

文章编号:1000-8055(2011)05-1111-07

新组合压缩方式压气机的可行性探索

卢 稳, 聂超群, 林 峰

(中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190)

摘 要: 结合容积式压缩和叶片式压缩的特点, 提出一种流体压缩新概念, 并以此为研究背景, 开展理论分析、数值模拟和实验验证方面的工作. 研究表明: 叶片式串联容积式的组合压缩方式可以兼顾叶片式和容积式的优点, 一方面具有和容积式一样可靠的稳定性, 而尺寸体积远小于同流量的容积式压缩机; 另一方面, 在同流量条件下比叶片式压气机压比更高, 稳定性更好.

关 键 词: 叶片式压气机; 组合式压气机; 串联容积式压气机; 压比; 稳定性

中图分类号: V219

文献标志码: A

Investigation of a new combined type compressor's feasibility

LU Wen, NIE Chao-qun, LIN Feng

(Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: The purpose of this research is to present a new concept of fluid compression, by combining characteristics of displacement compressor and impeller compressor. And as background, this paper carried out theoretical analysis, numerical simulation, and experimental verification work. The results show that this new type compression has both advantages of displacement compressor and impeller compressor. And its stability is similar to the displacement compressor, but it has smaller volume than displacement compressor at the same mass flow rate; and higher pressure ratio and efficiency than impeller compressor.

Key words: impeller compressor; combined type compressor;
combining displacement compressor; pressure ratio; stability

轴流、离心等叶片式压气机和螺杆、涡旋等容积式压缩机是目前在工业界被广泛应用的两类压缩机械, 其中叶片式流体机械广泛地应用于航空、冶金、电力、纺织、军工等重要行业中, 有统计数据显示, 它们的耗能占我国工业耗能的 1/3. 在保证用户需求的同时降低能耗是我国实现节能减排目标的一个关键. 经验表明, 压缩机的效率分为设计效率和运行效率两类, 前者指的是设计点的效率, 通常都能达到很高的指标, 而后者指的是运行当中压缩机偏离设计点的效率以及实际操作中引入其他举措带来的效率变化. 运行效率才是决定压

缩机最终能耗的关键. 而对叶片式压气机来说, 运行效率的提高, 很大程度上受到稳定性的限制. 当流量小到一定程度的时候, 旋转失速和喘振就会发生, 因此, 实际运行的容积式压缩机或风机都要将运行点设在远离喘振边界的地方, 或者在运行时使放风阀常开, 造成了运行效率降低和能量的浪费.

传统概念中, 叶片式压气机的压比、效率和稳定性是一对矛盾. 在高压比和高效率的同时维持高稳定性是一件很难实现的任务. 现代多级压气机的稳定性问题是压气机急需解决的关键性问题. 各国

收稿日期: 2010-04-15; 修订日期: 2010-08-15

基金项目: 国家自然科学基金(50736007)

作者简介: 卢稳(1985—), 男, 湖北武汉人, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动热力学方面的实验研究.

为了拓展压气机稳定性而不断探索着,一些已用的或在研究中的技术措施有:中间级放气、可调导叶、可调静子叶片、导叶静叶联调、双转子压气机、机匣处理、微喷气扩稳、大小叶片、翼刀、吸力面抽气等。每一种拓稳方法都有各自的优缺点^[1-11]。

虽然现在各国正在研究很多的拓稳方法,但依然可能存在其他新的拓稳方法。作者注意到容积式压缩机基本不存在稳定性问题,如果能先通过叶片式压气机把流体进行初步压缩,减小其体积流量,使之能用容积式压缩机进行高压比压缩,则有可能避开稳定性问题,形成一种全新的组合压缩方式。该组合方式能够同时具有两种类型的压缩机的优点,在相当宽的流量范围内保持稳定,从而大幅提高运行效率,达到节能增效的目的。

1 新组合压缩方式的提出

1.1 研究背景

燃气轮机在国防、电力等诸多领域中应用广泛,并充分地体现了一个国家综合技术水平。现在燃气轮机主要使用的轴流式压气机相比于容积式压气机而言,有着流量大、工作稳定、振动小、体积小等优点^[1-11]。

但是对于多级压气机而言,随着设计压比不断提高,存在如下两个问题:

- 1) 要提高压气机的压比,或采用增加级数,或采用高压比的叶型。这样增加了设计难度^[1-11]。
- 2) 当压比很高时,高压级的叶片太短,通道

内二次流等损失较大^[1-11]。

受到上述两个问题的启发,现提出一种新型的组合压缩方式,其结构大体分为低压级和高压级两部分:低压级采用叶片式压气机,高压级采用容积式的压缩机;两者的转速通过机械或者其他的控制手段实行联动,保证固定的转速比;两者之间没有阀门。

气体从进口进入低压级后经过压缩,质量流量不变,但容积流量有较大的降低,因此再进入高压级进一步压缩达到所需压比是可能的。其结构示意图如图1所示。

由于叶片式压气机是高转速,容积式压缩机为低转速,两者本身不能共用一个转轴,但是对于本身带有减速箱的燃机,如涡轴发动机,是可以考虑采用这种结构的。

1.2 与组合流体压缩方式相似结构装置的比较分析

对叶片式串联容积式结构的压气机装置特性研究,目前为止能够检索到的相关文献很少。与其结构相近的装置只有涡轮增压活塞发动机。

涡轮增压活塞发动机与本文提出的压气机的不同之处在于:

- 1) 燃料直接在压缩缸内燃烧,组合压缩方式的动力由动力轴提供。
- 2) 涡轮增压器的转轴和活塞的转轴是相互独立的,涡轮增压器的转轴的转速由流量决定。

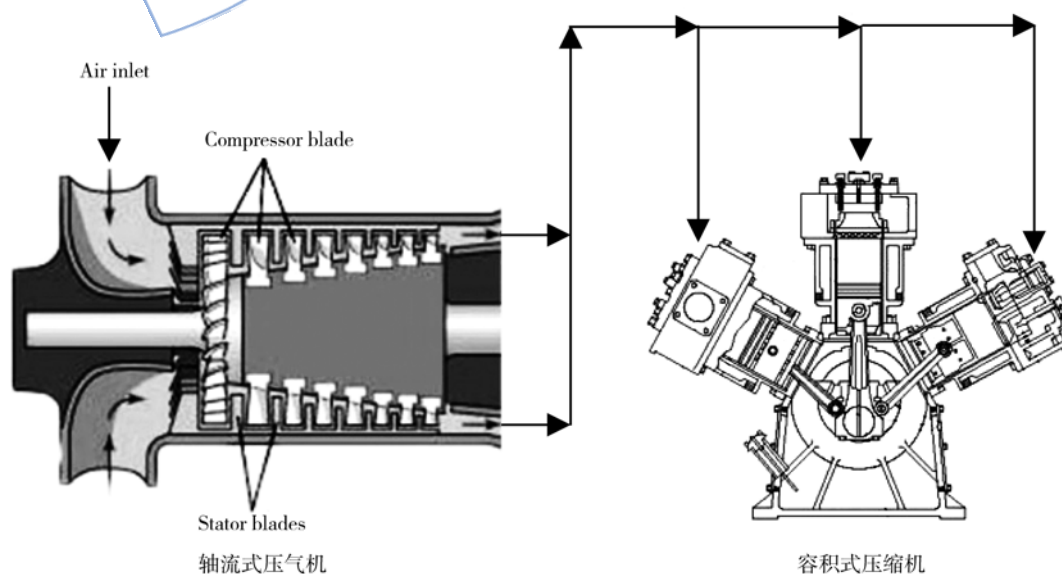


图1 新组合压缩方式压气机结构图

Fig. 1 Structure of the new combined type compressor

2 新组合压缩方式的初步理论分析及数值模拟

2.1 理论分析

容积式压缩机工作腔的体积变化是因为机械构造决定的,所以:①在远离其真空度的工作环境下,其压比和效率基本不随流量变化;②在转速一定时,其体积流量为固定值,体积流量与转速成正比;③容积式压缩机内的流动是顺压梯度的流动,不存在叶片式压气机流动失稳的问题.因此从这三个方面来说,容积式压缩机要比叶片式压气机更稳定.

当叶片式压气机出口串联容积式压缩机,在定转速工况下,叶片式压气机的出口体积流量为定值.组合压缩方式对低压级的叶片式压气机性能影响的理论分析如下.

理论分析的对象为单级轴流压气机,如图2所示,其中下标:0表示进口滞止参数,1表示动叶进口参数,2表示静叶进口参数,3表示静叶出口参数.假设压缩工质为理想气体,叶片式压气机为绝热压缩过程,转速不变、进气均匀;容积式压缩机也为绝热压缩过程,转速不变,有无数个工作腔并联工作保证进气的连续稳定,真空度为零;叶片式压气机出口与容积式压缩机进口间连接管道体积为零.

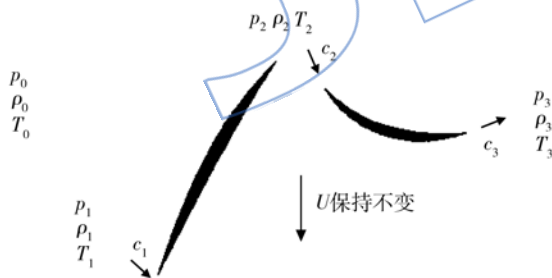


图2 理论分析对象示意图

Fig.2 Schematic diagram for theoretical derivation

对于叶片式压气机,其特性是随着流量的降低,压比逐渐升高,直至产生失速或者喘振^[12].其特性线示意图如图3所示.

图3中,线I,II,III等形状相似的一组线均表示进口总压 p_0 保持不变,改变出口背压时压比随质量流量的变化规律.每一根线对应着不同的进口总压,线I的 $p_0 >$ 线II的 $p_0 >$ 线III的 p_0 .

若叶片式压气机出口通向大气,则随着进口

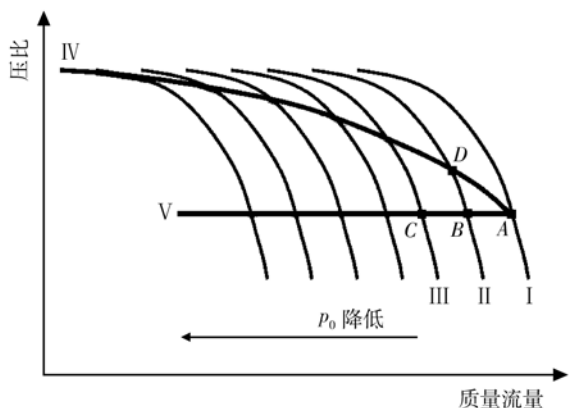


图3 叶片式压气机的特性线示意图

Fig.3 Characteristic line of compressor

总压的降低,叶轮的工作点由线I上移动到线II上时,因为 $(p_3/p_0)_D > (p_3/p_0)_A$,叶片式压气机的工作状态将会由A点移动到D点.所以当叶片式压气机出口通向大气时,逐渐关闭进口阀门,将会得到一条趋势如线IV的工作状态曲线.

当叶片式压气机出口连接容积式压缩机时,由于容积式压缩机也保持转速不变,由容积式压缩机械的特性可知,容积式压缩机的进口体积流量也保持不变,由于容积式压缩机的进口与叶片式压气机出口之间没有改变截面积,所以叶片式压气机的出口速度 c_3 保持不变.

转子的出口处截面积为 A_3 ,质量流量为 $\dot{m}$,空气等熵指数为 κ ,根据质量守恒有^[12-13]

$$\dot{m} = \rho_3 c_3 A_3 \quad (1)$$

由于气体经过绝热压缩,可知

$$\frac{p_3}{p_0} = \left(\frac{\rho_3}{\rho_0} \right)^\kappa \quad (2)$$

将 $\rho_3 = \rho_0 \left(\frac{p_3}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$ 代入式(1)可得

$$c_3 = \frac{\dot{m}}{\rho_0 A_3} \left(\frac{p_0}{p_3} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (3)$$

由公式(3)可知,在线I上,随着压比 p_3/p_0 的增加,质量流量 $\dot{m}$ 会降低,出口速度 c_3 也会单调下降.

由公式(3)可得推论:在同一条等进口总压的特性线上, p_3/p_0 和 c_3 是一一对应的关系.

当叶片式压气机出口连接容积式压缩机后,假设叶片式压气机工作在线I的A点上,若关闭叶片式压气机前的节流阀,由于是理想气体,所以节流后进口总温 T_0 保持不变,但总压 p_0 降低.当 p_0 降低到线II上时,出口速度 c_3 保持不变.

若 c_3 保持不变,可以进一步假设整个流场中任意一点 x 的速度 c_x 是保持不变的.

所以对于叶片式压气机的进口有

$$\frac{p_0}{p_1} = \left[1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_1^2 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4)$$

可得

$$\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^\alpha = 1 - \frac{\alpha c_1^2}{2RT_0} = \text{常数} \quad (5)$$

$$\frac{T_1}{T_0} = \frac{p_1}{p_0} = \text{常数} \quad (6)$$

其中

$$\alpha = \frac{\kappa-1}{\kappa}$$

由公式 $\dot{m} = \rho_1 c_1 A_1$ 和公式(2)可知

$$\frac{\dot{m}}{\rho_0} = c_3 A_3 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \text{常数} \quad (7)$$

将公式(7)代入公式(3),且 c_3 保持不变,可得

$$\frac{p_3}{p_0} = \left(\frac{\dot{m}}{\rho_0 c_3 A_3} \right)^\alpha = \text{常数} \quad (8)$$

在线 II 上只有点 B 有 $\left(\frac{p_3}{p_0} \right)_B = \left(\frac{p_3}{p_0} \right)_A$, 并且由公式(3)推得的结论可知,在线 II 上只有 $(c_3)_B = (c_3)_A$, 所以叶片式压气机的工作状态将由 A 点移动到 B 点.

同理,当阀门进一步关闭时,叶片式压气机的工作状态将由 B 点移动到 C 点.若将这些点连成一条直线,则可以得到一条压比保持不变的直线 V.

进一步推导压升系数

$$\phi = \frac{p_3 - p_0}{0.5 \rho_0 u^2} =$$

$$2 \left(\frac{p_3}{p_0} - 1 \right) RT_0 = \text{常数} \quad (9)$$

流量系数

$$\phi = \frac{c}{u} = \text{常数} \quad (10)$$

当叶片式压气机出口串联容积式压缩机时,在满足 2.1 节中第一段所提出的假设的前提下,叶片式压气机的压升系数和流量系数不随质量流量变化.

同理,对于单转子和多级压气机可推出上述结论是成立的.

为了验证理论推导的正确性,2.2 节进行了数值模拟验证.

2.2 数值模拟及分析

数值模拟以 Rotor 37 单转子为对象,研究随着进口阀门关闭时其压比、效率随流量的变化规律.

数值模拟采用了如下三个假设:

1) 常温、轴向均匀进气,只有压力、密度发生变化;

2) 出口的体积流量为所选取的固定常数;

3) 转速保持 17200 r/min 不变.

对于选取的出口体积流量,设定一个进口总压,并调节出口背压,通过计算找出出口体积与选取值相同的工况点;降低进口总压,重复上述过程,最后得到一组出口体积流量都为选取值的工况点.分析这一组工况点的规律.

图 4 为计算得到的 Rotor 37 单转子的总压比流量曲线.

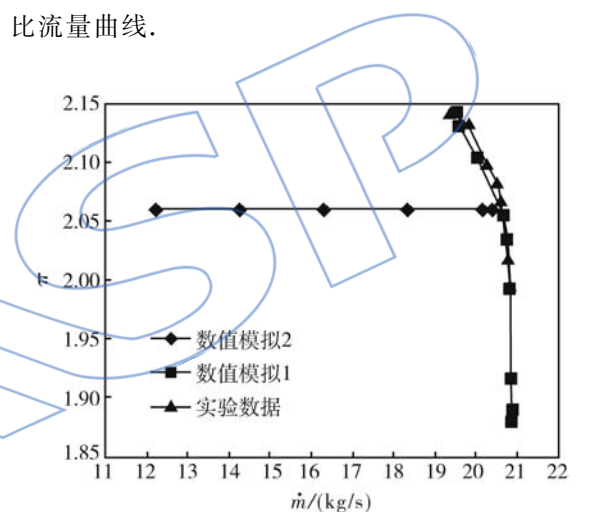


图 4 数值模拟所得的转子特性线

Fig. 4 Rotor's characteristic line of numerical simulation

从图 4 中可以看到,数值模拟 1 结果和实验数据基本吻合,可以认为数值模拟结果准确可信.数值模拟 2 为出口体积流量为选取值的工况点所连接而成的曲线,可以看到结果如理论推导一样,随着质量流量的降低,总压比保持不变.

图 5 和图 6 给出了 20.65 kg/s 工况和 12.22 kg/s 工况下的同一中截面上静压场和静温场的云图.

图 5 和图 6 证明了即使质量流量降低,速度场依然保持不变,温度分布保持不变.

表 1 给出了数值模拟的详细计算结果.

表 1 说明了随着质量流量的减小,Rotor 37 转子的总压比、效率、进口体积流量、出口体积流量都基本没有变化.

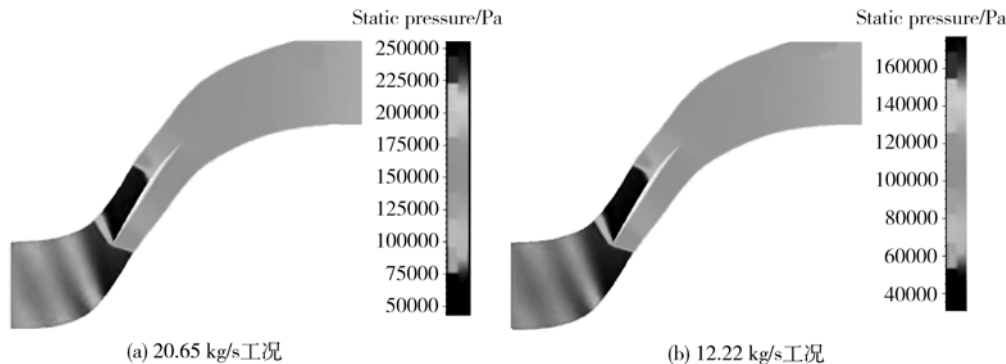


图 5 静压场对比图

Fig. 5 Comparison of static pressure field

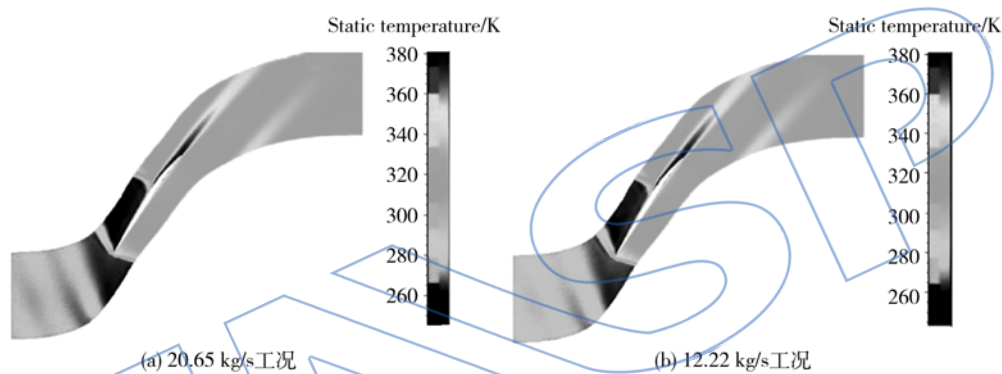


图 6 静温场对比图

Fig. 6 Comparison of static temperature field

表 1 数值计算结果

Table 1 Results of numerical simulation

质量 流量 $\dot{m}/$ (kg/s)	进口体 积流量/ (m^3/s)	出口体 积流量/ (m^3/s)	π	效率
20.65	19.34	15.617	2.059	0.8559
20.38	19.35	15.624	2.059	0.8563
20.18	19.34	15.617	2.059	0.8559
18.35	19.36	15.625	2.060	0.8566
16.32	19.36	15.628	2.060	0.8568
14.27	19.36	15.627	2.060	0.8567
12.22	19.32	15.615	2.059	0.8538

通过换算可知,其压升系数和流量系数也没有发生变化.因此在压升系数和流量系数的无量纲曲线上,其工作点被固定了下来,不随着质量流量的变化而变化.

3 实验研究

为了验证数值模拟的真实性,本节设计了两个实验来进行验证.考虑到研究提出的背景是共性问题,与叶轮的型线和类型无关,因此作为实验对象的叶轮是可以根据需求取样的,取样的基本原则是:①功率、尺寸、外径、级数、轴流/离心;②通用性;③廉价;④更换和拆装方便.本实验叶轮选择了一台半离心的叶轮以及涡轮增压器的离心叶轮.若两种不同形式叶轮的实验现象与理论推导的结果相符,则可以说明此现象存在的普遍性.

3.1 实验装置

实验验证准备了两个实验对象:一个是半离心叶轮的电动涡轮增压器,出口串联罗茨风机,如图 7 所示(实验 1);另一个是汽车涡轮增压器的离心叶轮,出口串联罗茨风机,如图 8 所示(实验 2).

两个实验对象均使用定转速电机驱动,电动涡轮增压器的实验转速为 6 000 r/min;汽车增压



图7 实验1的实验装置
Fig. 7 Experimental device of experiment 1

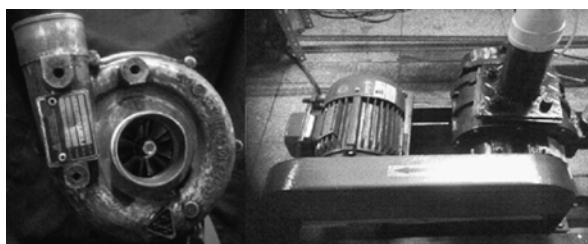


图8 实验2的实验装置
Fig. 8 Experimental device of experiment 2

器的实验转速为 16 500 r/min.

3.2 实验步骤及测量

将实验对象的出口与罗茨风机的进口连接,保持实验对象与罗茨风机的转速不变,缓慢关闭进口阀门至最小然后再缓慢放开,测量压比随着流量减小的变化规律.

对比实验为实验对象的出口不接罗茨风机,重复上述步骤.

实验对象进口为一段 2 m 左右的聚氯乙烯(PVC)管,是为了使空气进入压气机前能混合均匀.在实验对象的进出口布置了总压管和静压孔,用于测量换算实验对象的压力及流量.

3.3 实验结果及分析

实验 1 的实验结果如图 9 所示.

在图 9 中,随着流量的减小压比升高的为实验 1 的对比实验.实验结果表明,在出口串联罗茨风机的情况下,半离心叶轮的压比基本没有发生变化,证明了理论推导的结论.

串联罗茨风机的实验曲线中随着流量的降低,出现了一小段波峰,是因为进口阀门设计不当,开度发生了突变导致.

实验 2 的实验结果如图 10 所示.

由于汽车增压器的额定转速高达 100 000 r/min 以上,而根据现有条件使用电机驱动只能达

到 16 500 r/min,所以压比较低.但是实验现象的结果对比,差异依然十分明显.

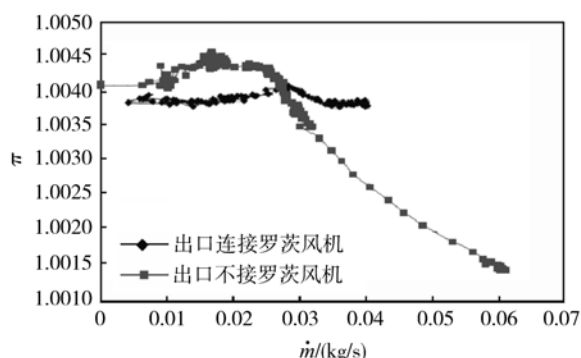


图9 实验1的实验结果
Fig. 9 Result of experiment 1

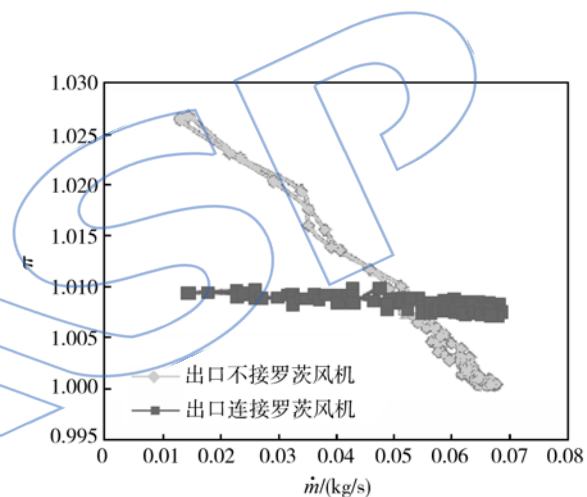


图10 实验2的实验结果
Fig. 10 Result of experiment 2

由图 10 可以看到,随着流量的降低,压比只有小幅的上涨(原因可能是连接段的长度过长导致),但是可以看到出口连接罗茨风机确实能够有效地固定叶片式压气机的压比.进一步证明了数值模拟的结果.

4 组合压缩方式的可行性

4.1 尺寸的可行性

根据流体压缩机械的设计原则,流体压缩机械的尺寸是由可压缩工质的体积流量而不是质量流量决定的,所以当通过容积式压缩机的可压缩工质为高压高密度的状态时,小尺寸的容积式压缩机同样可以通过高质量流量的工质.

根据气体状态方程和绝热压缩方程可知,当空气由 101.3 kPa 提高到 810.6 kPa 时,其密度变

为原来的4.4倍。所以可以先通过叶片式压气机将空气从101.3 kPa压缩至810.6 kPa,然后使用容积式压缩机进一步压缩。

根据尺寸的要求,调节叶片式压气机的压比从而起到优化整机尺寸的目的。

此组合压缩方式的优势在于:在同样的尺寸下,压比和稳定性比纯叶片式压气机的压比及稳定性要高;质量流量比纯容积式压缩机的质量流量要大。它结合了叶片式压气机体积小流量大的优点以及容积式压缩机稳定性好压比高的优点。但是缺点就是结构复杂,必须拥有两个转轴。

4.2 应用的可行性

本文的组合压缩方式结构上最大的特点在于必须同时拥有一个高速轴和一个低速轴,且两个转轴建议使用齿轮箱连接。

所以这种结构在只有高速轴的燃机如涡喷发动机和涡扇发动机上应用目前是不可行的。但是对于本身具有高速轴、低速轴以及减速机构的涡轴涡桨发动机来说就拥有使用价值了。

例如涡轴发动机,在其带动旋翼的低速轴上串联容积式压缩机,使得低速轴同时驱动旋翼和容积式压缩机,这样可以使得燃机更加稳定。同时由于叶片式压气机的稳定性增强了,可以使用稳定工作区间较窄、压比高的叶型,从而使得原有的7~8级甚至更多级的压气机减少至3级;使用轴流串联离心串联容积方式来得到30甚至50的高压比,既减轻了整机的质量,又提高了效率。

容积式压缩机的进出口管道内都会产生压力和流量脉动,对于单个工作腔的容积式压缩机,这些脉动是无法消除的,但是通过多个工作腔布置以及并联管路的设计可以削弱甚至消除这些脉动,从而使得连续流量的压气机能够和容积式压缩机串联匹配工作^[11]。

5 结论与展望

本文主要提出一种新的组合压缩方式,并对此方式的工作特性进行了研究探索。

此种组合压缩方式只适用于可压缩工质,并且当工作条件满足进气均匀、转速恒定、工作压力远离容积式压缩机真空度的时候,会使得叶片式压气机的压升系数与流量系数稳定在指定点,不会随着真实质量流量的变化而变化。即此种组合式压缩方式拥有容积式压缩机的稳定性。

本文的研究结果表明,叶片式压气机出口串

联容积式压缩机确实能够很好地增强叶片式压气机的稳定性,可以应用于涡轴涡桨这些本来就带有减速机构的燃机上。

参考文献:

- [1] 周支柱. 大功率发电用燃气轮机的发展概况[J]. 发电设备, 2010, 24(1): 6-11.
ZHOU Zhizhu. Development status of large capacity gas turbines for power generation [J]. Power Equipment, 2010, 24(1): 6-11. (in Chinese)
- [2] 糜洪元. 国内外燃气轮机发电技术的发展现况与展望[J]. 电力设备, 2006, 7(10): 8-10.
MI Hongyuan. Development and prospect of gas turbine generation technology both in domestic and international [J]. Electrical Equipment, 2006, 7(10): 8-10. (in Chinese)
- [3] 陈矛章. 风扇/压气机技术发展和对今后工作的建议[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 1-15.
CHEN Maozhang. Development of fan/compressor techniques and suggestions on further researches [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 1-15. (in Chinese)
- [4] 吴玉林, 陈庆光, 刘树红. 通风机和压缩机[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [5] 方昌德. 航空发动机的发展历程[M]. 北京: 航空工业出版社, 2007.
- [6] 方昌德. 美国综合高性能涡轮发动机技术计划和我国的对策[R]. 北京: 中国航空工业发展研究中心, HY99018, 1999.
- [7] 卢新根, 楚武利, 朱俊强, 等. 轴流压气机机匣处理研究进展及评述[J]. 力学进展, 2006, 36(2): 222-232.
LU Xingen, CHU Wuli, ZHU Junqiang, et al. A review of studies on casing treatment of axial-flow compressor [J]. Advances in Mechanics, 2006, 36(2): 222-232. (in Chinese)
- [8] 童志庭, 聂超群, 朱俊强. 微喷气提高轴流压气机稳定性的研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(1): 121-124.
TONG Zhiting, NIE Chaoqun, ZHU Junqiang. Investigation on micro tip injection improving the stability of an axial compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(1): 121-124. (in Chinese)
- [9] 徐立华. 船舶柴油机[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2006.
- [10] Boger K M, King P I, Copenhaver W W. Stall inception in single stage high-speed compressor with straight and swept leading edges[R]. AIAA 93-1870, 1993.
- [11] Sparks C R. On the transient interaction of centrifugal compressors and their piping systems[R]. ASME Paper 83-GT-236, 1983.
- [12] 舒士甄, 朱力, 柯玄龄, 等. 叶轮机械原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 1999.
- [13] Anderson J D. Modern compressible flow with historical perspective[M]. New York: McGraw-Hill, 2003.