

局部喘振频率特性及估算方法

潘天宇^{1,2}, 贺 雷¹, 王正鹤¹, 李志平^{1,2}, 李秋实^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 基于跨声速压气机实验, 获得局部喘振现象轴向、低频、轴对称的频率特征; 从局部喘振现象的物理本质出发, 证明其与 Helmholtz 共振腔模型在物理上是相似的, 采用 Duct-Compressor-Plenum 模型发展了实验台系统 Helmholtz 频率的估算方法, 估算结果与实测的局部喘振频率基本一致; 为了实验验证局部喘振与系统频率之间的关系, 通过改变 Helmholtz 共振腔模型特征参数进行了跨声速实验, 结果表明: 局部喘振频率随着系统 Helmholtz 频率的下降而减小, 并且两者的频率值也趋于一致, 证明了局部喘振频率就是系统 Helmholtz 频率这一结论。

关 键 词: 局部喘振; Helmholtz 频率; 跨声速压气机; 失稳先兆; Duct-Compressor-Plenum 模型

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Study on the frequency of partial surge and a frequency prediction method

PAN Tian-yu^{1,2}, HE Lei¹, WANG Zheng-he¹,
LI Zhi-ping^{1,2}, LI Qiu-shi^{1,2}

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine
Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: Partial surge was kind of axisymmetric, low-frequency, hub region initiated disturbance by experimental investigations in a transonic compressor. In term of physical mechanisms, partial surge was much similar to an oscillation in a Helmholtz system. By Duct-Compressor-Plenum model, the Helmholtz frequency of the system was estimated, which was very close to the frequency of partial surge. To further verify this link between the frequency of partial surge and the Helmholtz frequency, experimental investigations were carried out with variation of specific parameters of the Helmholtz system. The results present that the frequency of partial surge varies with the Helmholtz frequency of the system. And the values of both frequency are very close. Therefore, the frequency of partial surge is determined by the Helmholtz frequency of the system.

Key words: partial surge; Helmholtz frequency; transonic compressor;
instability inception; Duct-Compressor-Plenum model

收稿日期: 2014-04-14

基金项目: 国家自然科学基金(51176005)

作者简介: 潘天宇(1989—), 男, 北京人, 博士生, 主要从事叶轮机械流动不稳定性研究。

通讯作者: 李志平(1975—), 男, 四川宜宾人, 副教授, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学、非定常流动机理及控制方法研究。

失速和喘振则是公认的两种典型的压气机不稳定性流动现象。旋转失速是指一个或几个叶片通道尺度的低速团以低于转子转速的速度在周向上的旋转,在这个过程中压气机整个截面的流量基本保持不变;而喘振则是指压气机整个截面的流量大幅值轴向振荡的一种不稳定现象。为了深入研究这两类失稳形式,学者们聚焦在是什么流动现象诱导压气机失稳的发生,也就是对失稳先兆的研究。

在针对旋转失速先兆的早期工作中,Emmons 等^[1]首次提出失速沿着叶片排的传播机理并建立了最初的失速起始模型。1986 年 Greitzer 等^[2-5]在 Emmons 理论模型基础上,从压缩系统稳定性的角度出发,建立了比较完整的压缩系统稳定性模型(简称为 M-G 模型)。1990 年 McDougall 等^[6]首次在实验中证明了 M-G 模型所预测的失速初始扰动,并将这种扰动命名为模态波(modal wave)。1991 年 Greitzer 等^[7-8]在两台低速轴流压气机上同样发现了模态波扰动,并在理论上推导出模态波扰动理论表达式。1993 年 Day 等^[9-11]在实验发现了与 Emmons 模型相对应的突尖波(spike)。1998 年 Camp 和 Day^[12]等针对低速轴流压气机的失稳过程进行了系统的研究并总结出了由总特性和动叶临界攻角的关系来判断失速扰动类型的简化模型。而在喘振先兆方面,并没有国际公认的理论,一些学者^[13-15]认为, Helmholtz 形式的系统频率振荡是喘振的线性发展先兆;而 Day^[16]通过实验研究,认为,旋转失速团的出现才是喘振发生的首要先兆, Helmholtz 系统振荡只是第二位的,在他的多级轴流压气机中并没有直接证据证明只有发生系统频率振荡才能诱导喘振的出现。

上世纪 80 年代,陆亚钧等^[17]在跨声速轴流压气机旋转失速机理研究过程中发现了一种新的低频不稳定流动现象,并对这一现象进行了初步研究,指出叶根处和叶尖处分离区由宽变窄再到宽的这一过程发生频率为 18 Hz。在叶根处分离区宽度由窄变宽,速度平均值由大变小时,叶尖处分离区宽度却由宽变窄,速度平均值由小变大。同时提出这一不稳定现象对于旋转失速的发生有一定的影响。接着,2013 年李秋实等^[18]采用更加先进的实验手段对这种低频的流动现象进行了细致的分析,发现这种现象具有频率低、幅值大、轴对称且发生在 50% 叶高以下区域等特征,同时,还发现这种现象与喘振相似,并且随着流量进一步

降低,该低频现象会沿轴向和径向不断发展,最终导致压气机完全失稳。基于以上特点,李秋实等^[18]认为这种低频现象是跨声速压气机的一种新型失稳先兆,并将其命名为局部喘振。通过针对失稳过程的实验研究,证明局部喘振在压气机失稳过程中率先出现并逐步发展,最终局部喘振现象的发展诱导了压气机的失稳。但是,对于局部喘振产生的物理根源及其非定常扰动传播的规律还无法给出明确的解释。

本文主要针对局部喘振的非定常频率特性展开,通过理论分析、模型计算和跨声速压气机实验验证,研究局部喘振的非定常频率特性的变化规律及其估算方法。

1 局部喘振及其频率特性分析

本文所有实验均是在北京航空航天大学航空发动机气动热力国家级重点实验室跨声速压气机实验台上进行的,实验台及测试系统具体情况如下。

1.1 实验台及测量设备

实验台简图如图 1 所示,实验件为一台单级串列静子跨声速轴流压气机(以下简称压气机),具体设计参数如表 1 所示。

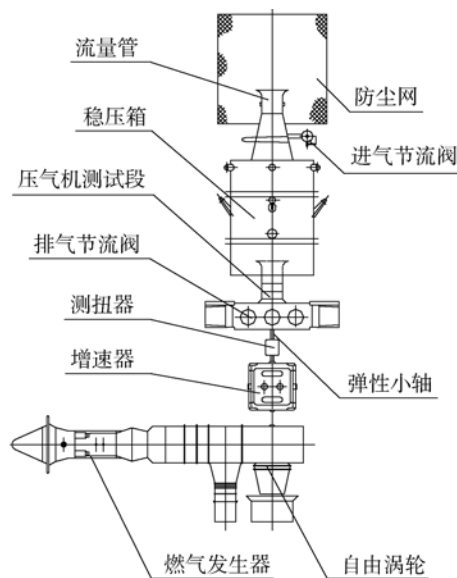


图 1 跨声速压气机实验台

Fig. 1 Transonic compressor test facility

整个实验过程是从压气机堵点开始,通过缓慢调节排气节流阀来控制排气面积从而对压气机出口进行节流,在近失速点停止调节节流阀,等待

压气机自身进入不稳定工作状态,当压气机进入完全失稳状态后迅速打开排气节流阀,使压气机快速退出失稳状态.在此过程中,通过调节燃气发生器的油门大小来控制实验段压气机工作转速,保证整个实验过程中压气机始终处于 88% 设计转速(即 19 360 r/min)条件下工作.

表 1 跨声速压气机设计参数

Table 1 Design parameters of transonic compressor

设计参数	数值
设计转速/(r/min)	22 000
设计压比	1.6
设计效率	0.84
设计流量/(kg/s)	13.5
转子叶片数	17
串列静子前/后排叶片数	29/29
叶尖切线速度/(m/s)	451

本实验中测量参数除流量是在图 1 所示的流量管处测试之外,其余参数均是在压气机实验段上测量.其测点布置如图 2 所示,转子转动方向从进口方向观测为顺时针方向,转速为 ω ,其中图 2 (a)为各个测点沿压气机轴向分布图.图中,0 截面为进口总压测量截面,利用 1 支稳态总压梳来测量压气机进口径向总压分布;1 截面沿周向均匀布置 4 支动态壁面压力传感器(如图 2(b)),用于监测叶尖壁面静压;2 截面沿周向均匀布置 3 支贴附型热膜传感器(如图 2(c)),用于监测静子出口叶根压力脉动信号;3 截面在 5% 叶高位置处

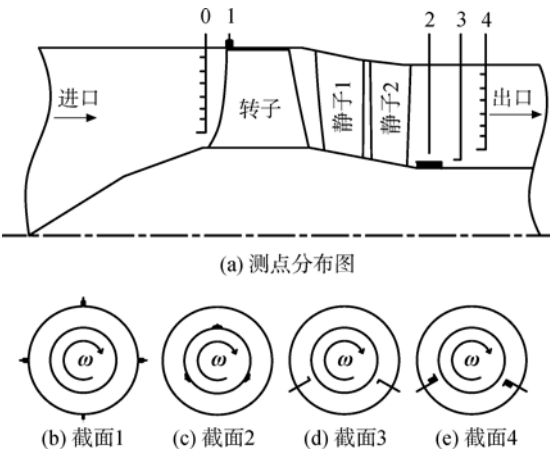


图 2 实验台测点布置图

Fig. 2 Schematic of test facility setup

放置 2 支动态总压传感器(如图 2(d)),用于测量静子出口 5% 叶高处的总压信号;4 截面放置 2 支稳态总压梳(如图 2(e)),用于测量压气机出口径向总压分布.这种实验测点布置方案,既能捕捉轴向低频扰动的传播,也能捕捉周向旋转失速团的发展.热膜的实验结果与出口动态总压传感器的结果是一致的,仅仅作为对结果可信度的验证,在下文的实验数据论述中,仅会给出动态总压传感器的结果.

1.2 局部喘振现象及其频率特征

局部喘振是种压气机失稳先兆,具有低频、周向上轴对称、大幅值、只出现于部分叶高(轮毂附近区域)等特点,是一种轴向传播的扰动.由诱导的压气机失稳过程如图 3 所示(图中纵坐标为无量纲化的总压,其中 p^* 为总压, p^*_{inlet} 为进口总压, ρ 为密度, U 为转子叶尖切线速度),图中转数 0 r 为压气机失稳的时刻,大幅值的总压亏损就是局部喘振现象,可以看出局部喘振在压气机失稳

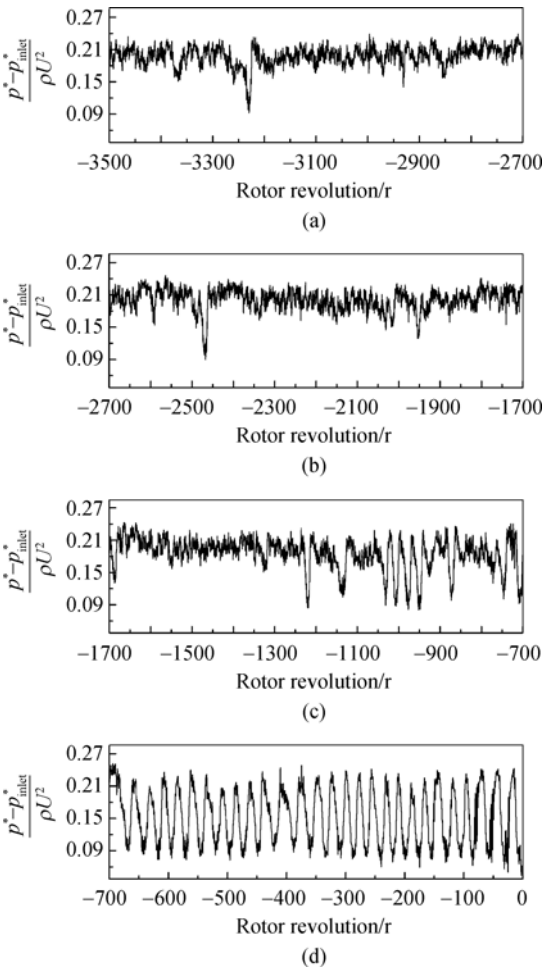


图 3 局部喘振诱导的失稳过程

Fig. 3 Instability evolution of partial surge

前 3000 多转就已出现,逐步加强,并最终诱导压气机失稳.在-3250 r 附近,局部喘振发生,只出现了一个局部喘振扰动就消失了,同样的情况发生在-2450 r 附近;随后局部喘振进一步加强.在-1100 r 附近,局部喘振发展为连续 4 个周期,之后也逐渐消失了;经过进一步发展,从-700 r 开始,局部喘振连续出现,保持了很高的振荡幅值,并在最后诱导了转子叶尖旋转失速团,压气机失稳.

对失稳过程的动态信号进行快速傅里叶变换(FFT)结果如图 4 所示.从图中可以看出,局部喘振的频率为 12.65 Hz.进一步分析整个发展周期中局部喘振现象的频率变化,图 5 为不同不稳定发展阶段下局部喘振周期的对比,可以发现不同阶段的局部喘振周期都约为 26 个转子转动周期,由于压气机工作在 19360 r/min 的转速下,根据计算,不同阶段局部喘振的频率都约为 12.65 Hz,这就说明局部喘振的频率在它的整个不稳定发展过程中是不变的.在李秋实等^[18]的文章中,还论述了局部喘振是轴对称的,也就是在周向上不传播.局部喘振现象的压力脉动信号与喘振十分类似,而它的部分性质也相同于喘振现象.如上文所述,很多学者认为喘振的先兆就是系统 Helmholtz 频率的振荡;也有部分学者指出,轻微喘振的频率就是系统 Helmholtz 频率.围绕压气机中的系统频率问题,比较有代表性的研究工作包括 Fink, Dehaner, Day 等^[14-16]在离心压气机和轴流压气机中针对喘振现象的频率特性开展的研究,他们认为轻微喘振 mild surge 的频率就是系统频率,而这种系统频率就是 Helmholtz 共振腔的频率.那么,对于局部喘振的频率而言,与系统 Helmholtz 频率又会存在什么样的物理联系呢?

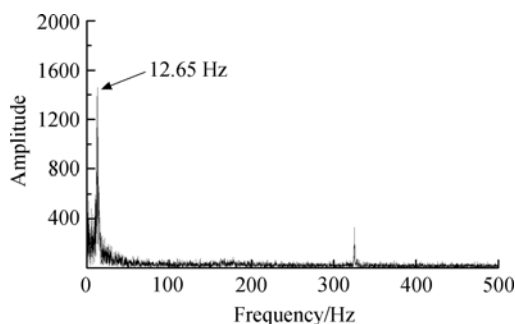


图 4 局部喘振的 FFT 的结果

Fig. 4 FFT analysis of partial surge disturbance

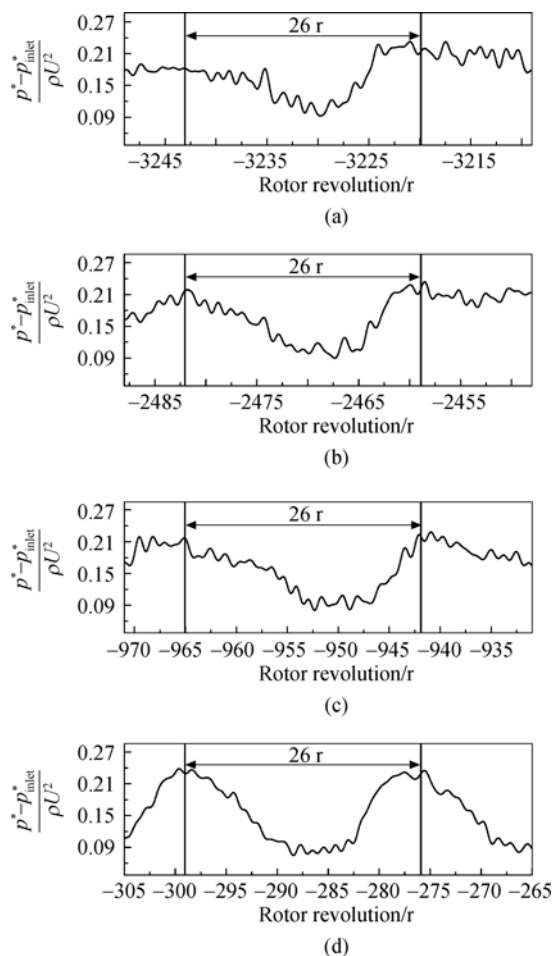


图 5 各时刻局部喘振频率的对比

Fig. 5 Comparison of period of partial surge at different revolution

2 Helmholtz 共振腔模型及估算方法

Helmholtz 共振腔由进口管道、出口管道和一个较大体积的容腔组成,当流体从进口进入共振腔,流体中不稳定的扰动波在穿过容腔时会被放大,被放大的压力扰动还会向上游传播,在上游诱导出新的扰动,当新诱导出的扰动与原扰动频率匹配且具有合适的相位关系时,就会进而周期性激励进口流体,其固有的扰动频率就会被调制,在共振腔内就产生自激振动,从出口流出的流体就会形成频率相同的脉冲射流.

而针对局部喘振,基于实验所采集的动态结果,类比 Helmholtz 共振腔的工作原理,其低频扰动特征以及信号波形都与压气机轻微喘振类似,压气机整个系统相当于 Helmholtz 共振腔,由转子叶根区域分离尺寸的周期性变化引起的流量沿径向的再分配可能就是初始扰动,这种扰动被共振腔放大、自激而产生局部喘振.

Greitzer 等^[2-3]为了研究压缩系统的失稳形

式,采用了 Helmholtz 共振腔的理论,在一维、不可压的假设下,将压气机简化为 Duct-Compressor-Plenum 系统. 图 6 为该系统的示意图. 其中将压气机进口出口等管道简化为 Helmholtz 共振腔的进出口,将压气机下游的所有体积简化为容腔,并在容腔的出口设置了阀门. Greitzer 针对喘振给出了解释:在节流过程中,阀门的作用使 Duct-Compressor-Plenum 系统出口的流量 ($\dot{m}_2$) 小于进口流量 ($\dot{m}_1$),就有流体留存在容腔中,使容腔中的静压升高. 当静压升高到一定程度时,就会减小通过压气机的进口流量甚至出现反流,在多余的流量释放过后,容腔内的质量减小,静压降低,系统又会进行容腔充积流体的过程. 容腔反复进行充积和释放的过程就形成了喘振的现象. 而局部喘振现象与喘振类似,不同点在于局部喘振只发生在压气机叶根区域.

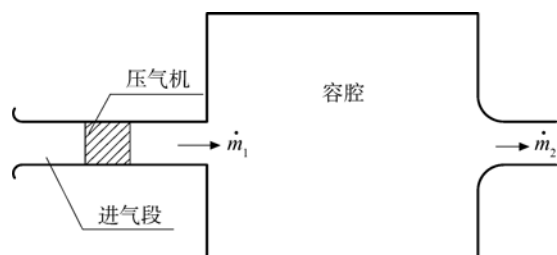


图 6 Duct-Compressor-Plenum 系统示意图

Fig. 6 Schematic of Duct-Compressor-Plenum system

基于上述理论模型,本文将所采用的压气机实验台进行 Helmholtz 共振腔简化,实验台平面布局图如图 1 所示. ①进口共振腔的简化. 由实验台平面布局图可知,进气段由流量管、扩张由实际的几何关系可知,实验台稳压箱截面积远大于压气机进口截面积(约为压气机进口面积的 20 倍),实验中稳压箱中气流的轴向速度仅为 5 m/s. 压气机在稳压箱中的进气与均匀大气环境进气条件类似,压气机集流器进口流量总动量可近似为零. 从物理上讲,稳压箱与压气机进口集流器已经实现了物理阻隔,因此,在 Helmholtz 共振腔简化可忽略压气机进口前的流量管、扩压段和稳压箱;②出口共振腔的简化. 将压气机出口到节流阀之间所有的管道作为压气机出口管道;而压气机之后所有管道的体积都作为容腔的体积.

简化之后的实验台结构如图 7 所示,整个系统的参数如表 2 所示. 根据 Helmholtz 共振腔的理论,可以把整个共振腔,模化为简单的弹簧-滑块的系统,管道相当于弹簧,容腔相当于滑块质量,多段管道的连接相当于弹簧串联. 利用这些条

件,系统 Helmholtz 的频率计算就相当于弹簧滑块系统固有频率的计算问题了,得到系统 Helmholtz 频率的计算公式是

$$\omega_H = \frac{a}{2\pi} \sqrt{A_c / (V_p l_c)} \quad (1)$$

式中 a 是系统的平均声速, A_c 是截面积, l_c 是管道长度, V_p 是容腔体积. 在实验过程中,进口温度为 280 K 而出口温度约为 320 K,故取平均温度为 300 K,所以平均声速 a 为 347.19 m/s,经计算

$$\omega_H = \frac{347.19}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{32.341 \times 0.537}} = 13.26 \text{ Hz} \quad (2)$$

由此可知,模型计算得到的 Helmholtz 频率与实验测得的局部喘振的频率(12.65 Hz)非常接近,表明局部喘振的频率与系统 Helmholtz 频率可能存在物理关联.

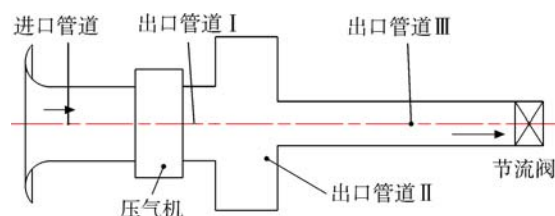


图 7 简化后的 Duct-Compressor-Plenum 系统

Fig. 7 Schematic of simplified Duct-Compressor-Plenum system

表 2 跨声速压气机各个部件的参数

Table 2 Design parameters of transonic compressor parts

部件	长度/ m	面积/ m ²	(长度/面积)/ (1/m)	体积/ m ³
进口管道	0.85	0.126	6.746	
出口管道 I	0.13	0.126	1.032	0.016
出口管道 II	0.365	1.138	0.321	0.415
出口管道 III	1.6	0.066	24.242	0.1056
总计	2.945		32.341	0.537

3 局部喘振频率与 Helmholtz 频率的关系

为了进一步探索局部喘振频率与系统 Helmholtz 频率之间的关系,论文从共振腔模型出发,通过改变实验台进口容腔参数去调整系统 Helmholtz 频率,通过实测局部喘振频率的变化去研究两者之间的关系. 具体实验方案如下.

3.1 实验方案

通过改变压气机进口管道长度,改变整个系

统的 Helmholtz 频率,如果局部喘振的频率随之改变,而且变化趋势一致,加上上文获得的结果,就可以进一步验证局部喘振的频率是 Helmholtz 频率;反之,如果局部喘振的频率不变,就说明局部喘振的频率是由其他流动现象造成的,只不过量级上与系统 Helmholtz 频率接近而已.考虑到过长的进口管道会由于边界层在进口管道内发展造成很严重的径向畸变从而影响到压气机的失稳类型,引入的无关变量使得实验结果并不严谨.又考虑到需要通过加足够长的管道使系统频率有较大的变化,所以,本文采用增加 4 m 压气机进口管道的实验方案.改变后的压气机系统经过模型简化后如图 8 所示,其各个部件的参数变化如表 3.

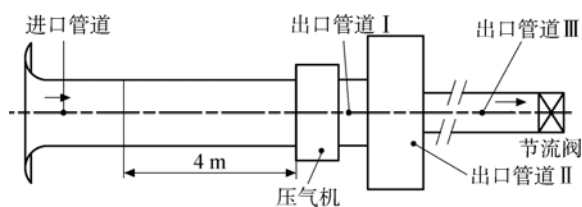


图 8 调整后的 Duct-Compressor-Plenum 系统

Fig. 8 Schematic of adjusted Duct-Compressor-Plenum system

表 3 调整后跨声速压气机各个部件的参数

Table 3 Design parameters of adjusted transonic compressor parts

部件	长度/ m	面积/ m ²	长度/面积/ (1/m)	体积/ m ³
进口管道	0.85+4	0.126	38.49	
出口管道 I	0.13	0.126	1.032	0.016
出口管道 II	0.365	1.138	0.321	0.415
出口管道 III	1.6	0.066	24.242	0.1056
总计	6.945		64.087	0.537

3.2 实验结果分析

本次实验进行的过程中,环境温度发生变化,平均温度为 285 K,故平均声速为 338.4 m/s. 通过模型计算,改造后的系统频率

$$\omega_H = \frac{338.40}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{64.087 \times 0.537}} = 9.18 \text{ Hz} \quad (3)$$

在这种系统的状态下,同样的压气机节流实验过程,喘振现象产生并最终诱导压气机失稳,整个失稳过程与原有状态一致. 图 9 给出实验中测得的局部喘振现象动态信号,从图中可以看出,该

情况下的局部喘振现象一个周期约是 40 个转子转动周期,经过计算,它的频率约为 8 Hz. 图 10 还给出了对动态信号进行 FFT 的结果,从图中也能看出,在这种实验台布置状态下,局部喘振的频率是 8.13 Hz. 实验获得的局部喘振频率与通过模型计算的系统 Helmholtz 频率的变化趋势一致,在数值上也比较接近.

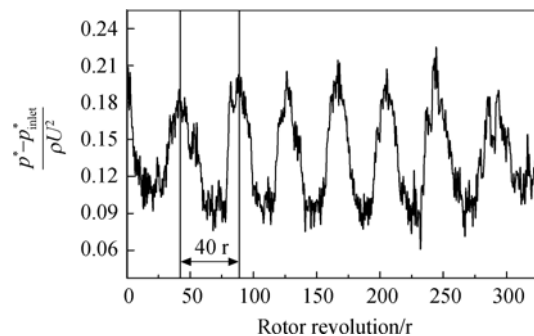


图 9 延长进口管道系统中发生的局部喘振现象

Fig. 9 Time history of partial surge disturbance in the system with an extended inlet duct

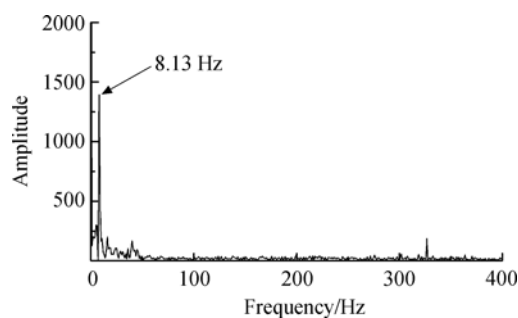


图 10 延长管道实验中局部喘振的 FFT 结果

Fig. 10 FFT analysis of partial surge disturbance in the case with an extended inlet duct

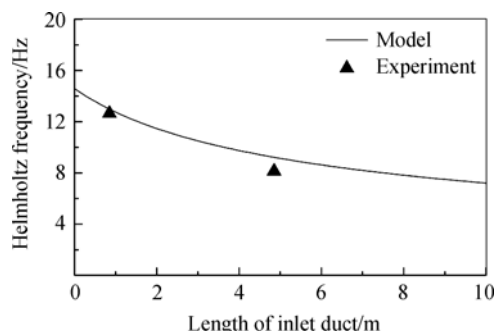


图 11 模型计算与实验结果对比

Fig. 11 Model estimation vs experiment results

在只改变压气机进口管道的长度的情况下,通过模型,可以得到本实验台系统 Helmholtz 频率与管道长度的关系,如图 11 所示. 图中也给出在进口管道为 0.85, 4.85 m 两个状态下局部喘振

频率的实验数据,可以看出,局部喘振的频率的变化趋势和数值与模型计算的结果一致.关于模型计算结果与实验获得结果并不完全一样,本文认为,这是由于 Greitzer 的 Duct-Compressor-Plenum 模型是基于一维、无黏不可压的假设的(目前还没有计算准确的有黏可压的模型),针对本文所研究的对象,在跨声速流动下流体是可压的;且局部喘振现象也不完全是一维的情况下,模型计算的结果不可能与实验完全一致.这点也为以后的工作提出了方向,针对局部喘振频率的研究与预测,需要在原有模型中加入考虑黏性或者可压流的修正.

综上可知,在两种实验方案下,局部喘振的特征频率会随着系统 Helmholtz 频率的改变而改变,并且两者的频率非常接近,因此可以认为局部喘振的特征频率就是系统的 Helmholtz 频率.基于此,从共振腔模型的基本简化假设也能获得局部喘振现象发生的物理解释:在小流量近失速工作情况下,由于压气机负荷分配导致叶根区域分离,分离区的形成和脱落使分离区在尺度上产生周期性变化,这种非定常流量现象诱导出的系统共振腔的轴向低频振荡.

4 结 论

本文以跨声速压气机中发现的一种失稳先兆局部喘振现象为研究对象,重点研究局部喘振现象的频率,通过对局部喘振现象物理特征的分析,类比轻微喘振的研究方法进行研究,通过模型计算和实验验证两个方面展开研究,得到结论如下:

1) 模型估算结果和实验结果对比分析表明,局部喘振的频率会随着系统 Helmholtz 频率的改变而改变,并且两者十分接近,由此证明局部喘振的特征频率和系统 Helmholtz 频率相同.

2) 对于局部喘振这类新型失稳先兆,在物理上与喘振现象类似,都会引起压气机系统的轴向脉动.其特征频率可以依据 Helmholtz 共振腔理论并利用 Greitzer 的 Duct-Compressor-Plenum 一维简化模型将实验台简化,通过计算系统 Helmholtz 频率的方法估算局部喘振的频率.

参考文献:

- [1] Emmons H W, Pearson C E, Grant H P. Compressor surge and stall propagation[J]. Transactions of the ASME, 1955, 77(3): 455-469.

- [2] Greitzer E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors: Part I theoretical compression system model[J]. Journal of Engineering for Power, 1976, 98(2): 190-198.
- [3] Greitzer E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors: Part II experimental results and comparison with theory[J]. Journal for Engineering for Power, 1976, 98(2): 199-211.
- [4] Moore F K, Greitzer E M. A theory of post-stall transients in axial compressor systems: Part I development of equations[R]. ASME Paper 85-GT-171, 1985.
- [5] Epstein A H, Williams J E, Greitzer E M. Active suppression of compressor instabilities[R]. AIAA-86-1994A, 1986.
- [6] McDougall N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall inception in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1): 116-125.
- [7] Garnier V H, Epstein A H, Greitzer E M. Rotating waves as a stall inception indication in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2): 290-301.
- [8] Greitzer E M. Some aerodynamic problems of aircraft engines: fifty years after the 2007 IGTI scholar lecture[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(3): 031101. 1-031101. 13.
- [9] Day I J. Active suppression of rotating stall and surge in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 40-47.
- [10] Day I J. Stall inception in axial flow compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 1-9.
- [11] Day I J, Freeman C. The unstable behavior of low and high-speed compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(2): 194-201.
- [12] Camp T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 393-401.
- [13] Mailach R, Sauer H, Vogeler K. The periodical interaction of the tip clearance flow in the blade rows of axial compressors[R]. ASME Paper 2001-GT-0299, 2001.
- [14] Fink D A, Cumpsty N A, Greitzer E M. Surge dynamic in a free-spool centrifugal compressor system[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(2): 321-332.
- [15] Dehner R, Selamet A, Keller P, et al. Prediction of surge in a turbocharger compression system vs measurements[J]. SAE International Journal of Engines, 2011, 4(2): 2181-2192.
- [16] Day I J. Axial compressor performance during surge[J]. Journal of Propulsion and Power, 1994, 10(3): 329-336.
- [17] 陆亚钧, 张顺林. 跨音压气机旋转失速机理及实验研究[J]. 航空学报, 1982, 3(2): 61-71.
LU Yajun, ZHANG Shunlin. Flow mechanism experimental investigation of rotating stall in transonic compressors[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1982, 3(2): 61-71. (in Chinese)
- [18] LI Qiushi, PAN Tianyu, LI Zhiping, et al. Experimental study of compressor instability inception in a transonic axial flow compressor[R]. ASME Paper 2014-GT-25190, 2014.

(编辑:叶青)