

航空发动机双转子系统临界转速求解方法^{*}

张大义, 刘烨辉, 梁智超, 马艳红, 洪 杰

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对航空发动机转子动力学设计需求, 将有限元法与振型筛选法相结合, 提出适于工程应用的临界转速求解方法, 结合算例详细论述了完全法和缩减法的求解过程。研究表明: 两种求解方法的结果完全一致, 而缩减法求解过程迭代次数少, 更为方便; 某双转子系统, 顺转时存在5阶临界转速, 而反转时在相同的转速范围内将增加 $n=3$, $n=4$ 和 $n=5$ 的反进动临界转速, 临界转速的密集性导致反转转子的动力学设计更为复杂。

关键词: 转子动力学; 双转子系统; 临界转速; 反转; 振型筛选

中图分类号: V233

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2015) 02-0292-07

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2015.02.018

Prediction for Critical Speed of Double Spools System in Aero Engines

ZHANG Da-yi, LIU Ye-hui, LIANG Zhi-chao, MA Yan-hong, HONG Jie

(School of Energy and Power Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: According to the rotor dynamical design requirements in aero engines, the critical speed prediction method for double spools system were put forward based on the finite element method and the vibration mode selection technique, and it was practical for solving engineering problems. The detailed solving process of the full method and the reduction method were discussed with a double spools example. It exhibited that the results obtained by both methods were exactly the same. However, the reduction method need less iterations and was more convenient to obtain the critical speed. The co-rotating double spools possessed five critical rotation speed, and the counter-rotating double spools had three more critical rotation speed in the same rotation speed range, whose modes were $n=3$, $n=4$ and $n=5$, respectively, caused by the anti-precession. The densification of the critical rotation speed would lead to the complexity in the rotor dynamical design in aero engines.

Key words: Rotor dynamics; Double spools; Critical rotation speed; Counter rotating; Selection by vibration modes

1 引 言

目前中美俄涡扇发动机多采用双转子设计, 其中高压转子使用带中介支点的支承方案在多个发动机中被广泛使用, 如图1所示, 即高压转子采用1-0-1, 低压转子采用0-2-1或1-1-1的支承方式。这类

结构可以使发动机长度缩短, 承力框架数目减少, 减轻重量; 同时高压转子后支点中介轴承会带来两个转子的振动耦合明显, 振动特性复杂, 增大转子动力学分析和设计的难度^[1]。

^{*} 收稿日期: 2014-03-31; 修订日期: 2014-04-21。

作者简介: 张大义 (1979—), 男, 博士, 副教授, 研究领域为航空发动机结构强度振动。E-mail: dayi@buaa.edu.cn

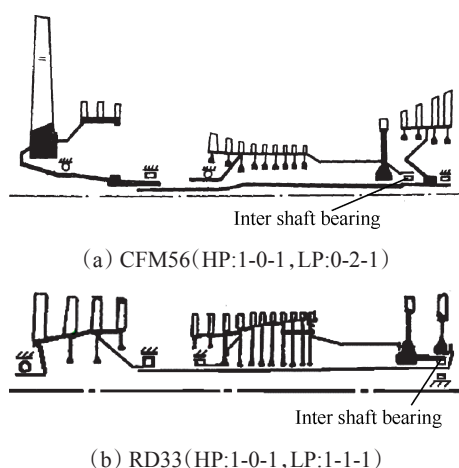


Fig. 1 Supporting scheme for two spools with inter shaft bearing

带中介轴承的航空发动机双转子系统可分为同向转动和反向转动两类,本文简称为顺转和反转,如美国CFM56和前苏联RD33发动机采用顺转设计,英国飞马、美国GE120、F136等发动机采用反转设计^[2,3]。在国内的双转子涡扇发动机中,顺转与反转设计均有采用。反转设计可以提高气动效率,减少导向器叶片数量甚至无导向器使重量减轻,同时也带来反转双转子系统振动模态特有的问题^[4,5]。

带中介双转子系统的振动特性分析一直是国内外转子动力学研究的重点问题之一。Gunter^[6]应用传递矩阵方法对同向转动和反向转动双转子系统的临界转速和不平衡响应进行了计算和分析。Pham^[7,8]采用改进的谐波平衡法对带有非线性挤压油膜阻尼器的双转子振动特性进行分析,获得了临界转速和振动响应随支承非线性的变化特性。航空发动机设计准则^[9]给出了某顺转双转子涡扇发动机和T700顺转双转子涡轴发动机的临界转速计算模型和顺转/反转双转子系统临界转速的大致描述,但并未给出详细的求解流程和分析方法。晏砺堂采用子结构传递矩阵法^[10]给出了顺转双转子的临界转速确定方法。陈果^[11]采用翟方法对顺转双转子系统的临界转速和振动响应特征进行了计算分析。徐可君^[12]采用改进的整体传递矩阵方法对顺转双转子系统临界转速进行了计算。

这些文献多是基于传递矩阵编制程序而建立的求解方法,这使得具有复杂结构特征转子系统的临界转速预测在工程应用中受到限制。有限元法虽然可以准确刻划具有复杂结构特征的转子系统,并且目前具备多种商用软件,但在有限元法中,转子临界

转速是通过求解特征方程得到的^[13]。在对特征方程求解时,又只能求解各转子转速给定情况下的系统特征值,这使得常规Campbell图无法直接用于双转子系统的临界转速求解^[14,15]。另一方面,上述文献并未给出反转双转子系统临界转速的详细求解方法。

本文基于通用有限元软件ANSYS,借助于其固有模态求解模块,给出顺转/反转双转子系统的临界转速求解方法。论述了振型筛选法的理论基础和物理意义,并通过某双转子算例,对完全法和缩减法进行临界转速求解的过程进行了系统和详细的论述,对相关研究工作具有重要的参考价值。

2 双转子系统临界转速

两个转子通过中介轴承相连,高压转子不平衡激励将通过中介支点传至低压转子,反之亦然。因此,高、低压转子不平衡激励都能激起双转子系统的共振,共振时所对应转速即为系统的临界转速^[10]。

高、低压转子的自转速度分别表示为 ω_H 和 ω_L ,在发动机中 ω_H 和 ω_L 受气动参数限制,存在着十分复杂的转速对应关系 $\omega_H=f(\omega_L)$,并且 $\omega_H>\omega_L$ 。高、低压转子公转速度分别表示为 Ω_H 和 Ω_L 。对于在临界转速附近工作的双转子系统,可近似认为只存在一个公转速度,一般表示为 $\Omega_H=\Omega_L=\Omega$ 。

2.1 物理描述

对于非共振状态,由于系统始终同时承受两个激励的作用,线性双转子系统的振动响应可认为是高、低压激励单独作用下的响应叠加,因此在发动机上的实测信号同时包含低压转速频率和高压转速频率。

在共振状态,以高压转子激起临界转速为例,此时高压转子不平衡激励下的振动响应成分被放大,因此双转子系统的公转速度为 $\Omega=\omega_H$ 。即高压转子作同步正进动,同时强迫低压转子作非同步正进动(顺转时)或非同步反进动(反转时)。

2.2 陀螺力矩的影响

仍然以高压转子激起临界转速为例,本节分析顺转与反转时陀螺力矩对振动特性的影响。

首先可得转速关系如式(1)所示。

$$\omega_H = \Omega \quad (1)$$

转子的陀螺力矩 M_g 的数值大小表达式为

$$M_g = J_d \left(1 - \frac{J_p}{J_d} \frac{\omega}{\Omega}\right) \Omega^2 \theta \quad (2)$$

式中 J_d 和 J_p 分别为转子的直径转动惯量和极转动惯量, θ 为转动角速度和进动角速度的夹角。

将式(1)代入式(2)中,可得高、低压转子产生的陀螺力矩影响分别如式(3)和(4)所示。

$$M_{gh} = J_{dh}(1 - \frac{J_{ph}}{J_{dh}} \frac{\omega_H}{\Omega}) \Omega^2 \theta = (J_{dh} - J_{ph}) \omega_H^2 \theta \quad (3)$$

$$M_{gl} = J_{dl}(1 - \frac{J_{pl}}{J_{dl}} \frac{\omega_L}{\Omega}) \Omega^2 \theta = (J_{dl} - J_{pl} \frac{\omega_L}{\omega_H}) \omega_H^2 \theta \quad (4)$$

式(3)中对于发动机中的叶盘而言,极转动惯量 J_p 一般是大于直径转动惯量 J_d 的,因此 M_{gh} 恒小于零。陀螺力矩为负值的物理意义是,高压转子进动带来的陀螺力矩效应将抑制高压转子的弯曲变形,相当于增强了轴的刚性,提高了临界转速。

式(4)则较为复杂,需要对顺转与反转进行分别分析。高、低压转子的转速可采用式(5)进行定性表示

$$\omega_H = a \omega_L \quad (5)$$

对于顺转双转子 $a > 1$; 对于反转双转子 $a < -1$ 。

将式(5)代入式(4)可得

$$M_{gl} = (J_{dl} - J_{pl} \frac{1}{a}) \omega_H^2 \theta \quad (6)$$

由式(6)可见,对于顺转双转子, M_{gl} 跟结构的转动惯量和转差关系曲线有关,可能为正也可能为负。对于反转双转子, M_{gl} 恒大于零。陀螺力矩为正值物理意义是,高压转子进动带来的力矩将使低压转子弯曲变形增大,相当于削弱了轴的刚性,降低了临界转速。

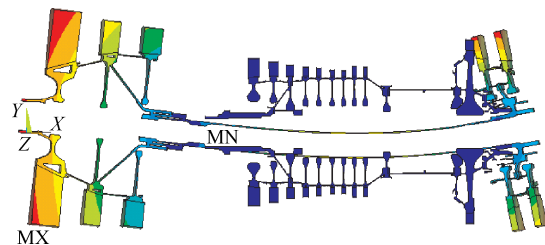
2.3 基于振型筛选的临界转速求解方法

采用有限元程序计算所求得的为某确定转速时的固有频率,因此需要采用改变转速重复计算的方法获得转子系统正、反进动频率随转速的变化曲线,在此基础上通过 Campbell 图对临界转速进行求解。

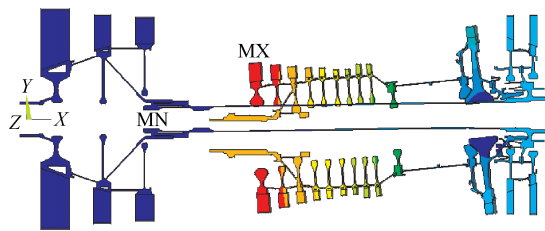
由 2.2 节分析,对于顺转双转子系统,陀螺效应将带来轴刚性增强效应,将提高临界转速,在 Campbell 图绘制中,与单转子系统相似,激励曲线与各阶正进动曲线的交点即为临界转速点。

对于反转双转子系统,首先需要根据振型特征进行进动曲线筛选,再求解临界转速点。如针对某反转双转子系统进行临界转速求解时(第一、二阶振型如图 2 所示),需要对高压转子不平衡和低压转子不平衡激起的临界转速进行分别分析。求解高压转

子激起临界转速时,第一阶振型为低压一弯,如图 2(a)所示,由于陀螺力矩效应的大小由式(2)中 θ 直接决定,因此对于第一阶临界转速而言,高压转子的陀螺力矩效应很小可以忽略,而低压的陀螺效应很大,进一步由式(6)可知,此陀螺效应将带来临界转速下降,因此在 Campbell 图中,第一阶振型应选取反进动曲线进行临界转速求解。第二阶振型为高压俯仰、低压涡轮局部平动,如图 2(b)所示,分析各单元的 θ 值可知,陀螺力矩效应主要体现在高压转子,因此在 Campbell 图中,第二阶振型应选取正进动曲线进行临界转速求解。上述是针对高压转子不平衡激起临界转速的求解,而对于低压转子不平衡激起临界转速,与之相反。



(a) Translating for HP and first bending for LP



(b) Pitching for HP and local translating for LP turbine

Fig. 2 Mode shapes for a certain double spools system

3 算 例

基于有限元法的双转子系统临界转速求解过程较为繁复,下面通过算例对其进行详细论述。

3.1 基本参数

模拟图 1(a)建立双转子系统,结构参数如图 3 所示,图中单位为 mm。图中四个集中质量给定为质量 60kg,极转动惯量 $4\text{kg}\cdot\text{m}^2$,直径转动惯量为 $2\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 。四个支承刚度 k 为 $4\times 10^7\text{N/m}$,中介轴承刚度 k' 按刚性处理。高低压轴为环形截面,内外径如图 3 所示,材料密度为 7800kg/m^3 ,弹性模量为 $2.1\times 10^{11}\text{Pa}$ 。

首先给出零转速时双转子系统的前五阶振型,如图 4 所示。

下面依据振型筛选原则,分别采用完全法和缩减法对临界转速进行求解。

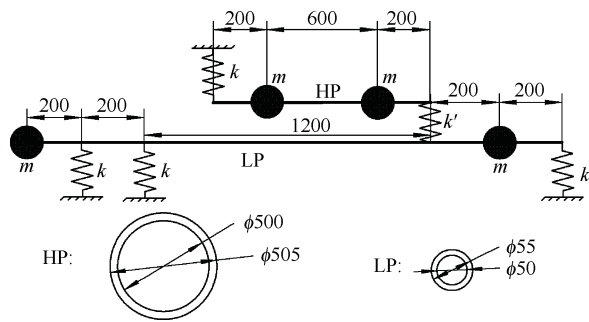


Fig. 3 Illumination for the example

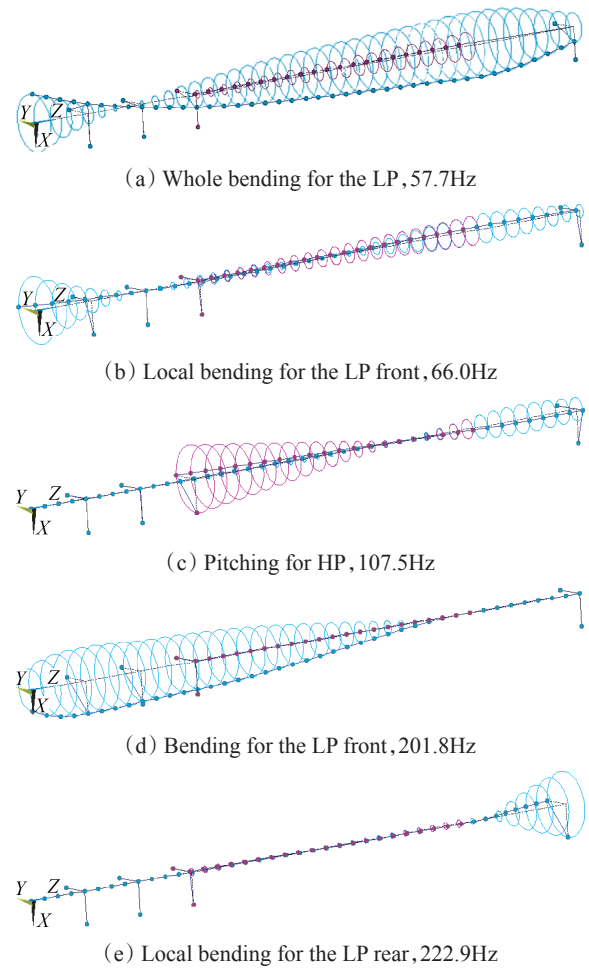


Fig. 4 The first five mode shapes

3.2 完全法

采用完全法求解临界转速的过程是,首先不考虑高、低压转差关系这一约束条件,获得所有可能存在的临界转速值,由于这些临界转速值并非都是转子系统升降速过程中真实通过的,而是一种数学解,我们将其称为“数学临界转速”。最后代入转差关系,获得转子升降速真实通过的“物理临界转速”。

以低压转子不平衡激起的临界转速为例,采用有限元法解步骤如下:

(1)给定高压转速 ω_H 。

(2)给定低压转速,有限元法求解系统特征值。

(3)改变低压转速,重复步骤2。

(4)获得在高压转速为 ω_H 时,系统正反进动频率随低压转速的变化曲线。

(5)筛选出系统的动频曲线。对于同向旋转,各阶动频曲线均取前行波频率;对于反向旋转,由于现在所求解的是低压转子激起的临界转速,因此,以低压转子振动为主的模态取正进动频率,以高压转子振动为主的模态取反进动频率。

(6)采用 Campbell 图求解低压转子激起的双转子系统的数学临界转速。

(7)改变高压转速,重复步骤(2)~(6),获得低压转子激起的双转子系统的数学临界转速曲线。

(8)绘制高低压转差关系曲线,求出低压转子不平衡激起的物理临界转速点。

3.2.1 顺转双转子

首先指定高压转速为 0rad/s,①计算双转子系统正反进动随低压转速变化曲线;②绘制低压转子不平衡激励线 1*LP;③求解数学临界转速:1*LP 与各正进动曲线的交点,如图 5 所示。

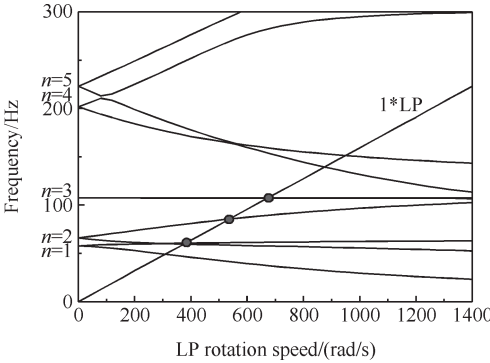


Fig. 5 Campbell diagram for the mathematic critical speed caused by LP

改变高压转速并重复上述步骤,从而可以求得在不同高压转速时,低压转子激起的双转子系统数学临界转速如表 1 所示。

Table 1 Mathematic critical speed values caused by LP

HP rotation speed/(rad/s)	Mathematic critical speed/(rad/s)		
	n=1	n=2	n=3
0	380	537	675
400	394	538	809
800	402	538	964
1200	407	538	1125
1600	411	538	1277
2000	414	538	1400

将表 1 数据绘制曲线如图 6 所示,表中三条曲线

的物理意义是,在高、低压转子为对应的转速时,低压转子不平衡量将激起系统的正进动临界转速。

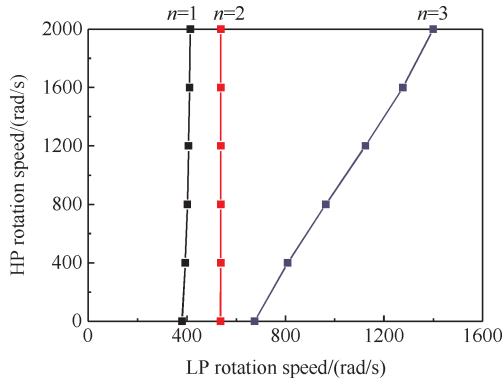


Fig. 6 Mathematic critical speed caused by LP

同理,可求得高压转子不平衡量激起的数学临界转速曲线。将二者绘制在一个图中,如图7中三条横线和三条纵线所示。(1)进一步绘制等转速射线,如图中“ $\omega_H = \omega_L$ ”所示,它与两组曲线相交于同一点。这些点上由高、低压转子激起的共振转速是一样的,以此可验证求解过程的准确性。但这些点并非 是双转速系统升降速过程中真正通过的临界转速。(2)绘制高低压转差关系曲线,如图中“ $\omega_H = 2.5\omega_L$ ”所示,其与两组曲线的交点(图中5个圆点所示)为转子系统在升降速过程中真正通过的物理临界转速,如表2所示。值得说明的是,在实际

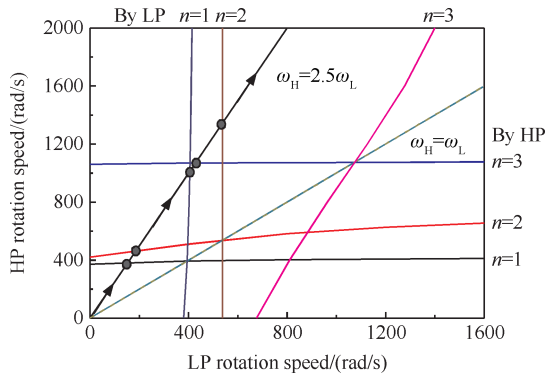


Fig. 7 Campbell diagram for the co-rotating double spools system (full method)

Table 2 Critical speed values for the co-rotating double spools

No.	Rotation speed/(rad/s)		Excitation spool	Procession direction	Mode shape in Fig.4
	HP	LP			
1	380	152	HP	Positive	a
2	460	184	HP	Positive	b
3	1013	405	LP	Positive	a
4	1070	428	HP	Positive	c
5	1345	538	LP	Positive	b

发动机中两个转子受气动约束条件限制,转差关系 $\omega_H=f(\omega_L)$ 十分复杂,而并非简单的 $\omega_H=k\omega_L$ 关系。

3.2.2 反转双转子

如果分析对象为反转双转子系统,整体分析流程相似,但在求解数学临界转速时,需要根据振型进行动频曲线的筛选。由振型分析可知,系统第1,2,4,5阶振型均以低压振动为主,陀螺力矩效应主要体现在低压转子上,因此在求解低压激起的数学临界转速时,此四阶取正进动临界转速点,而第3阶振型取反进动临界转速点。而在求解高压转子激起的数学临界转速时,与之相反。

由此获得反转双转子系统临界转速求解图如图8所示。图中位于第四象限的3条纵线,为低压转子激起数学临界转速,与转差关系线的交点为物理临界转速点;位于第二象限的5条横线,为高压转子激起的数学临界转速,其与转差关系线的交点为物理临界转速点。

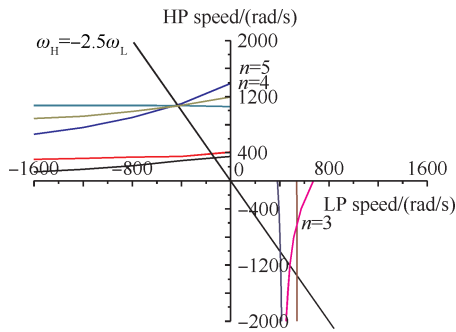


Fig. 8 Campbell diagram for the counter-rotating double spools system (full method)

汇总结果如表3所示。可见,在此转子系统由(0,0)升速至(1000rad/s,-2500rad/s)时,共经历8阶临界转速。与顺转相比,增加了 $n=3,n=4$ 和 $n=5$ 的反进动临界转速。可见,反转双转子系统的临界转速更为密集,在转子动力学避开共振的设计中更为困难。

Table 3 Critical speed values for the counter-rotating double spools

No.	Rotation speed/(rad/s)		Excitation spool	Procession direction	Mode shape in Fig.4
	HP	LP			
1	337	135	HP	Reverse	a
2	376	150	HP	Reverse	b
3	1013	405	LP	Positive	a
4	1065	426	HP	Reverse	d
5	1070	428	HP	Positive	c
6	1089	436	HP	Reverse	e
7	1175	470	LP	Reverse	c
8	1345	538	LP	Positive	b

3.3 缩减法

采用缩减法求解临界转速时,首先依据转差关系对高低压转速进行插值;其次对 (ω_H, ω_L) 为 $(0,0)$, $(10\text{rad/s}, 25\text{rad/s})$, $\dots$, $(1000\text{rad/s}, 2500\text{rad/s})$ 下的双转子系统固有特性进行求解,获得正反进动曲线;最后依据振型筛选原则对各阶进动曲线进行选择,并通过Campbell图对临界转速进行计算。

3.3.1 顺转双转子

对于顺转双转子系统,采用缩减法求得高、低压激起临界转速如图9所示。

图9(a)中各曲线是代入高低压转差关系后,双转子系统正反进动随高压转速的变化关系曲线;1*HP射线为高压转子的不平衡激励线。图中1*HP与各正进动曲线的交点即为高压转速激起的临界转速,对应高压转速分别为380rad/s, 460rad/s和1070rad/s。

图9(b)中各曲线是双转子系统前后行波随低压转速的变化关系曲线;1*LP射线为低压转子的不平衡激励线。图中1*LP与各正进动曲线的交点即为低压转速激起的临界转速,对应低压转速分别为405rad/s和538rad/s。

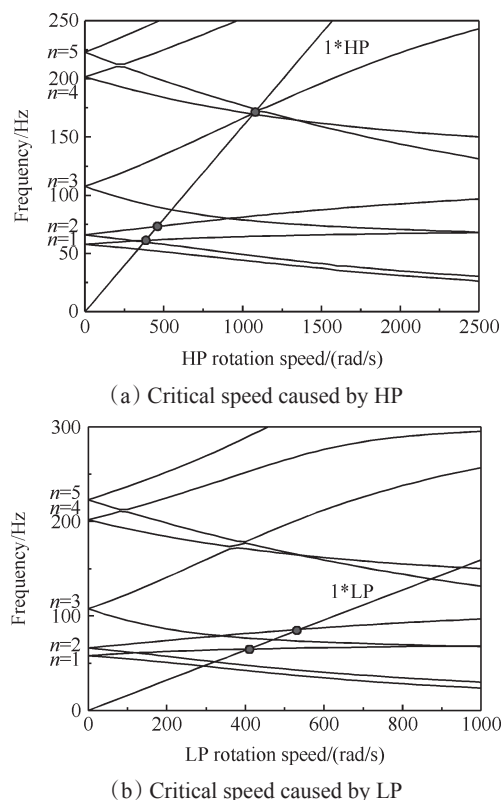


Fig. 9 Campbell diagram for the co-rotating double spools system(reduction method)

对于顺转双转子系统,也可以将高低压转子不平衡激励同时绘制于一张图中,如图10所示,可见,在

此转子系统由 $(0,0)$ 转速升至 $(1000\text{rad/s}, 2500\text{rad/s})$ 过程中,共经历5阶正进动临界转速。对比可见,其求解结果与图9方法相同,与完全法求解结果也相同。

值得说明的是,在实际发动机中高、低压转差关系并非线性,则图10中1*LP将不是一条射线。

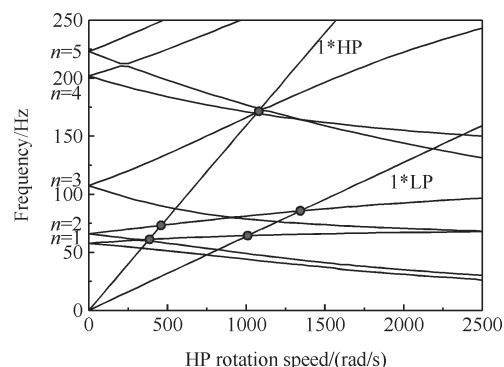


Fig. 10 Campbell diagram for the co-rotating double spools system

3.3.2 反转双转子

如果分析对象为反转双转子系统,则高、低压不平衡激起临界转速如图11所示。

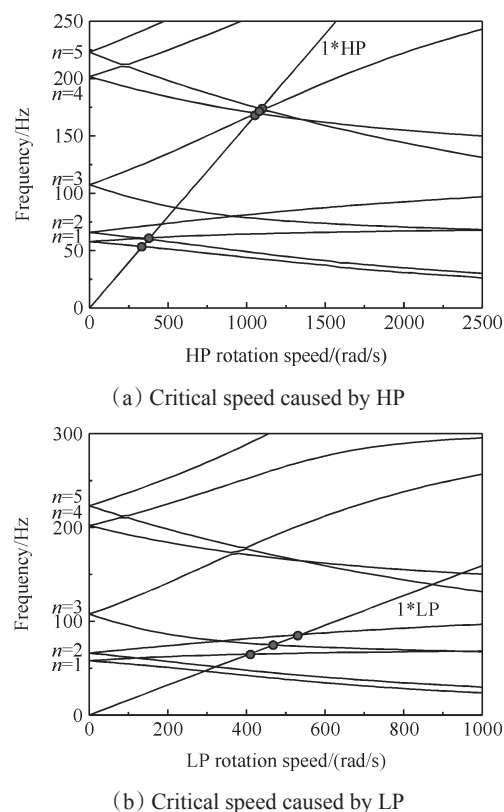


Fig. 11 Campbell diagram for the counter-rotating double spools system(reduction method)

图11(a)为高压转子激起临界转速的求解,由于第1,2,4,5阶振型以低压转子振动为主,陀螺效应主要体现于低压转子,因此取反进动共振点;第3阶为

高压俯仰振型,取正进动共振点。对应高压转速分别为:337rad/s,376rad/s,1065rad/s,1070rad/s,1089rad/s。

图11(b)为低压转子激起临界转速的求解,前两阶取正进动共振点, $n=3$ 取反进动共振点。对应低压转速分别为:405rad/s,470rad/s,538rad/s。

3.4 方法对比

将上述两种方法的求解结果对比可见,(1)无论对顺转还是反转双转子系统,两种方法获得结果完全一致。(2)完全法可以捕获双转子系统更为全面的固有频率特征,可以直观表示出转差关系曲线变化对共振裕度的影响,但其求解过程迭代次数多,较为繁复;缩减法求解过程迭代次数少,可方便准确地获得双转子系统的临界转速。

4 结 论

将完全法和缩减法分别应用于顺转和反转双转子系统的临界转速求解,两种方法所得结果完全一致。与完全法相比,缩减法虽然无法获得转差关系曲线变化对共振裕度的影响,但其求解过程迭代次数少,可方便准确地获得双转子系统的临界转速值。

某双转子临界转速计算结果表明,顺转存在5阶临界转速,而反转在相同的转速范围内将增加 $n=3$, $n=4$ 和 $n=5$ 的反进动临界转速,临界转速的密集性导致反转转子的动力学设计更为复杂。

参考文献:

- [1] 付才高主编. 航空发动机设计手册航空发动机设计手册19册,转子动力学及整机振动[M]. 北京:中国航空工业出版社,2000,101-106.
- [2] 冯国权,岳承熙,张连祥. 对转式双转子发动机特性分析[J]. 航空发动机,1993,(5):43-48.
- [3] Sahinkaya M N, Abulrub A G, Keogh P S, et al. Multiple Sliding and Rolling Contact Dynamics for a Flexible Rotor/Magnetic Bearing System[J]. *IEEE-ASME Transactions on Mechatronics*, 2006, 12(2): 179-189.
- [4] Muszynska Agnieszka. Rotordynamics[M]. Boca Raton, Florida: CRC press, 2010.
- [5] Nelson F C. A Brief History of Early Rotor Dynamics[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 37(6): 8-11.
- [6] Gunter E J, Barrett L E, Allaire P E. Design of Nonlinear Squeeze-Film Dampers for Aircraft Engines[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1977, 99(1): 57-64.
- [7] Philip Bonello, PhamMinhHai. A Receptance Harmonic Balance Technique for the Computation of the Vibration of a Whole Aero-Engine Model with Nonlinear Bearings[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 324(1): 221-242.
- [8] Pham Minh Hai, Philip Bonello. An Impulsive Receptance Technique for the Time Domain Computation of the Vibration of a Whole Aero-Engine Model with Nonlinear Bearings[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 318(3): 592-605.
- [9] 朱梓根主编. 航空涡轴、涡桨发动机转子系统设计准则[M]. 北京:中国航空工业出版社,2000.
- [10] 晏砺堂. 航空燃气轮机振动和减振[M]. 北京:国防工业出版社,1991:121-135.
- [11] 陈 果. 双转子航空发动机整机振动建模与分析[J]. 振动工程学报,2011,24(6):619-632.
- [12] 徐可君,张龙平. 整体传递矩阵法求解双转子系统临界转速的改进[J]. 海军航空工程学院学报,2013,28(2):133-136.
- [13] Li YuFeng, Shi Guangtian. The Modal Analysis Based on ANSYS of Low-Pressure Rotor-Bearing System for 600MW Stream Turbine[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2007, 2(2): 71-72.
- [14] 曹 磊,高德平,江和甫. 弹性环挤压油膜阻尼器-转子系统临界转速特性[J]. 推进技术,2008,29(2):235-239. (CAO Lei, GAO De-ping, JIANG He-fu. Investigation on Critical Speed Characteristics of Elastic Ring SFD-Rotor System[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2008, 29(2): 235-239.)
- [15] 张小龙,何洪庆. 涡轮泵转子的临界转速研究(V)临界转速的有限元法[J]. 推进技术,2000,21(3):40-42. (ZHANG Xiao-long, HE Hong-qing. Critical Rotational Speed of Turbopump Rotors (V) Finite Element Method for Critical Rotation Speed Calculation[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2000, 21(3): 40-42.)

(编辑:梅 瑛)