

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2024.01.006

基于流固耦合的压缩机吸气阀组气动噪声研究

孟凡森, 张小正

(合肥工业大学 噪声振动工程研究所, 安徽 合肥 230009)

摘要: 往复式压缩机吸气阀组工作过程存在明显的流固耦合现象, 现有的固定阀片开度的数值仿真模型大多没有考虑流固耦合现象, 而考虑流固耦合现象的数值仿真模型由于忽略了活塞和阀板的作用难以获取足够的声源信息。文章建立考虑活塞和阀板作用的流固耦合数值仿真模型, 并与其他模型获得的运动、流场和声场特性进行对比, 结果表明: 所建立的流固耦合模型能够更准确地描述吸气阀组的工作过程, 获得更丰富的声源信息; 基于该流固耦合数值仿真模型开展通流截面参数对吸气阀组气动噪声的影响分析, 并优化设计了截面参数。

关键词: 往复式压缩机; 吸气阀组; 流固耦合; 气动噪声; 数值模拟

中图分类号: TH457; TB535 **文献标志码:** A **文章编号:** 1003-5060(2024)01-0033-08

Investigation on aerodynamic noise of suction valve group in compressor with fluid-structure interaction modeling

MENG Fansen, ZHANG Xiaozheng

(Institute of Sound and Vibration Research, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: There is an obvious phenomenon of fluid-structure interaction in the operating procedure of suction valve group of reciprocating compressor, but the phenomenon of fluid-structure interaction is frequently ignored in the existing numerical simulation model of fixed valve opening. The numerical simulation model considering fluid-structure interaction phenomenon is difficult to obtain sufficient sound source information due to neglecting the influence of piston and valve plate. In this paper, a numerical simulation model of fluid-structure interaction which involves the influence of piston and valve plate is established to investigate the aerodynamic noise characteristics of the suction valve group, and the motion, flow field and acoustic field characteristics obtained by the model are compared with those by other models. The numerical results show that the fluid-structure interaction model can describe accurately the working process of the suction valve group and obtain more abundant sound source information. Additionally, the influence of flow section parameters on the aerodynamic noise of suction valve group is analyzed and the section parameters are optimized based on the established numerical simulation model of fluid-structure interaction.

Key words: reciprocating compressor; suction valve group; fluid-structure interaction; aerodynamic noise; numerical simulation

往复式压缩机广泛应用于各种制冷设备中, 随着制冷设备噪声越来越引起消费者的关注, 压缩机作为制冷设备的主要噪声源, 成为生产企业

重点关注的降噪对象。吸气过程是往复式压缩机工作流程的主要阶段, 该过程中气缸内气体和吸气管道内气体的压力变化所产生的气动噪声是往

收稿日期: 2022-10-14; 修回日期: 2022-11-11

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51875147)

作者简介: 孟凡森(1996—), 男, 山东临沂人, 合肥工业大学硕士生;

张小正(1985—), 男, 河南鹤壁人, 博士, 合肥工业大学研究员, 硕士生导师, 通信作者, E-mail: xzhengzhang@hfut.edu.cn.

复式压缩机噪声的重要组成部分^[1],因此开展吸气阀组工作过程中气动噪声的研究对改善往复式压缩机的噪声性能具有重要的指导意义。

在实际工程中,针对往复式压缩机大多采用数值仿真方法对吸气阀组的气动噪声水平进行数值模拟。文献[2]建立了吸气阀组阀片固定开度下的流场模型,采用大涡模拟模型计算获得气动噪声声源信息,然后采用边界元法研究吸气阀组的气动噪声辐射特性;文献[3]建立了吸气阀片固定开度下的流场模型以获取气动噪声声源信息,然后采用FW-H方程计算监测点处的气动噪声水平;文献[4]则基于吸气阀片固定开度下的流场模型探究不同通流截面对气阀内流场特性的影响。上述研究都是基于吸气阀片固定开度下的流场模型开展流场或声场特性分析,但是吸气阀组实际工作过程中,阀片与制冷剂气体存在明显的流固耦合作用,因此固定开度下的流场模型无法准确反映吸气阀组实际的工作状态,进而无法获得准确的流场和声场特性。

鉴于此,文献[5-7]建立了往复式压缩机吸气阀组的流固耦合模型,基于该模型研究阀片的运动特性和气缸内的压力变化;文献[8-9]采用流固耦合分析方法研究阀片的运动特性和不同阀片厚度对阀片上的应力分布、气缸内的压力分布和吸气量的影响;文献[10-12]则采用流固耦合分析方法研究往复式压缩机的阀片运动特性,确定了导致阀片延迟关闭和气体回流的主要因素。然而,上述研究只使用流固耦合分析方法研究吸气阀片的动态特性和阀组的流场特性,尚未涉及对吸气阀组气动噪声的研究。

文献[13]采用流固耦合分析方法对往复式压缩机吸气过程气动噪声进行数值仿真,并探究了不同阀片厚度对噪声的影响,但在对吸气过程气动噪声的分析中没有考虑气缸容积的变化和阀板对阀片的阻隔作用对分析结果的影响。由于往复式压缩机实际吸气过程中气缸容积时刻发生着变化,阀板对阀片会产生阻隔作用,在实际吸气过程中,本文将气缸容积的变化和阀板对阀片的阻隔作用纳入吸气阀组流固耦合分析过程中,得到压缩机吸气过程中的压力脉动信息,由此分析压缩机吸气过程的气动噪声特性,并在此基础上分析不同阀组通流截面对气动噪声的影响,优化选取截面参数。

1 吸气阀组流固耦合分析方法

往复式压缩机吸气阀组结构如图1所示。往

复式压缩机的动力系统主要采用内置的电动机驱动曲柄连杆机构带动活塞移动,实现阀片的启闭。该系统主要参数为:单缸、气缸直径 25 mm;曲柄半径 9 mm;偏心距 2 mm;连杆长度 40 mm;转速 3 000 r/min;活塞行程 18 mm。

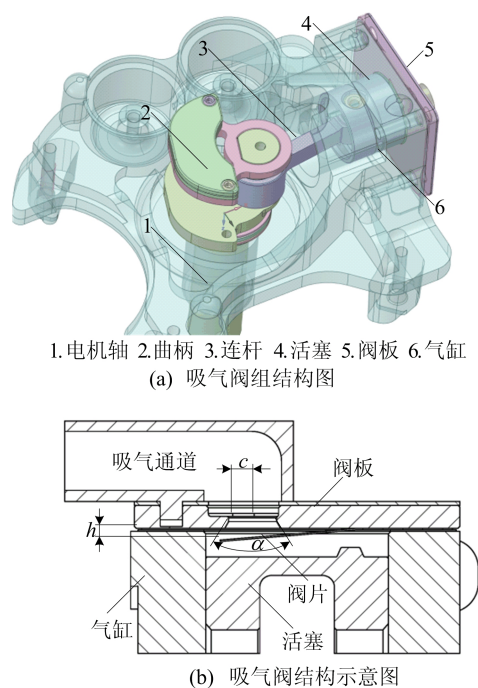


图1 吸气阀组模型

在吸气阀组工作过程中,制冷剂气体从吸气流道流经阀片进入气缸。在此过程中,制冷剂气体的流动和阀片的运动相互耦合,吸气阀片在阀片两侧的压力差作用下弯曲,阀片的变形则会引起阀组流场的变化。因此,本文采用流固耦合分析方法进行吸气阀组的气动噪声特性研究,数值模拟过程的示意图如图2所示。

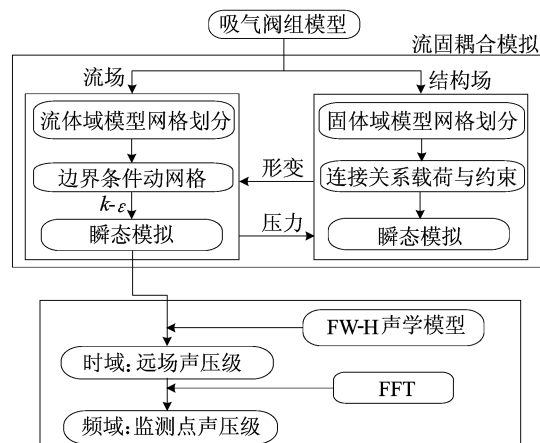


图2 数值模拟流程

在基于流固耦合的吸气阀组气动噪声分析

中,建立吸气阀组的流固耦合模型至关重要,该模型可分为流体域和固体域,下面将分别阐述流体域模型和固体域模型的构建过程。

1.1 流体域模型构建

根据吸气阀组实际尺寸建立压缩机吸气过程流体域模型,吸气阀组的流体域可以分为吸气流道、阀口和气缸 3 个部分。为提高网格质量,减少计算时长,对吸气阀组流体域模型进行简化,流体模型中简化了气缸顶部的复杂空间,去除了气缸顶部的倒角和阀片周围的微小缝隙,对简化后的流体域绘制网格。因为涉及吸气阀片和活塞的移动,所以将气缸顶部设置为四面体网格,气缸底部设置为楔形网格,确保网格质量达到要求,流体域网格总数为 1.28×10^6 个。吸气阀流体域模型如图 3 所示。

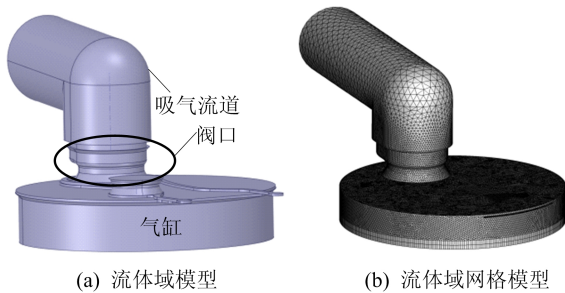


图 3 吸气阀流体域模型

在吸气阀组工作过程中,制冷剂气体高速流经阀片从阀口喷流而出,与气缸内气体混合产生涡旋。为更好地模拟实际情况,考虑制冷剂气体对阀口、气缸等固体结构的冲击,将气缸内壁全部作为壁面边界条件,只将制冷剂气体入口设置为压力入口边界条件,压力值为 0.65 MPa,不设出口边界条件。为考虑活塞移动对气缸容积变化的影响,使用动网格和 in-cylinder 生成的 profile 文件控制气缸底面向下止点方向移动来模拟活塞移动,其中气缸内网格不断更新以模拟气缸容积变化,气缸底面运动函数由压缩机曲柄参数决定。

本文采用标准 $k-\epsilon$ 模型模拟吸气阀组内的湍流流动,其中求解器采用 PISO 算法。流固耦合中的流体控制方程如下:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{f}^B \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho k v_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + G_k -$$

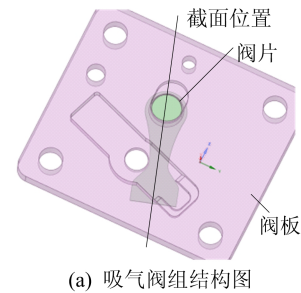
$$\rho \epsilon - Y_M \quad (3)$$

$$\frac{\partial (\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \epsilon v_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + C_{1\epsilon} G_k \frac{\epsilon}{k} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

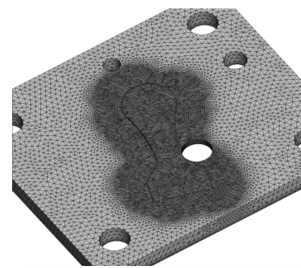
其中: ρ 为流体密度; t 为时间; \mathbf{v} 为流体速度; $\boldsymbol{\tau}$ 为应力张量; \mathbf{f}^B 为流体介质的体力矢量; p 为静压; x_i, x_j 为流体坐标, $i, j = 1, 2, 3$; v_i 为流体速度分量; μ 为分子黏度; $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon$ 为湍流黏度; k 为湍动能; ϵ 为湍流耗散率; $C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_\mu$ 为常系数; $\sigma_k, \sigma_\epsilon$ 为 k, ϵ 对应的湍流普朗特数; $G_k = -\overline{v_i v_j} \frac{\partial v_i}{\partial x_j}$ 为平均速度梯度产生的湍流动能; $Y_M = 2\rho \epsilon k / c_0^2$ 为可压缩流中脉动膨胀对总耗散率的影响; c_0 为声速。

1.2 固体域模型构建

吸气阀固体域模型如图 4 所示。



(a) 吸气阀组结构图



(b) 吸气阀结构示意图

图 4 吸气阀固体域模型

从图 4a 可以看出,吸气阀组流固耦合模型的固体域包括吸气阀片和阀板。为模拟阀板在吸气阀片运动过程中对阀片的阻碍情况,将阀板视为刚体,阀片和阀板之间设置连接关系,模拟吸气阀片对阀板的冲击过程,并在阀片安装位置和阀板表面添加固定约束。从图 4b 可以看出,绘制固体域网格为非结构化网格,网格总数为 9×10^4 个。

往复式压缩机吸气阀组使用非线性动力学分析其运动过程,阀片的结构动力学方程如下:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}}_s + \mathbf{C} \dot{\mathbf{u}}_s + \mathbf{K} \mathbf{u}_s = \mathbf{R} - \mathbf{F} \quad (5)$$

其中： M 、 C 、 K 分别为结构的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵； R 为外部负载矢量； F 为等效于单元应力的节点力矢量； u_s 为结构位移矢量。

1.3 流固耦合模型求解与声源信息获取

流固耦合模型包括固体域、相应的流体域以及流固耦合交界面，设置阀片与流体接触面为流固耦合交界面，流场和结构场中的流固耦合交界面设置保持一致。使用基于有限体积法的计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)求解器分析流场，使用基于有限元法的结构求解器分析固体域，然后通过 System Coupling 实现流体域和固体域的耦合，耦合时间步长为 1×10^{-5} s。流体域和固体域通过流固耦合交界面传递参数，在交界面上有位移耦合平衡条件和力耦合平衡条件，其耦合控制方程如下：

$$d_f = d_s \quad (6)$$

$$\tau_f n_f = \tau_s n_s \quad (7)$$

其中： d_f 、 d_s 为流体域和固体域中的位移； τ_f 、 τ_s 为流体域和固体域中的应力张量； n_f 、 n_s 为法向量。流场和结构场解耦的计算过程如图 5 所示。

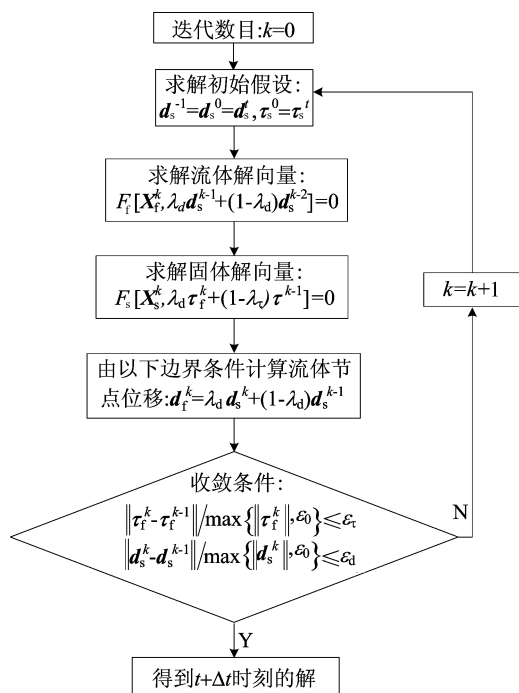


图 5 流固耦合解耦方法

流固耦合模型计算所获得的流体外表面压力脉动信息是后续声学计算所需的声源信息，因此流固耦合模型不同，最终获得的声源信息将不同，进而导致所预测的噪声水平也不同。

本文采用考虑阀板对阀片的阻隔作用和活塞移动效应的流固耦合模型获取声源信息，进而预

测气动噪声(简称方法 1)；文献[13]采用了一种不考虑活塞移动和阀板阻隔的流固耦合模型来获取声源信息，进而预测气动噪声(简称方法 2)；文献[2-3]则采用固定阀片开度的流场模型来获取声源信息，进而预测气动噪声(简称方法 3)，该方法未考虑流固耦合作用。下文将对这 3 种方法计算得到的运动、流场和声场结果进行详细的对比分析。

1.4 声学计算方法

本文采用基于 FW-H 方程的声学预测方法计算吸气过程的气动噪声，该方法可以通过计算相应封闭控制面的表面积分，获得封闭控制面内非均匀质量流、壁面压力脉动和涡流产生的声源在接收点的声信号。FW-H 方程如下：

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial^2 \{T_{ij} H(f)\}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial \{[P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f)\}}{\partial x_i} + \frac{\partial \{[\rho_0 v_n + \rho (u_n - v_n)] \delta(f)\}}{\partial t} \quad (8)$$

其中： p' 为远场声压，即 $p' = p - p_0$ ； ρ_0 、 p_0 分别为流体未受扰动时的密度和压力的平均值； u_i 为 x_i 方向上的流体速度分量； u_n 为控制面 $f=0$ 方向的流体速度分量； v_n 为控制面法线方向上的流体速度分量； $\delta(f)$ 为 Dirac 函数； $H(f)$ 为 Heaviside 函数； T_{ij} 为 Lighthill 张量分量； P_{ij} 为压应力张量分量； $f>0$ 表示在控制面外； n_j 为指向控制面外 ($f>0$) 的单位法向量分量。式(8)中右边 3 项分别为四极子、偶极子和单极子声源项。

根据 GB/T 4214 系列标准对家用和类似用途电器噪声测试方法的规定，对于小型器具以及家电零部件等，可以采用半径 1 m 的半球包络面。FW-H 方程中全封闭声源面的面积分包含单极子和偶极子声源以及包络区域的四极子声源，因此以吸气阀组流体域外表面为声源面，以吸气阀片下表面圆心为半球包络面球心，在吸气气流道轴向设置远场监测点，如图 6 所示。

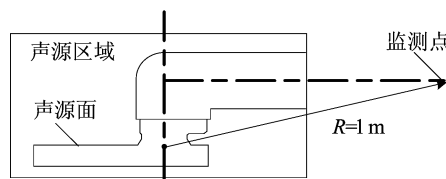


图 6 噪声监测点

2 活塞和阀板对气动噪声的影响

为验证考虑活塞和阀板的流固耦合模型对吸

气阀组气动噪声预测的影响,从两方面研究不同声源信息获取方法的仿真结果:① 对比不同方法获得的吸气阀片的运动特性和吸气阀组内的流场特性;② 对比不同方法计算得到的阀组声学特性。

3 种不同声源获取方法之间的吸气阀片位移比较如图 7 所示。

由图 7 可知,方法 3 采用固定阀片开度的方法预测吸气阀组气动噪声,阀片位移固定;方法 1 和方法 2 采用流固耦合分析,阀片在弹力的作用下不断“振荡”,即阀片位移不断变化,且方法 1 和方法 2 都存在阀片的延时关闭。但是方法 2 吸气阀片存在与实际不符的反向位移,且阀片的最大位移小于方法 1,阀片在运行过程中的波动次数少于方法 1,这些均是由于方法 2 中缺少阀板对阀片的阻隔作用,阀片在运动至起始位置时,阀片继续向反方向运动,且在模拟时增大了气缸上表面和阀片上表面的间隙,使吸气阀组的通流截面增大,引起额外的压力损失,进而导致阀片的最大位移减小,波动次数减少。

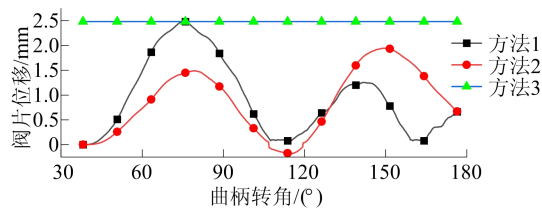


图 7 阀片位移变化曲线

在对流场特性进行分析时,为了更清晰地显示压力、速度的分布情况,提取沿吸气阀片对称截面的压力、速度云图予以展示,如图 8 所示。

由图 8 可知:吸气阀全开时,相较于方法 1 和方法 2,方法 3 阀片上下表面的压力差更大,流经阀口的制冷剂气体流速更快,这是由于流固耦合分析时,阀组内流场是不断变化的,而未考虑流固耦合模型计算时是假设吸气阀组内湍流已完全发展;相较于方法 1,方法 2 因忽略了活塞顶部对气流的阻碍作用,制冷剂从气缸底部流出,阀口和气缸内的压力波动较小,这将导致方法 2 声源信息获取不全,对应监测点的声压水平降低。

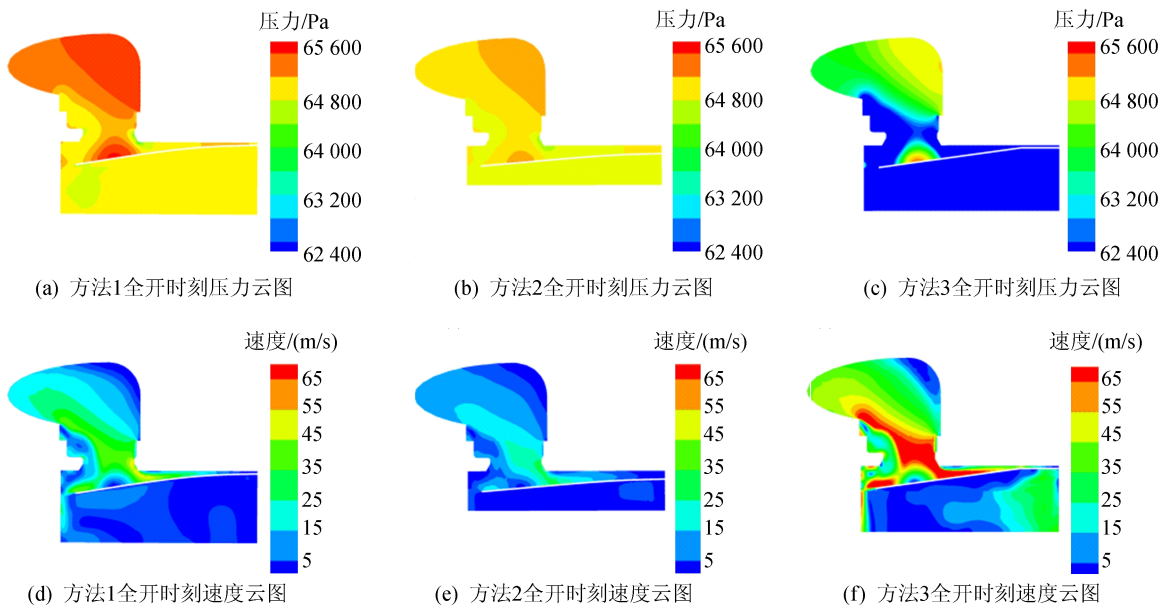


图 8 截面处阀组流场特性

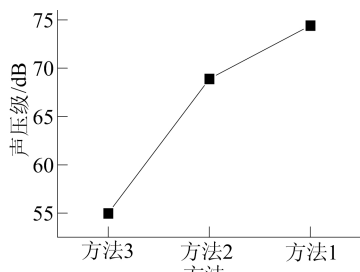
不同方法得到的 1/3 倍频图和监测点的 A 计权声压级如图 9 所示。

由图 9 可知:采用流固耦合方法预测阀组气动噪声结果远远大于未考虑流固耦合方法的预测结果,这是由于考虑流固耦合时吸气阀组流场压力脉动更加复杂多变,气缸内压力变化导致吸气阀片“颤振”,进一步加剧吸气阀组内的气流扰动,产生更多涡旋,增大了气动噪声水平;且相较于方

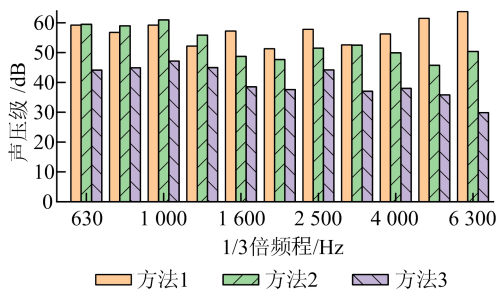
法 2,本文所用方法 1 在 1 600~7 100 Hz 中高频范围内获得了更高的声压级,这是由于在阀口和气缸内,方法 1 所获得的压力波动更大,且从阀口喷射而出的高速射流会冲击活塞顶部,激起更大的涡流噪声。

由以上仿真结果分析可得:忽略活塞对制冷剂的阻碍,会难以获得制冷剂碰触活塞顶部所产生的涡流及其与从阀口高速喷射而出的制冷剂混

合而产生的声源信息,致使阀组气动噪声预测结果偏小;忽略阀板对阀片的阻隔,将会加大阀片与阀板的间隙,进而增大吸气阀组的通流截面,使阀片运行过程中存在反方向位移,与阀片实际运动情况不符,降低了阀组气动噪声预测的可信度。



(a) 不同方法声压级对比



(b) 不同方法倍频图对比

图 9 吸气阀组噪声特性

3 通流截面参数对气动噪声的影响

考虑到气阀的通流截面对气阀的流体特性具

有重要的影响^[4,11],进而影响阀组的气动噪声,因此本文采用所建立的流固耦合模型分析吸气阀组通流截面参数对气动噪声的影响,进而指导通流截面参数的选取。

气阀通流截面简图如图 1b 所示,气阀的通流截面包括阀板通流截面以及阀片开启时与阀板间形成的间隙通流截面。由于阀口槽长 c 和阀片厚度分别是影响阀板通流截面和间隙通流截面的重要参数,下文将分别讨论这 2 个参数对气动噪声的影响。

3.1 阀组槽长对气动噪声的影响

阀板通流截面对流体发展的影响取决于入口通流截面和出口通流截面的形状。阀口槽长作为入口通流截面的重要参数,其大小影响流经阀口流体的压力和速度变化。分别取阀口槽长 c 为 2.50、2.00、1.25 mm 进行流固耦合分析,得到的阀片位移曲线和不同槽长下的阀组流场特性图分别如图 10、图 11 所示。

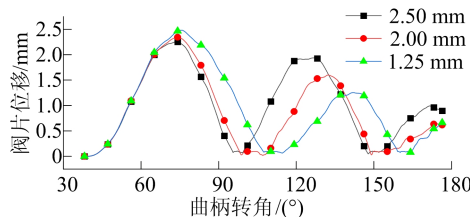


图 10 不同槽长下的阀片位移曲线

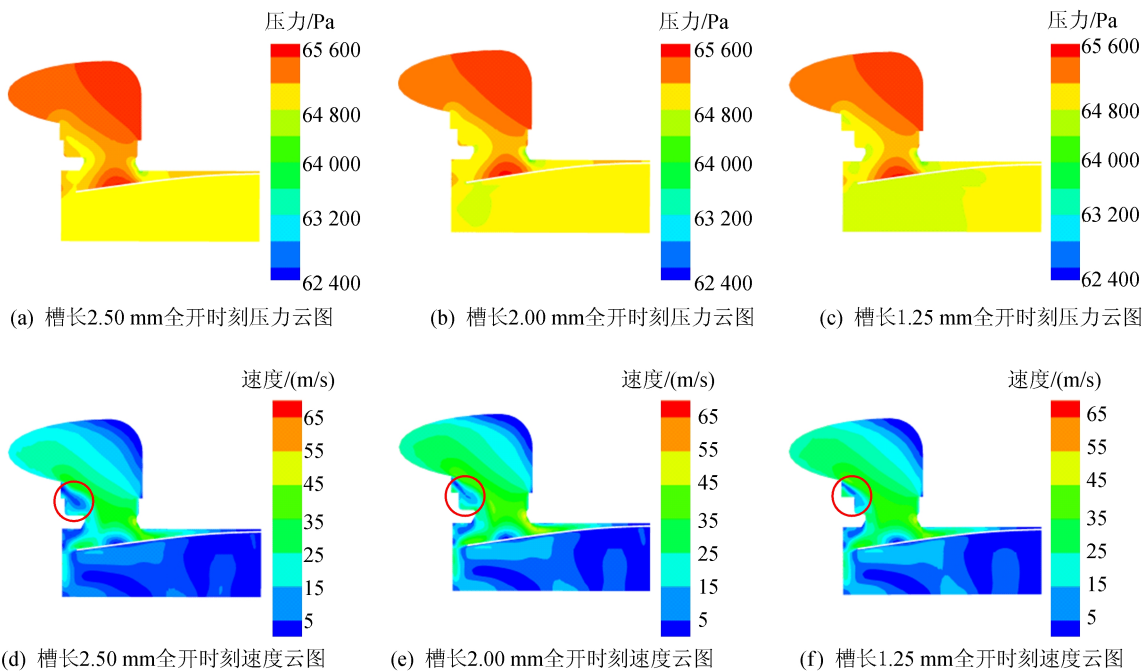


图 11 不同槽长下的阀组流场特性

由图 10 可知,吸气阀片的运动由数个“振荡”组成,随着阀口槽长的减小,阀片两侧压力差增大,阀片升程增大,阀片“振荡”次峰时刻后移。

由图 11 可知,随着槽长的减小,阀口区域的流体压力差值增大,气缸内压力波动显著,阀口入口处涡旋变小,流经阀口的制冷剂气体流速增大,气缸内速度波动情况更加复杂。

阀口槽长 c 减小会加剧阀口喷射而出的高速射流对吸气阀组壁面的冲击和气流扰动,激发出更多的涡流噪声,因此阀口槽长 c 越小,阀组气动噪声愈大,如图 12 所示。

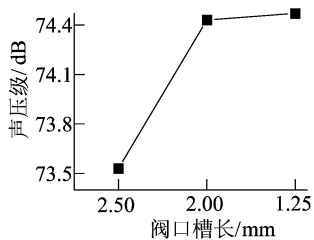


图 12 不同槽长下的监测点声压级

3.2 阀片厚度对气动噪声的影响

气阀的间隙通流截面取决于阀口扩散角 α 和

阀片升程 h , 阀片升程受阀片两侧的压力差和阀片的弹性力影响。更改阀片厚度可适当调节阀片升程,进而改变气阀的间隙通流截面。

考虑到合理的阀片升程可保证有效的间隙通流截面和阀片的寿命,本文分别取阀片厚度为 0.19、0.20、0.21 mm 进行流固耦合分析,得到阀片位移曲线和吸气阀组流场特性图,如图 13、图 14 所示。

图 13 展示了不同吸气阀片厚度下的阀片升程变化,表明随着阀片厚度的增加,吸气阀片的“振荡”频率增加。

由图 14 可知,当阀片厚度从 0.19 mm 增大至 0.21 mm,阀口与阀片间间隙内的流速逐渐增大。

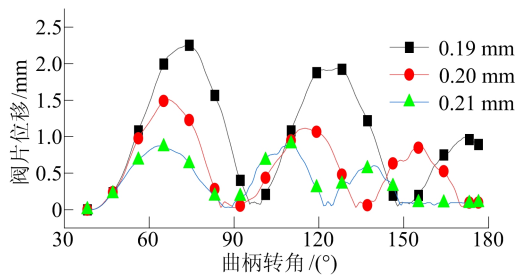


图 13 不同阀片厚度下的阀片位移曲线

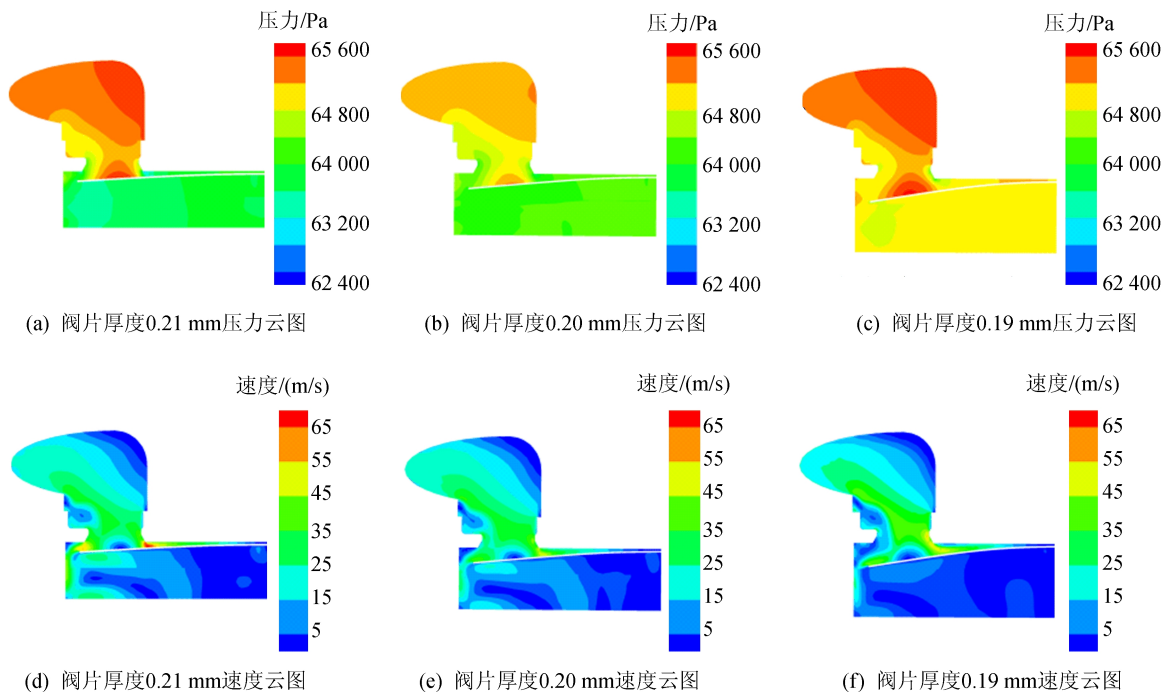


图 14 不同阀片厚度下的阀组流场特性

制冷剂气体流经阀口时的流速越高,其对吸气阀片、气缸壁和活塞的冲击效果越明显,高速射流中存在大量不规则运动的涡旋以及吸气阀片的

“颤振”会引起急剧的气流扰动,因此阀片厚度越大,阀片升程越小,吸气阀组的气动噪声越大,结果如图 15 所示。

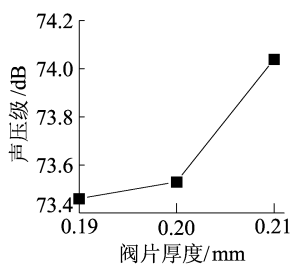


图 15 不同阀片厚度的监测点声压级

4 结 论

本文以压缩机吸气阀组作为研究对象,针对其吸气过程产生的气动噪声问题进行分析研究,建立了考虑阀板阻隔作用和活塞移动效应的流固耦合分析模型,并与其他吸气阀组气动噪声分析模型进行对比,指出活塞移动和阀板阻隔对其气动噪声预测的重要性;此外基于所建立的流固耦合分析模型,研究了阀口槽长和阀片厚度对阀组气动噪声性能的影响。通过以上分析,得到以下结论:

1) 采用固定阀片开度的流场模型忽略了阀片和制冷剂气体间的流固耦合作用,只能获得单时刻下流场完全发展后的声源信息;采用不考虑阀板阻隔作用和活塞移动效应的流固耦合分析模型忽略了阀板和活塞的作用,使得气缸内的压力脉动较小。这都与吸气阀组实际工作情况不符。而采用考虑阀板阻隔作用和活塞移动效应的流固耦合分析模型可以获得更符合实际的阀片运动特性,获得更为准确的气动噪声预测结果。

2) 基于所建立的流固耦合分析模型所开展的气阀通流截面参数影响分析结果表明:增大阀口槽长有利于降低流经阀口的制冷剂气体的流速,降低对吸气阀组固体结构的冲击,进而降低阀组气动噪声的声压级;阀片厚度越大,阀片升程越小,致使阀口与阀片间间隙内的流速增大,进而增大了阀组气动噪声的声压级。因此,本文流固耦合分析方法可以指导气流通流截面参数的优化设计,从而获得更好的声学特性。

[参 考 文 献]

- [1] 吴业正,李红旗,张华. 制冷压缩机[M]. 北京:机械工业出版社,2017.
- [2] 韩宝坤,魏国,孙晓东,等. 某型往复式制冷压缩机吸/排气噪声源在自由场中的辐射特性研究[J]. 声学技术,2020,39(6):710-714.
- [3] 林淑汝,何志龙,郭俊. 全封闭冰箱压缩机气动噪声研究[J]. 压缩机技术,2013,51(2):5-10.
- [4] 王枫,尚浩田,米小珍,等. 基于 CFD 的舌簧排气阀流动特性研究[J]. 制冷学报,2016,37(2):38-45.
- [5] HWANG I S, PARK S J, OH W S, et al. Linear compressor discharge valve behavior using a rigid body valve model and a FSI valve model[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 82:509-519.
- [6] WU W, GUO T, PENG C, et al. FSI simulation of the suction valve on the piston for reciprocating compressors[J]. International Journal of Refrigeration, 2022, 137:14-21.
- [7] PARK S J, HWANG I S, OH W S, et al. A study on cycle performance variation of a linear compressor considering valve behavior[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(9):4481-4488.
- [8] 陈德祥,刘浩,耿茂飞,等. 微型压缩机簧片阀三维流固耦合分析[J]. 流体机械,2020,48(6):20-24,88.
- [9] 韩宝坤,张冬鸣,张国伟,等. 基于流固耦合法的往复压缩机吸气阀流场特性研究[J]. 流体机械,2021,49(5):47-53.
- [10] WANG Y, WANG J, HE Z, et al. Investigation on dynamic characteristics of the reed valve in compressors based on fluid-structure interaction method[J]. Applied Sciences, 2021, 11(9):39-46.
- [11] LI S, HOU J, PAN W, et al. Study on aerodynamic noise numerical simulation and characteristics of safety valve based on dipole and quadrupole[J]. Acoustics Australia, 2020, 48(3):441-454.
- [12] TAO W, GUO Y, HE Z, et al. Investigation on the delayed closure of the suction valve in the refrigerator compressor by FSI modeling[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 91:111-121.
- [13] 李刘杰. 基于流固耦合的冰箱压缩机吸排气阀组的性能分析[D]. 武汉:华中科技大学,2015.

(责任编辑 胡亚敏)