

文章编号:1674-2869(2021)02-0212-05

数据机房送风孔板处空气流动的数值模拟

刘海龙,朱鑫姝,邓佩刚*

武汉工程大学光电信息与能源工程学院,湖北 武汉 430205

摘要:以数据中心机房某一孔板及其相邻机柜为研究对象,采用ANSYS有限元分析方法,对孔板和机柜建立3种不同的有限元模型:几何实体模型、缩小送风孔板风口面积的基础模型、将孔板视为多孔介质面并添加源项的优化模型。根据实测数据确定3种模型的边界条件,通过有限元仿真计算获得它们的压力、速度云图,将基础模型和优化模型分别与几何实体模型进行对比。结果表明,优化模型与几何实体模型的速度场和压力场的大小误差在5%以内,同时优化模型的计算时间相较于几何实体模型可以减少60%。

关键词:数据机房;孔板;流场;多孔介质;源项;模型

中图分类号: TU8

文献标识码: A

DOI: 10.19843/j.cnki.CN42-1779/TQ.202011003

Numerical Simulation of Air Flow at Perforated Plate in Data Center

LIU Hailong, ZHU Xinshu, DENG Peigang*

School of Optical Information and Energy Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China

Abstract: Taking the air flow of a perforated plate and its adjacent racks in a data center room as an example, we constructed three finite element models which are real model, basic model and optimal model by ANSYS. The boundary conditions were determined according to the measured data. The contour plots of pressure and velocity of three models were obtained. The basic model and optimal model were compared with the real model. The results show that the deviation of the velocity and pressure between the optimal model and the real model is within 5%. In the meantime, the calculation time of the optimal model can be reduced by 60% compared with the real model.

Keywords: data center; perforated plate; flow field; porous medium; source term; model

数据机房不同于一般建筑,是指专门用于集中存放和管理各类信息设备(如服务器、交换机、工作站等)及其附属设备(照明系统、空调系统等)的场所,其目的是为了对大量数据进行存储、运算、通信和网络服务等,以满足不同用户对信息处理的要求。目前数据中心的热流密度呈上升趋势^[1],能耗为120~940 W/m²^[2]。面对数据中心高能耗、高热流密度的发展趋势,只有在前期建设规划中对数据机房进行更为合理的建模,才能在流体仿真的模拟中得到精确的结果,从而对后期起

到更好的指导作用。

为了解决这一问题,前人做了很多研究。顿喆等^[3]对数据中心机房的气流组织模拟优化进行了研究,并提出建立冷热通道和冷通道改进两种方案,结果表明,冷通道改进方案相较于原方案可以节能42.27%。Cho^[4]利用STAR-CD对6种常用的送风方案进行仿真模拟,结果发现地板送风、管道回风、冷通道隔离的方案是最佳的送风方案。严瀚^[5]通过对气流组织对数据中心空调能耗影响的研究,提出了垂直送风精密空调和其衍生的拼

收稿日期:2020-11-03

作者简介:刘海龙,硕士研究生。E-mail:649781803@qq.com

*通讯作者:邓佩刚,博士,教授。E-mail:pgdeng@wit.edu.cn

引文格式:刘海龙,朱鑫姝,邓佩刚.数据机房送风孔板处空气流动的数值模拟[J].武汉工程大学学报,2021,43(2): 212-216.

装型模块化数据中心方案,研究表明,采用该方案可以优化气流组织,同时降低风机能耗因子。黄庆河等^[6]采用数值模拟的方法对高热流密度机房的布局对服务器的换热和能耗情况做了研究,提出了冷通道封闭、右侧低压区加隔板、空调侧加隔墙3种改进措施。研究表明,3种措施均可以有有效的改善机房内的温度分布,消除热点区域,实现冷量的有效利用。谢孟晓等^[7]对带有3种不同功率的1U服务器的数据中心进行研究。结果表明,采用功率较低的服务器可以充分利用现有机房空间,经过优化后的机房具有较好的热环境,采用功率较高的服务器可以节约机房空间,但气流组织和冷量利用需加以改善。原世杰^[8]采用ANSYS软件研究了列间空调在机柜内的合理布局位置以提高冷量利用率,结果表明,列间空调排列位置会对机柜出风温度、机房热环境及气流组织产生影响。Nada等^[9]通过实验研究了采用下送风上回风形式的数据机房的气流组织和热环境,提出了一种更好的机房热环境管理方式,即将具有较高信息处理任务的IT设备放置在机柜的底部,这样能使其充分被冷却且不会出现局部热点问题。叶思鹭等^[10]提出一种新的机柜热环境评价指标,然后用不同评价指标对模拟结果进行对比分析。结果表明,提出的评价指标对设备布局、节省电力消耗具有指导作用。陆宏杰^[11]提出适用静压层封闭方案并进行了实验,结果表明,该方案可以优化静压层送风结构从而提高数据中心的热性能。陈文辉^[12]针对数据中心通常采用送风方式的局限性,设计了冷墙侧送风、封闭热通道上回风的气流组织形式。结果表明,该设计可以更好地满足数据中心机房对工作温度的要求。

通过对前人研究成果的总结,发现人们对机房的节能研究主要侧重于空调送风方式的改进、自然冷却技术及其他冷却方式的应用、服务器排列方式与机架布局的优化、机架内气流组织的优化等方面,但是对孔板送风的研究,尤其是优化模拟方面还相对较少。针对该问题,笔者所在课题组针对实际运营的多个机房开展了应用研究。现在的大多数数据机房都采用孔板风口,由于孔口直径与机房几何尺寸不在一个量级上,如果将每个孔板的小孔都包含在模型之中,将导致巨大的前期工作量,而且由此产生的庞大的网格单元数是当前计算机无法处理的,因此,课题组对风口的简化做了一些研究^[13]。笔者发现对送风孔板的简化处理可以使得工作量大大减少,但是这种处理

方式忽略了孔板的开孔、栅格等特征,丧失了孔板处太多细节,从而导致射流特性(射流衰减、射流扩散等)与实际不符。因此,笔者提出了一种优化模型,用多孔介质模型模拟流体通过孔板产生的压力损失,然后在其上方设置源项来模拟流体的射流对其上方空气流场的影响。

本文以孔板及其相邻机柜作为研究对象,建立3种模型:一是孔板的实体模型,该模型能充分体现空气通过孔板后的真实情况;二是基本模型,该模型是将原风口等比例缩小,但其忽略了小孔较多的细节;三是优化模型。然后采用课题组在某机房现场的实测数据作为上述3种模型的边界条件进行模拟计算。

1 模型计算

1.1 机房及模型概述

某数据中心机房的内部分布如图1(a)所示,机柜内部IT设备的分布如图1(b)所示。机房使用架空地板送风、无管道自由回风的气流组织形式,架空地板高度为600 mm。内部机柜采用42U的19英寸标准机柜,其围护结构均具有良好的隔热措施。

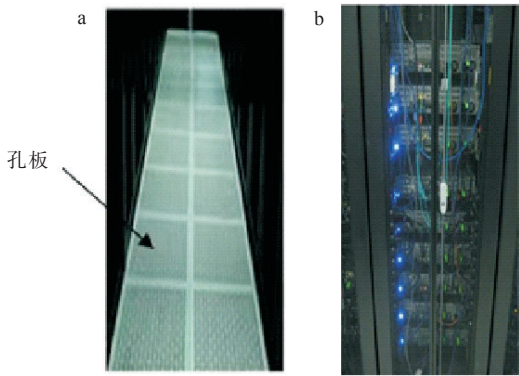


图1 机房内部:(a)冷通道,(b)服务器
Fig. 1 Internal pictures of data center room:
(a) cold aisle, (b) IT equipment

截取图1(a)中单个孔板及其相邻机柜的区域,如图2(a)所示,作为建模对象,结合图1(b)中11个服务器及其排列方式,建立如图2(b)所示的ANSYS模型图。考虑到相邻服务器之间在进风口侧存在挡板,流体只会从服务器的进风口进入内部,建模时将图2(a)中服务器进风侧简化成一个面。由于该孔板上区域除服务器侧的另3个侧面具有对称性质,因此将这3个面设置为对称边界条件。该机房采用冷通道封闭方案,所以顶部设置为Wall。

实体模型、基础模型以及优化模型的区别就是对开孔率为25%的孔板采取不同的处理方法,它们在孔板进风口和服务器进风口具有相同的边界条件,因此使用测量值作为它们的边界条件。具体参数如下:将图2(b)模型图中11个服务器进风口侧面由下至上按#1~#11排序,孔板进风口处的速度是0.54 m/s, #1~#3服务器入流风速是0.1 m/s, #4~#5服务器入流风速是0.3 m/s, #6~#9服务器入流风速是0.45 m/s, #10~#11服务器入流风速是0.6 m/s。

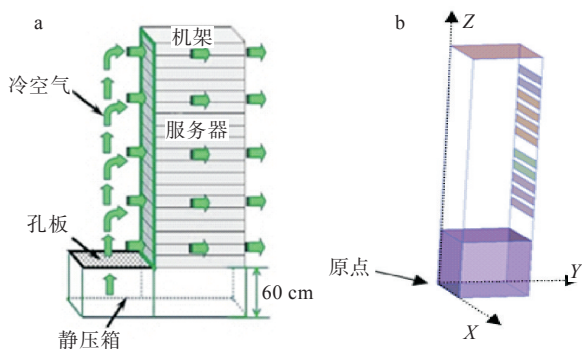


图2 研究对象:(a)孔板及其相邻机架,(b)模型图

Fig. 2 Research objects: (a) perforated plate and its adjacent racks, (b) model

1.2 模型建立

1.2.1 实体模型 孔板送风具有射流扩展性好,轴心速度衰减快的特点,能在工作区域内获得较均匀的气流流型,现今的大多数下送风数据机房都采用孔板风口,如图3(a)所示。孔板送风的射流特性是由多股小孔射流汇聚而成,所以建立的实体模型必须充分的体现这一特征。Vaibhav等^[14]的研究表明,可以将孔板不规则的真实几何简化成规则的长方体几何模型,所以可以建立如图3(b)所示的孔板实体模型,该图是孔板的俯视图。

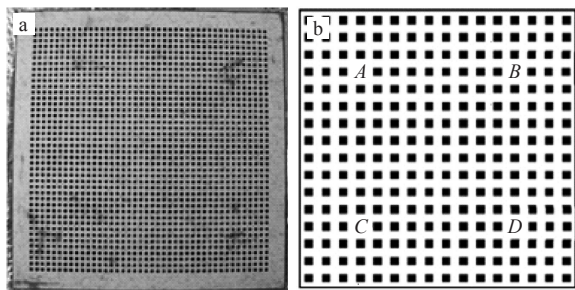


图3 送风孔板:(a)实物图,(b)ANSYS中的模型图

Fig. 3 Perforated plates for air supply: (a) real image, (b) model in ANSYS

1.2.2 基础模型 1990年,Heikkinen^[15]提出了基础模型,将原风口等比例缩小,即两者风口的长宽

比相同,原风口的入流有效面积 A_r 与简化风口面积 A 相同。

1.2.3 优化模型 优化模型是对基本模型的改进,具体做法是在建立的模型中,将孔板给定多孔介质边界条件,并加入源项。采用多孔介质可以模拟孔板送风口处气流的压力损失,在孔板上方使用源项可以模拟流体通过孔板产生的射流效应。

多孔介质模型中的流动阻力系数及压力损失可式(1)得到:

$$\Delta P = K \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \right) \quad (1)$$

$$K = \frac{1}{F_o^2} \left[\left(\frac{1-F_o}{2} \right)^{0.5} + (1-F_o) \right]^2 \quad (2)$$

式中, v 是进入孔板时流体的速度, ρ 是流体的密度, F_o 是孔板的开孔率, K 是流动阻力系数,该系数由经验公式(2)得出:

通过式(1)和式(2)可以得到流体通过孔板时的压力损失,除此之外其大小也可通过达西定律和附加的惯性损失确定。

$$\Delta P = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v + \frac{1}{2} C_2 \rho v^2 \right) h \quad (3)$$

$$\Delta P = - \frac{\mu v}{\alpha} \quad (4)$$

式中, μ 是空气的层流黏度, α 是介质的渗透率, C_2 为阻力系数, v 是孔板附近的速度, h 是孔板的厚度。流体在流出和流入孔板时存在着动量差,在优化模型中将动量差作为源项的重要依据,大小由式(5)得到:

$$S_z = \frac{mv_{out} - mv_{in}}{V} \quad (5)$$

式中, m 是质量流量, v_{in} 是流体进入孔板时的速度, v_{out} 是流体离开孔板时的速度, V 是源项区域的体积。本模拟计算中 α 取值为 $1.76 \times 10^{-6} \text{ m}^2$, C_2 取值为 9865 m^{-1} ,孔板厚度为0.003 m,源项大小 $S_z = 14.9 \text{ N/m}^3$ 。

2 有限元计算

根据之前的边界条件,通过FLUENT得到3种模型的计算结果,为了便于比较,根据图2(b)中的坐标轴,截取3种模型在 $X=0.24 \text{ m}$ 平面上的速度云图如图4所示,压力云图如图5所示。

为了验证实体模型的正确性,将实体模型的结果与实测数据进行比对,选取孔板若干个孔口,由图4(a)读取气流在这些孔口附近的平均速度为1.754 m/s,该值略大于实验中测到的气流在孔附

近的平均速度 1.5 m/s,考虑到孔板开口很小使得探头无法测到开口流通截面处的风速,因而测到的风速 1.5 m/s 低于实际值,因此 1.754 m/s 接近真实值。其次,孔板送风的特点是在气流在孔口处产生均匀的射流流程,由图 4(a)可见孔板上方的流场十分均匀,且图 4(b)展示的放大的孔板处的气流速度场也体现了空气经过孔板处的射流特性。

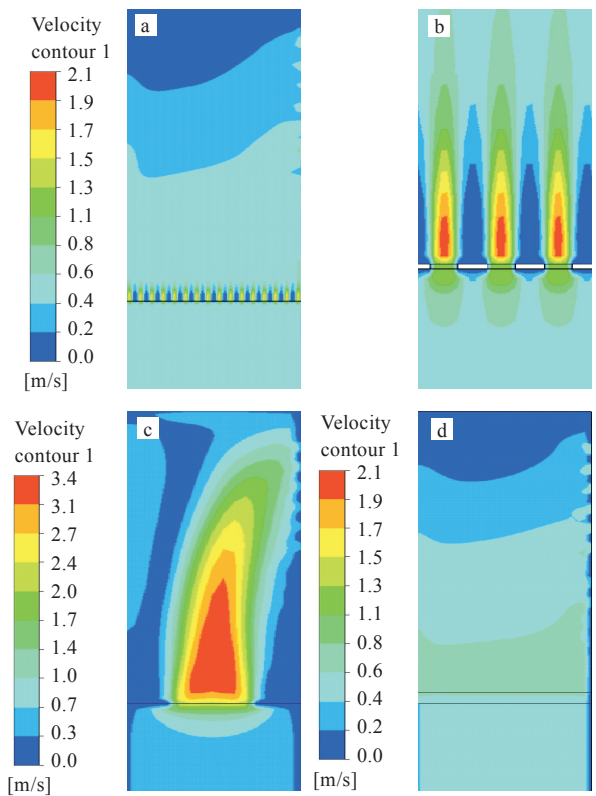


图 4 速度云图:(a)实体模型,(b) (a)的局部放大图,(c)基础模型,(d)优化模型

Fig. 4 Velocity contours:(a)real model,(b) partial enlarged model of (a),(c)basic model,(d)optimal model

根据上面的分析可知实体模型能较好地还原实际孔板送风的细节,但由于其网格数量达到 500 万导致其计算时间较长,而且这只是一个孔板处的模型,一个机房往往有上百个孔板,这样的处理将会带来非常巨大的工作量,因此需要将其简化。基础模型和优化模型都对孔板进行了简化处理,速度云图如图 4(c)、(d)所示,与图 4(a)进行对比,可以看出优化模型在孔板上方流体的速度分布更有层次感,十分接近实体模型的模拟结果。而基础模型在孔板上方流体的速度分布则显得杂乱,且其射流高度远大于实体模型的射流高度。

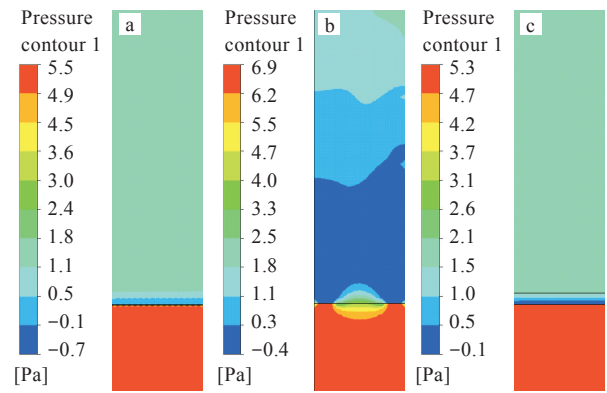


图 5 压力云图:(a)实体模型,(b)基础模型,(c)优化模型

Fig. 5 Pressure contours:(a)real model,(b)basic model,(c)optimal model

图 5 为几种模型的压力云图,可以清楚的看到优化模型的压力与实体模型非常吻合,基础模型与实体模型存在很大的差异。为了客观地体现这一点,在孔板表面上选取 A、B、C、D 4 个点如图 3(b)所示,然后在 4 个点的垂直方向上选取若干个等高度的点,读取 3 种模型在各个点对应的速度和压强值,得到 3 种模拟结果在这些点的速度对比图(图 6)和压强对比图(图 7)。

由图 6 可知,实体模型中空气的速度随着垂直高度的增加而逐渐降低,在垂直高度 0.2 m 处,4 个点的空气的速度基本相同,这些与实际情况一致,证明了实体模型的准确性。通过图 6 的对比,可以清楚的看到,在 4 个对比图中,优化模型的曲线与实体模型的曲线非常吻合,误差在 5% 以内,而基

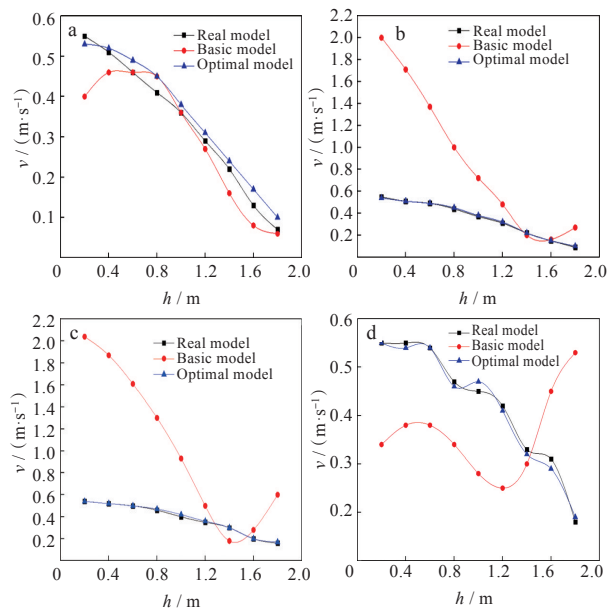


图 6 测量点速度对比:(a)A 点,(b)B 点,(c)C 点,(d)D 点

Fig. 6 Speed comparison of measurement points : (a)point A,(b) point B,(c)point C,(d) point D

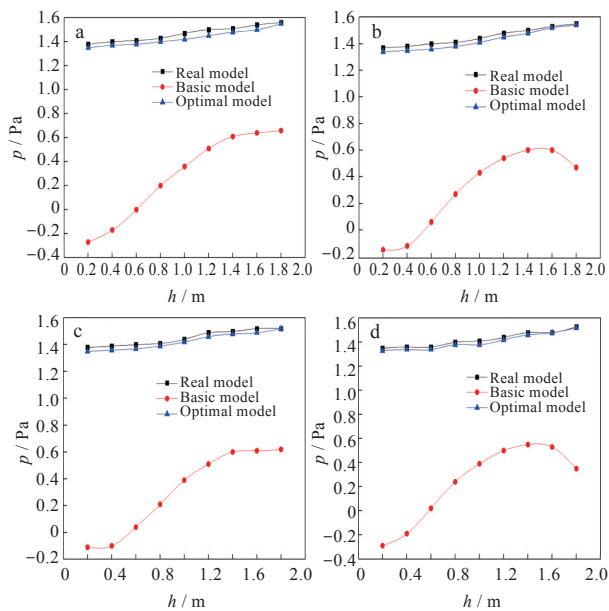


图 7 测量点压强对比:(a)A点,(b)B点,(c)C点,(d)D点
Fig. 7 Pressure comparison of measurement points :
(a)point A,(b)point B,(c) point C,(d) point D

基础模型的曲线则与实体模型的曲线差距较大,特别是在图 6(b)、图 6(c)中,出现这种现象的原因是基础模型的 B、C 点选取在孔口处,通过图 4(c)可以看到其开口处理过于简单,因此速度值远大于实体模型相同位置对应的空气速度值。

图 7 中实体模型空气的压力随着垂直高度而逐渐增加,除此之外,实体模型在 4 个图中相同的垂直高度处的压力值基本相同,这符合孔板上方空气的射流特征,再次证明了实体模型的正确性。通过图 7 的对比,可以清楚的看到,在 4 个对比图中,优化模型的曲线与实体模型的曲线非常吻合,误差在 5% 以内,而基础模型的曲线则与实体模型的曲线差距较大。

3 结 论

本文针对孔板送风口的数值模拟提出了一种优化模型的计算方法,该模型利用多孔介质和添加源项的方法模拟孔板送风口处气流的压力损失以及射流效应对孔板上方冷通道的流场影响。建立了实体模型、基本模型、优化模型进行对比研究,计算结果表明:相比实体模型,基本模型和优化模型都能够减少约 60% 的计算时间,但基础模型的速度场和压力场与实体模型的误差在 50% 左右,而优化模型的速度场和压力场与实体模型的误差在 5% 以内,因此优化模型是一种更加合理的

选择。

参考文献

[1] 中国数据中心产业发展联盟. 2015 年中国数据中心产业发展白皮书[R]. 北京: 中国数据中心产业发展联盟,2015.

[2] ASHRAETC9.9. 数据处理热环境指南[M]. 杨国荣,译. 北京: 中国建筑工业出版社,2010.

[3] 顿喆,秦赟,关欣. 基于 Fluent airpak 的数据中心机房的气流组织模拟优化[J]. 建筑节能,2015,43(3): 27-33.

[4] CHO J. Evaluation of air management system's thermal performance for superior cooling efficiency in high-density data centers[J]. Energy & Building,2011, 43(9):2145-2155.

[5] 严瀚. 气流组织对数据中心空调系统能耗影响的研究[D]. 上海: 上海交通大学,2015.

[6] 黄庆河,曹连华,邱靖国. 基于零方程湍流模型大空间数据机房气流组织数值模拟[J]. 暖通空调,2016, 46(1):73-78.

[7] 谢孟晓,刘金祥. 数据中心机架式服务器选型对其热环境的影响及优化分析[J]. 低温与超导,2016(8): 74-78.

[8] 原世杰. 数据中心用列间空调的优化布局方案研究[J]. 电信工程技术与标准化,2017(5): 82-86.

[9] NADA S A, ELFEKY K E. Experimental investigation of thermal managements solutions in data centers buildings for different arrangements of cold aisles containments [J]. Energy & Building,2016(5): 41-49.

[10] 叶思骛,史伟民. 冷通道封闭数据中心机柜热环境指数分析[J]. 建筑节能,2020,48(7):43-47.

[11] 陆宏杰. 数据中心热性能的数值模拟与试验研究[D]. 南京: 南京师范大学,2019.

[12] 陈文辉. 数据中心机房冷墙侧送风方式模拟分析[J]. 制冷与空调,2019,19(11):42-46.

[13] 王宁,陈龙泉. 热负荷变化时冷通道封闭对机房热环境影响的实验和数值模拟研究[J]. 暖通空调,2016, 47(6):109-114.

[14] ARGHODE V K, JOSHI Y. Modeling strategies for air flow through perforated tiles in a data center[J]. IEEE,2013(1):800-810.

[15] HEIKKINEN J. Modeling of a supply air terminal for room airflow simulation [C]// Process of 12th Air infiltration and Ventilation Centre Conference.Canada: AIVC,1991:213-230.