

某涡喷发动机振动故障原因分析及解决途径

Vibration Trouble Analysis and Solution of Turbine Jet Engine

中国人民解放军第 5713 工厂 陈礼顺 王彦岭
 济 南 装 备 部 陈鲁英

[摘要] 针对某涡喷发动机振动故障,从振动产生机理出发,分析了发动机产生振动的原因,提出了排除振动的方法及预防措施,介绍了检查排除发动机振动的一般方法,并在降低发动机振动故障方面作了有益的尝试和探索。

关键词: 涡喷发动机 不平衡 振动 转子

[ABSTRACT] Aiming at the vibration trouble of turbine jet engine, based on vibration principle, the causes of vibration trouble are analyzed in detail. The measures for excluding vibration and prevent ions measures are presented. The basic method for checking and excluding vibration of engine is introduced, which are important to prevent vibration of engine.

Keywords: Turbine jet engine Disbalance Vibration Rotor

在某涡喷发动机修理过程中,振动是一种常见的故障,同时也是既复杂又难以解决的技术难题。发动机振动故障不能很好地解决,不仅影响发动机的修理周期,造成人力、物力、财力的较大浪费,而且影响部队飞行训练,严重时甚至威胁飞行安全。特别是随着发动机使用时间的增长,发动机性能衰减、机件磨损加重,这导致发动机振动故障越来越多。因此,分析发动机振动故障原因,确保修理、装配质量,制定有针对性的预防措施,一直是科研工作中一项十分重要的课题。

1 某型发动机的承力系统和传力路线分析

某型发动机是加力式双转子涡轮喷气发动机,由高低压压气机、燃烧室、高低压涡轮、加力燃烧室和附件传动系统、燃油调节系统、润滑系统、电气系统和空气冷却系统等部分组成。

其承力系统由前轴承机匣、低压一级整流叶片、低压压气机机匣、高压压气机机匣、主安装节、高压第七级整流叶片、轴承机匣、燃烧室机匣、内支承、辅助安装节、承力拉杆和高低压涡轮机匣等组件构成,内外混合传

力。主安装节设置在高压压气机后机匣的 2 个安装边之间,辅助安装节安装在燃烧室机匣的后安装边 2 个加强环之间。

发动机的 2 个转子支承在 6 个轴承上,低压转子采取 1-3-0 支承形式,高压转子采取 0-2-0 支承形式,在高低压转子轴间还有一个 6 号轴承。2 号和 3 号轴承为止推滚珠轴承,承受低压转子和高压转子的轴向及径向载荷,并使转子轴向定位,其余轴承均为滚棒轴承,主要承受转子的径向载荷。低压转子的前支点,通过 36 片第一级整流叶片与前机匣刚性联接。高压转子的主支点通过第七级 104 片高压整流叶片与后机匣刚性联接,后支点通过装在第一级涡轮导向叶片内 40 根承力拉杆与涡轮机匣联接,并通过内支承与机匣联成一体,构成一个封闭的盒式结构,形成一个刚性和强度较好的内外混合传力系统。1 号轴承将低压转子的径向载荷,通过一级整流叶片与低压压气机机匣传至主安装节。2 号轴承和 3 号轴承既要承受高、低压转子的部分径向载荷,又要承受高、低压转子的全部轴向载荷,因此要求承力件要有足够的刚性。其中,2 号轴承为中介轴承,它将所承受的低压转子部分径向载荷和轴向载荷,并通过高压压气机的 3 号轴承,传至主安装节。3 号轴承承受的全部载荷由高压压气机后锥壁和七级整流叶片传至主安装节。高压转子作用在 4 号轴承上的径向载荷与低压涡轮转子产生的径向载荷通过 5 号中介轴承一起,一部分经轴承机匣通过高压七级整流叶片传至主安装节,一部分经过内支承和承力拉杆传至辅助安装节^[1]。

2 发动机振动故障原因分析

发动机上振动的大小是用振动过载系数 K 来衡量的。振动过载系数越大则发动机振动时的惯性力就越大。过载系数

$$K = \frac{a}{g} = A \times n_c^2 / 500 \quad (1)$$

式中, A 为指示振幅(mm); n_c 为最大指示振幅时的转速(r/s)。从式(1)中可以看出,振动的大小与振幅和转速关

系很大。转子的振幅与转速及不平衡度的计算公式^[3]如下:

$$A = \frac{Kn^2wr}{g} \left[\frac{G}{g(\frac{G^2}{g^2}Kn^2 + 4k^2)} \pm \frac{J_z hl}{J_z Kn^2 + 4k^2 l^2} \right], \quad (2)$$

$$\text{设 } \bar{r} = \left[\frac{Gr}{g(\frac{G^2}{g^2}Kn^2 + 4k^2)} \pm \frac{J_z hlr}{J_z Kn^2 + 4k^2 l^2} \right], \quad (3)$$

$$A = \frac{Kn^2w\bar{r}}{g} \quad (4)$$

式中, G 为转子重量; g 为重力加速度, $g=9.81\text{m/s}^2$; n 为发动机转速; wr 为动不平衡度, 其中 w 是不平衡重量, r 是不平衡重量至中心的距离; k 为常数, $k=4\pi^2/3\ 600$; K 为弹性常数; J_z 为绕 Z 轴的转动惯量; ω 为角速度, $\omega=2\pi n/60$; h 为转子重心到 Z 轴的距离; l 为转子前后两支撑点的距离; A 为振幅。

从式(2)可以看出, 转速、转动惯量、重心到 Z 轴的距离以及不平衡量至中心距离发生了改变, 都会影响振幅增大, 从而引起发动机振动。发动机振动故障的原因有 5 类: (1) 转子的动不平衡量大; (2) 发动机转子和静子间隙减小; (3) 轴承游隙增大; (4) 发动机零部件损坏; (5) 振动传感器故障。

2.1 转子动不平衡量大

任何转子在实际工作中是不会完全平衡的, 总是存在一个不平衡量, 既转子的重心偏离旋转轴线一个偏心距 e 。平衡精度越高, 偏心距 e 越小, 则挠度越小, 产生不平衡力越小, 振动也越小。然而, 即使平衡精度很高的转子, 在工作中, 转子在轴向或径向可能产生位移, 使转子重心偏移, 移位后产生的不平衡量, 通过力矩的放大以及转速增加, 就能产生较大的惯性力, 反过来促使重心位移增大, 引起转子动不平衡量增大, 导致发动机振动。影响转子动不平衡量有以下 4 个方面因素:

2.1.1 低转速的平衡机保证不了转子的动不平衡量在使用后不发生变化

目前, 工厂对发动机转子平衡用的平衡机是一种低速平衡机, 这是一种模拟平衡方法, 即认为低转速平衡达到要求, 高转速也能达到。按照某涡喷发动机的动平衡工艺, 高压转子组合平衡, 低压转子多步平衡, 平衡时忽视挠度影响, 在指定的位置加平衡配重或去材料, 从而达到给定的平衡精度。这种平衡方法, 对于临界转速远在工作转速之上的刚性转子, 挠度不会因为转速的增加而增加; 但对于临界转速在工作转速之下的柔性转子

(低压涡轮), 当工作转速在临界转速附近时, 将产生很大的挠度, 不平衡力不仅是转速的平方和不平衡度的函数 (见式 4), 且随挠度的增加而增加, 对发动机振动影响很大, 如低压涡轮转子在平衡机上进行平衡的转速远远低于涡轮转子的工作转速, 因此, 在低转速下转子平衡精度很高, 在高转速时将产生很大的挠度, 导致低压转子工作时不平衡力增加, 从而加剧了发动机的振动^[2]。

由于平衡机维护保养不当、指示误差、操作精度等因素, 也会使转子的动不平衡量增大引起的振动。

2.1.2 压气机与涡轮联结的可靠度, 影响发动机振动

压气机转子与涡轮转子是通过套齿配合传递扭矩, 依靠螺母进行轴向紧固连接, 这种螺纹连接, 牢固性和相位比较差, 特别在转子的轴向力作用下, 具有脱松趋势, 在高速转动下可能产生相对位移, 而使转子的质心与旋转中心位移变化, 导致发动机工作一段时间后, 转子的不平衡量变大, 这直接影响发动机的振动特性 (如高低压转子的螺母连接, 中支点与高压压气机的连接; 一级盘与二、三级压气机的连接等)。因此, 转子连接有力矩要求并要求预紧, 以保证发动机在整个飞行包线内的所有工况下, 转子在轴向力的作用下不致出现松脱现象。某型发动机在高压转子装配时, 必须在规定的压力和时间下, 确保高压转子的连接刚性和可靠性。

2.1.3 动不平衡向量分布的夹角, 引起发动机振动

在发动机修理过程中, 有时会遇到单个转子动平衡精度很高, 组合装配后出现振动, 这是因为组合装配时未注意到向量分布问题。根据向量原理, 单个转子平衡合格后, 仍存在一个动不平衡度, 压气机和涡轮组合装配后, 要产生新的组合向量。组合向量可能大于原先单个转子动不平衡度, 也有可能变小, 取决于 2 个向量的分布夹角。假定涡轮的动不平衡向量为 P_T ; 压气机转子动不平衡向量为 P_C ; 两转子组合时, 产生新的组合不平衡向量 P ; θ 为不平衡向量分布夹角。根据余弦定理,

$$P = \sqrt{P_T^2 + 2P_T P_C \cos \theta + P_C^2} \quad (5)$$

$$P_{\mu} = P \cos \omega t \times \omega^2 \quad (6)$$

$$P_{\mu} = \sqrt{P_T^2 + 2P_T P_C \cos \theta + P_C^2} \cos \omega t \times \omega^2 \quad (7)$$

当 $\theta=0^\circ$ 时, $P_{\mu} = (P_T + P_C) \cos \omega t \times \omega^2$ (最大值),

当 $\theta=180^\circ$ 时, $P_{\mu} = (P_T - P_C) \cos \omega t \times \omega^2$ (最小值)。

从公式(7)可以看出, 两转子动不平衡向量分布夹角为零时, 组合向量最大, 两转子的不平衡力矩处于合拍状态, 发动机就出现振动; 相反, 如果夹角为 180° 时,

处于抵消状态,使本来就有较大的动不平衡度的两转子互相抵消而不出现振动故障。两转子动不平衡向量分布如图1所示。

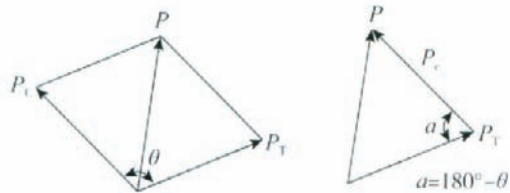


图1 两转子动不平衡向量分布示意图

Fig.1 Disbalance vector distribution diagram of twin rotors

通过计算分析,要使压气机转子和涡轮转子组合装配后动不平衡量不大于单个转子的动不平衡量,即 $p \leq P_C$ 和 P_T 中的任一个,不平衡向量分布夹角 θ 应控制在 $120^\circ \sim 180^\circ$ 之间。如在排振过程中,有时将涡轮转子的装配方向转过 180° ,试车后振动故障消失。

2.1.4 修理、装配质量,引起发动机振动

(1) 在发动机修理、装配过程中,要保证转子的各种配合尺寸和偏度值(如中、后轴承座的同心度、前中介支点配合面跳动量、动平衡与装配平衡同位点跳动量之差、前支承盖环槽跳动量等)。如果不符合工艺要求,就会使转子产生不平衡力,导致发动机振动。

(2) 发动机二次压装质量对高压转子的平衡精度有一定的影响。在平衡机床上平衡好的高压转子,必须分解后才能进行装配,往发动机上压装高压压气机转子和高压涡轮转子的过程成为二次压装。在二次压装过程中,存在着较为不利的因素,就是对平衡精度的影响。假设一个 200kg 的转子,在二次压装过程中由于种种原因,使转子和重心偏离轴线 0.01mm ,将产生 $200\text{g}\cdot\text{cm}$ 的不平衡量^[3],这个不平衡量已经远远大于转子的不平衡精度,这样大的不平衡量将使转子产生非常大的周期性的离心载荷,使发动机的振动恶化。

(3) 如果在装配过程出现涡轮叶片的轴向活动量和叶冠总间隙过大,就会引起涡轮叶片在工作中轴向和切向活动量变大,致使转子的重心位移发生变化,导致发动机动不平衡量变大,使发动机振动加剧。

(4) 压气机或涡轮叶片安装错位,使转子的动不平衡量增大引起的振动。

(5) 工作时压缩机转子同轴度增大,与机匣相磨,转子的动不平衡量也会增大。

2.2 间隙减小引起发动机振动

除了动不平衡度的变化以外,发动机的各种配合尺

寸,偏度值等间隙影响发动机刚度进而影响转子振动。影响振动的间隙主要有转子叶片与机匣的径向间隙和轴向间隙、封严篦齿与封严环的径向间隙、轴承机匣与涡轮轴之间的间隙、转子支承轴承的内外钢套和轴与壳体的配合尺寸、主支承轴承的径向和轴向间隙及活动量、导管与发动机附件及导管之间的间隙。这些间隙如果过小,在发动机工作过程中,就容易发生硬碰硬的摩擦,从而产生很大的不平衡激振力,引起发动机振动。

导致发动机间隙变小的原因有:压气机属于盘鼓结构,机匣结合面太多、且多为短螺栓连接,在高速旋转下,使其自身的刚度发生变化;压气机机匣在发动机工作中,受到各种作用力的影响,且随着使用的时间持续增加,刚性差,机匣壳体易变形,这一点在大寿命发动机上表现得特别突出;涡轮导向器工作温度很高,易受热变形,导致相关的各种间隙不均,发生碰磨,引起发动机振动大;机匣与机匣之间的同心度差,转子出现不同轴问题,也会导致发动机内部间隙不均,发生碰磨,引起发动机振动大;在工作过程中,发动机零部件损坏、导致间隙小(如轴承机匣鼓包与涡轮轴相磨)都会引起严重的振动故障。

2.3 轴承游隙增大对转子振动起放大作用

在发动机使用过程中,轴承的使用环境比较恶劣,长期的交变载荷作用会使其磨损加剧而导致间隙变大;不清洁的滑油会使轴承磨损,这将加速游隙变大的过程。游隙变大,又会引起轴承蹭伤,影响负荷在轴承上的分布以及支承系统的刚性,使转子不平衡力增大,导致转子振动。

发动机工作一段时间后,轴承的游隙将会变大。发动机转子由于材料分布和加工制造等方面的原因,其重心与转动轴线并不重合。发动机工作时转子存在着一个不平衡力。由于轴承游隙变大,使转子的重心偏移(见图2),不平衡力增大。即轴承游隙增大,对转子的不平衡力起到放大作用,尤其是径向游隙变大,对发动机的不平衡度影响更大,如某发动机工厂试车,发动

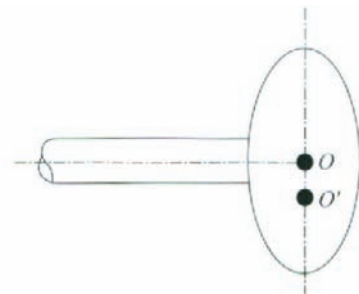


图2 转子重心与轴线

Fig.2 Centre of gravity and centre of axis for rotor

机振动大,经平衡后,检验试车检查涡轮振动值为 6.3g,检查后中介轴承径向游隙为 0.063~0.103mm,将其缩至 0.04~0.089mm,第二次检查涡轮振动值为 4g 合格。

2.4 发动机零部件损坏,引起发动机振动

① 在工作过程中,压气机或涡轮叶片严重打伤或疲劳折断,引起转子的动不平衡量增大引起的振动。

② 发动机主支承轴承的滚棒、滚珠有压坑、划伤或严重磨损,个别滚棒或滚珠直径变小,内钢套跑道压坑或损坏及保持架损坏等引起发动机振动。

③ 主泵、加力泵的柱塞损坏造成供油脉动,引起发动机局部振动。

④ 发动机零部件质量问题,引起发动机振动。如某发动机高压压气机后轴颈锥体上的 6 条槽径向未打通,装配时漏检,当后轴颈锥体及高压涡轮组合时,锥体因不能正常收缩变形而使高压轴颈与转子联接不紧,使高压转子工作时产生不平衡力,导致发动机振动。

2.5 振动传感器故障

振动传感器在其支座上安装不牢靠,造成自身跟随振动加剧;振动传感器内部器件故障;振动传感器插头的夹角 θ ,总装配时夹角 θ 控制在 $120^\circ \sim 180^\circ$ 之间,保证 2 个转子的动不平衡量最小。

连接不好或油水等侵入,导致电路断路或短路。

3 解决振动故障的技术途径

根据上述引起发动机振动故障的原因分析,相应提出了以下 18 项预防措施及修理方法,以提高发动机的零部件的修理如装配质量,减小发动机的振动。

① 采用高转速的平衡机,保证平衡精度。

② 加强平衡机的维护保养工作,保证动不平衡量符合要求。

③ 改进发动机转子支承结构,如增加轴间轴承或者改变支点之间的距离,从而提高转子临界转速,使工作转速在临界转速之下。

④ 提高压气机转子与涡轮转子连接的可靠性。为保证压气机转子与涡轮转子连接的可靠性。采用控制拧紧力矩的方法保证连接螺母的拧紧度;同时对螺纹涂敷防粘剂,预防螺纹粘联,增强了转子的连接刚性。

⑤ 保证转子组合装配的动不平衡量。为保证组合装配的动不平衡量小于或等于单转子的动不平衡量,单转子每次动平衡合格后,把左、右两平面

的重点位置用记号笔标出,然后将两转子组合假装,检查 2 个转子的重点的相对位置的夹角 θ ,总装配时夹角 θ 控制在 $120^\circ \sim 180^\circ$ 之间,保证 2 个转子的动不平衡量最小。

⑥ 严格控制中、后轴承座同心度。设计专用工装和夹具,对燃烧室机匣中、后轴承座精确定位、加工后,排除中、后轴承座的椭圆度,保证燃烧室机匣中、后轴承座的同心度、同轴度满足工艺要求。

⑦ 控制转子叶片的径向间隙。在保证性能满足要求的前提下,适当放大转子叶尖处的径向间隙以避免摩擦或采用易磨涂层以满足设计要求,改善发动机的振动。

⑧ 控制发动机机匣同心度。在发动机修理、装配过程中,采用机械加工或者校正椭圆度的方法提高轴承的内、外钢套的椭圆度。采用机械加工的方法保证前支点、中支点、后支点、前支承盖的同心度。如中后支点同心度不符合要求,可将后机匣放在立式车床上进行车修,以保证该支点的同心度要求。

⑨ 加大对零部件的检查力度,特别是转子的各种配合间隙、内、外钢套的椭圆度以及轴承的间隙。

⑩ 保证高压转子装配平衡。高压转子装配过程中,为保证装配平衡,必须用压力机压紧高压压气机转子和

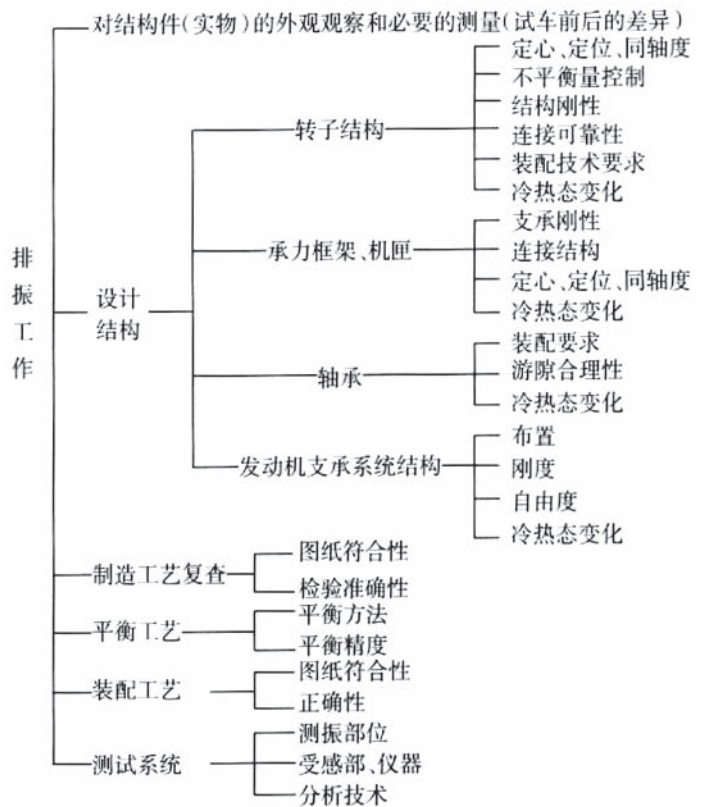


图 3 排振的基本方法

Fig.3 Basic method for excluding vibration

高压涡轮转子,工作压力和时间一定要符合工艺要求。

(11) 在转子轴径沿圆周方向镀铬,以保证转子轴颈与轴承配合紧度。

(12) 控制涡轮叶片叶冠的总间隙。为了减小叶片的切向活动量,对一、二级涡轮叶片的叶冠采用喷涂耐磨涂层的方法缩小叶冠的总间隙,以达到降低发动机振动值的目的。

(13) 严格控制轴承的装配间隙。通过更换新品轴承或更换合格的旧品轴承,确保轴承游隙,将主支承轴承游隙控制在中、下限值;采用精密加工的方法排除轴承的内外钢套的椭圆度。

(14) 将压气机机匣和涡轮机匣的振动值进行内控。

(15) 停车后检查转子的转动惯性和杂音,以便判断发动机零部件是否损坏,是否有多余物。

(16) 搞好滑油系统的维护,控制滑油喷嘴流量,保证轴承润滑散热。

(17) 保持滑油系统清洁,防止发动机主机轴承磨损或损坏。

(18) 防止杂物进入发动机,防止发动机工作时超温、超转。

4 振动故障的检查排除方法

发动机试车过程中,若出现明显的振动故障应立即停车,查找原因。主要检查转子的平衡情况、装配情况、涂层磨损情况、各轴承的支承情况、主要机件的连接情况、发动机转动时是否有杂音、压气机和涡轮叶片有无打伤、折断情况、滑油是否变色,有无金属屑存在。根据上述情况,查看发动机履历本,了解发动机的自然状况及所做的工作,参照发动机的性能参数,确定振动原因,并按图 3 方法进行排振^[4]。

5 结束语

发动机采取以上修理技术措施后,取得了明显的效果,经厂内台架试车考核验证,发动机振动值大的故障得到有效控制。通过对发动机振动故障的研究可知,转子的动不平衡量大和发动机内部间隙小是引起发动机振动的主要原因。不平衡量大的原因主要是加工、装配和平衡的质量不高,平衡机床的精度低,误差较大。发动机寿命大、刚度小,易变形,工作环境恶劣则是引起发动机工作间隙小的原因。

参 考 文 献

[1] 洪杰. 燃气轮机结构分析. 北京:北京航空航天大学出

版社,2002.

[2] 宋兆泓. 发动机可靠性工程研究. 北京:北京航空航天大学出版社,1989.

[3] 晏砾堂. 航空燃气轮机振动和减振. 北京:国防工业出版社,1991.

[4] 李文明. 新机研制中整机振动及其限制值——实践与思考. 航空发动机,2002(2): 22-26. (责编 岩石)

~~~~~  
(上接第 94 页)

### 3 结果讨论与分析

采用 DYNIFORM 建立了该零件充液成形的有限元模型,分别在不同液室压力、反胀压力和压边间隙的条件下进行了计算机仿真,并通过工艺试验进行验证,主要结论如下:

① 建立了正确的有限元模型,对该零件的钣金充液成形进行了计算机仿真,成形试验验证了模拟的正确性,计算机仿真对实际生产具有重要的指导意义。

② 通过计算机仿真分别研究了液室压力、反胀压力和压边间隙对该零件充液成形结果的影响,并通过试验进行了验证,得到了该零件成形的最佳液室压力为 10MPa,最适宜反胀压力为 2~3MPa,最合理压边间隙为 0.57~0.59mm。



图 17 最佳参数成形出的合格零件

Fig.17 Qualified part formed with optimum parameters

③ 采用模拟得到的最佳参数组合,利用钣金充液成形工艺,能够成形出了合格的航空发动机复杂型面罩子零件,如图 17 所示。

#### 参 考 文 献

[1] 李涛,郎利辉,周贤宾. 先进钣金液压成形技术及其进展. 塑性工程学报,2006,13(3): 30-34.

[2] Zhang Shihong. Developments in Hydroforming. J of Materials Processing Technology, 1999, 91: 236-244.

[3] 王仲仁. 特种塑性成形. 北京:国防工业出版社,1997.

[4] 李硕本. 冲压工艺学. 北京:机械工业出版社,1984.

[5] 王孝培. 冲压设计资料. 北京:机械工业出版社,1982.

(责编 依然)