

判断主不平衡转子的方法

北京航空航天大学 晏砺堂 李其汉

摘 要

本文提出了一种通过在机匣上测量振动信号以判断主不平衡转子是压气机转子或是涡轮转子的方法,可供航空发动机进行本机平衡时使用,可省时、省钱。

一、前 言

进行发动机本机平衡时,通常在发动机机匣上测试。测出的信号经跟踪滤波器滤波可得出频率等于转速的振动信号,它反映转子的同步进动,由转子自身的不平衡力激起。可通过此振动求出转子的不平衡量,以便加以平衡。但主要的不平衡转子究竟是压气机转子抑或涡轮转子,或者两转子都具有较大的不平衡量尚难以确定。如靠猜测、试凑,必费时、费钱。本文直接利用在机匣上的测振结果来判断主不平衡转子,故有实际应用价值。

二、单转子发动机振动分析

一般单转子发动机中压气机和涡轮转子共用三支点或各用两支点。两转子借套齿联轴器联结。压气机转子多采用跨梁式支承,轴短、直径大、弯曲刚性较高,其临界转速亦高;涡轮转子则采用悬臂式或轮盘靠近后支点的跨梁式支承,轴细长,转子的弯曲刚性低,故其临界转速亦较低。此种结构的发动机转子系统包括机匣在内的前两阶临界转速,其最低的一个比涡轮转子的要低,高的一个较压气机转子的要高。在前一阶临界时,涡轮的振幅较大,当涡轮转子不平衡量大时,其振幅将更大,外传振动必随之加大;在后一阶临界时,压气机振动大,如压气机转子不平衡量大,振动尤大,其外传振动也大。

由于转子轴承支板和机匣各段结构刚性不同,压气机和涡轮转子的振动外传路线不同,故压气机和涡轮转子的振动外传到机匣上各处的振动大小也不同,即在机匣上各处对压气机和涡轮转子不平衡量的敏感程度不同。因此,只要在机匣上找出几个较适当的测振点,使其对转子的不平衡量较敏感,同时对压气机和涡轮转子的不平衡量的敏感程度不同,就可方便地识别出主不平衡转子。

实际情况是比较复杂的。通常轴流压气机轮盘较多,各盘上不平衡量的大小和方向各异,合成不平衡量也多种多样。涡轮转子盘少,且靠近后支点安装,这方面的情况好一些,但其合成不平衡量也会有多种形式。至于压气机和涡轮两转子的不平衡矢量的合成结果就更加复杂了。由于每一个测点测出的振动是两转子不平衡量激起的合成振动,而两转子不平衡量引起的振动矢量可能以各种形式迭加,这就使得,即使能找到对某一转子的振动较敏感的测振点,也难以从测出的合成振动中辨别哪个转子的不平衡量偏大。

然而,对于本机平衡工作,为了简便易行,单转子发动机只取压气机第一级轮盘的前端面和涡轮转子末级轮盘的后端面作为平衡面。只要通过机匣上的测试,判断出究竟应在前平衡面或后平衡面,抑或需在两平衡面上加配重进行平衡即可。既不需要了解每一个转子上不平衡量的分布,也不需要了解两转子不平衡矢量大小和方向存在的关系。实际上,为了从压气机和涡轮两转子不平衡矢量可能以各种方式合成的振动中通过测点辨别主不平衡转子,我们只要放大一个转子不平衡量引起的振动,大大削弱另一转子不平衡量引起的振动即可。显然在临界转速或其附近测量就能做到这一点。这种转速从测试不平衡响应着眼就是敏感转速。前面已谈到最低的一个临界转速是靠近涡轮转子单独存在时的临界转速,它也就是涡轮转子不平衡量的敏感转速。同理,较高的一个临界转速是对压气机转子不平衡量的敏感转速。利用选定的某些对不平衡响应敏感点上的传感器,测出某些敏感转速下的振动数据,同预先分析,测试得出的标准的测试结果进行比较,就能判断出主不平衡转子,并可定出是否需要对本机平衡的规范。

三、单转子发动机确定主不平衡转子方法举例

以图 1 所示的单转子发动机计算模型为例说明确定主不平衡转子的方法。

图中下面的线代表转子,第 39 站为球铰联轴器, A、B 表示压气机盘, 40 站以左为压气机转子, 以右为涡轮转子, C 为涡轮盘。转子共用三个弹性支支承于机匣上, 设其刚度为

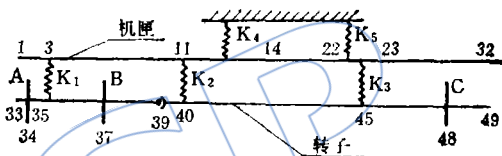


图1 单转子—机匣系统分析模型

$K_1 = K_2 = K_3 = 94,300 \text{ (kg/cm)}$ 。机匣简化为用无质量轴段连接的多个集中质量系统,通过两个弹性安装节或吊挂固定于台架或飞机上。分别计算、分析了 A、B、C 三盘中仅一盘具有不平衡量 0.1 (kg·cm) 时第 3、11、23 和 32 四站的响应。即假设振动传感器安装在 4 个平面。计算采用了文献〔1〕提出的子结构传递矩阵法。

发动机悬挂机构的刚性选用了两组数据,计算转速为 $6000 \sim 20000 \text{ (r/min)}$ 。在此转速范围内算出三个临界转速。用两组悬挂机构刚性数据计算所得结果差别不大,其主要结论完全一致。如取 $K_4 = 2000 \text{ (kg/cm)}$ 、 $K_5 = 1000 \text{ (kg/cm)}$ 算出的临界转速在 $6000 \sim 20000 \text{ (r/min)}$ 范围内有 $n_{c1} = 10800 \sim 11200 \text{ (r/min)}$; $n_{c2} = 15900 \sim 16000 \text{ (r/min)}$; $n_{c3} = 17600 \sim 17700$

(r/min) 。机匣上 4 个传感器位置上算出的振幅响应 A_3 、 A_{11} 、 A_{23} 和 A_{32} 随转速变化的响应曲线如图 2 (a)、(b)、(c) 所示。分析、比较图中各曲线可以看出:

1. 就对转子不平衡量的敏感性来说,第 3 和第 11 面对 A 面不平衡量是敏感的,对 B 面和 C 面上的不平衡量则不敏感;第 23 面对 C 面的不平衡比较敏感而对 A、B 面的不平衡却不敏感;第 32 面则对 A、B、C 面的不平衡都较敏感。为了减少测试面数目,在这 4 个面中取 2 个面作为测试面就可以了。

2. 就敏感转速而言,当 A 面不平衡时,敏感转速是 n_{c2} ,在此转速下第 3、11 和 32 面均出现大振幅响应;当 C 面具有较大不平衡时,则敏感转速是 n_{c1} ,此时第 23 和 32 面均可测出大振幅,而 3 和 11 面测出振幅响应较小;B 面有较大不平衡时,敏感转速是 n_{c3} ,此时在第 23、特别是 32 面可测出较大振动。

在 n_{c1} 时,第 23 和第 32 面有较大响应,这和前面分析的结果是一致的。因涡轮转子刚性

较低, n_{c1} 靠近单独的 涡轮转子的临界转速。当涡轮盘 C 面上具有较大不平衡量时, 涡轮部分的振动必然很大, 外传振动也会随之很大。同理, n_{c2} 则接近于单独的压气机转子的临界转速, 此时压气机转子振动较大, 当 A 面有较大不平衡量时, 从前支点传出的振动必然很大。

由于实际发动机上很难接触到 B 面, 本机平衡时一般不在 B 面上加配重, 故考察 B 面上是否有大不平衡量实用意义不大。此外, 一般航空发动机在工作转速范围内不会出现第 3 阶临界转速, 故考察它也无多大实际意义。

实际发动机中不会仅有一个面不平衡, 另一些是完全平衡的。但多数情况下 A 面 (压气机转子) 和 C 面 (涡轮转子) 中总有一个面不平衡量大一些。在此情况下, 上面分析到的特征就会呈现出来。根据机匣上测出的振动响应特征曲线即可判断主不平衡转子。在某些情况下也有可能 A 面和 C 面均有较大的、数值接近的不平衡量。这时在第 3、11、23 和 32 面会同时将 A 面和 C 面大不平衡的响应特征反映出来。即在 n_{c1} 时, 第 23 和 32 面上出现大响应; 在 n_{c2} 时第 3 和 11 面上出现大响应。在测试面测出的应是两个面不平衡量引起的振动的矢量和。但很有意思的一点是 A、C 两面不平衡量引起的大振动既不在同一转速出现, 又分别在不同测试面反映出来。所以 A、C 两面的不平衡矢量之间的相位差是 0° (同相)、 180° (反相) 或任何其它值对测量结果无什么影响。

我们可以利用上面分析的结果, 在机匣上选取 2~3 个测试面, 例如取第 3 和第 23 两个面, 测出该两测面上经过滤波后振频等于转子转速的响应曲线, 与前面分析得出的所谓标准响应曲线比较, 即可判断出压气机转子 (A 面) 和涡轮转子 (C 面) 究竟哪个是主不平衡转子, 或判断出两个转子不平衡量均很大而均需予以平衡。确定出主不平衡转子后, 就可按本机平衡方法^[2] 对需要平衡的转子进行平衡。

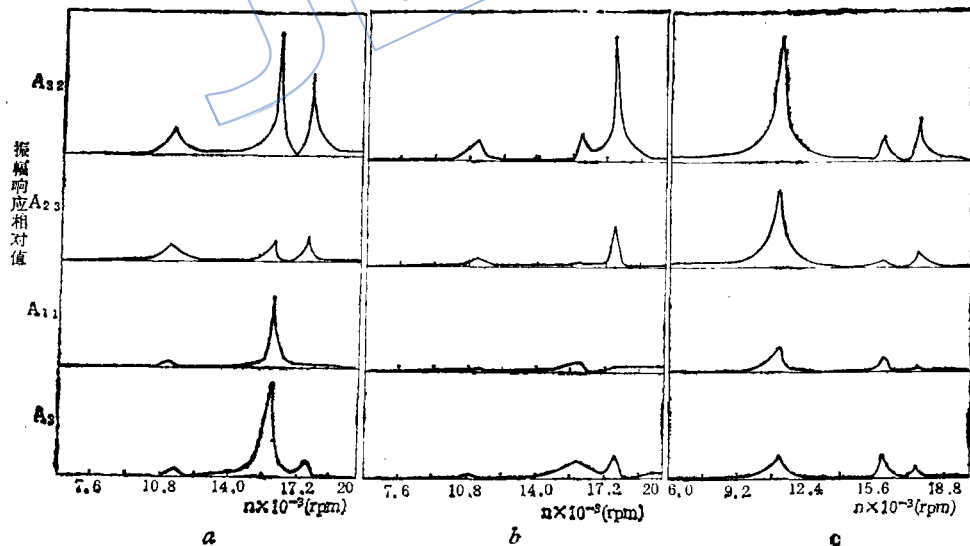


图 2 机匣上四测试面的响应曲线

(a) $q_a = 0.1 \text{ Kgcm}$,

(b) $q_b = 0.1 \text{ Kgcm}$,

(c) $q_c = 0.1 \text{ Kgcm}$ 。

由于发动机结构复杂,按简化模型计算结果会有一定误差。实际中,应对同一型号发动机抽出几台样品,经过实测作出标准的不平衡响应曲线供比较,分析之用。同时也应经过实测确定是否需要进行本机平衡的规范值。

四、双转子发动机的本机平衡

双转子发动机的低压转子一般制成三支承形式,压气机和涡轮用铰接式联轴器相联。其高压转子,压气机与涡轮多为刚性联结。由于高压转子位于发动机中段,很难找到便于接触的平衡面,平衡起来要作大的拆装很不方便,故目前通常只在本机上平衡低压转子。当然,如果在研制中考虑到高压转子要作本机平衡而在设计中采取便于测量和加配重的措施,对高压转子进行本机平衡也是可行的。

使用跟踪滤波器测发动机振动,即可分别测出高、低压转子引起振动的大小,将其与典型的测振值对比,就可确定高压和低压哪一个转子是主不平衡转子。如果仅能平衡低压转子,只需利用跟踪滤波器直接测出几个测振点的低压子转的不平衡响应曲线,象前面分析单转子发动机那样,同事先测出的是否需进行本机平衡的规范值及标准的响应曲线对比,就可确定出是否需要对本机平衡和需要对哪个转子(压气机或涡轮)进行本机平衡。如果测出发动机的总振动过大,而低压转子不平衡量又不过大,则显然是高压转子不平衡量过大。如该种发动机不能在本机上平衡高压转子,则只好用别的方法进行。

五、小 结

1. 经过分析、实测,确定出机匣外壳上几个(2~3个)合适的测振点,这些点的测振结果要能反映整机振动。对双转子发动机来说,要能反映出高、低压转子引起的振动。测振点要对压气机转子和涡轮转子的不平衡力有不同的敏感性。
2. 经分析、测定,确定出转子需要进行本机平衡的规范值和供确定主不平衡转子对比的标准响应曲线,或测振时的敏感转速。
3. 平衡单转子发动机或平衡双转子发动机中的低压转子,只要测出几个测点与该转子同步进动的不平衡响应曲线,与事前确定的规范值和标准响应曲线对比,即可确定出是否需要进行本机平衡和主不平衡转子。如用敏感转速时的响应曲线进行对比则更简单。
4. 用本机平衡方法对主不平衡转子进行本机平衡。

参 考 文 献

- [1] Yan Litong, "Dynamic Analysis of Complex Composite Rotor Systems with Substructure Transfer Matrix Method," ASME, 85-GT-74.
- [2] 晏砾堂、朱梓根, "柔性转子的本机平衡", 中国航空学会学术会议论文选编, 1983—1984年。

of complex rotor-support systems. For the systems with only one interconnection, such as single rotor with one flexible support, the eigenvalues can be readily obtained without any iteration from intersections of the critical speed map of rotor subsystem and the mechanical impedance curve of flexible support one. The present method can be used for eigensolution of the complex multi-spool rotor system with intershaft bearings and special shape of rotor structure, no matter whether it has isotropic or orthotropic properties, as well as it is undamped or damped. The analysis can be completed by calculation only or in combination with test data. Numerical examples show that this method is suitable for engineering application with high accuracy, convenience and low cost.

SIMPLE BALANCE METHODS OF HIGH-SPEED ROTORS IN FIELD

Yan Litang, Zhu Zigen, Li Qihan

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

Some simple dynamic balance methods of rotor systems are investigated. These methods featuring simplicity and ease without recourse to any complicated instrumentation and calculation system are particularly suitable for rotor balance in field. The simple rotor balance method with influence coefficients and that with least quadratic are presented. The balance problems of rotors with non-axisymmetrical support stiffness and for rigid rotor systems in field are also discussed. Some practical examples prove the methods presented are applicable.

A METHOD FOR DETERMINING MAJOR UNBALANCE ROTOR

Yang Litang and Li Qihan

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

This paper provides a method to determine whether a compressor or a turbine rotor is the major unbalance rotor according to the vibration signals measured from transducers mounted on the engine case. The method only needs to choose two or three transducers sensitive to unbalance responses in different places. The major unbalance rotor can thus be recognized by comparison of the vibration data measured at some sensitive speeds with the standard vibration data which have been previously measured and analyzed. The method can be readily applied to rotor balance of aeroengine in field and save time and cost.