文章编号:1000-8055(2013)10-2235-05

整体叶盘结构强度减振一体化设计方法

余学冉，陆 山
(西北工业大学 动力与能源学院，西安 710072)

摘 要：基于软件 ANSYS,建立了整体叶盘参数化模型.结合轮盘强度设计应力标准,借助 ANSYS 优化模块,获得了满足强度要求的最轻整体叶盘模型.分析了整体叶盘的振动特性,研究了轮盘和叶型参数调整对整体叶盘固有频率的影响.在此基础上,研究了通过改变缘板厚度、罩量及叶型厚度等参数使整体叶盘避开低阶激振的结构设计方法.研究结果表明:对于鼓筒约束的整体叶盘,轮盘参数调整可提高整体叶盘低阶耦合振动频率与 4E 激振频率在最大转速的裕度为 2.2%,而叶型参数调整对此裕度的影响可达 8%.最终获得的整体叶盘模型在 1 阶振动避开 5E 以下激振,并与 4E 激振频率在最大转速的裕度达 10.8%的基础上达到质量最轻,因避频质量增加 4.77%,说明整体叶盘结构强度减振一体化设计方法是可行的.

关 键 词：整体叶盘；耦合振动；减振结构设计；结构强度设计；低阶激振
中图分类号：V232.3 **文献标志码**：A

Integrative design method of blisk considering structure strength and resonant vibration avoidance

YU Xue-ran，LU Shan
(School of Power and Energy，
Northwestern Polytechnical University，Xi'an 710072，China)

Abstract：The parametric model of blisk was established based on the software of ANSYS. The blisk model with minimum mass and sufficient structure strength，along with stress criterion of the strength design for disk，was accomplished through optimization module of ANSYS. The vibration characteristics of blisk was analyzed，and the influence of the adjustment of disk parameters and blade profile parameters on the nature frequency of blisk were studied. On this basis，the structure design method of blisk considering avoidance of low order excitation was studied through the adjustment of different structural parameters，such as rim thickness，blade lean and blade profile thickness. According to the research statistics，the adjustment of disk parameters can increase the margin between the frequencies of low order coupled vibration and 4E excitation by 2.2% at the maximum rotation speed for the drum-constrained blisk，and the margin increase can be 8% by adjustment of blade profile parameters. The integration design method of blisk considering structure strength and resonant vibration avoidance is feasible，as the margin between the frequencies of 4E excitation and 1st vibration of the final blisk with the minimum mass is up to 10.8% with insulation from 5E excitation at the loss of 4.77% mass increase.

收稿日期:2012-10-15
网络出版地址:
作者简介:余学冉(1984－),男,安徽合肥人,硕士生,研究方向为航空发动机强度与振动.

Key words: blisk; coupled vibration;
structure design with resonant vibration avoidance;
structure strength design; low order resonance vibration

在第 3 代及第 4 代航空发动机中,整体叶盘已经得到了广泛应用[1]. 与传统榫连接轮盘相比,整体叶盘的盘体更薄,盘叶刚度相差不多,同时无榫结构设计也大大减少了盘叶振动阻尼,因此盘叶耦合振动问题更为突出. 国内外关于整体叶盘振动的研究大多集中在失谐振动[2]、振动局部化[3]和盘叶耦合振动固有模态[4]问题上,在振动抑制[5-6]方面的研究也有相关的文献发表,调频设计[7]方面的文献相对很少,而基于盘叶耦合振动和结构强度设计的结构强度减振一体化设计方面的研究鲜见相关文献发表.

在现代航空发动机整体叶盘结构中,轮盘的轴向约束大致可以分为轮心约束和鼓筒约束两类,高压压气机轮盘之间多采用鼓筒连接,因此,本文着重分析了鼓筒约束下的整体叶盘振动,筛选并研究了轮盘和叶型参数调整对整体叶盘固有频率的影响,对整体叶盘减振设计方法进行了探讨.

1 整体叶盘模型的建立

本文利用软件 ANSYS,建立了某型压气机整体叶盘 1/43 扇段的参数化模型,轮盘型面使用自编程序进行初步设计[8],叶片采用某型发动机高压第 1 级叶型数据. 该级压气机使用的材料为 TC11,压气机的主要设计参数如表 1 所示,其中将相对转速简称为转速(下同).

以质量为目标函数,采用轴对称模型优化轮盘型面,三维循环对称模型优化盘缘板厚度、喉道和叶根半径,轴对称和三维优化迭代进行的优化策略[9],得到满足结构强度设计应力标准[10]的最轻整体叶盘模型,在此模型基础上,建立了带鼓筒的整体叶盘模型(简称原始模型,下同). 该模型在缘板垂直于旋转轴的面上建立了一个长度和宽度与缘板相同,但厚度比缘板小的薄筒. 模型如图 1 所示.

表 1 压气机主要设计参数

Table 1 Main design parameters of compressor

轮盘内径/mm	轮盘外径/mm	设计转速/%	工作温度/℃
53.5	228	100	213

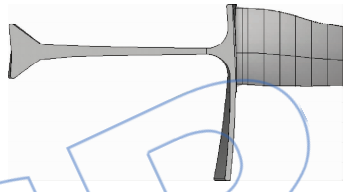

图 1 带鼓筒的整体叶盘模型

Fig. 1 Blisk model with drum

2 整体叶盘振动分析

根据鼓筒结构的特点,本文在鼓筒垂直于旋转轴的面上施加轴向位移约束,以整体叶盘在 100%设计转速下的应力分析结果作为预应力,对整体叶盘进行模态分析.

2.1 整体叶盘耦合共振

由于循环对称结构的特性,盘叶耦合共振需满足如下两个条件[11]:①激振力的频率与整体叶盘固有频率相等;②激振力的阶次等于整体叶盘耦合振动的节径数. 各阶振型需分析的节径数最大为 $N/2$(N 为叶片数). 连接各节径下同一阶频率随转速变化的曲线与激振频率线的交点即可得到整体叶盘的耦合振动图. 经过有限元分析,1 阶耦合振动 0~21 节径的频率如表 2 所示,其相应的耦合共振曲线如图 2 所示.

表 2 整体叶盘 1 阶耦合振动频率

Table 2 1st coupled vibration frequencies of blisk

节径数	10%设计转速频率/Hz	20%设计转速频率/Hz	50%设计转速频率/Hz	90%设计转速频率/Hz	100%设计转速频率/Hz	110%设计转速频率/Hz
0	367	374	421	524	555	586
1	732	743	814	965	994	1011
2	881	888	933	1044	1079	1116
10	914	921	967	1078	1113	1151
21	931	938	983	1094	1129	1166

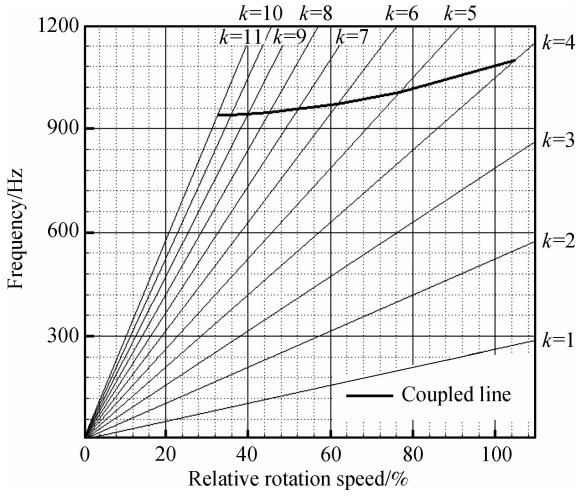

图 2　整体叶盘 1 阶耦合共振曲线

Fig. 2　Curves of 1st coupled resonant vibration of blisk

由表 2 中数据可知,除 0 节径的节圆型振动之外,随着节径数的增加,整体叶盘固有频率增大,实际上,由于节径能强化轮盘的刚度,节径数越多自然轮盘刚度越强,也就越趋近于根部固支的单个叶片的固有频率,这与文献[12-13]的分析结果是一致的. 由盘叶耦合振动的振型图可以知道,盘叶耦合振动是叶片的弯扭振动和轮盘节圆节径振动的复合,因此,盘叶耦合振动可以分为轮盘主导的振动和叶片主导的振动,由于叶片和轮盘刚度的差异,轮盘主导的振动必然伴随着叶片的振动,而叶片主导的振动中轮盘几乎未参与.

由整体叶盘原始模型 1 阶耦合共振图(图 2)可以知道,1E～3E(nE 表示 n 倍发动机圆周频率)激振不会引起整体叶盘的耦合共振,由耦合振动的激振条件可知,当激振阶次大于整体叶盘的最大节径数(即叶片数的一半)时,不会引起整体叶盘的耦合共振. 因此,高压导向叶片产生的 37E 激振和后一级转子叶片产生的 76E 激振都不会引起整体叶盘的耦合共振. 但是 4E 及以上的低阶激振能够引起盘叶耦合共振. 4E 激振频率与原始模型相应 1 阶振动频率在最大转速的裕度仅为 2.8%,根据设计准则[10]对盘叶耦合振动的相关规定,低阶振型模式,如 1 阶弯曲 2 节径、1 阶弯曲 3 节径、2 阶弯曲 2 节径于最大转速在 2E 以上激振至少有 5%的裕度,因此,需要对此整体叶盘局部参数进行调整,以避开发动机的 4E 激振或保留足够的裕度.

2.2　整体叶盘驻波共振分析

通过对原始模型进行模态分析,得到整体叶盘轮盘盘主导的 2～4 节径型振动频率依次为1811, 1939 Hz 和 3077 Hz,其所对应的相对(设计转速)驻波共振转速为 345.6%,246.7%和 293.6%,远大于发动机的工况转速. 而多节径振动由于其频率较高,在临界转速下的振动不会很激烈[14],因此,在发动机工况转速范围内不会发生整体叶盘驻波共振.

3　轮盘参数调整

3.1　改变缘板厚度

原始模型 2 节径以上的 1 阶振动基本为叶片主导的耦合振动,可以通过增加缘板厚度来增强叶根处的约束,进而改变整体叶盘的 1 阶振动频率. 为此,在进行轴对称-三维迭代优化时,取缘板最小厚度为 8 mm(原始模型为 5 mm),经过结构强度迭代优化获得最轻的缘板增厚模型,经模态分析得到其 1 阶耦合共振曲线如图 3 所示.

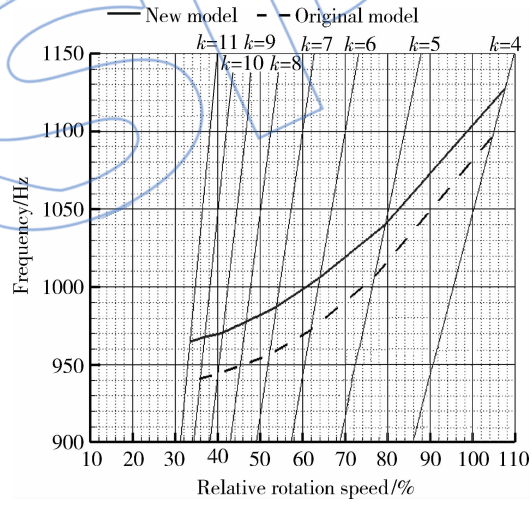

图 3　缘板增厚模型的整体叶盘 1 阶耦合共振曲线

Fig. 3　Curves of 1st coupled resonant vibration of blisk with thickened rim

由图 3 中振动曲线可知,当缘板厚度由 5 mm 增加至 8 mm 时,整体叶盘 1 阶各节径的振动频率均增大,并且,低于 4E 的激振不会引起整体叶盘的耦合共振,4E 激振频率与相应 1 阶振动频率在最大转速的裕度约为 5%,能够满足整体叶盘耦合共振避开低阶激振的要求.

3.2　改变鼓筒厚度

增加鼓筒厚度可以提高叶片根部的支承刚度,进而提高叶片固有频率. 将原始模型中鼓筒厚度由 2 mm 改为 4 mm,经过耦合共振分析,鼓筒厚

度增加也能使得整体叶盘 1 阶各节径振动频率增大，并且相应节径的 1 阶振动频率与 4E 激振频率在最大转速的裕度增加至 4.0%.

3.3 罩量调节

在发动机设计中，经常使用叶片罩量调节来平衡气动弯矩，而罩量调整也会引起整体叶盘的局部结构和刚度发生变化. 因此，有必要研究罩量调整对整体叶盘耦合共振的影响.

本文采用工程上常用的直线型截面重心积叠曲线. 在工程上，将叶片向与其所受气体力的方向偏移一定角度，总体的偏移角度应该不大于 1°. 经过计算分析，罩量调节仅能将整体叶盘相应节径的 1 阶振动频率与 4E 激振频率在最大转速的裕度提高 0.5%.

3.4 调节结果分析

根据以上分析结果，缘板厚度和鼓筒厚度调整都能够提高整体叶盘模型的 1 阶耦合振动频率，使得 4E 以下激振不会引起整体叶盘的耦合振动，且相关节径的低阶振动频率与 4E 激振频率在最大转速的裕度达到 4%～5%. 罩量调整对原始模型 1 阶耦合振动频率的影响较小. 缘板厚度的增加使得整体叶盘的质量增加了 14.8%，代价较大. 轮盘其余参数的调整，如轮心半径的调整，当轮盘轮心半径由 53.5 mm 提升至 70 mm 时，整体叶盘的 1 阶 2 节径以上的耦合振动频率仅增加 0.3%，对提高整体叶盘 1 阶振动频率与 4E 激振频率在最大转速的裕度没有明显效果.

4 叶型参数调整

在压气机常规叶型设计方法中，叶型性能主要取决于中线形状和叶型厚度分布，中线形状决定了叶型的弯度分布，在一定程度上也决定了功的分布，厚度分布主要影响叶面的曲率，同时决定了叶型表面的压力分布[15]. 在不改变这两个参数的情况下，对叶型的厚度进行适当调整.

经过计算分析，在本文的模型中，叶片截面离缘板越远，截面厚度的变化对整体叶盘叶片主导的低阶节径型耦合振动频率的影响就越大，因此，本文通过调整原始模型 8 个截面中的 1 截面～4 截面的叶型数据(从叶根至叶尖方向，依次定义为 1 截面～8 截面)，实现叶型厚度调整. 在进行叶型厚度优化时，基于强度考虑，应使得叶型增厚之后的叶片各截面平均径向应力不增加，因此，将叶片靠近叶根处的 1 截面～3 截面的平均径向应力和 1 阶 4 节径振动频率设为状态变量；以盘叶质量为目标函数. 结构优化后的结果如表 3 所示.

表 3 叶型优化结果

Table 3 Optimization result of blade profile

参数	叶型优化前	叶型优化后
1 截面平均径向应力/MPa	143	135
2 截面平均径向应力/MPa	142	131
3 截面平均径向应力/MPa	121	108
1 阶 4 节径振动频率/Hz	1078	1150
1 阶振动频率与 4E 激振频率在最大转速的裕度/%	2.8	9.7

由表 3 可以看出，在增加叶型厚度之后，叶片各关键截面的平均径向应力都略微降低，整体叶盘 1 阶 4 节径的振动频率增加至 1150 Hz，整体叶盘 1 阶振动频率与 4E 激振频率在最大转速的裕度达到了 9.7%. 由于此时的叶片质量发生变化，需对整体叶盘模型再次进行轴对称-三维迭代优化，获得同时满足强度和振动要求的最轻模型，其耦合共振曲线如图 4 所示.

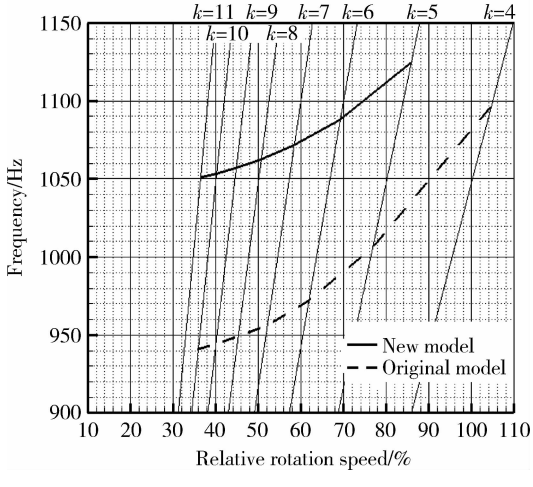

图 4 叶型增厚模型的整体叶盘 1 阶耦合共振曲线

Fig. 4 Curves of 1st coupled resonant vibration of blisk with thickened blade profile

由图 4 可以看出，5E 以下低阶激振不会引起整体叶盘的耦合共振，并且 4E 激振频率在最大转速附近与整体叶盘 1 阶振动频率的裕度达到了

10.8%，满足了设计准则对低阶激振频率避开的要求. 避频设计的代价为整体叶盘的总质量增加了 4.77%，轮盘质量仅仅增加了 2.7%，由此可见，通过改变叶型参数避频，并结合盘叶结构强度优化，是一种可行的结构强度减振一体化设计方法.

5　结　论

本文对鼓筒约束下的整体叶盘模型的耦合振动进行了分析. 通过分析可知，轮盘参数和叶型参数调整都能够在不同程度上改变整体叶盘的低阶振动频率. 鼓筒约束下的整体叶盘，其 1 阶 2 节径以上振动基本为叶片振动，轮盘部分几乎未参与，因此，通过调整轮盘缘板厚度避频虽能达到设计准则的要求，但质量代价较大. 与之相比，采用增加叶型厚度来避频的方法效果明显，在不改变叶型最大厚度位置和中线形状，并满足盘叶结构强度要求的情况下，增加叶型厚度使得整体叶盘避开了 5E 以下低阶激振引起的整体叶盘耦合振动，并且整体叶盘 1 阶振动频率避开 4E 激振频率的裕度达 10.8%，其代价为整体叶盘质量增加 4.77%.

参考文献：

[1] 黄春峰. 航空发动机整体叶盘结构及发展趋势[J]. 现代零部件，2005(4)：96-101.
HUANG Chunfeng. Structure and development of blisk [J]. Modern Component，2005(4)：96-101. (in Chinese)

[2] Chan Y J，Ewins D J. Prediction of vibration response levels of mistuned integral bladed disks (blisks)：robustness studies[J]. Journal of Turbomachinery，2012，134(4)：044501.1-044501.7.

[3] 王建军，许建东，李其汉. 失谐叶片-轮盘结构振动局部化的分析模型[J]. 汽轮机技术，2004，46(4)：256-259.
WANG Jianjun，XU Jiandong，LI Qihan. Analytical models of mistuned bladed disk assembles：a review[J]. Turbine Technology，2004，46(4)：256-259. (in Chinese)

[4] 葛长闯，王建军，刘永泉. 失谐多级整体叶盘振动模态特性定量评价方法研究[J]. 航空发动机，2012，38(1)：25-28.
GE Changchuang，WANG Jianjun，LIU Yongquan. Quantitative assessment method of vibration mode characteristics for mistuned multistage blisk[J]. Aeroengine，2012，38(1)：25-28. (in Chinese)

[5] Laxalde D，Thouverez F，Lombard J P. Forced response analysis of integrally bladed disks with friction ring dampers[J]. Journal of Vibration and Acoustics，2010，132(1)：011013.1-011013.9.

[6] Zhou B，Thouverez F，Lenoir D. An adaptive control strategy based on passive piezoelectric shunt techniques applied to mistuned bladed disk[C]//Proceeding of Fifth International Conference on Advanced Computational Methods in Engineering. Liège，Belgium：University of Liège，2011：1-12.

[7] WANG Mei，LU Shan，GU Yuanxing. The methods of frequency modulation of fan blade[C]//Proceeding of the 4th ICMEM. Suzhou：International Conference on Mechanical Engineering and Mechanics，2011：228-231.

[8] 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.

[9] 陆山，鲁冯杰. 基于 ANSYS 的整体叶盘结构优化设计[J]. 航空动力学报，2012，27(6)：128-1224.
LU Shan，LU Fengjie. Optimization design method of blisk based on the ANASYS[J]. Journal of Aerospace Power，2012，27(6)：128-1224. (in Chinese)

[10] 吕文林. 航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则：第 2 册[R]. 北京：中国航空工业总公司发动机系统工程局，1997：269-270.

[11] 王延荣，田爱梅. 叶/盘结构振动分析中几个问题的探讨[J]. 推进技术，2002，23(3)：233-236.
WANG Yanrong，TIAN Aimei. Several issues in the implementation of vibration analysis of bladed disk[J]. Journal of Propulsion Technology，2002，23(3)：233-236. (in Chinese)

[12] 周传月，邹经湘，闻学友，等. 燃气轮机叶片-轮盘耦合振动特性计算[J]. 航空学报，2000，21(6)：545-547.
ZHOU Chuanyue，ZOU Jingxiang，WEN Xueyou，et al. Calculation of the blade-disc coupled vibration characteristics of a gas turbine[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica，2000，21(6)：545-547. (in Chinese)

[13] 赵卫强，刘永贤，鲁墨武. 某航空发动机压气机叶片轮盘耦合振动分析[J]. 机械设计与制造，2010(5)：116-118.
ZHAO Weiqiang，LIU Yongxian，LU Mowu. Coupling vibration analysis of an aeroengine compressor blade-disc system[J]. Machinery Design & Manufacture，2010(5)：116-118. (in Chinese)

[14] 吕文林. 航空发动机强度计算[M]. 北京：国防工业出版社，1988.

[15] 张晓东，吴虎，黄健，等. 跨音速轴流压气机叶片造型及数值仿真[J]. 计算机仿真，2008，25(12)：58-61.
ZHANG Xiaodong，WU Hu，HUANG Jian，et al. Blade form and numerical investigation of transonic compressor [J]. Computer Simulation，2008，25(12)：58-61. (in Chinese)