

转子许用剩余不平衡量的分析与试验*

葛玉柱¹, 雷雪梅¹, 张跃春², 方志翔¹, 卢璋¹

(1. 湖南泛航智能装备有限公司 株洲, 412000)

(2. 湖南航翔燃气轮机有限公司 株洲, 412000)

摘要 针对转子平衡问题,分析了目前国际上常用的确定许用剩余不平衡量的方法,探讨了各标准及相关方法的原理、出发点及发展历史,明确了不同计算方法中各物理量的含义,提出了在使用不同方法时的注意事项和建议,比较了各方法所得出的许用剩余不平衡量引起的不平衡力以及所占轴颈静载荷的百分比。通过试验验证了许用剩余不平衡量对高速叶轮机械振动和温度的影响。对于常用的平衡品质级别:在现有常用动平衡机能达到的灵敏度内,美国石油协会(American Petroleum Institute,简称API)规定的许用剩余不平衡量最小,对轴承寿命的影响也最小;工程应用中,需考虑动平衡机的灵敏度,以确定合适的许用剩余不平衡量;许用剩余不平衡量应按照相应的准则分配到校正平面;确定许用剩余不平衡量的各方法所用公式中物理量的含义各不相同,具有较强的行业特征和时代特征,其中API考虑了动平衡机的灵敏度水平,更具技术先进性、经济性、可操作性及应用参考价值。

关键词 转子;许用剩余不平衡量;平衡品质级别;分配;不平衡力;动平衡机灵敏度

中图分类号 TH132;TH442;O347.6

引言

转子不平衡是引起很多转子振动超标、提前失效或损坏的主要原因。工程实践表明,汽轮机、压缩机、齿轮传动装置及叶轮驱动装置等带有旋转转子的设备,其运行平稳性与转子的动平衡品质密切相关。因此,对转子进行合适的平衡是降低机器振动水平和噪声水平、提高机器使用寿命、可靠性和安全性的有效措施。对转子进行平衡的目的是将转子的剩余不平衡量或者由不平衡引起的轴承动支承载力、轴的挠度、振动值限制在规定的范围内。工程实践中对转子进行平衡时,关注最多的是转子在完成平衡后的剩余不平衡量,当剩余不平衡量小于允许的值(即许用剩余不平衡量)时,说明转子已经达到规定的平衡品质。然而,实际中在确定许用剩余不平衡量时,往往只规定总的许用剩余不平衡量和校正平面,而忽视了一些计算方法中各物理量的具体含义、许用剩余不平衡量向校正平面内的分配以及动平衡机的灵敏度等方面。邓旺群等^[1]在针对涡轴发动机动力涡轮转子高速平衡技术研究中提出的平衡要素确定原则,对转子平衡有较大的借鉴作用。韩辅君等^[2]在研究磁悬浮飞轮转子现场平衡时采用了

通过动力学分析来求解力不平衡量和力偶不平衡量的方法。徐锡林等^[3]论述了许用剩余不平衡量向校正平面内的分配,为工程人员提供了有意义的参考。针对 T700 航空发动机柔性转子, Burgess 等^[4]通过试验进一步验证,对于限制转子通过弯曲临界时的振动,基于多面/多速动平衡的影响因子法是有效的,基于该方法所设计的动平衡设备采用的动平衡技术对于柔性转子的动平衡具有实际应用价值。

笔者分析了许用剩余不平衡量的计算公式,阐明了其原理和出发点,针对公式的使用给出了一些建议,并做了相关的试验验证。

1 转子许用剩余不平衡量的计算方法

1.1 ISO 算法

国际标准化组织(international organization for standardization,简称ISO)关于刚性转子平衡程序和平衡允差的最新专业技术标准是 ISO 21940-11^[5],此前该标准沿用 ISO 1940-1^[6],我国 2006 年发布的 GB/T 9239.1^[7]等同采用了文献[6]标准。文献[5]标准中规定的关于许用剩余不平衡量的计算式为

* 湖南省高新技术产业科技创新引领计划资助项目(2020GK4059)

收稿日期:2021-01-11;修回日期:2021-03-25

$$U_{\text{per}} = 9\,549 \frac{GW}{N} \quad (1)$$

其中: U_{per} 为转子的总许用剩余不平衡量; G 为平衡品质级别; W 为转子质量; N 为运行转速。

虽然文献[5]是关于刚性转子平衡的相关标准,但在关于挠性转子平衡的标准[8]中对挠性转子许用剩余不平衡量的规定也是基于文献[5]的计算法提出。

应用ISO算法时,需要将转子的总许用剩余不平衡量 U_{per} 分配到允差平面(通常等同于支承平面上)。但是在进行动平衡操作时,由于不平衡量的校正通常不能在所设定的允差平面上进行,因此还需要将其分配到校正平面上。文献[5,8]分别阐述了刚性转子和柔性转子许用剩余不平衡量的分配规则。

ISO标准规定的剩余不平衡量计算方法是基于20世纪60年代初德国提出的准则:不论什么转子,当动平衡品质相同时,其轴承的单位动力承压(即单位质量导致的不平衡力作用于轴承上的力)应该相同,即用轴承的单位承压大小作为衡量动平衡品质的出发点[9]。由该准则可以导出

$$e_{\text{per}} \Omega = C \quad (2)$$

其中: e_{per} 为许用剩余不平衡度, $e_{\text{per}} = U_{\text{per}}/W$; Ω 为转子角速度; C 为常数。

式(2)是动平衡理论的基础,下面对其来源做相应推导。由于转子不平衡量而导致的不平衡力 F_c 为

$$F_c = U_{\text{per}} \Omega^2 = e_{\text{per}} W \Omega^2 \quad (3)$$

对于由轴承支承的转子系统,由于转子不平衡量而导致的不平衡力必将作用于轴承上,故不平衡力作用于轴承上总的力为

$$F = F_c \quad (4)$$

对于几何相似且材料相同的转子1和转子2,设其几何比例为 k ,以下标1和2分别表示2个转子的轴承承压面积 S 、质量 W 、半径 R 、角速度 Ω 、不平衡力作用于轴承上总的力 F 和许用剩余不平衡度 e_{per} ,则

$$\begin{cases} S_1 = k^2 S_2 \\ W_1 = k^3 W_2 \end{cases} \quad (5)$$

由于2个转子材料相同,所以转子的许用线速度也应相等,故有

$$R_1 \Omega_1 = R_2 \Omega_2 \Rightarrow \Omega_1 = \frac{R_2}{R_1} \Omega_2 = \frac{1}{k} \Omega_2 \quad (6)$$

按照上述准则,若2个转子动平衡品质相同,则不平衡力作用于轴承上的单位承压大小(轴承的单

位动力承压)为

$$\frac{F_1}{S_1} = \frac{e_{\text{per1}} W_1 \Omega_1^2}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} = \frac{e_{\text{per2}} W_2 \Omega_2^2}{S_2} \quad (7)$$

将式(5)、式(6)代入式(7),即可得到式(2)。通常情况下,对于相同形式的转子,其许用剩余不平衡度与转子的转速成反比。可以看出,式(1)根据式(2)很容易推导出,因此ISO关于许用剩余不平衡量的计算法是基于工程实践经验的公式。为形成工程界的统一共识,最初制定该准则时将式(2)中的常数进行了标准化和系列化,并将其用平衡品质级别 G 来表达,以适应不同要求、不同转速下运转的各类转子。

式(2)也表明,对于以相同的圆周速度运行的几何形状相似的转子,转子内的应力和轴承载荷比(由离心力产生)是相同的[5]。

以上观点和方法被德国工程师协会应用到评价刚性转子平衡状态的标准[10]中,后来被ISO采纳。

1.2 API 算法

API关于转子许用剩余不平衡量的计算方法简单,并且在关于压缩机的标准[11-12]、关于齿轮传动装置的标准[13-14]以及关于汽轮机的标准[15-16]等都采用了相同的计算式,同时形成了关于转子动力学的相关标准[17]。美国齿轮制造协会在关于高速齿轮传动装置的标准[18]中对于齿轮转动件的许用剩余不平衡量也采用了与API标准相同的计算方法。

最新版的关于压缩机[11]和汽轮机[16]对转子动平衡的标准更高,提出所有的主要旋转件应按照文献[6](已被文献[5]替代)的要求单独动平衡,达到G0.67级以上。进入组件装配后,转动件需进行多面动平衡(双面动平衡也包含在其中),保证多面动平衡的组件至多包含2个主要旋转件,且动不平衡的校正应采用加重的方法。API标准规定的每个平面(轴颈支承平面)上的最大许用剩余不平衡量为

$$\begin{cases} U_{\text{per}} = 6\,350 \frac{W}{N} & (N < 2.5 \times 10^4 \text{ r/min}) \\ U_{\text{per}} = \frac{W}{3.937} & (N \geq 2.5 \times 10^4 \text{ r/min}) \end{cases} \quad (8)$$

其中: U_{per} 为每个平面(轴颈支承平面)上的最大许用剩余不平衡量; W 为单个支承轴颈的静载荷; N 为最高连续运行转速。

API标准指出:转速超过 2.5×10^4 r/min时,最大许用剩余不平衡量的限制值是基于 $0.254 \mu\text{m}$ 的质心偏移量(即许用剩余不平衡度),该值与传统动

平衡机所能达到的灵敏度基本一致,且对于在高速下运转的小型转子是必需的^[11]。动平衡机灵敏度的典型范围为0.127~0.254 μm,而对于灵敏度为0.127 μm的动平衡机,在实际使用时其能达到的灵敏度仅为0.254 μm左右。API规定的许用剩余不平衡量和动平衡机的最小可测不平衡量是基于0.254 μm的灵敏度^[17]。由此可以看出,对于转速达到 2.5×10^4 r/min的转子,如果要达到ISO G0.4级的平衡品质级别,则允许的质心偏移量为0.153 μm,这就需要实际灵敏度高于0.153 μm的动平衡机。王秋晓等^[19]通过理论分析和试验相结合的方式,研究了单面立式平衡机的不平衡叠加效应,对提高动平衡机的灵敏度具有一定的指导意义。章云等^[20]通过研究,提出了一种高速转子分布式不平衡量无试重识别方法,该方法更适用于高速转子的动平衡,对于转速高于 2.5×10^4 r/min的具有分布式不平衡量的高速转子,该方法具有一定的实用性。

API 617标准自1988年开始采用式(8)来计算许用剩余不平衡量。可以看出,式(8)与式(1)表达基本相同。API标准规定的关于许用剩余不平衡量的公式也是基于式(2)所表达的经验式,不同的是,式(8)是将其中的常数直接规定为某一固定数值以表达转子的平衡品质,而ISO的表达式(1)是将其分为不同的平衡品质级别。

根据API的规定可知,区别于ISO标准规定了转子的总许用剩余不平衡量后将其分配到允差平面上的方法,API标准直接规定了每个允差平面(轴颈支承平面)上的许用剩余不平衡量。在文献[5]中,叶轮机械转子(压缩机、燃气轮机或汽轮机、直升机燃机等)的平衡等级推荐采用G2.5级或G6.3级,这2个平衡品质级别对应的许用剩余不平衡量用API标准的公式可以表达为

$$\begin{cases} U_{\text{per}} = 23\,872.5 \frac{W}{N} & (\text{相当于ISO G2.5级}) \\ U_{\text{per}} = 60\,158.7 \frac{W}{N} & (\text{相当于ISO G6.3级}) \end{cases} \quad (9)$$

在实际应用中,ISO标准规定的G2.5级或G6.3级的平衡品质级别满足不了很多叶轮机械转子的运转。工程实际应用的大量数据表明,高速离心压缩机、工业汽轮机和高速齿轮传动的转子,经校正后的剩余不平衡量均高于ISO标准的规定,其实际的平衡品质均达到G0.4~G1级的水平。绝大多数工程人员还将叶轮机械转子和高速齿轮转子的平衡品质级别提高到至少ISO G1级的水平或者直接按照

API标准的要求执行。从相关公式可看出,API标准规定的许用剩余不平衡量大约等同于ISO标准规定的平衡品质级别为G0.665级所计算出的许用剩余不平衡量。

根据API标准中关于转子平衡的内容,API标准并没有特别地将校正平面和允差平面区分开来,但根据相关描述,其将校正平面默认为允差平面(轴颈支承平面)。实际上,在执行动平衡操作时,仍然会碰到校正平面与允差平面不重合的情况,此时建议按照ISO标准的规定,将允差平面上的许用剩余不平衡量分配到校正平面上。

1.3 美国军用标准算法

1.3.1 1974版美国军用标准算法

1974版美国军用标准MIL-1974^[21]根据转子运行的不同转速级别分别规定了不同的计算公式:对转速高于150 r/min的机器,所有旋转工件都要做动平衡;对转速低于150 r/min的机器,转子和轴应做静平衡。该标准直接规定了在每个校正平面上的许用剩余不平衡量,即

$$\begin{cases} U_{\text{per}} = 281 W & (N < 150 \text{ r/min}) \\ U_{\text{per}} = 6.35 \times 10^6 \frac{W}{N^2} & (150 \text{ r/min} \leq N < 1\,000 \text{ r/min}) \\ U_{\text{per}} = 6\,350 \frac{W}{N} & (N \geq 1\,000 \text{ r/min}) \end{cases} \quad (10)$$

其中: U_{per} 为每个校正平面上的许用剩余不平衡量; W 为转子质量; N 为最高运行转速。

区别于API标准规定的每个校正平面上的许用剩余不平衡量是基于单个支承轴颈的静态载荷,文献[21]规定的每个校正平面上的许用剩余不平衡量是基于转子质量。对于转速高于1 000 r/min的转子,如果有2个或2个以上的校正平面,则该标准计算出的转子总许用剩余不平衡量是API标准计算结果的倍数关系,该放大倍数等于校正平面的个数。

1.3.2 2005版美国军用标准算法

2005版美国军用标准MIL-2005^[22]已经替代了文献[21],新标准采用的许用剩余不平衡量计算公式与文献[5]相同,并且根据转速直接规定了平衡品质级别。当转子最高转速 $N < 1\,000$ r/min时,取 $G=2.5$;当 $N \geq 1\,000$ r/min时,取 $G=1$;对于有低噪音要求的转子,任何转速下都要求 $G=1.0$; $N < 150$ r/min时,除非特别指定,一般只需要静平衡。

文献[22]指出:对执行双面动平衡校正的转子,许用剩余不平衡量按质心到另一侧校正平面

的距离与2个校正平面的距离的比例进行分配,但规定许用剩余不平衡量在2个校正平面上的分配比例不应超过2:1,这与ISO标准有一定的区别。

以上许用剩余不平衡量的分配原则是直接将其分配到校正平面,而ISO是将许用剩余不平衡量先分配到允差平面,然后再根据允差平面与校正平面的位置关系来分配每个校正平面上的许用剩余不平衡量。应用文献[22]标准时,如果假设校正平面与允差平面是重合的,那么以上分配原则没有指出是适用于质心位于2个允差平面之间还是位于2个允差平面之外。如果质心位于2个允差平面之外,建议根据ISO标准的要求将许用剩余不平衡量分配到2个允差平面。

1.4 国家标准计算法

国家标准GB/T 8542^[23]是关于透平齿轮传动装置技术条件的标准,其规定每个轴颈上的许用剩余不平衡量为

$$U_{\text{per}} = 8.94 \times 10^7 \frac{W}{N^2} \quad (11)$$

其中: U_{per} 为每个平面(轴颈支承平面)上的最大许用剩余不平衡量; W 为单个支承轴颈的静载荷; N 为最高连续运行转速。

GB/T 8542和API标准规定的许用剩余不平衡量均为每个平面(轴颈支承平面)上的最大许用剩余不平衡量,所用的载荷 W 均为作用于单个支承轴颈的静态载荷,所用转速 N 均为最高连续运行转速。与API标准不同的是,GB/T 8542是以限制由不平衡引起的支承力(等于不平衡量而引起的离心力)为目标而规定的最大许用剩余不平衡量,其规定:作用于任一轴颈上允许最大的不平衡力不得超过该轴颈静重负荷的10%。根据式(3)并结合该规定,可以推导出式(11)。

文献[24]标准采用了与GB/T 8542相同的计算许用剩余不平衡量的公式,均是以限制由不平衡引起的支承力不超过轴颈静重负荷的10%为目标。从1988年至今的API标准,都沿用了式(8)的计算方法。

由GB/T 8542规定的每个轴颈上的许用剩余不平衡量可以看出:对于转速高于18 761 r/min的转子,如果要达到规定的许用剩余不平衡量,就需要更高灵敏度的动平衡机。GB/T 8542没有考虑到在实际操作时,由于动平衡机的灵敏度限制而

能达到的最小剩余不平衡量。因此,参考文献[23]确定许用剩余不平衡量时,对于转速超过18 761 r/min的转子需要考虑采用合适灵敏度的平衡机。

1.5 不平衡导致的支承力

由于转子不平衡而导致的作用力可以用式(3)表达,工程实践中,若是以限制不平衡导致的支承力为主要目的,则通过式(3)可以推算出转子的许用剩余不平衡量。

2 对比分析

不平衡和轴不对中被认为是导致机器故障甚至灾难性故障的2个主要因素^[25],转子平衡是实现旋转机械平稳运转的最重要和最常用的操作^[26]。由于不同计算方法对应的计算公式中的物理量所指的内容各有不同,因此使用以上公式时,应注意公式中每个物理量的含义。对于挠性转子,不仅需要注意单个平面内的许用剩余不平衡量,平衡时所选平面的位置和传感器放置的位置也非常重要,Smalley等^[27]在高速挠性转子平衡技术的研究中,针对在执行多面动平衡时平衡平面和传感器位置的选择问题给出了指导性方程。

以质量为100 kg、重心处于2个允差平面正中间、无低噪音要求的对称转子(见图1)为例,计算单个允差(支承)平面内的许用剩余不平衡量 U_{per} 、不平衡力 F_c 和不平衡力占轴颈静载荷百分比。

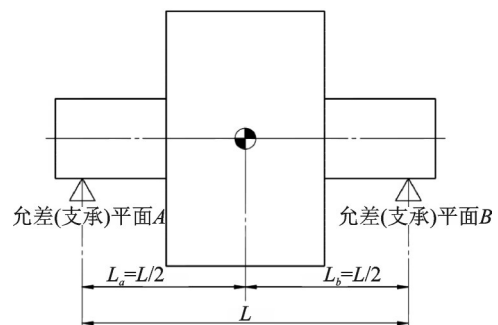


图1 对称转子

Fig.1 Symmetrical rotors

根据以上不同计算方法得到的单个允差(支承)平面内的许用剩余不平衡量 U_{pe} 如表1所示,其与转速的关系如图2所示。由许用不平衡量导致的单个允差(支承)平面上的不平衡力 F_c 及所占轴颈静载荷的百分比如表2所示,单个允差(支承)平面内的许用剩余不平衡量及不平衡力占轴颈静载荷的百分

表 1 单个允差(支承)平面内的许用剩余不平衡量 U_{per}
 Tab.1 Permissible residual unbalance U_{per} on each tolerance plane (bearing)

最高连续运行 转速/($r \cdot \min^{-1}$)	ISO(G2.5)	ISO(G1)	API	MIL-1974	MIL-2005	GB/T 8542
100	11 936.25	4 774.50	3 175.00	28 100.00	11 936.25	447 000.00
150	7 957.50	3 183.00	2 116.67	28 222.22	7 957.50	198 666.67
500	2 387.25	954.90	635.00	2 540.00	2 387.25	17 880.00
1 000	1 193.63	477.45	317.50	635.00	477.45	4 470.00
3 000	397.88	159.15	105.83	211.67	159.15	496.67
5 000	238.73	95.49	63.50	127.00	95.49	178.80
10 000	119.36	47.75	31.75	63.50	47.75	44.70
25 000	47.75	19.10	12.70	25.40	19.10	7.15
30 000	39.79	15.92	12.70	21.17	15.92	4.97

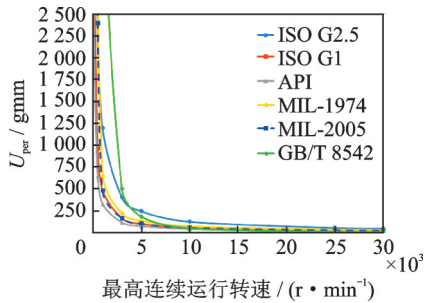


图 2 单个允差(支承)平面内的许用剩余不平衡量 U_{per} 与转速的关系

Fig.2 Permissible residual unbalance U_{per} on each tolerance plane (bearing) with speed

比与转速的关系分别如图 3 和图 4 所示。从表 1, 2 和图 2~4 可以看出,在现有常用动平衡机能够达到的实际灵敏度范围内($0.254 \mu\text{m}$), API 标准规定的对转子平衡品质的要求最严格。对于转速低于 $1\,500 \text{ r/min}$ 的常规用途转子,使用者可根据转子类型和应用工况选择合适的平衡品质。GB/T 8542 的方法由于 U_{per} 与转速的平方成反比,因此在高速时对转速很敏感,而在低转速时相对不敏感,建议在限制由不平衡引起的支承力的场合使用该方法,其余场合可参考 ISO 或 API 方法。

表 2 单个允差(支承)平面上的不平衡力 F_c 及所占轴颈静载荷的百分比

Tab.2 Unbalance force F_c for each tolerance plane (bearing) and their ratio to static journal loads

最高连续 运行转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	F_c/N						单个允差(支承)平面上的不平衡力占 轴颈静载荷的百分比/%					
	ISO (G2.5)	ISO (G1)	API	MIL- 1974	MIL- 2005	GB/T 8542	ISO (G2.5)	ISO (G1)	API	MIL- 1974	MIL- 2005	GB/T 8542
100	1.31	0.52	0.35	3.08	1.31	49.02	0.27	0.11	0.07	0.63	0.27	10.00
150	1.96	0.79	0.52	6.96	1.96	49.02	0.40	0.16	0.11	1.42	0.40	10.00
500	6.54	2.62	1.74	6.96	6.54	49.02	1.34	0.53	0.36	1.42	1.34	10.00
1 000	13.09	5.24	3.48	6.96	5.24	49.02	2.67	1.07	0.71	1.42	1.07	10.00
3 000	39.27	15.71	10.45	20.89	15.71	49.02	8.01	3.21	2.13	4.26	3.21	10.00
5 000	65.45	26.18	17.41	34.82	26.18	49.02	13.36	5.34	3.55	7.11	5.34	10.00
10 000	130.90	52.36	34.82	69.64	52.36	49.02	26.71	10.69	7.11	14.21	10.69	10.00
25 000	327.24	130.90	87.04	174.09	130.90	49.02	66.78	26.71	17.76	35.53	26.71	10.00
30 000	392.69	157.07	125.34	208.91	157.07	49.02	80.14	32.06	25.58	42.63	32.06	10.00

3 试验验证及结果

在额定转速为 $4.88 \times 10^4 \text{ r/min}$ 的齿轮驱动整体式高速离心压缩机上,针对总质量约为 4.2 kg 的高速转子组件,分别按照 ISO 标准推荐的 G2.5 级和

API 标准规定的动平衡等级进行动平衡。高速转子按 ISO 标准推荐的 G2.5 级进行动平衡,总的许用剩余不平衡量为 2.05 gmm ;按 API 标准规定的计算式进行动平衡,总的许用剩余不平衡量为 1.07 gmm 。完成装配后在整机综合性能试验台(见图 5)上进行

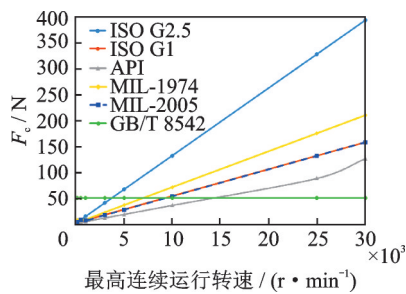


图3 单个允差(支承)平面上的不平衡力 F_c 与转速的关系
Fig.3 Unbalance force F_c on each tolerance plane (bearing) with speed

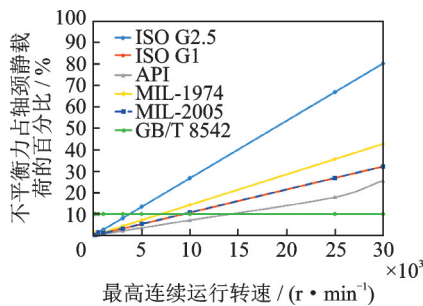


图4 单个允差(支承)平面上的不平衡力占轴颈静载荷的百分比与转速的关系
Fig.4 Ratio between unbalance force on each tolerance plane (bearing) and static journal loads vs speed

满载机械运转试验,试验中监控压缩机齿轮箱高速轴承温度值和箱体上高速转子组件轴承座附近的振动值。为尽量消除装配影响,做完动平衡后的同一根高速转子组件分别在整机上装配并试验3次(均达到热平衡),取平均值进行对比。



图5 高速离心压缩机整机综合性能试验台
Fig.5 Performance test bench for high-speed centrifugal compressor

试验结果显示:在额定转速为 4.88×10^4 r/min、相同空气流量和出口压力工况下,高速转子组件按ISO标准G2.5级动平衡,3次试验振动平均值为5.83 mm/s,过一阶临界转速时的振动最大值的平均值为7.22 mm/s,热平衡后两处高速轴承温度平均值分别为69.1℃和73.3℃;按API标准规定进行动平衡,3次试验振动平均值为2.03 mm/s,过一阶

临界转速时振动最大值的平均值为3.95 mm/s,热平衡后两处高速轴承温度平均值分别为67.7℃和71.2℃。其中,高速转子组件按ISO标准G2.5级动平衡后的整机试验振动值已超出相关标准规定的振动评价值,不能满足设备的长期运行和使用要求。

以上试验表明:对于高速设备,按照ISO标准推荐的平衡品质级别进行动平衡,不一定能满足使用要求;按照API规定进行动平衡,则可能使高速设备在更稳定的工况下工作。在工程应用中,高速转子的动平衡准则推荐参照API标准的要求执行。

4 结论

1) 目前国际上常用标准确定许用剩余不平衡量的各方法所用公式中物理量的含义各不相同,各标准具有较强的行业特征和时代特征,其中API标准考虑了动平衡机的灵敏度水平,更具技术先进性、经济性、可操作性及应用参考价值。

2) 对于常用的平衡品质级别(ISO G0.4级除外),在现有常用动平衡机能够达到的实际灵敏度范围内($0.254 \mu\text{m}$),API标准规定的许用剩余不平衡量最小,所产生的不平衡力和振动最小,对轴承寿命的影响也最小。

3) 在工程应用中,需要同时考虑在执行动平衡操作时用到的动平衡机所能达到的灵敏度,以确定合适的许用剩余不平衡量。

4) 执行动平衡操作时,许用剩余不平衡量应按照相应的准则分配到每个校正平面上去。

参 考 文 献

- [1] 邓旺群,高德平. 涡轴发动机动力涡轮转子高速动平衡技术研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(5): 669-675. DENG Wangqun, GAO Deping. High speed dynamic balance technique of a power turbine rotor of a turbine shaft engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(5): 669-675. (in Chinese)
- [2] 韩辅君,房建成. 磁悬浮飞轮转子系统的现场动平衡方法[J]. 航空学报, 2010, 31(1): 184-190. HAN Fujun, FANG Jiancheng. Field balancing method for rotor system of a magnetic suspending flywheel [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2010, 31(1): 184-190. (in Chinese)
- [3] 徐锡林,王悦武,张守愚. 回转机械转子许用剩余不平衡量的合理确定[J]. 通用机械, 2004(8): 25-32. XU Xilin, WANG Yuewu, ZHANG Shouyu. Conforming the reasonable remained unbalance of rotor in rotary machine [J]. General Machinery, 2004(8): 25-

32. (in Chinese)
- [4] BURGESS G, RIO R. T700 power turbine rotor multiplane/multispeed balancing demonstration, NASA-CR-159586[R]. Washington D C: National Aeronautics and Space Administration, 1979.
- [5] ISO 21940-11—2016 Mechanical vibration-rotor balancing-part 11: procedures and tolerances for rotors with rigid behaviour[S]. Switzerland: International Organization for Standardization, 2016.
- [6] ISO 1940-1—2003 Mechanical vibration-balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state-part 1: specification and verification of balance tolerances [S]. Switzerland: International Organization for Standardization, 2003.
- [7] GB/T 9239.1—2006 机械振动恒态(刚性)转子平衡品质要求 第1部分:规范与平衡允差的检验[S]. 北京: 中国标准出版社, 2007.
- [8] ISO 21940-12—2016 Mechanical vibration-rotor balancing-part 12: procedures and tolerances for rotors with flexible behaviour [S]. Switzerland: International Organization for Standardization, 2016.
- [9] 周仁睦. 转子动平衡-原理、方法和标准[M]. 北京: 化学工业出版社, 1992:7-18.
- [10] VDI 2060—1966 Standards of evaluation for the state of balance of rotating rigid bodies[S]. Dusseldorf: The Association of German Engineers, 1966.
- [11] API 617—2014 Axial and centrifugal compressors and expander-compressors[S]. Washington: American Petroleum Institute, 2014.
- [12] API 672—2004 Packaged, integrally geared centrifugal air compressors for petroleum, chemical, and gas industry services[S]. Washington: American Petroleum Institute, 2004.
- [13] API 613—2003 Special purpose gear units for petroleum, chemical and gas industry services[S]. Washington: American Petroleum Institute, 2003.
- [14] API 677—2006 General purpose gear units for petroleum, chemical and gas industry services[S]. Washington: American Petroleum Institute, 2006.
- [15] API 611—2008 General purpose steam turbines for petroleum, chemical and gas industry services[S]. Washington: American Petroleum Institute, 2006.
- [16] API 612—2014 Petroleum, petrochemical, and natural gas industries-steam turbines-special-purpose applications [S]. Washington: American Petroleum Institute, 2014.
- [17] API 684—2005 API standard paragraphs-rotordynamic tutorial: lateral critical speeds, unbalance response, stability, train torsionals, and rotor balancing[S]. Washington: American Petroleum Institute, 2005.
- [18] ANSI/AGMA 6011-J14—2014 Specification for high speed helical gear units [S]. Virginia: American Gear Manufacturers Association, 2014.
- [19] 王秋晓,李皓月,郭永财,等. 单面立式平衡机的不平衡叠加效应的实验研究[J]. 振动与冲击, 2020, 39(15):88-102.
WANG Qiuxiao, LI Haoyue, GUO Yongcai, et al. Tests for unbalance superposition effect of a single-sided vertical balancing machine [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(15):88-102. (in Chinese)
- [20] 章云,胡振邦,梅雪松. 高速转子分布式不平衡量无试重识别方法[J]. 振动与冲击, 2017, 36(4):28-31.
ZHANG Yun, HU Zhenbang, MEI Xuesong. An identification method of distributed imbalance without trial weights for high speed rotors [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(4):28-31. (in Chinese)
- [21] MIL-STD-167-1 (SHIPS)—1974 Department of defense test method mechanical vibrations of shipboard equipment (type i-environmental and type ii-internally excited)[S]. Washington: Naval Ship Systems Command, 1974.
- [22] MIL-STD-167-1A—2005 Department of defense test method standard mechanical vibrations of shipboard equipment (type i-environmental and type ii-internally excited)[S]. Washington: Naval Sea Systems Command, 2005.
- [23] GB/T 8542—1987 透平齿轮传动装置技术条件[S]. 北京:中国标准出版社, 1987.
- [24] API 617—1979 Centrifugal compressors for general refinery services[S]. Washington: American Petroleum Institute, 1979.
- [25] RIEGER N F. Balancing of rigid and flexible rotors, SVM-12[R]. Washington D C: United States Department of Defense, the Shock and Vibration Information Center, 1986.
- [26] MAURICE L A J R. Rotating machinery vibration from analysis to troubleshooting [M]. New York: Marcel Dekker, Inc., 2001:331-332.
- [27] SMALLEY A J, TESSARZIK J M, RIO R A. Balancing techniques for high-speed flexible rotors, NASA CR-2975[R]. Washington D C: National Aeronautics and Space Administration, 1978.



第一作者简介:葛玉柱,男,1985年6月生,硕士、高级工程师。主要研究方向为高速叶轮机械、齿轮传动系统的设计及其润滑。曾发表《Influence factors and calculating methods for gear windage power loss》(《Applied Mechanics and Materials》2011, Vol.86)等论文。
E-mail: avictt_gyz@163.com