

风机叶片掠过频率噪声的等效激励源辨识方法

王晨光¹, 冯海军², 章艺², 周璞², 蒋伟康¹

(1.上海交通大学机械系统与振动国家重点实验室 上海,200240)

(2.上海船舶设备研究所 上海,200031)

摘要 离心风机流体激励源位于风机内部,并且是分布式的激励源,可以通过计算流体力学(computational fluid dynamics,简称 CFD)分析计算激励力分布,但无法通过表面的动力响应来反求激励力,验证 CFD 结果的正确性。针对此问题,建立了风机叶片噪声的等效激励源辨识方法,用实验的方法获得蜗壳振动大小以及候选等效激励点到蜗壳振动测点的传递函数,测量了离心风机在额定工况下的压力脉动大小,通过多项式拟合得到了蜗壳面上的压力脉动分布,为等效源选择提供依据。通过最小误差算法优化选择等效激励源候选点,根据 Tikhonov 正则化算法反演得到等效激励力大小,再用测量得到的传递函数与反演得到的等效激励力计算蜗壳、机脚等位置的振动响应,来验证反演结果的等效性与准确性。主要的叶片掠过频率峰值反演结果与测量结果误差在 2 dB 左右,成功反演了离心风机叶片掠过频率等效激励力。

关键词 离心风机;分布源反演;等效激励源;叶片掠过频率

中图分类号 TH44; O327

引言

离心风机是一种将机械能转化为输送气体压力和动能的流体机械,其在运行过程中会产生较大的振动和噪声,有必要对离心风机内部激励源的辨识进行研究,获得振动和噪声产生的机理,以便进一步降低设备的振动和噪声^[1]。离心风机流体激励源位于设备内部,并且是分布的激励源,无法直接进行测量,需要通过载荷识别技术反演和辨识分布的激励源。国内外针对离心风机振动噪声问题的研究主要有风机和叶轮参数等对振动噪声的影响^[2]、离心风机流体 CFD 仿真与振动噪声仿真^[3-4]、风机振动噪声的传递路径及噪声预测^[5]、载荷分布对风机气动性能影响的数值计算研究^[6]、基于分布载荷的风机优化设计^[7]以及风机内部流体激励对风机振动的数值研究^[8]。从方法上看,多数针对风机载荷与振动的研究思路都是通过仿真、优化与实验验证来探讨风机参数对振动噪声的影响,而缺少对风机载荷的反演研究,来辨识噪声与振动产生的激励载荷。载荷识别是将测量的响应数据进行傅里叶变换并和频响函数矩阵的逆相乘来获取载荷^[9]。载荷识别问题属于动力学逆问题中的第 2 类逆问题,逆问题求解过程中的不稳定性会严重影响到最终的识别精度。

使用正则化方法可以很好地处理这一问题,其中 Tikhonov 正则化方法在载荷识别问题中得到了广泛的应用^[10]。此外,利用概率统计学中的贝叶斯方法,也是解决载荷识别问题的重要手段^[11]。但传统方法对于逆问题求解的都是集中载荷识别问题,无法求解离心风机分布载荷。Otsuka 等^[12]在对稳态运行的单缸发动机的振动力识别研究中引入了等效力的概念,即与真实作用力对于振动响应有相同作用效果的等效力,为分布载荷的反演识别问题提供了很好的借鉴思路。

笔者针对离心风机分布流体激励载荷识别问题,建立分布源的等效激励力辨识模型,采用实验方法反演离心风机内部等效激励力,通过最小误差方法合理选择等效激励点位置,通过 Tikhonov 正则化方法反演得到等效激励力大小,再根据反演结果预测风机机脚、蜗壳等测点的振动大小,与实际测试结果进行对比,验证等效力反演的准确性。

1 风机内部激励源辨识方法

风机内部流体激励源为分布激励,通过简单的有限点的响应测量是无法反演得到完整的激励分布的,只能通过复杂的流体仿真得到风机内部激励力

大小,耗时费力。在对分布激励的识别过程中,重要的是载荷的平均水平和作用效果的辨识。为了达到这一目标,提出了基于等效激励源的风机分布激励力辨识模型。其中,等效是指相同的作用效果,即将目标点的响应作为离散后的等效激励源的作用结果,使辨识得到的等效激励源与真实激励源有相同的作用效果。同时,将目标点的拟合误差作为等效激励源的辨识误差,来衡量等效源辨识结果的准确程度。

1.1 等效源模型的建立

等效激励源模型将风机内部分布激励简化为集中的力源,要确定等效源的数量和位置,既要根据激励的真实分布情况考虑,又要将辨识的误差降低到最小。

等效源数量是通过奇异值分解的方法计算截断后非零奇异值的个数来确定的,只要等效源数量大于截断后最大奇异值到截断量之间所包含的奇异值个数,就可以认为该等效源数量足够表征激励力特性,一般从最大奇异值向下截取 10 dB(10 倍能量)即可满足。

等效源位置的确定采用目标点输出累计误差最小来确定^[13-14]。

假定 Y_Z 为响应坐标集合 Z 中的动态响应, Y_X 为响应坐标集合 X 中的动态响应, Z 为目标响应集合, X 为已知响应集合,两者无交集。给定的候选等效激励力坐标集合为 F , 得到

$$Y_Z = T_{ZX}^F Y_X \quad (1)$$

其中: T_{ZX}^F 为响应 Y_X 到 Y_Z 的传递矩阵。

$$T_{ZX}^F = H_{ZF} H_{XF}^+ \quad (2)$$

其中: H_{ZF} 和 H_{XF} 为激励集合 F 到响应集合 Z 和集合 X 的频响函数矩阵; H_{XF}^+ 为 H_{XF} 的广义逆; 集合 X 中元素个数大于集合 F 中元素个数。

为了使用上述方法,首先要得到响应 Y_X 到 Y_Z 的传递矩阵。由于并不知道激励力的位置,需要重复全部的可能组合并比较计算的 Y_Z 同实际测得结果 \widetilde{Y}_Z 的累计误差。对每一个组合,分别计算分析频段范围内 Y_Z 和 \widetilde{Y}_Z 的误差,误差最小的那个组合就是要得到的等效激励力的组合。

目标响应的累计误差可以定义为

$$\epsilon = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \sum_{\omega} \left(20 \lg \left| \frac{\widetilde{Y}_{Zi}(\omega)}{Y_{Zi}(\omega)} \right| \right)^2} \quad (3)$$

其中: m 为 Y_Z 的维数。

确定等效力组合之后,通过反演的方法得到这些等

效源的源强,再对目标点响应的拟合情况进行分析,同时也可获得等效源同分布的真实激励源之间的关系。

1.2 Tikhonov 正则化法

在建立了等效源模型之后,要对等效源的源强进行反演。在反问题的求解过程中,由于测量过程中不可避免的测量误差以及引入的噪声数据,激励通过传递函数引起响应这一等式是不能成立的,应用正则化方法可以减小反演误差。定义误差函数为

$$\delta = Y - HF \quad (4)$$

其中: F 为载荷激励; H 为载荷激励到响应的传递函数; Y 为响应; δ 为误差。

为了使误差函数取最小值, Tikhonov 给出的目标函数为

$$J = (\delta^H \delta) + \lambda^2 (F^H F) \quad (5)$$

其中: 上标 H 表示共轭转置; λ 为正则化参数。

将目标函数 J 对 F 求导并使其等于零,从而使函数取极小值,可得载荷解为

$$F = (H^T H + \lambda^2 I)^{-1} H^T Y \quad (6)$$

对矩阵 H 进行奇异值分解,可得

$$H = USV^T = \sum_{i=1}^M u_i s_i v_i^T \quad (7)$$

载荷激励解为

$$F_\lambda = \sum_{i=1}^M \frac{s_i^2}{s_i^2 + \lambda^2} \frac{u_i^T Y}{s_i} v_i \quad (8)$$

1.3 正则化参数确定方法

由式(8)可知,正则化参数选择的好坏直接关系到反演结果的准确性,这里引入两种常用的正则化参数选择方法: L 曲线法和广义交叉验证函数(generalized cross-validation, 简称 GCV)法。

1.3.1 L 曲线法

L 曲线法是最常用的正则化参数选择方法之一^[15], 由于拟合残差和正则解随正则化参数变化,两者在坐标系中曲线呈 L 形,在 L 形的拐角处拟合残差和正则化解恰好达到最佳平衡,此时对应的正则化参数为最佳正则化参数。令

$$\begin{cases} \rho = \lg(\|HF - W\|) \\ \theta = \lg(\|F\|) \end{cases} \quad (9)$$

则 L 曲线的曲率为

$$c(\lambda) = \frac{\rho' \theta'' - \rho'' \theta'}{\left((\rho')^2 + (\theta')^2 \right)^{\frac{3}{2}}} \quad (10)$$

最大曲率所对应点即为所求正则化参数。

1.3.2 GCV法

GCV法是一种基于数据统计算的方法,其主要思想是最优正则化参数能够预测任一新的数据。将主要数据分为两组,一组用于模型的训练,另一组用于对已训练好的模型进行误差估计,选择误差最小的作为最优模型。确定最优正则化参数的GCV函数形式为

$$G(\lambda) = \frac{\frac{1}{n} \|I - A(\lambda)W\|_2^2}{\left(\frac{1}{n} \text{tr}(I - A(\lambda))\right)^2} \quad (11)$$

其中: $A(\lambda) = H(H^T H + n\lambda I)^{-1} H^T$; n 为测点个数; $\text{tr}(\cdot)$ 为矩阵的迹。

求GCV函数的极小值即可确定最优正则化参数。

2 离心风机实验分析

2.1 实验布置

分布式激励源的研究对象为离心式风机,如图1所示。

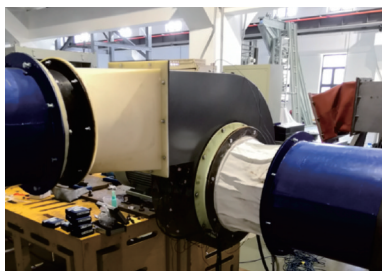


图1 离心风机实验样机
Fig.1 Centrifugal fan test sample

风机由通过法兰连接的三相异步电机控制,电机额定功率为18.5 kW,额定转速为2 940 r/min。采用交流变频调速器控制,变频器载波频率约为8 kHz。电机4个机脚通过弹性橡胶悬置固定安装在机架上,电机与风机蜗壳通过法兰盘连接,叶轮叶片数为14,进风管道和出风管道与蜗壳均为弹性连接。

根据反演方法,需要获得风机在运行工况下的振动大小以及所有等效激励力候选点到振动响应测点的传递函数。为了获得风机内部载荷激励分布特征并且验证辨识结果,还要测量蜗壳内部压力脉动的大小。机脚振动加速度、频响函数测试及蜗舌压力脉动测点实测图分别如图2~4所示,各实验内容与测试方法如表1所示。

传感器布置如图5所示,以出风口为界限将风机蜗

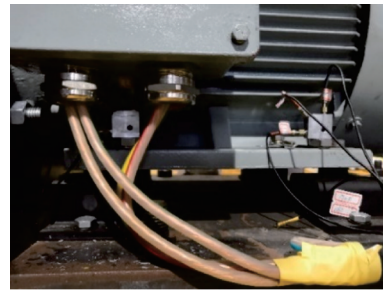


图2 机脚振动加速度
Fig.2 Acceleration of motor mount



图3 频响函数测试
Fig.3 Frequency response test

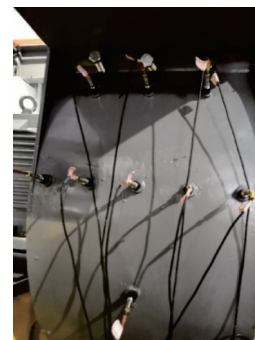


图4 蜗舌压力脉动测点
Fig.4 Pressure fluctuation measuring point of volute tongue

表1 实验内容与测试方法

Tab.1 Experiment content and test method

序号	试验内容	测试目的
1	运行工况下风机 振动噪声测试	获得离心风机运行工 况下振动噪声数据
2	频响函数测试	获得候选等效激励点 到振动响应测点的频 响函数
3	蜗壳压力脉动测试	获得离心风机内部激 励特征,对反演得到的 激励力进行对比验证

壳曲面展开,上部为出风口之上曲面,下部为出风口之下曲面,靠近风机蜗舌位置。图中蓝色正方形对应1~

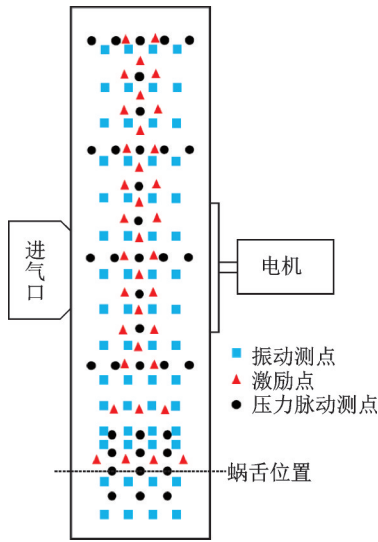


图 5 离心风机蜗壳测点布置展开图

Fig.5 Measuring point layout of centrifugal fan volute

112号蜗壳表面振动测点(示意图中只展示了部分测点)。编号顺序从1~112依次从最后一排右下到左上。此外,布置1个传声器测量风机出风口噪声。等效激励源候选点1~36号如图3中红色三角形所示,依次从左到右下。蜗壳压力脉动测点如图3中黑色圆点所示,编号顺序1~38依次从左上到右下。实验进行时,设定变频器工作频率为50 Hz,开启变频器控制开关,启动风机,使风机工作在额定工况,采样频率为25.6 kHz,待风机运行稳定后记录20 s振动加速度数据。采集蜗壳压力脉动数据时,使用相同的设置。

2.2 测试结果

蜗壳112个测点的平均振动加速度频谱如图6所示,4个机脚的平均振动加速度频谱如图7所示,蜗壳平均压力脉动谱如图8所示,风机出风口噪声频谱如图9所示。

由图8可得,风机内部激励峰值主要为691和1382 Hz单频激励。由于风机额定转速所对应叶片

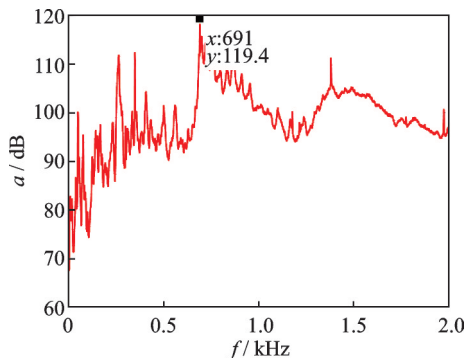


图 6 蜗壳平均振动加速度频谱图

Fig.6 Averaged acceleration spectrum of volute

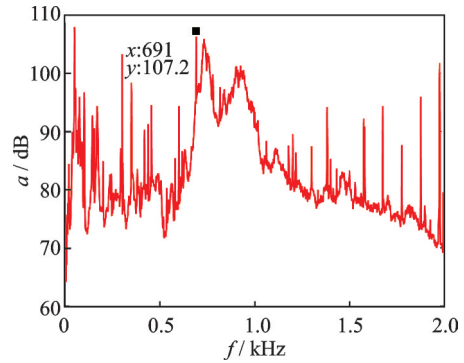


图 7 机脚平均振动加速度频谱图

Fig.7 Averaged acceleration spectrum of motor mount

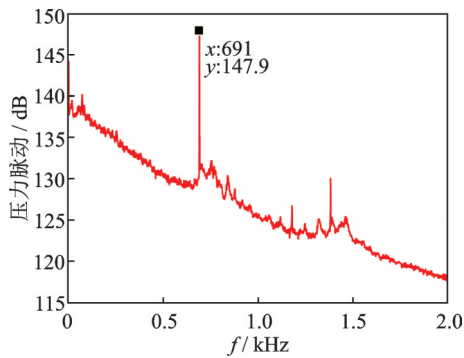


图 8 蜗壳平均压力脉动谱

Fig.8 Averaged pressure fluctuation spectrum of volute

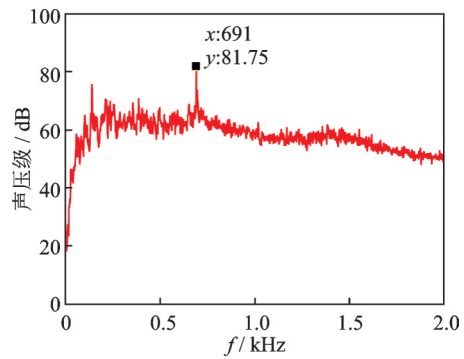


图 9 风机出风口噪声频谱

Fig.9 Sound spectrum of fan outlet

掠过频率为686 Hz,可以判断691 Hz为实际风机叶轮掠过频率。根据叶片数14可以计算得到叶轮实际转速为2961 r/min,1382 Hz为二倍叶片掠过频率。由图6和图7可得,风机蜗壳和机脚在691 Hz也存在较大峰值,虽然蜗壳和机脚在其他频率下峰值也有很多,但多是由于结构模态或者电机激励所导致的,与风机内部流体激励关联较弱。根据图9出风口噪声频谱,691 Hz单频噪声是风机噪声的主要频率,离心风机噪声分布激励源的研究主要针对叶片掠过频率691 Hz。

根据所有38个压力脉动测点在691 Hz频率下

实测压力脉动值,通过多项式拟合的方法获得了蜗壳圆弧面在叶片掠过频率下的压强分布,如图10所示。在蜗舌位置且靠近电机和叶轮位置压力脉动最大,远离蜗舌位置在691 Hz下压力脉动较小,叶片掠过频率激励主要在蜗舌附近。

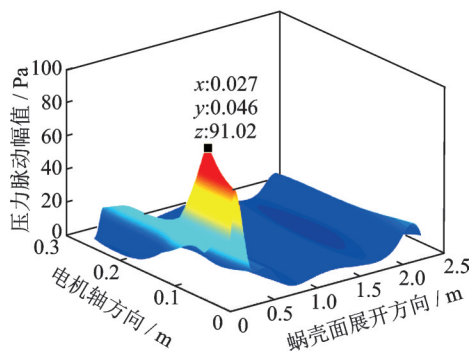


图10 叶频691 Hz压力脉动沿蜗壳面展开方向分布图
Fig.10 Distribution of pressure fluctuation on volute at 691 Hz

3 等效激励源反演结果

通过离心风机实验确定了叶片掠过频率噪声来源于691 Hz的单频分布激励,并建立叶片掠过频率噪声源的等效激励源模型,根据候选等效激励点到振动响应点的传递函数与实际运行工况振动加速度反演等效激励力。针对逆问题求解中不适定性问题,通过L曲线准则和GCV准则确定正则化参数的Tikhonov正则化法减小辨识误差。

3.1 等效激励源点的选择

确定分析频率为691 Hz的叶片掠过频率后,还要确定等效源的数量和位置。等效源数量是通过奇异值分解的方法计算截断后非零奇异值的个数来确定的。对所有38个压力脉动测试信号进行奇异值分解,如图11所示,为了便于观察截断后的奇异值

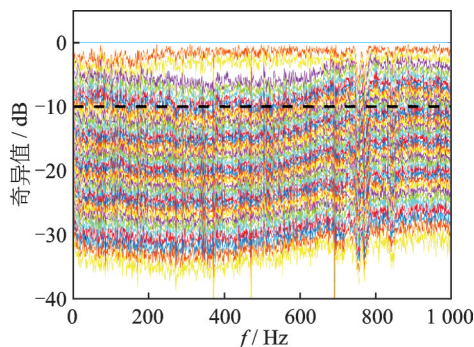


图11 归一化后的压力脉动奇异值分解结果
Fig.11 Normalized singular value autopower spectra

个数,对分解结果作了归一化,取小于最大奇异值10 dB(10倍能量)作为截断。由图可知,在整个频段范围内都不超过10个奇异值,因此选择10个等效源对于反演分析是足够的。等效源位置的选择在没有先验知识的情况下,通常假定等效源是均匀分布的,但是要计算所有可能的等效源组合计算量过大。根据图8和图10叶片掠过频率压力脉动分布的分析结果,不同位置的流体激励不仅全频段量级相差较大,而且相近位置相同频率压强分布也较为不同。总体上在叶片掠过频率691 Hz时压强最大,并且越接近叶轮、越靠近蜗舌部位激励力越大。叶片掠过频率的主要激励源基本分布在蜗舌位置,因此固定选择最靠近蜗舌位置的7个等效激励点,从其他远离蜗舌位置选择3个等效激励点,共10个等效激励点,总候选组合数为 $C_{29}^3 = 3654$ 。根据1.1节介绍的方法选出最优的等效源组合,使蜗壳或机脚目标点的拟合误差最小。

选择蜗壳上全部112个振动测点为已知响应集合 X ,4个机脚三向振动测点为目标响应集合 Z ,确定等效源组合过程中,选择4个机脚振动测点的累计误差最小所对应的等效激励源组合为最优等效激励源组合。累计误差如图12所示。第1871组合对应6,24,27和最靠近蜗舌位置的7个候选点组成了最优等效源组合。

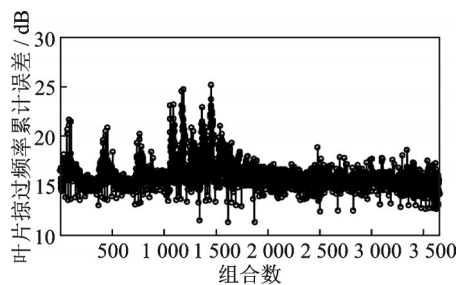


图12 不同等效源组合累计误差(691 Hz)
Fig.12 Cumulative error of different equivalent source combinations at 691 Hz

3.2 等效激励力反演结果

根据确定的最优等效源组合,分别应用L曲线准则和GCV准则确定的正则化参数反演等效激励力,并作出根据等效激励计算得到的机脚振动响应与实测响应的频谱图,如图13所示。应用两种正则化参数准则反演辨识结果较为接近。

在691 Hz叶片掠过频率下,实测的振动为119.5 dB,L曲线法和GCV法分别为116 dB和119.2 dB,误差很小,成功获得了叶片掠过频率下风机内部等

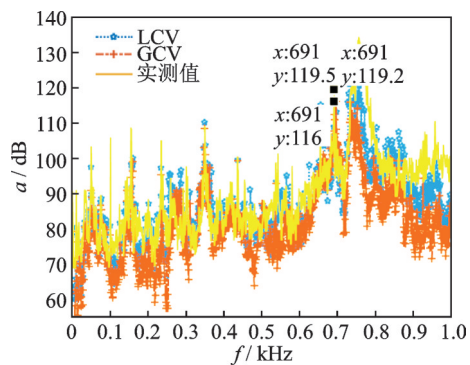


图 13 机脚测点振动频谱对比

Fig.13 Comparison of vibration spectrum of mount

效激励力。但是,在其他频率下的反演误差很大,有些频率甚至超过 10 dB,且反演结果均比实测结果偏小。这是因为针对叶片掠过频率的等效源模型不能适用于全频段的等效激励力反演,其原因为:①除叶片掠过频率外其他频率振动源并不主要来源于风机内部流体激励,这些激励源无法通过垂直蜗壳面的等效源来代替;②由于流体激励的特点,不同频率激励的主要作用位置并不相同。由于反演方法是频域方法,对于不同的分析频率最优的等效源组合是不同的。用来反演叶片掠过频率下内部激励力的等效激励源模型不适应其他频率下的激励力反演,而对于叶片掠过频率下的等效激励力,由于等效激励力选择符合真实激励情况,反演误差较小。

将验证点选在蜗壳上,为了便于分析,将等效激励点全部选择在靠近蜗舌的位置(27~36),反演点也选择蜗舌附近的测点(1~20),选择测点 24 和 36 进行拟合验证,结果如图 14 和图 15 所示。在两个验证点叶片掠过频率处,L 曲线法和 GCV 法计算反演误差均小于 3 dB,反演结果很好。

辨识方法流程如下:

1) 根据确定的分析频率结合实际激励分布情况,通过奇异值分解方法和响应累计误差最小方法

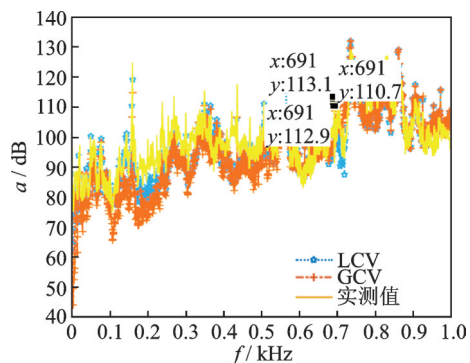


图 14 24#测点振动对比频谱图

Fig.14 Vibration spectrum of 24# measuring point

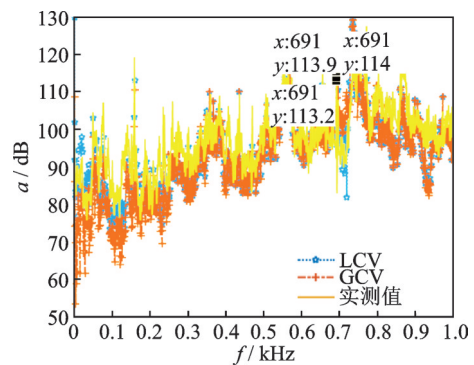


图 15 36#测点振动对比频谱图

Fig.15 Vibration spectrum of 36# measuring point

选择等效激励源,建立等效激励源模型;

2) 通过 Tikhonov 正则化方法并根据 L 曲线和 GCV 准则确定正则化参数,反求等效激励力;

3) 根据求出的等效激励力与测试得到的传递函数,计算验证点振动响应,并与真实测量的振动响应对比,验证辨识的准确性。

3.3 误差分析

离心风机内部真实激励是分布激励源,其传递函数在很多情况下难以测量,并且反演过程中难以获得准确解。为了简化研究,将所有的激励源等效为一个或几个集中源。源点的位置通过以机脚等选定的振动输出目标点累计误差最小来确定。但是,风机内部流体激励不同于其他分布载荷激励,不同区域载荷强度相差较大。由于电机转速不稳定导致的叶轮转速波动也会使蜗壳内部流场产生变化,流体激励难以简化为稳态激励。叶片掠过频率激励信噪比较高,可以认为是风机内部的稳态激励,并且这一频率也是风机最显著、最主要的激励频率,因此重点针对这一频率进行研究。

对于叶片掠过频率,等效激励源位置选择依据压力脉动测试结果获取的先验知识结合目标响应点累计误差最小的方法,快速准确地建立了叶片掠过频率下的等效激励源模型。根据方法要求设计并实施了风机内源反演实验,依据测量得到的风机振动数据与频响函数成功反演了风机内部等效激励力,反演误差较小。

对于叶片掠过频率以外的其他频率的等效激励力,如果按照叶片掠过频率下的等效激励源模型反演,由图 12~15 可知,在很多频率下反演误差很大。由于真实激励在非叶片掠过频率可能来自电机轴承激励,仍然按照等效源位于蜗壳上进行反演,反演结果会与实测结果相差很大。即使真实激励位于蜗壳上,但是并不集中于蜗舌位置,直接反演得到的结果

也会与实测结果产生较大误差。

风机内部激励源反演方法有很好的适用性,但是针对离心风机的特殊情况,等效激励源模型在不同频率下具有差异性,并且会极大影响激励力反演结果。只有掌握激励分布情况,合理确定等效激励源位置,才能通过分布源反演方法辨识等效激励力。

4 结束语

离心风机噪声来源主要是叶片掠过频率噪声,噪声主要激励源来自风机内部的流体,将风机噪声的分布激励源等效为集中激励力,成功辨识了风机内部分布激励源。辨识过程中应用了Tikhonov正则化方法,L曲线和GCV准则两种正则化参数确定方法所得到的辨识结果接近。该方法属于频域分析方法,整个计算在频域内进行,虽然只针对单一的叶片掠过频率进行了对比和验证,但是可推广到其他流体分布激励源反演问题中去,利用奇异值分解和最小误差优化算法并结合先验知识,合理选择等效激励力方向和位置,能够准确地辨识分布的激励力,并预测其作用效果。

参 考 文 献

- [1] 马振来. 运行工况及蜗舌参数对离心风机振动影响的研究[D]. 上海:上海船舶设备研究所, 2017.
- [2] QI D, MAO Y, LIU X, et al. Experimental study on the noise reduction of an industrial forward-curved blades centrifugal fan [J]. Applied Acoustics, 2009, 70(8): 1041-1050.
- [3] JIANG B, WANG J, YANG X, et al. Tonal noise reduction by unevenly spaced blades in a forward-curved-blades centrifugal fan [J]. Applied Acoustics, 2019, 146: 172-183.
- [4] ZHANG J, CHU W, ZHANG H, et al. Numerical and experimental investigations of the unsteady aerodynamics and aero-acoustics characteristics of a backward curved blade centrifugal fan [J]. Applied Acoustics, 2016, 110: 256-267.
- [5] 马振来,李国平,陈长盛,等. 不同工况下离心风机振动变化规律试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2017, 37(1): 178-182.
MA Zhenlai, LI Guoping, CHEN Changsheng, et al. Experimental study on the vibration variation law of centrifugal fans in variable operation conditions [J]. Noise and Vibration Control, 2017, 37(1): 178-182.(in Chinese)
- [6] 陶丽桦,王键,刘艳,等. 叶片载荷分布对离心叶轮气

动性能影响的数值研究[J]. 风机技术, 2015, 57(6): 13-20,92.

- TAO Lihua, WANG Jian, LIU Yan, et al. Effect of the blade loading distribution on aerodynamic performance of centrifugal impeller [J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2015, 57(6):13-20,92.(in Chinese)
- [7] 任霖第,赵新君,邵伟龙,等. 离心叶轮叶片载荷分布优化设计[J]. 风机技术, 2020, 62(2): 35-43.
REN Jiqiong, ZHAO Xinjun, SHAO Weilong, et al. Optimized design of load distribution of centrifugal impeller blades [J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2020, 62(2): 35-43.(in Chinese)
- [8] 张建华,楚武利,董兴杰,等. 船用离心风机内部流动诱发蜗壳振动的数值研究[J]. 机械科学与技术, 2016, 35(4): 523-530.
ZHANG Jianhua, CHU Wuli, DONG Xingjie, et al. Numerical investigation of internal fluid-induced volute vibration in a marine centrifugal fan [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2016, 35(4): 523-530.(in Chinese)
- [9] 姜金辉. 分布随机动载荷识别理论与方法[D]. 南京:南京航空航天大学, 2010.
- [10] WANG L, LIU J, LU Z R. Bandlimited force identification based on sinc-dictionaries and Tikhonov regularization [J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 464: 114988.
- [11] AUCEJO M, DE S. An optimal Bayesian regularization for force reconstruction problems [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 126: 98-115.
- [12] OTSUKA T, OKADA T, IKENO T, et al. Force identification of an outboard engine by experimental means of linear structural modeling and equivalent force transformation [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 308(3): 541-547.
- [13] 马超. 基于正则化方法的动载荷识别技术研究及应用 [D]. 上海:上海交通大学, 2015.
- [14] 蒋昊. 基于等效激励源模型及测点优化的载荷识别方法研究及应用[D]. 上海:上海交通大学, 2018.
- [15] 李锟. 分布动态载荷识别的理论与方法研究[D]. 长沙:湖南大学, 2018.



第一作者简介:王晨光,男,1990年10月生,博士生。主要研究方向为振动噪声源识别、载荷识别及故障诊断等。曾发表《A novel transmissibility matrix method for identifying partially coherent noise sources on vehicles》(《Applied Acoustics》2020, Vol.165)等论文。

E-mail:wangchenguang@sjtu.edu.cn