

解决某型高速组合压气机临界转速问题

株洲航空动力机械研究所
南京航空航天大学

陈国智** 蒋仕林
高德平

【摘要】 介绍了解决我国某小型航空发动机组合压气机试验件转子动力学问题的理论与试验研究。在对轴系临界转速特性计算分析后,将转子原前、后两支承均改造成弹性支承加挤压油膜阻尼器(简称双阻尼弹性支承),并将阻尼器设计成非惯例的结构形式,终于排除了原试验件的振动故障,运行稳定。

关键词: 压缩机 转子 临界速度 弹性稳定性 阻尼器

1 引言

组合压气机是先进中小型航空发动机的核心部件之一,具有转速高、结构小等特点,在研制阶段往往会遇到转子系统的临界转速问题。国外解决该问题的常见方法是采取弹性支承上的刚性转子,即利用弹性支承(附加挤压油膜阻尼器用于减振)使转子工作转速尽量避开临界转速,将其中弯曲临界转速排开在工作转速之上并留有适当裕度,这是一项集计算、试验和经验于一体的减振技术。在国内,这一技术的工程应用很少,缺乏实际经验,尤其采用双阻尼弹性支承方案解决旋转机械的临界转速问题未有成功的工程应用先例。

某研究所研制的一小型航空发动机组合压气机设计转速为 45000r/min , 转子轴径小, 支承跨距大, 压气机转子前后两支承均为刚性支承(简称双刚支), 当进行该机试验件的转子磨合试验时, 在转速 $n=0.5$ 左右, 转子发生剧烈振动, 转速上不去。通过对转子系统临界转速特性计算分析, 认为振动可能是因转子临界转速引起的, 并建议, 要解决该临界转速问题, 前后支承均宜改为弹性支承(简称双弹支), 并附带挤压油膜减振。我们修改了支承结构, 根据计算结果确定弹支刚度, 并参考有关资料设计了挤压油膜阻尼器。其后, 曾多次针对前支承为刚性、后支承为弹性(简称前刚后弹)的方案作过整机试车, 皆因振动大转速在 41000r/min 左右受阻。最终在双弹支条件下组合压气机达到设计转速, 工作平稳, 顺利地进行性能试验。

2 临界转速特性

2.1 转子支承结构

组合压气机转子分为转子主体(简称主体)和中心拉杆(简称拉杆)两部分, 利用拉杆两端压紧螺帽, 将主体的各构件紧紧连成一体。原支承方案为前、后支承形式且刚性的, 两支承跨距约 510mm , 前轴颈直径最小仅为 30mm 。为承受转子运行时因气动所产生的轴向力, 前支承采用两个球轴承(相距 100mm)、一套特殊的轴向弹性装置, 以达到均分轴向载荷的目的。因而

原支承方案实际有 3 个支点, 现将前两球轴承合称为前支承。在改为鼠笼式弹性支承后, 两球轴承并置在同一鼠笼筒里。

2.2 临界转速特性

将拉杆和主体分别视作转子, 则轴系为同转速双转子系统, 耦合后轴系各阶临界转速均有 2 个, 分别简称为拉 1、主 1, 拉 2、主 2; …。采用传递矩阵法计算了双刚支、前刚后弹和双弹支等不同支承条件下轴系临界转速及其随弹支刚度变化的曲线图谱、相应主振型。仅将临界转速随弹支刚度变化的计算结果表示在图 1、2 中。 K_a 、 K_b 分别为前、后支承刚度; N_{cr} 为临界转速。

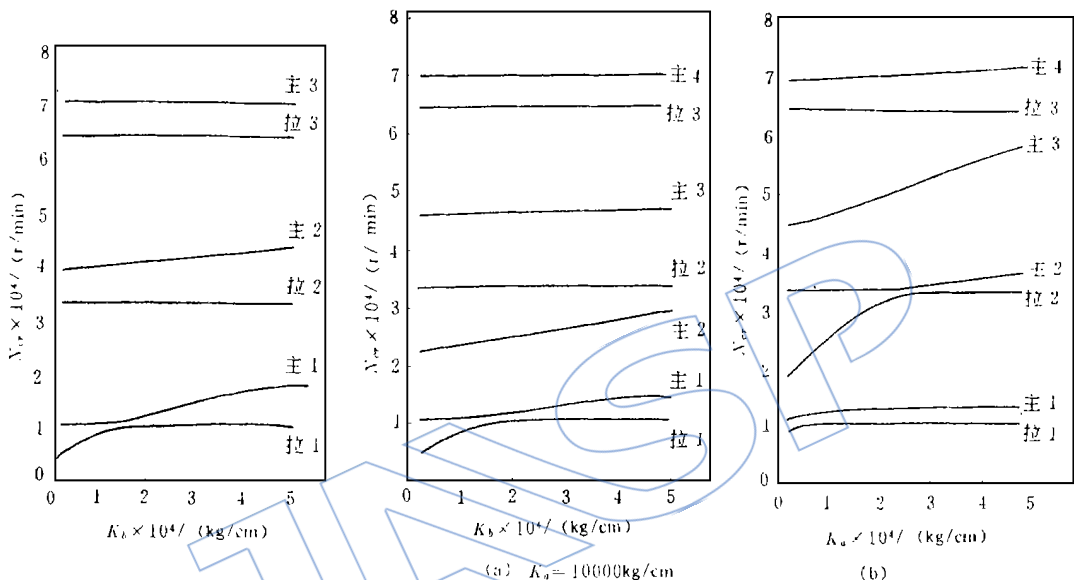


图 1 前刚后弹轴系前 3 阶 N_{cr} 随 K_b 的变化

图 2 双弹支轴系前 4 阶 N_{cr} 随 (a) 后弹支 (b) 前弹支刚度的变化

计算结果表明: (1) 耦合后, 由于拉杆细小, 其振动模态对主体影响甚微, 因此, 就轴系临界转速而言, 只要考虑主体起主要作用的临界转速 (下述如此); (2) 原支承方案 (即双刚支) 轴系在设计转速以下有一阶临界转速存在, 其值为 24595 r/min; (3) 前刚后弹时, 弹支刚度从 5000 ~ 50000 kg/cm 变化, 主 1 在 20000 r/min 以下, 主 2 (此即第一阶弯曲临界转速) 在 40000 ~ 43000 r/min 之间, 在设计转速以下; (4) 双弹支时, 后弹支刚度变化对主 3 (此即第 1 阶弯曲临界转速) 影响不大, 而改变前弹支刚度, 对主 3 有较大的调正作用, 相应, 主 1、主 2 随弹支刚度大小而变; (5) 就原结构转子系统动力特性而言, 难以找到能同时将刚体和弯曲临界转速排开在工作转速区外的理想弹支方案; (6) 若改成双弹支, 轴系第 1 阶弯曲临界转速提高的幅度不大, 但无论弹支刚度强弱, 主 3 基本都在 45000 r/min 之上, 可以适当选择弹支刚度, 以获取对主 3 的临界转速裕度。但是, 由于前轴颈细小, 支承外悬臂较长, 所以, 前弹支刚度不宜取大, 以避免当转速通过主 1、主 2 时, 转子在前轴颈处出现较大挠曲而影响稳定性。

改造转子的支承结构, 预备双弹支方案, 前、后弹支刚度值为 23000 kg/cm、27600 kg/cm, 相应主 1、主 2、主 3 为 13884、32769、52177 r/min, 这样, 主 3 比设计转速高 16%。试验按两个步骤进行, 先上前刚后弹方案, 若不行, 再上双弹方案。作为减振措施, 弹支均带挤压油膜。

2.3 支承结构改造和阻尼器设计

在设计双弹支方案时,前支承结构变动较大,现将两个原来分开的球轴承并置在一起,这为刚性支承改成鼠笼式弹性支承提供方便。为了设置挤压油膜阻尼器,轴承腔相应作了改造。油膜承载区分成 4 段,每段长为 6mm,整个油膜跨长约 46mm。关键的油膜间隙比值,有关资料提供的经验数据为 1%~2%,但考虑到本油膜范围较大,故间隙比的取值比经验数据大。两球轴承并置后,需满足均分轴向载荷的要求,可通过修磨两轴承内环之间的定距套端面来协调两轴承轴间游隙。只有单个滚棒轴承后支承的结构改造比较简单,其弹性支承形式为典型鼠笼式,两段油膜承载长度均为 6mm,油膜间隙比约 1.7%。双弹支方案设计后,前弹性支点约处于原两球轴承支点间的居中位置,后弹性支承的支点位置依旧。挤压油膜两端无封油装置。

3 试 验

在改造支承前,以原支承方式对压气机转子作磨合试验和临界转速试验,转速达到 22000r/min 时,振动剧烈,可能遇到了临界转速。

采用前刚后弹方案,共进行了 6 次整机台架试验,有两次因其它原因提前停车外,其余情况均在转速 41000r/min 左右,因转子振动大而停车,此时振动值为 16~17g,高于 11g 的限制值。在转速 40000r/min 之前,转子振动不超过 8g,运行比较稳定。虽多次调整同心度或采取其它的排疑措施,振动值的大小与转子转速对应基本重合,而且振动大时的转速很接近事先计算的第 1 阶弯曲临界转速,因此认为这很可能又是临界转速问题。

双弹支方案的第 4 次试车便将转速推到了设计转速 45000r/min,但该转速附近振动值仍约 12g。对机匣某处作了改进,排除了外部对转子的激振因素以后的试验,在工作转速区转子振动在限制值以下,45000r/min 时仅 3g(见图 3)。

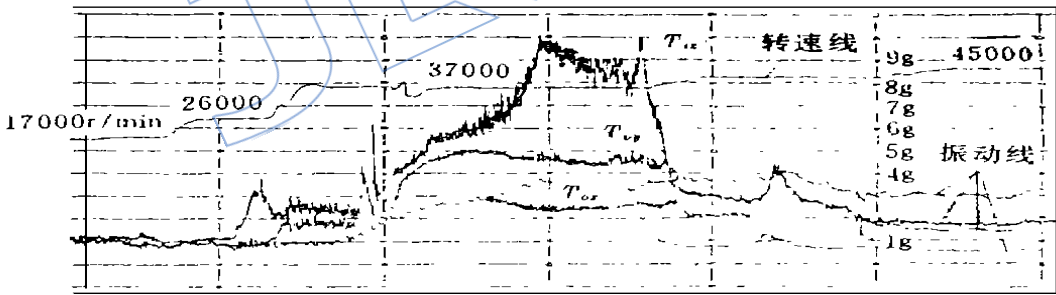


图 3 双弹支方案试车中转子振动曲线

台架试车前,各支承方案的转子试验件均作了振动模态分析试验,预估转子临界转速位置。将同一支承方案下前关临界转速的计算分析值、模态分析值和试车估计值均列于表 1。其中,模态分析值取自文献[1];因条件所限,试车估计值仅根据所测振动加速度值而确定。对轴系第 1 弯曲临界转速位置的估计,计算分析值与模态分析值很接近,在双刚支、前刚后弹方案试车中,当转速接近该计算值时,测振线便以较大梯度上升,表现出临界转速现象。动力设备的输出转速在 17000r/min 以上,高于前刚后弹和双弹支轴系第 1 阶刚体临界转速计算值。刚体临界转速计算与试验值相比有较大误差,这跟弹支刚度的测量取值有关。

表 1 各支承方案轴系前 3 阶临界转速

支 承	方 法	支承刚度(k g/ cm)		前 3 阶临界转速(r/ min)		
双 刚 支	计算分析	K _a = 200000	K _b = 200000	24595		
	模态分析	K _a = 200000	K _b = 200000	24000		
	试车估计	K _a = 200000	K _b = 200000	22500		
前 刚 后 弹	计算分析	K _a = 250000	K _b = 31000	15335	42200	
	模态分析	K _a = 250000	K _b = 31000		43000	
	试车估计	K _a = 250000	K _b = 31000		41500	
双 弹 支	计算分析	K _a = 23000	K _b = 27600	13884	32769	52177
	模态分析	K _a = 23000	K _b = 27600	19200	39600	54000
	试车估计	K _a = 23000	K _b = 27600		37000	

结论 某高速小型组合压气机试验件最终在转子前、后支承均采用弹性支承加挤压油膜阻尼器的情况下达到了运行稳定的目的。参照台架试车和模态试验结果认为,计算工作是可靠的,支承结构修改和同心型挤压油膜阻尼器设计是成功的。这对国内解决高速旋转机械的临界转速问题具有很好的参考价值,为今后双阻尼弹性支承的工程应用创造了成功的经验。

参 考 文 献

1 陈运西. 某机组合压气机模态分析与振动特性测试. 六〇八所技术报告, 1990

(责任编辑 魏星禄)