)轴承为止推轴承,可承受轴向力及径向力,后端(后轴颈端)轴承为滚棒轴承,只承受径向力。

2 计算原始数据

2.1 材料数据

转子主要零部件采用的材料及材料性能^[2]分别列于表 1~ 表 3。

表 1 零部件采用的材料及材料密度
Table 1 Materials and materials' density of parts and components

零部件名称	材料	密度/(10 ³ kg/m ³)
轴流叶盘和离心叶轮	钛合金	4.6
卸荷盘、后轴颈、中心拉杆和小拉杆等	合金钢	7.8

表 2 材料弹性模量及泊松比
Table 2 Young's modulus and poisson ratio of materials

材料	温度/°C	室温	100	200	250	300	350	400	450	500
钛合金	弹性模量/GPa	110	—	98.6	—	97.4	—	92.1	81	—
	泊松比	0.311	0.321	0.376	0.418	0.38	0.418	0.323	0.356	—
合金钢	弹性模量/GPa	203	—	184	—	175	—	163	—	142
	泊松比	0.27	—	0.22	—	0.19	—	0.16	—	—

表 3 材料线膨胀系数($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)
Table 3 Linear expansion factor of materials($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)

温度/°C		20~ 100	20~ 200	20~ 250	20~ 300	20~ 350	20~ 400	20~ 450
材料	钛合金	—	9.1	9.2	9.4	9.5	9.7	9.8
	合金钢	9.5	10.2	—	10.7	—	11.1	11.3

2.2 载荷数据

作用在转子上的载荷有: 转子自身的离心力、气动力、热载荷以及机动飞行所产生的过载和陀螺力矩。除机动过载(对于轴向机动过载, 因其具备循环对称性, 可以在计算中加以考虑)和陀螺力矩外, 其余载荷都具有循环对称性。已有计算结果表明^[1]: 机动过载和陀螺力矩对转子轴向预紧力影响不大。为了保持转子的循环对称性, 在本文计算中忽略机动过载及陀螺力矩。

2.2.1 温度场

转子在设计点工作时的温度场见图 2(温度越低, 颜色越深), 温度值介于室温~ 380°C之间, 后轴颈为室温。温度载荷施加于节点上。



图 2 转子温度场
Fig. 2 Temperature field of rotor

2.2.2 气体轴向力及力矩

气体轴向力及力矩按力的等效原则施加在相应的轮盘外缘上。

在设计点工作时, 各级轴流叶盘和离心叶轮所受到的气体轴向力及力矩见表 4。轴向力方向

以指向进口方向为正, 力矩方向以顺气流方向看顺时针为正。

表 4 气体轴向力及力矩
Table 4 Axial force and moment of gas

零部件	轴向力/N	力矩/(N·m)
一级轴流叶盘	432.950	50.40
二级轴流叶盘	555.498	52.72
三级轴流叶盘	519.121	53.25
离心叶轮	10 328.887	219.55

2.2.3 叶片离心力

在本文计算模型中不包括叶片, 将叶片工作时的离心力作为外力处理, 即将叶片的等效离心力作为均布径向力施加于轮盘外缘。

在设计点转速下各级轴流叶盘和离心叶轮的叶片离心力见表 5。

2.2.4 卸荷盘两侧的气压力

在设计点工作时, 卸荷盘 2 个侧面受到的气压力是不一样的, 靠近离心叶轮的一侧压力为 0.5 MPa, 另一侧为 0.1 MPa。

2.2.5 计算转速

本文的计算转速为转子的设计点工作转速。

表 5 叶片离心力
Table 5 Centrifugal force of blades

叶片位置	离心力/ N
一级轴流叶盘的叶片	3.40×10^5
二级轴流叶盘的叶片	2.22×10^5
三级轴流叶盘的叶片	1.84×10^5
离心叶轮的叶片	7.27×10^5

2 2 6 初始轴向预紧力

用有限元方法计算转子轴向预紧力时, 必须事先对转子施加初始轴向预紧力, 该初始轴向预紧力并不是转子实际所要加的预紧力, 而是为了计算需要给定的参考值, 其最大值通过相应的拉杆强度校核得到。计算中实际施加的初始轴向预紧力是不大于最大值的一系列值。

3 计算方法和计算模型

3 1 计算方法

计算转子轴向预紧力时, 参照文献[1], 对转子几何结构及载荷进行合理简化, 建立转子的循环对称接触三维有限元模型。

采用 MSC/PA TRAN 软件建立转子的循环对称接触三维有限元模型。模型采用足够细密的网格, 这样不但能够精确地模拟实际转子的几何形状, 而且因为温度载荷是施加在网格节点上的, 也就能比较好地模拟实际转子的温度场。计算由 MSC/MARC 软件完成。鉴于模型中存在大量的滑移接触, 计算中利用了 MARC 软件的载荷分步施加功能将各种载荷依次缓慢施加到模型上, 这能确保获得正确的计算结果^[3] (但会增加计算机时), 同时也可以要求 MARC 保留中间步骤的计算结果, 如此可以通过分析中间步骤计算结果得到各种载荷对预紧力的贡献。

计算前先假定若干初始预紧力, 通过有限元计算得出相应的残余预紧力, 分析初始预紧力及相应残余预紧力即可得到合适的转子轴向预紧力。

3 2 计算模型

在建立组合压气机转子的计算模型时, 对结构细节作了如下简化: (1) 忽略零件上小的倒角、圆角、凹槽、键齿、孔等; (2) 忽略一些小零件如衬套、垫片等; (3) 把第三级轴流叶盘与离心叶轮间

的端齿数由 22 改为 24, 从而可以取整个转子的 1/6 扇形段进行预紧力计算。根据已有经验, 这些简化不会对计算结果产生任何实质性的影响。此外, 建立带端齿零件的有限元网格模型时, 一般无法采用通用软件提供的自动划分功能进行六面体网格划分。本文采用的是在带端齿零件中划分出两个过渡段 (如图 3 所示), 即零件左端齿、主体部分、过渡段 I、过渡段 II、零件右端齿。各部分分别生成疏密程度不一样的六面体网格, 然后用节点等效的方法将各部分连接成整个零件的网格模型。在这一过程中需要注意的是过渡段 I 的几何形状必须足够简单, 以便能对其采用软件的六面体单元自动划分功能, 实现不同疏密程度网格的自动过渡。建立的转子有限元网格图见图 4。

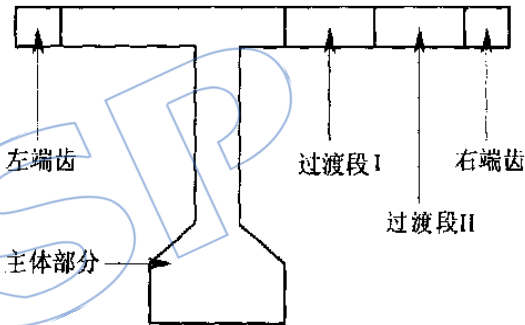


图 3 零件划分图

Fig 3 Scheme of dividing part

组合零件的有限元网格可以得到转子的计算模型 (见图 5), 模型全部采用六面体单元, 共有 22 196 个节点, 14 844 个单元。图 5 中各端齿之间、定距环与离心叶盘及中心拉杆之间、小拉杆与后轴颈之间均定义滑移接触。

计算的边界条件为约束转子左端面 (图 5 中的 A 端面) 的轴向及周向位移。

4 计算结果及分析

经过无量纲处理之后的计算结果见表 6、表 7。表 6、表 7 中的数据用图形表示即可得到图 6、图 7。

图 6 中的曲线由水平线和斜直线 (近似) 两部分组成。水平线的产生是由于计算时给定的小拉杆初始预紧力太小, 不足以抵消卸荷盘因气压力而产生的 x 正方向 (见图 5) 的载荷, 造成由小拉杆提供预紧的转子段出现松脱现象。水平线与斜直线 (近似) 的交点即为保证转子不出现松脱现象时小拉杆的最小初始预紧力。斜直线表明由小拉

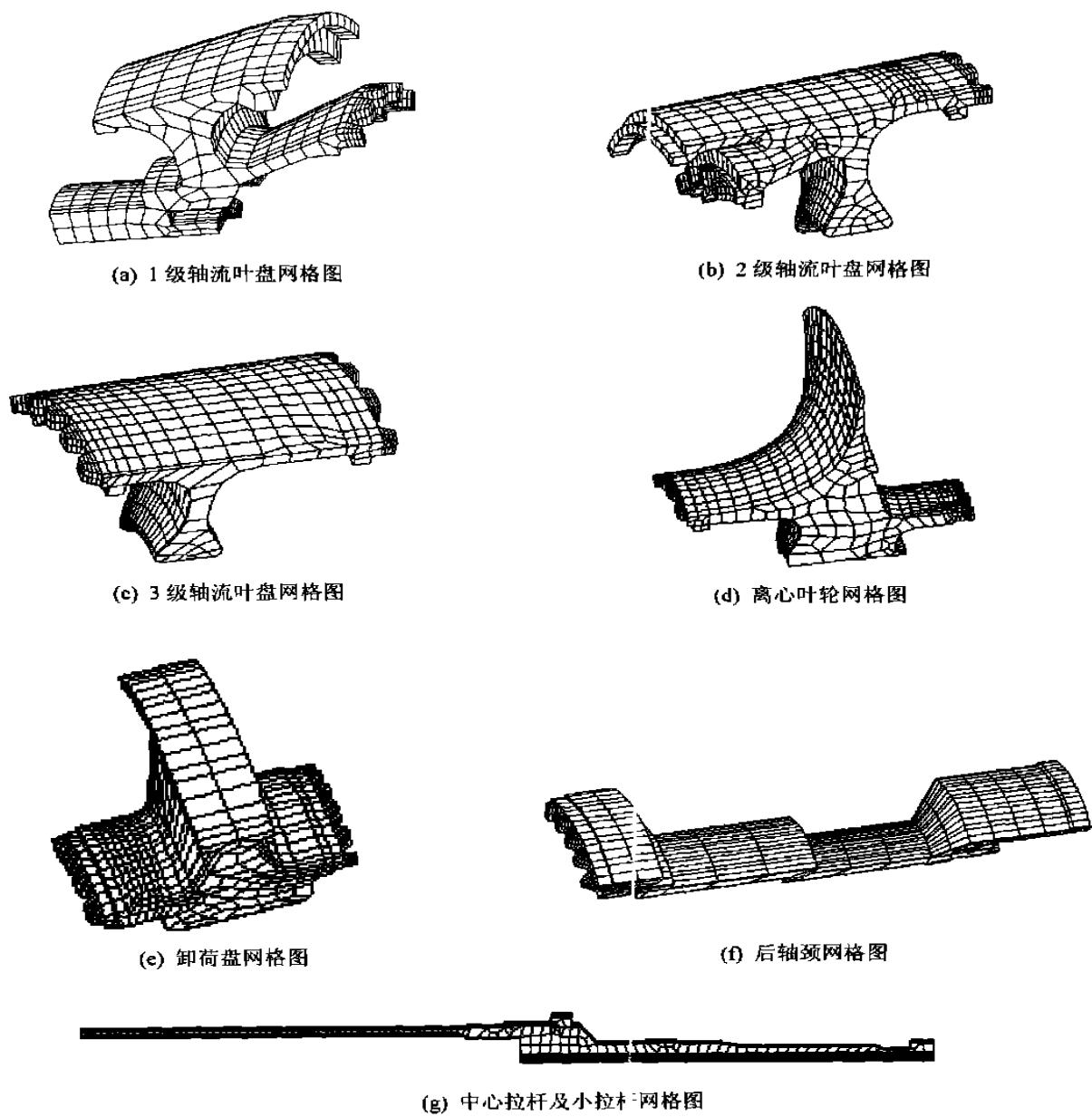


图 4 零部件网格图

Fig 4 Grid drawing of parts and components

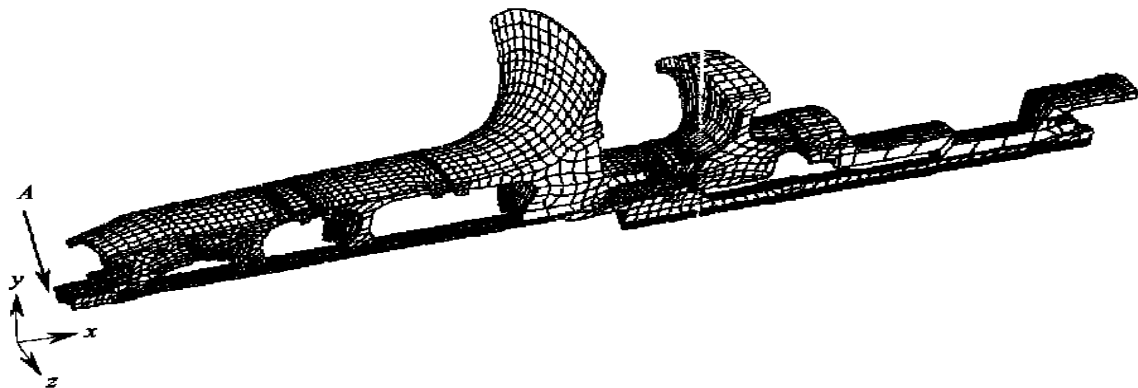


图 5 转子计算模型

Fig 5 Calculation model of rotor

杆提供预紧力的转子各零部件间不出现松脱现象时小拉杆的残余预紧力与初始预紧力基本上成线性关系。

表 6 小拉杆预紧力计算结果
Table 6 Calculation results of axial preload
of small pull rod

初始预紧力	残余预紧力
7.37	2.40
7.23	2.30
7.08	2.17
6.22	1.41
5.79	1.03
5.48	0.75
5.08	0.75
4.36	0.75

由于中心拉杆的残余预紧力的大小受小拉杆残余预紧力的影响, 因此不能根据表 7 直接判定由中心拉杆提供预紧力的转子各零部件间是否存在松脱现象。应该在每次计算后利用软件的后处理功能查看由中心拉杆提供预紧力的转子各零部件间是否存在接触力, 才能判定相应中心拉杆初始预紧力是否合适。

表 7 中心拉杆预紧力计算结果
Table 7 Calculation results of axial preload
of center pull rod

初始预紧力	残余预紧力
11.12	3.06
10.69	2.70
10.26	2.35
9.83	2.00
9.40	1.65
8.97	1.30
8.54	0.97

图 7 表明中心拉杆的残余预紧力与初始预紧力基本上也成线性关系。

计算得到的预紧力一般为一个范围, 从理论上讲, 图 6 中斜直线(近似)上的任意点都满足组合压气机小拉杆轴向预紧力的要求, 图 7 中斜直线(近似)上的任意点都满足组合压气机中心拉杆轴向预紧力的要求, 而实际上还要结合已有工程

经验综合确定。本文计算结果为最终确定组合压气机轴向预紧力提供了直接的、有力的支持。后续

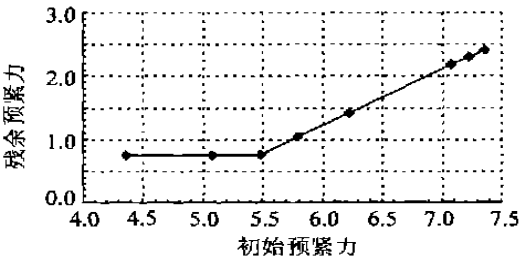


图 6 小拉杆初始轴向预紧力与残余轴向预紧力
关系曲线

Fig 6 Calculation results of initial axial
preload and residual axial preload
of small pull rod

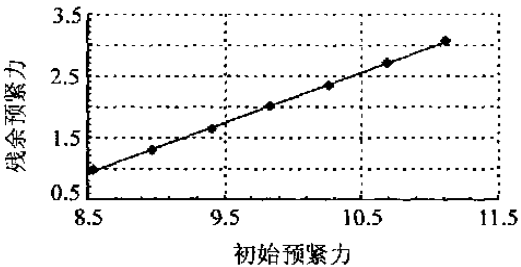


图 7 中心拉杆初始轴向预紧力与残余轴向预紧力
关系曲线

Fig 7 Calculation results of initial axial
preload and residual axial preload
of center pull rod

试验表明根据本文的计算结果并结合工程经验所确定的轴向预紧力满足组合压气机的实际工作需要。

5 试验验证

通过计算分析确定了轴向预紧力的组合压气机转子, 在压气机试验台上进行了一系列的试验, 包括性能试验、放气试验、超转试验等。试验后的检查表明转子各零部件之间均没有出现零部件松脱或破坏现象, 验证了根据本文计算结果并结合工程经验所确定的轴向预紧力是合适的。

6 结 论

本文采用 PATRAN 软件建立的有限元网格模型能够比较精确地模拟实际转子。采用 MSC/MARC 软件得到了在已知载荷下转子轴向预紧力较高精度的计算结果, 并结合工程经验确定了

某涡轴发动机组合压气机转子在设计点时中心拉杆和小拉杆的初始轴向预紧力和残余轴向预紧力, 所确定的轴向预紧力经试验验证是合适的。本文的研究为同类转子轴向预紧力的确定提供了参考。

参考文献

[1] 尹泽勇, 欧园霞, 任培正, 等 航空发动机设计手册: 叶片轮

盘及主轴强度分析(第 18 册)[Z]. 北京: 航空工业出版社, 2001
[2] 北京航空材料研究所主编 航空发动机用材料数据手册 [Z]. 北京: 中国航空发动机总公司, 1990
[3] MSC Software 公司 MARC 用户手册[Z]. MSC Software 公司, 2000