(19)国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 110953152 B
(45)授权公告日 2025.03.07

(21)申请号 201911168650.6

(22)申请日 2019.11.25

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 110953152 A

(43)申请公布日 2020.04.03

(73)专利权人 珠海格力节能环保制冷技术研究中心有限公司
地址 519000 广东省珠海市前山金鸡路789号科技楼
专利权人 珠海格力电器股份有限公司

(72)发明人 梁社兵 胡余生 魏会军 徐嘉 杨欧翔 王珺 柳鹏 余冰 周博 张金圈 胡文祥 刘靖

(74)专利代理机构 北京煦润律师事务所 11522
专利代理师 刘栩 梁永芳

(51)Int.Cl.
*F04C 18/356*(2006.01)
*F04C 29/12*(2006.01)

(56)对比文件
CN 211174598 U,2020.08.04

审查员 吴仁霞

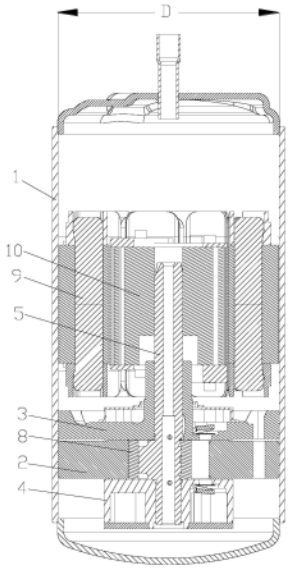
权利要求书1页 说明书4页 附图3页

(54)发明名称

压缩机和空调器

(57)摘要

本申请提供一种压缩机和空调器。该压缩机包括壳体(1),压缩机的总排量为V,压缩机的所有泵体组件排气孔的截面面积总和为S,壳体(1)的内径为D,其中,V、S和D满足关系式:u=V/(S*D),0.68≤u≤1.31。根据本申请的压缩机,能够保证压缩机高频运行的气阀可靠性,降低高频运行时的气动噪音。




CN 110953152 B

1.一种压缩机,其特征在于,所述压缩机包括壳体(1),所述压缩机的总排量为V,所述压缩机的所有泵体组件排气孔的截面面积总和为S,所述壳体(1)的内径为D,其中,V、S和D满足关系式:u=V/(S*D),0.70≤u≤0.8。

2.根据权利要求1所述的压缩机,其特征在于,所述壳体(1)内设置有泵体组件,所述泵体组件包括气缸(2)、上法兰(3)和下法兰(4),所述气缸(2)设置在所述上法兰(3)和所述下法兰(4)之间。

3.根据权利要求2所述的压缩机,其特征在于,所述泵体组件排气孔包括法兰排气孔、气缸排气孔或隔板排气孔。

4.根据权利要求2所述的压缩机,其特征在于,所述泵体组件还包括曲轴(5),所述气缸(2)、所述上法兰(3)和所述下法兰(4)均套设在所述曲轴(5)外,所述曲轴(5)与所述气缸(2)的内周壁之间设置有滚子(8)。

5.根据权利要求4所述的压缩机,其特征在于,所述气缸(2)上设置有滑槽(6),所述滑槽(6)内设置有滑片(7),所述滑片(7)的一端设置有弹性装置,所述滑片(7)的另一端抵接在所述滚子(8)的外壁上。

6.根据权利要求4所述的压缩机,其特征在于,所述壳体(1)内还设置有驱动组件,所述驱动组件包括定子组件(9)和转子组件(10),所述定子组件(9)固定设置在所述壳体(1)上,所述转子组件(10)与所述曲轴(5)驱动连接。

7.一种空调器,包括压缩机,其特征在于,所述压缩机为权利要求1至6中任一项所述的压缩机。

# 压缩机和空调器

## 技术领域

[0001] 本申请涉及空气调节技术领域,具体涉及一种压缩机和空调器。

## 背景技术

[0002] 空调用压缩机的技术发展趋于小型化和高速化,压缩机体积越来越小,运行频率越来越高,常规压缩机运行频率最高为110hz～120hz,高速压缩机最高运行频率可达200hz以上,这就对压缩机的设计提出了更高的要求,然而压缩机的新型化也会带来一系列的问题,小型大排量设计的压缩机高速运行时的可靠性、噪音及性能是设计的难点问题。

[0003] 在现有技术中公开了一种压缩机,该压缩机的总排量与排气孔截面总面积比值主要影响压缩机的性能,解决了高速压缩机设计中性能低的问题,但高速压缩机的性能问题只是设计中的一个难点问题,还有另外两个重点难点问题需要解决,其一为高速运行时压缩机的气阀可靠性,其二为高速运行导致的压缩机壳体内气体压力脉动急剧增大而产生的较大气动噪音,而该公开的压缩机并未就此进行研究。

## 发明内容

[0004] 因此,本申请要解决的技术问题在于提供一种压缩机和空调器,能够保证压缩机高频运行的气阀可靠性,降低高频运行时的气动噪音。

[0005] 为了解决上述问题,本申请提供一种压缩机,压缩机包括壳体,压缩机的总排量为V,压缩机的所有泵体组件排气孔的截面面积总和为S,壳体的内径为D,其中,V、S和D满足关系式:u＝V/(S*D),0.68≤u≤1.31。

[0006] 优选地,0.70≤u≤1。

[0007] 优选地,u＝0.8。

[0008] 优选地,壳体内设置有泵体组件,泵体组件包括气缸、上法兰和下法兰,气缸设置在上法兰和下法兰之间。

[0009] 优选地,泵体组件排气孔包括法兰排气孔、气缸排气孔和/或隔板排气孔。

[0010] 优选地,泵体组件还包括曲轴,气缸、上法兰和下法兰均套设在曲轴外,曲轴与气缸的内周壁之间设置有滚子。

[0011] 优选地,气缸上设置有滑槽,滑槽内设置有滑片,滑片的一端设置有弹性装置,滑片的另一端抵接在滚子的外壁上。

[0012] 优选地,壳体内还设置有驱动组件,驱动组件包括定子组件和转子组件,定子组件固定设置在壳体上,转子组件与曲轴驱动连接。

[0013] 根据本申请的另一方面,空调器包括压缩机,该压缩机为上述的压缩机。

[0014] 本申请提供的压缩机,包括壳体,压缩机的总排量为V,压缩机的所有泵体组件排气孔的截面面积总和为S,壳体的内径为D,其中,V、S和D满足关系式:u＝V/(S*D),0.68≤u≤1.31。通过合理设定压缩机的总排量、所有泵体组件排气孔的截面面积总和以及壳体的内径之间的关系,能够保证压缩机高频运行的气阀可靠性,降低高频运行时的气动噪音,同

时保证了高频运行时的性能满足设计要求。

## 附图说明

[0015] 图1为本申请实施例的压缩机的剖视结构示意图；

[0016] 图2为本申请实施例的压缩机的横截面结构示意图；

[0017] 图3为本申请实施例的压缩机的阀片冲击阀座最大接触应力与V/(S*D)关系曲线；

[0018] 图4为本申请实施例的压缩机的不同运行频率的噪音总值与V/(S*D)关系曲线；

[0019] 图5为本申请实施例的压缩机的不同运行频率的APF能效与V/(S*D)关系曲线。

[0020] 附图标记表示为：

[0021] 1、壳体；2、气缸；3、上法兰；4、下法兰；5、曲轴；6、滑槽；7、滑片；8、滚子；9、定子组件；10、转子组件。

## 具体实施方式

[0022] 针对最高运行频率在200hz以上的高速压缩机设计存在很多技术难题，主要问题包括高频运行时气阀的可靠性差，气动噪音大及性能降低严重。

[0023] 发明人对此问题问题进行了深入的研究，发现压缩机总排量V与泵体组件所有排气孔截面面积总和S及壳体内径D之间存在一定的函数关系，能够使得压缩机在高频运行时既能满足可靠性要求，也能满足噪音及性能要求。

[0024] 基于此，发明人进行了进一步的研究和试验，通过大量压缩机热力学过程流固耦合仿真分析及实验测试确定，压缩机在高频运行时，压缩机总排量一定的条件下，排气孔截面面积总和与壳体内径存在极限设计，当超出极限值的范围时，会对压缩机的能效和噪声均造成较大的不利影响，容易导致压缩机的可靠性问题。为此，特提出本申请。

[0025] 结合参见图1至图5所示，根据本申请的实施例，压缩机压缩机包括壳体1，压缩机的总排量为V，压缩机的所有泵体组件排气孔的截面面积总和为S，壳体1的内径为D，其中，V、S和D满足关系式：$u=V/(S*D)$，$0.68\leqslant u\leqslant 1.31$。

[0026] 经过发明人研究确定，当u值超过1.31时，气阀冲击阀座应力较大，超过设计要求，容易出现压缩机可靠性问题。当u值小于0.68时，排气口面积及壳体内径过大，排气口面积增大会导致余隙容积增大，容积效率下降，压缩机能效降低明显，同时排气口增大后排气阀片两侧受力变大，排气阀片运动过程的冲击力变大，排气阀片可靠性也会变差，壳体内径过大会导致压缩机噪声辐射面增大，也会导致噪声增大。

[0027] 压缩机高频运行时气动噪音是压缩机噪音的主要贡献源，通过大量的实验及仿真分析可知，在总排量V一定的条件下，压缩机气动噪音的大小与所有排气孔截面面积总和S及壳体内径D有着直接关系。压缩机运行频率越高，单位时间内排出的气体量越多，气体脉动速度大幅增加导致气体压力脉动急剧增大，会导致较大的气动噪音，所有排气孔截面面积总和S越小，气体脉动速度变化就越大，壳体内径D越小，气体排出后扩压腔体容积越小，壳体内压力脉动也会变大，压力脉动变大会导致气动噪音变大。

[0028] 图3为本申请实施例的压缩机排气阀片冲击阀座最大接触应力与V/(S*D)关系曲线，通过实验测试及仿真分析发现当排气阀片高速运行时最大冲击应力超过123Mpa时，排气阀片经过长期可靠性试验会出现断裂问题，当排气孔截面面积之和与壳体内径乘积减小

时,排气速度增大,排气过程及壳体内压力脉动也会相应大幅增大,达到一定限制后气阀断裂,压缩机出现可靠性问题,按照可靠性要求,V/(S*D)最大极限值为1.31。

[0029] 图4为本申请实施例的压缩机不同运行频率的噪音总值与V/(S*D)关系曲线,高速运行时压缩机的噪音会大幅增加,壳体内径的变化影响压缩机内压力脉动同时也影响压缩机噪声辐射面,排气孔的面积大小会影响排气气流脉动,进而影响排气气动噪声。排量一定时,泵体组件排气孔截面面积总和S与壳体内径D乘积增大,排气速度减小,压缩机内压力脉动减小,噪音也随之降低,增大到一定程度后压力脉动降幅减弱,由于压缩机噪音辐射面的增大,压缩机噪声开始上升,所以V/(S*D)会存在一个最小值,本发明实施例取最小值为0.68。泵体组件排气孔截面面积总和S与壳体内径D乘积减小,排气口面积减小,排气流速增大,排气压力脉动增大,壳体内径减小,壳体内压力脉动增大,压缩机噪音快速上升,本发明实施例取上限值为1.31。

[0030] 图5为本申请实施例压缩机不同运行频率的APF能效与V/(S*D)关系曲线,压缩机总排量V一定时,排气孔截面面积总和S与壳体内径D乘积越大,压缩机能效会先上升后降低,余隙容积会随之增大,容积效率随之降低,达到一定比值后压缩机能效快速降低。压缩机总排量V一定时,排气孔截面面积总和S与壳体内径D乘积越小,排气流速快速增大,排气损失大幅增加,频率越高,排气损失增幅越大,达到一定比值后压缩机能效快速下降。

[0031] 基于上述分析,本申请将u值进行了合理设定,使得0.68≤u≤1.31,能够合理设定压缩机的总排量、所有泵体组件排气孔的截面面积总和以及壳体的内径之间的关系,保证压缩机高频运行的气阀可靠性,降低高频运行时的气动噪音,同时保证了高频运行时的性能满足设计要求。

[0032] 而现有的低频运行压缩机,其u≥1.4,因此现有压缩机明显不能满足高频运行的设计要求。

[0033] 优选地,0.70≤u≤1。

[0034] 结合图3至图5所示,当0.70≤u≤1时,排气阀片冲击阀座的最大接触应力能够控制在较小的范围内,同时,噪声总值和APF能效也能够形成均衡,使得压缩机整体运行在较佳的能效范围内,进一步提升压缩机的工作性能。

[0035] 优选地,u=0.8,可以综合考量排气阀片冲击阀座的接触应力、噪声总值和APF能效之间的相互关联,使得三者之间能够形成均衡,各个方面均能够达到较优的设计要求,保证压缩机的综合性能能够达到最优。

[0036] 壳体1内设置有泵体组件,泵体组件包括气缸2、上法兰3和下法兰4,气缸2设置在上法兰3和下法兰4之间。

[0037] 泵体组件排气孔包括法兰排气孔、气缸排气孔和/或隔板排气孔。

[0038] 泵体组件还包括曲轴5,气缸2、上法兰3和下法兰4均套设在曲轴5外,曲轴5与气缸2的内周壁之间设置有滚子8。

[0039] 泵体组件包括至少一个气缸2,每个气缸2的腔体内对应设置有偏心旋转的滚子8,滚子8装配在曲轴5的偏心部上,气缸2、滚子8及曲轴5由主副轴承进行支撑。每个气缸2对应至少两个排气孔,两个排气孔可以分别布置在气缸2的两侧,或者布置在气缸2的同一侧,或者一个排气孔布置在气缸2一侧,另外一个布置在气缸2的侧面。

[0040] 上法兰3和下法兰4上均可以设置排气口,在上法兰3和下法兰4的排气口处均设置

有排气阀片。

[0041] 气缸2上设置有滑槽6,滑槽6内设置有滑片7,滑片7的一端设置有弹性装置,滑片7的另一端抵接在滚子8的外壁上。

[0042] 壳体1内还设置有驱动组件,驱动组件包括定子组件9和转子组件10,定子组件9固定设置在壳体1上,转子组件10与曲轴5驱动连接。

[0043] 根据本申请的实施例,空调器包括压缩机,该压缩机为上述的压缩机。

[0044] 本领域的技术人员容易理解的是,在不冲突的前提下,上述各有利方式可以自由地组合、叠加。

[0045] 以上仅为本申请的较佳实施例而已,并不用以限制本申请,凡在本申请的精神和原则之内所作的任何修改、等同替换和改进等,均应包含在本申请的保护范围之内。以上仅是本申请的优选实施方式,应当指出,对于本技术领域的普通技术人员来说,在不脱离本申请技术原理的前提下,还可以做出若干改进和变型,这些改进和变型也应视为本申请的保护范围。

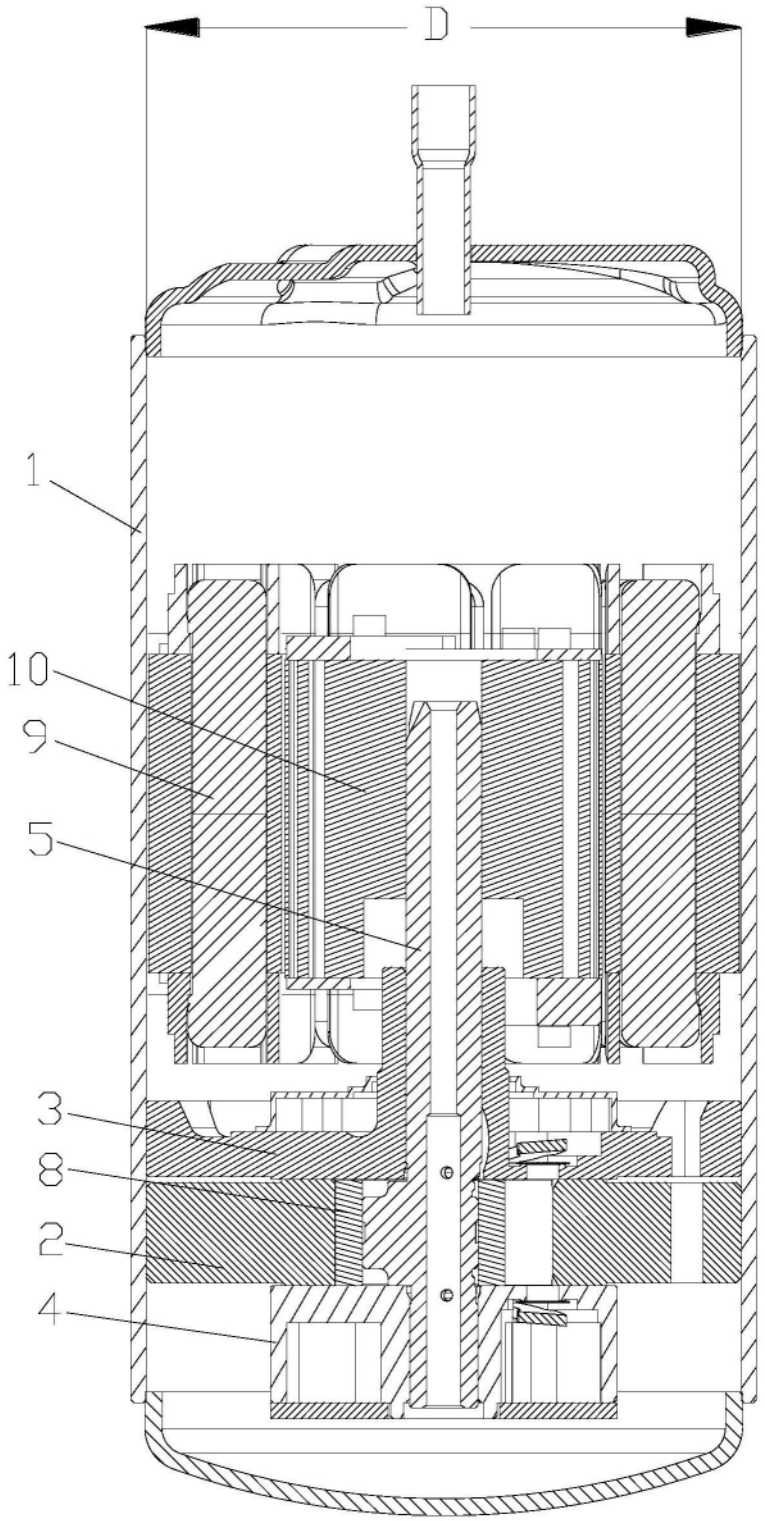



图1

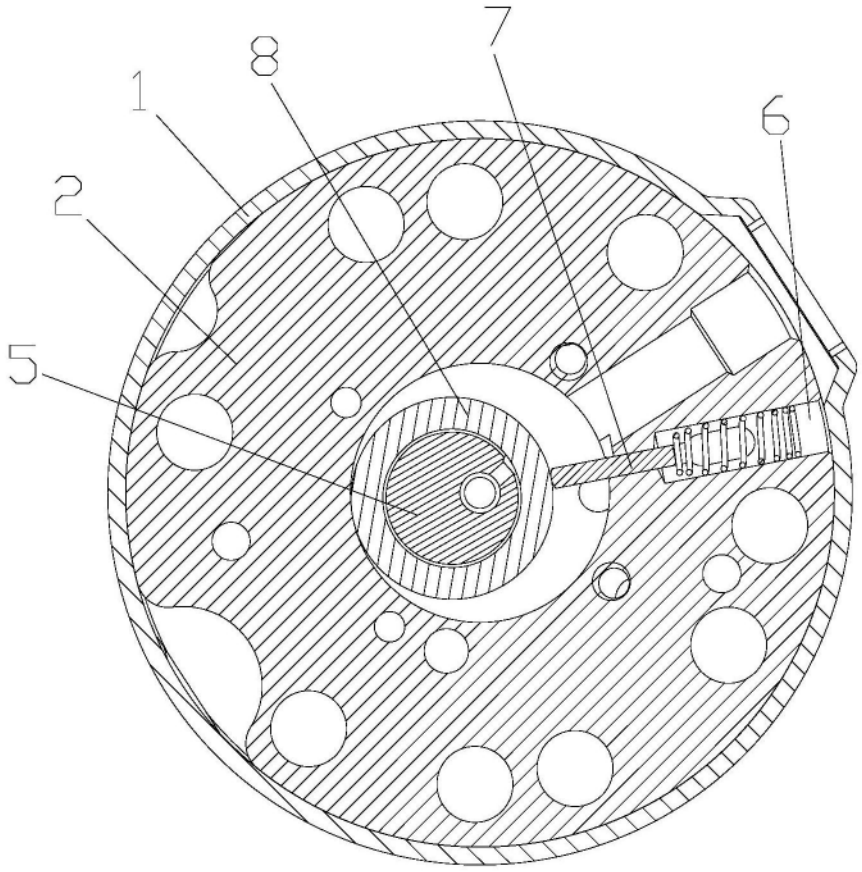

1
2
5
8
7
6

图2

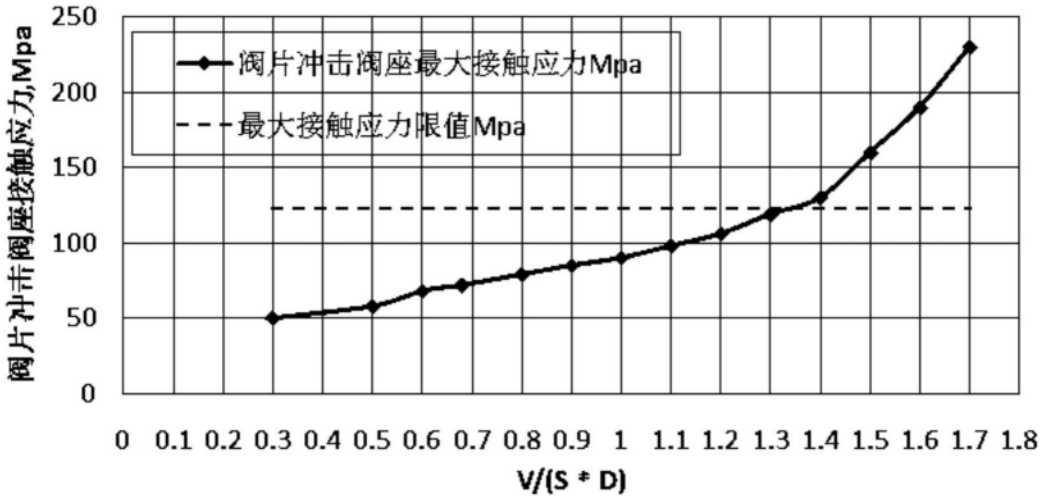

阀片冲击阀座接触应力,Mpa
250
200
150
100
50
0
阀片冲击阀座最大接触应力Mpa
最大接触应力限值Mpa
0 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1 1.1 1.2 1.3 1.4 1.5 1.6 1.7 1.8
V/(S * D)

图3

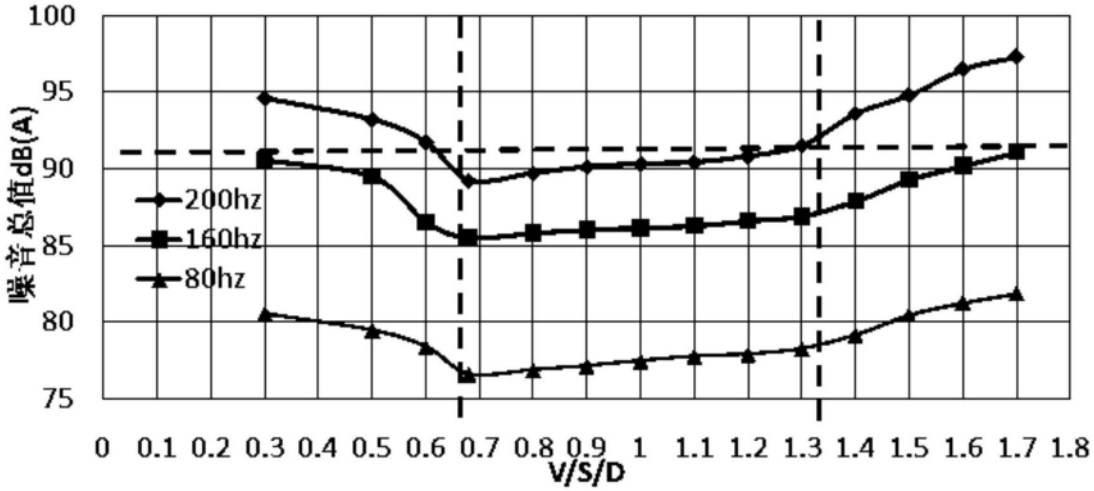

100
95
90
85
80
75
噪音总值dB(A)
200hz
160hz
80hz
0 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1 1.1 1.2 1.3 1.4 1.5 1.6 1.7 1.8
V/S/D

图4

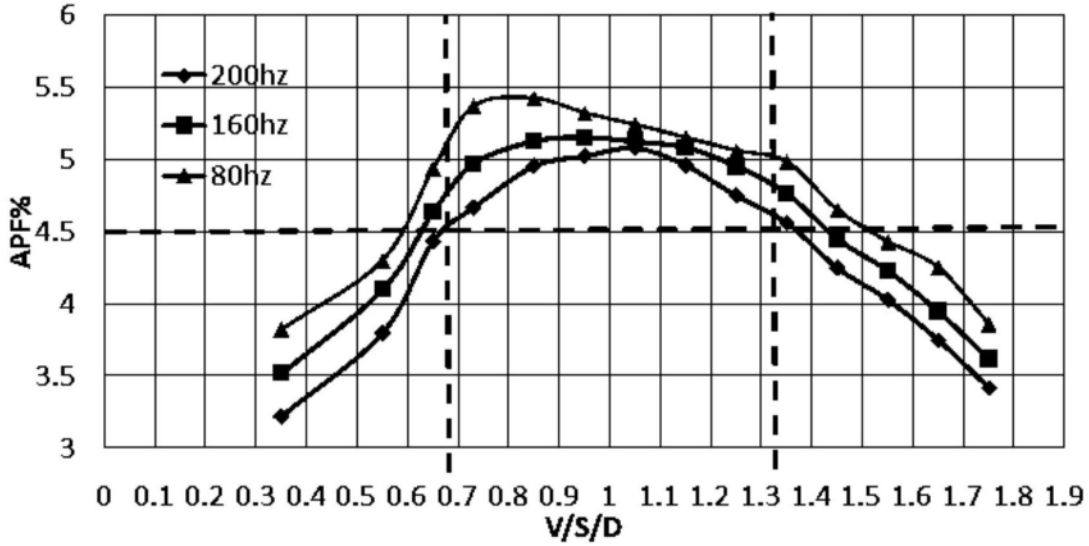

6
5.5
5
4.5
4
3.5
3
APF%
200hz
160hz
80hz
0 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1 1.1 1.2 1.3 1.4 1.5 1.6 1.7 1.8 1.9
V/S/D

图5