

自力风扇性构件诱发的电机内流型演变特性研究

王 影¹, 丁树业¹, 杨 智², 朱 敏¹, 李镇江¹, 李政辉¹

(1. 南京师范大学南瑞电气与自动化工程学院, 江苏 南京 210023)

(2. 中国船舶重工集团公司第七〇四研究所, 上海 200031)

[摘要] 大型电机内流体流动及温度分布与自力风扇性构件的结构性能密切相关, 建立考虑具有自力风扇性构件性能的径向通风槽钢动态效应的电机内流场理论分析模型, 并对其内部流场流型演变特性进行研究是电机领域的迫切需求. 以一台 6.5 MW 双馈水轮发电机为例, 利用流体场基本理论及数值研究方法, 建立三维非定常紊流流场求解模型, 并通过有限体积法, 分析转速及转子径向通风槽钢的结构形态对电机内流场流变特性的作用以及影响程度, 进而探究转子径向通风槽钢作用下的电机内流体场流型演变规律, 为电机径向通风槽钢的结构设计及通风性能优化提供借鉴.

[关键词] 自力风扇, 流体场, 流型演变, 结构性能, 数值分析

[中图分类号] TM312 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2020)02-0031-08

Studies on Flow Patter Evolution Characteristics by Self-support Fan Components Inside Generator

Wang Ying¹, Ding Shuye¹, Yang Zhi², Zhu Min¹, Li Zhenjiang¹, Li Zhenghui¹

(1. School of NARI Electrical and Automation, Nanjing Normal University, Nanjing 210023, China)

(2. 704 Research Institute, China Shipbuilding Industry Group Co., Ltd., Shanghai 200031, China)

Abstract: The fluid flow and temperature distribution of large generators are heavily related to the structure of components with the performance of self-support fan. Therefore, it is an urgent need to study the evolution characteristics of the internal fluid field by building the theoretical analysis model, which considers the dynamic effect of the radial ventilation channel steels with the performance of self-support fan component. Firstly, in this paper, a 6.5 MW doubly-fed hydro-generator (DFIG) is taken as an example for studying. By using the numerical research method of the fluid field and establishing the model of the three-dimensional unsteady turbulent fluid field, the effects and influence level of factors such as the rotational speed and the structure of the rotor radial ventilation channel steel on the rheological property of the fluid field are analyzed. Then, the evolution law of fluid field in the generator under the action of the rotor radial ventilation channel steels with self-support fan characteristics is studied, which provides a reference for the structural design and ventilation performance optimization.

Key words: self-support fan, fluid field, flow pattern evolution, structure performance, numerical analysis

近年来, 各领域对电能的需求不断地增长, 电机容量逐步提升, 导致在电机运行期间损耗大幅增加, 各部件的温升问题变得更为严峻, 严重降低了电机运行的可靠性. 因此, 提高电机的冷却性能、利用最少的冷却流量实现最优的冷却效果是电机行业发展的必然趋势^[1-2].

电机的冷却方式按照空气的流动路径一般可分为径向通风、轴向通风以及混合通风三种方式^[3-4]. 轴向通风能在一定程度上实现电机对高功率密度的需求^[5]. 但由于转子旋转产生的离心力和科里奥利力, 使得处于轴向通风道中的空气会径向移动到壁上, 产生二次回流, 传热状况复杂使得分析较为繁琐^[6]. 混合通风方式能提供更好的散热效果, 且能减小电机的铜耗和铁损^[7], 但考虑到其结构较为复杂, 在电机设计及制造过程中难度较大. 由于采用径向通风结构的电机的温度分布更加均匀^[8]且结构较为简单, 因此该类型通风结构应用更为广泛^[9-13].

收稿日期: 2019-12-26.

基金项目: 国家自然科学基金项目(51977112)、江苏省自然科学基金项目(BK20191370)、江苏省青蓝工程项目(2019).

通讯作者: 丁树业, 博士, 教授, 研究方向: 电机综合物理场数值分析及特种电机理论. E-mail: dingshuye@163.com

在具有径向通风道的大型电机中,径向通风槽钢作为一种重要的构件,是用来形成径向通风道的轴向两段铁心间的支撑构件^[14]. 径向通风槽钢由于所处位置的不同,分为定子径向通风槽钢和转子径向通风槽钢. 对于定子径向通风槽钢,温嘉斌等学者运用三维有限体积法,改变槽钢的径向位置和周向位置,总结出合适的位置显著提高通风效果^[15-17]. 刘平超等学者提出了一种新型定子槽钢结构,即弯折迎风侧第一根槽钢,从而提高了电机冷却效果^[18]. 针对转子径向通风槽钢,Shima 分析了通风槽钢的集肤效应,得出铁制的径向通风槽钢有助于减小励磁电流的结论^[19].

当电机转子处于旋转运行的状态时,径向通风槽钢具有扇风作用,因而属于自力风扇性构件^[20]. 而径向通风槽钢具有自力风扇特性,会影响电机内流体的流动性能,并最终改变电机内的温度分布特性. 目前,国内外的专家学者尚未对此影响机理进行有效研究,相关理论不够深入,导致径向通风槽钢设置的有效性过多地依赖于实验数据.

综上所述,目前对于具有自力风扇性构件的研究无法满足现代电机高性能的要求. 本文以一台 6.5 MW 双馈水轮发电机为研究对象,基于电机学和数值计算理论,确立该台电机的求解域模型,并设定相关假设以及边界条件. 通过有限体积法,对电机的求解域模型进行数值计算,分析电机转速以及通风槽钢形状对电机流体场的影响,得出一些在具有自力风扇性构件的电机设计中可以参考的研究结果.

1 数学模型

双馈水轮发电机内流体流动遵循的通用控制方程式为^[21]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\mathbf{V}\rho\phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S. \quad (1)$$

式中, ϕ 为通用变量,可以代表 u 、 v 、 w 、 T 等求解变量; Γ 为广义扩散系数; S 为广义源项.

质量守恒方程式^[22]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0. \quad (2)$$

式中, ρ 为密度(kg/m^3); t 为时间; u 、 v 和 w 为 x 、 y 和 z 方向的速度对应量.

动量守恒方程^[23]:

$$\begin{cases} \rho \frac{du}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho X + \mu \Delta u, \\ \rho \frac{dv}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho Y + \mu \Delta v, \\ \rho \frac{dw}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho Z + \mu \Delta w. \end{cases} \quad (3)$$

式中, p 为微元体上的压力(N); μ 为动力粘性系数.

能量守恒方程^[24]:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div}\left(\frac{\lambda}{c} \text{grad } T\right) + S_T. \quad (4)$$

该式可写成展开形式:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\lambda}{c} \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\lambda}{c} \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\lambda}{c} \frac{\partial T}{\partial z}\right) + S_T. \quad (5)$$

式中, c 为比热容($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$); T 为温度(K); λ 为流体传热系数($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$); S_T 为体生热率(W/m^3).

此外,水轮发电机内的流体还需遵循湍流运输方程^[25].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k. \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} + \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon. \quad (7)$$

式中, G_k 、 G_b 为湍动能产生项, $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 $C_{3\varepsilon}$ 为经验系数; σ_k 、 σ_ε 为普朗特数.

2 物理模型的确立

2.1 电机基本参数与通风结构

本文以一台 6.5 MW 双馈水轮发电机为研究对象,通风方式为径向通风,共有 17 个径向通风道均匀分布在电机内轴向上。该水轮发电机采用双路径通风的方式,风路如图 1 所示。

大部分空气从冷却器出来后,流入转子径向通风道,流经气隙,再流入定子径向通风道,最后再回到冷却器。由于离心式风扇被安装在转子两端,当转子旋转时,该离心式风扇增加转子端部风压,部分空气被强迫直接冷却转子端部绕组,冷却转子端部绕组后直接进入冷却器。带有冷却电机热量的热空气被汇聚在冷却管,与之交换热量后,低温空气再分为两路流回到电机内,从而构成双回路封闭自循环通风冷却系统。

2.2 基本假设与求解域模型

鉴于该双馈水轮发电机内流体流变的复杂性,为了便于流体场的求解,做出如下基本假设:

- (1) 由于发电机中流体的雷诺数远高于 2.3×10^3 ,故选取紊流模型求解流体场;
- (2) 发电机内流体流速的马赫数非常小,则认为流体不可压缩;
- (3) 仅研究稳定状态下的流体,即流体处于定常流动状态,因而导热方程不含时间项;
- (4) 相邻的径向通风道间的冷却介质相不影响;
- (5) 不考虑气隙内冷却介质对流体场的影响。

由于每个定转子径向通风道的构造都相同,故只选择任意一个径向通风道着重分析,将它作为发电机内单个径向通风道的求解域,同时为了方便且精准的计算分析,通风槽钢和槽均被设为壁面,建立如图 2 所示的流体场模型。在求解域中,空气域的外半径是冷却器的外半径,空气域的内半径是转子铁心的内半径。

2.3 边界条件

根据该发电机的实际通风结构,设置如下边界条件:

- (1) 以一个标准大气为初始值,求解域的入口边界为压力入口;
- (2) 以一个标准大气为初始值,求解域的出口边界为压力出口;
- (3) 设置转子流体域在 237.5 r/min 的速度下旋转,并且转子壁面随流体旋转;
- (4) 设置整个求解域的壁面为无滑移光滑壁面。

3 流体场结果分析

电机以额定状态运行时,基于上述基本假设和边界条件,求解出该双馈水轮发电机径向通风道的流体场分布。

图 3 所示为单一径向通风道的流体流速图,由图可知,沿圆周方向上,该发电机求解域内流体流速分布规律,即呈周期性。

由图 3 的局部放大图可知,单一径向通风道内的流体流速并不均匀。由于转子旋转而产生的离心力和

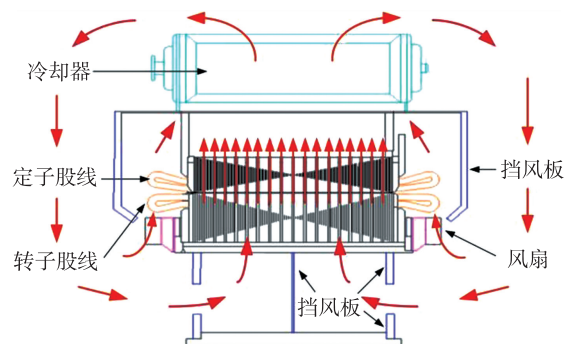


图 1 发电机风路图

Fig. 1 Schematic diagram of ventilation system

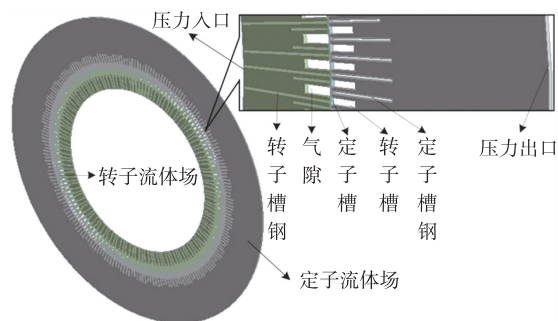


图 2 电机的求解域

Fig. 2 The solved region of the generator

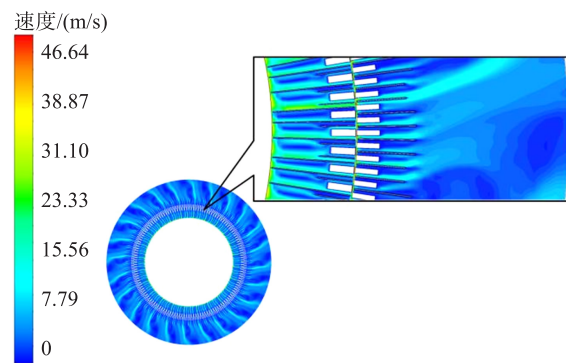


图 3 单一径向通风道的流体流速

Fig. 3 Fluid velocity distribution for a single radial air duct

科里奥利力,处于转子径向通风道的两根槽钢间存在涡流,且两槽钢间的间距较大,所以流速相对较小.在转子径向通风道内,槽钢附近的冷却介质会被其挤压,使得转子径向通风道内其余处相比槽钢表面附近的流体流速较小.此外,较多的风摩损耗产生于槽钢表面处.

当冷却介质从转子区域流经气隙进入定子区域时,流体的流向发生改变,流速急剧增加,在定子区域的入口处尤为明显,这是因为定子区域内的线棒,使流体流动面积显著减小.此处的流体流速达到最大值,数值为 46.64 m/s .显然,因为转子槽钢具有自力风扇的特点,导致电机内的流体出现紊流现象,且在单个径向通风道内诱发出流量为 $0.38 \text{ m}^3/\text{s}$,则在整个轴向上共 17 个径向通风道中能产出 $6.46 \text{ m}^3/\text{s}$ 的流量.整体上定子区域的流体流速比转子区域的低,且定子轭部处流体流速变化较为平缓.

图 4、图 5 所示分别为单一径向通风道的流体场压强分布和单一径向通风道迎风面和背风面压强分布.结合这两张图可看出,由于转子的旋转作用,转子径向通风沟入口处的槽钢受到较大的压强,同时压强随着槽钢径向长度的增加而增加.但是径向长度较长的转子径向通风槽钢整体所受压力较大.

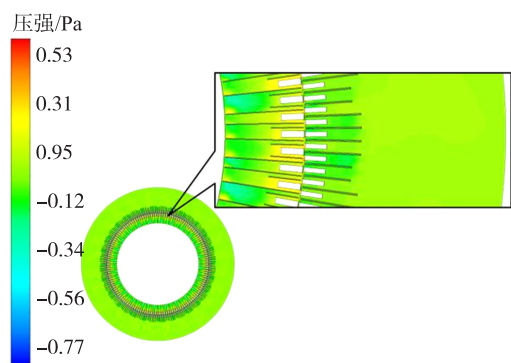


图 4 单一径向通风道的流体场压强分布

Fig. 4 Pressure distribution inside fluid field for a single radial air duct

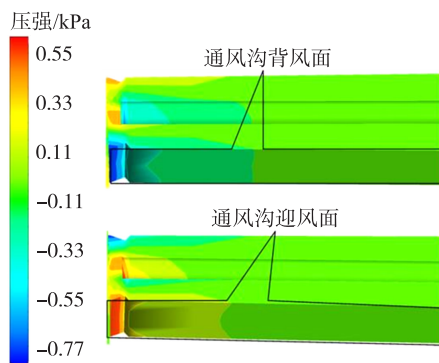


图 5 单一径向通风道迎风面和背风面压强分布

Fig. 5 Pressure distribution of windward and leeward inside a single radial ventilation duct

在整个径向通风沟内,定子槽口处的压强最大,这是因为转子的旋转致使定子线棒对从转子区域流入至定子区域的冷却介质有一定的挤压作用,而定子大部分区域受力较为均匀.通风沟迎风面整体上受力比背风面大,两面的最大压强相差约为 1.32 kPa .由此可见,定子通风沟的迎风面得到了较好的冷却,但是迎风面会产生较多的风摩损耗.

4 转速对电机内流体场的影响

在双馈水轮发电机正常运行期间,由于水位的变化,发电机能处于不同的能量转换状态下运行,导致发电机的转速改变.由于槽钢的自力性扇风作用,求解域内的冷却风量可能会随之变化,致使流体流变特性发生改变.为了进一步分析转速对电机内流体流动的影响程度,在其他条件不变的情况下,电机转速范围为 $175 \sim 325 \text{ r/min}$,步长为 25 r/min ,并沿着径向方向选取 5 个采样点着重分析,探究发电机转速和流体流变特性之间的关联性.图 6 所示为发电机在不同转速情况下,定子区域内的流体流速分布.

由此图可知,随着速度的增加,整体上电机域的流体流速也随着之增加,流速和转速二者间大致呈正比关系.电机域内的流体场分析结果具有周期性的变化规律,取图 6 粗线所示的地方进行放大分析.图 6 上的折线图反映了在不同转速下,沿着径向方向的流体流速情况.在任意转速下,随着径向长度的增加,流体流速均呈现出先增大后减小的趋势.虽然选取了不同的转速对求解域进行计算分析,但是于同一径向长度处的流体流速变化趋势相同,折线图中虚线所指的 5 个采样点最具有代表性.在选取的 5 个采样点中,定转子间气隙处和定子径向通风槽钢尾部的变化最为突出,并且转速越大,这两处的流体流速变化程度越大.

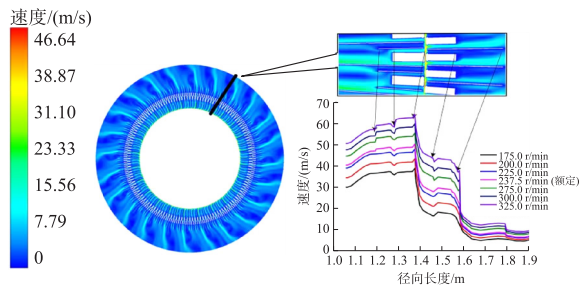


图 6 发电机转速与流场流速关系

Fig. 6 Relationship of generator speeds and fluid field velocities

由于风量是衡量电机通风冷却的主要标准,所以还要考虑冷却介质在不同转速下被诱发出的流量,图7为不同转速下的发电机内的流量数值.从图7可分析出,转速是影响电机内流量的重要因素.在额定转速下,径向通风道中总流量为 $6.46 \text{ m}^3/\text{s}$.在相同假设情况下,当转速为 175 r/min 时,径向通风道中诱发出流量 $4.76 \text{ m}^3/\text{s}$,比原始方案减少 26.31% ,当转速为 325 r/min 时,径向通风道内的总流量约为 $8.84 \text{ m}^3/\text{s}$,比原始方案增加了 36.84% .随着转速的变化风量也有所改变,整体上来看,转子槽钢所引起的流量和电机转速几乎呈正比.

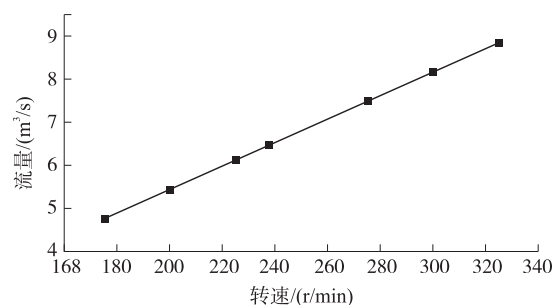


图7 发电机转速与流量关系

Fig. 7 Relationship of generator speed and flow

5 通风槽钢对电机流体场的影响

由于转子径向通风槽钢为自力风扇性构件,将转子槽钢的结构做适当的改变,以探究径向通风槽钢的形状对流体场的影响,这一部分将对五种方案进行研究.在原始方案中,采用直线型的“H”型槽钢,径向长度为 115 mm 和 274 mm 的两种槽钢均匀分布在圆周上.

5.1 方形转子径向通风槽钢

如图8(a)所示,采取方形的直线型转子径向通风槽钢来进行研究,图8(b)所示为方案1的流体流速分布.

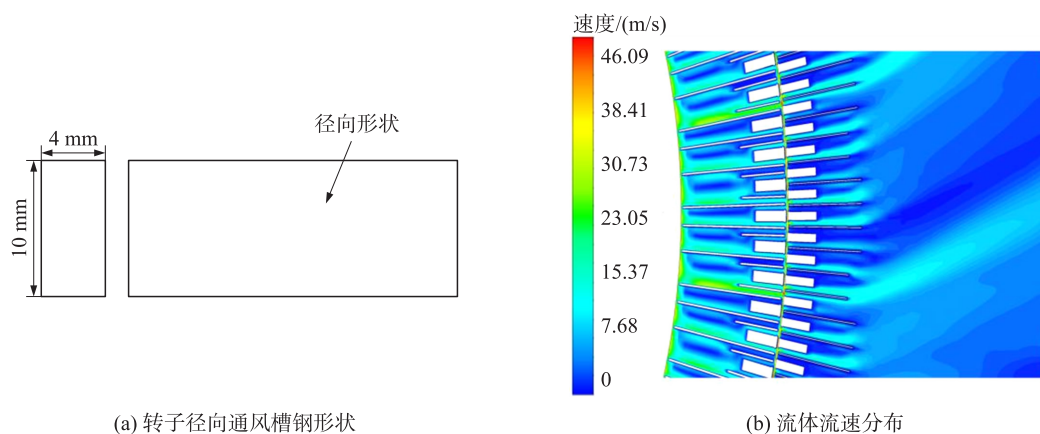


图8 方案1

Fig. 8 Scheme 1

由图8可知,电机内的流体场会受到转子径向通风槽钢形状的影响.与原始方案下的流体流速相比,最高流速由原来的 46.64 m/s 降低至 46.09 m/s ,减少了 0.55 m/s ,流体流速分布趋势大致相同.方型转子通风槽钢下的单个径向通风道内的流量为 $0.3547 \text{ m}^3/\text{s}$,则17个径向通风道里共为 $6.0299 \text{ m}^3/\text{s}$,比原槽钢下的流量减少了 6.66% .采用方型槽钢的方案,会加大转子径向通风槽钢的总重量,导致电机的机械损耗增大.综上所述,电机内部并不适合采用方形槽钢.

5.2 流线型转子径向通风槽钢

采取如图9(a)所示的流线型的“H”型转子径向通风槽钢进行数值计算.在电机运行时,冷却介质的流动会受到转子旋转方向的影响,故分别对转子逆时针旋转和顺时针旋转两种情况进行模拟.图9(b)和图9(c)所示为流线型转子径向通风槽钢下方案2和方案3的流体流速分布.

由于转子转向的不同以及转子槽钢的扇风作用,图9(b)和图9(c)中流体特性有所不同,可得出以下结论:

(1)方案2和方案3中,流速最高处皆处于转子区域和定子区域之间.方案2的流体最大速度为 43.74 m/s ,方案3的流体最大速度为 51.41 m/s ,相差了 7.67 m/s .方案2中转子径向通风道内产生 $0.3465 \text{ m}^3/\text{s}$ 的流量,方案3产生的流量则为 $0.4124 \text{ m}^3/\text{s}$.

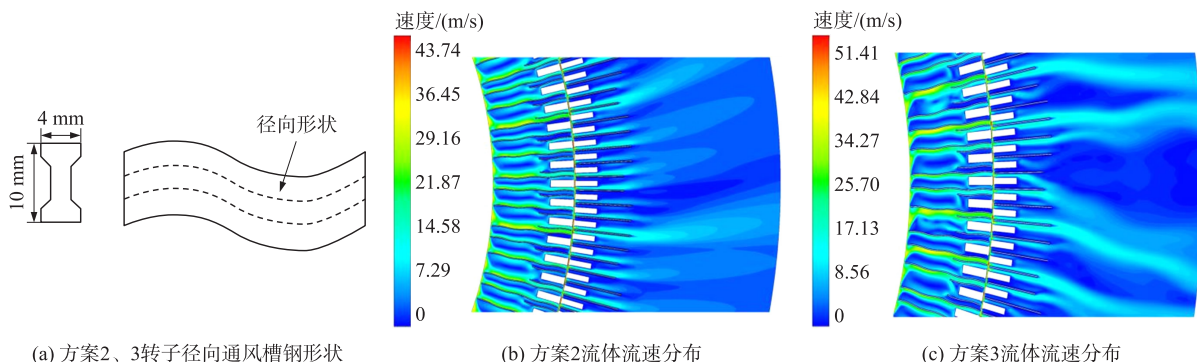


图 9 方案 2 和方案 3

Fig. 9 Scheme 2 and Scheme 3

(2) 流体在冷却器所在区域同样存在较大不同. 但是在转子槽钢为流线型时, 转定子区域内的流体分布较原始方案更均匀, 且转子区域内的流体流动性能更好.

5.3 转子通风槽钢长度对电机流体场影响

方案 4 研究槽钢长度对电机流体场的影响, 将所有转子槽钢长度更改为 274 mm, 径向通风道内的流体流速分布如图 10 所示. 与原始方案下的流体场相比, 径向通风道内的流体流速分布大致相同, 冷却介质从转子区域流入定子区域时, 在气隙处流速突变, 达到最高值. 均匀分布的两转子槽钢间的流体, 由于受到转子旋转的影响, 产生小型的涡流. 定子区域的流体流速分布仍比较均匀. 在此结构下, 流体场内最高流速为 40.43 m/s, 比原始方案降低 13.3%. 通风槽钢产生的流量 $0.3465 \text{ m}^3/\text{s}$, 比原始方案降低了 8.8%. 整体来看, 将所有的转子径向通风槽钢都改为 274 mm, 使得整个求解域的流体流速分布比原始方案更加均匀.

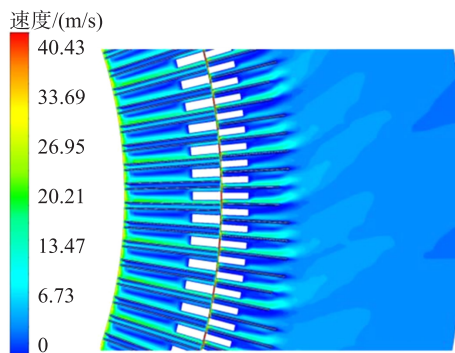


图 10 方案 4 流体流速分布

Fig. 10 Fluid velocity distribution of Scheme 4

5.4 转子通风槽钢数量对流体场影响

为探究通风槽钢的数量对电机流体场的影响, 以方案 4 为基础在均匀分布的 274 mm 和 115 mm 两槽钢中增加长为 195 mm 的通风槽钢, 通风沟内的流体场如图 11 所示.

转子区域内的最高流体流速为 44.97 m/s, 比原方案降低了 3.6%. 由于增加转子径向通风槽钢的数量, 使得槽钢的自力风扇性能加强, 导致转子区域内的流体分布十分不均匀, 紊流现象明显. 由于定子区域没有增加径向通风槽钢, 因对定子区域的影响较小.

根据上述转子径向通风槽钢原始结构以及结构变化, 对电机单个径向通风道内的流体进行数值计算, 在上述的基本假设下, 获得表 1 所示不同转子径向通风槽钢诱发出的总流量.

表 1 不同方案径向通风槽钢诱发的流量

Table 1 The flow rate produced by radial ventilation channel steels with different schemes

方案	原始方案	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4	方案 5
流量(m^3/s)	6.46	6.03	5.89	7.01	6.10	6.50

通过表 1 可得出, 转子径向通风槽钢是影响电机内部流体场的重要因素. 当采用方案 3 时, 转子径向通风槽钢自力性风扇作用所产生的流量最大, 数值为 $7.01 \text{ m}^3/\text{s}$, 且此时流体流速也最大, 数值为 51.41 m/s. 结合 5 个方案可知, 调整转子槽钢形状或数量是改善电机冷却效果的可行方案.

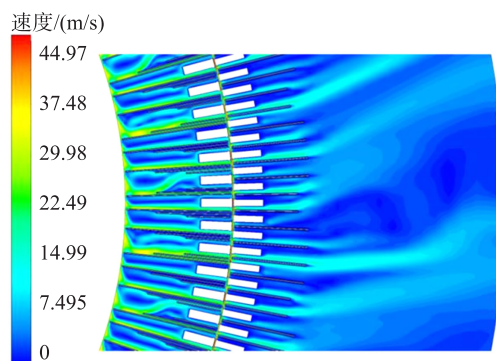


图 11 方案 5 流体流速分布

Fig. 11 Fluid velocity distribution of Scheme 5

6 结论

本文建立了双馈水轮发电机的模型,以单个径向通风道为例进行了流体场分析,研究了电机转速和径向通风槽钢的形状对电机域流体场和风量的影响,并重新数值计算单个径向通风道的流体场,得出以下结论:

(1)电机转子的转速是影响电机域内流体场的重要因素.转速和流体流速呈正比关系,且转速越大,在电机同一径向长度处的流体流速也越大.

(2)在双馈水轮发电机的单个径向通风道中,最大流体流速总出现在定子区域的入口处.由于转子的旋转作用,冷却介质从转子区域经气隙进入定子区域时,流体的流动方向发生改变,流速畸变,同时该处流体场的压强也最大.

(3)改变径向通风槽钢的形状或数量后,虽然单个径向通风道内的流体流速分布和采用原槽钢状态下的趋势趋于一致,但是改善了电机的冷却效果.综上所述,转子通风槽钢对电机冷却效果的影响较大,转子径向通风槽钢有助于提高电机冷却效果.当转子槽钢均为 274 mm 时,流体流速分布最均匀.当转子槽钢是流线型,且转子旋转方向为顺时针时,转子径向通风槽钢自力性风扇作用所诱发的流量最大.

[参考文献] (References)

- [1] LI W L, HAN J C, HUO F Y, et al. Influence of the end ventilation structure change on the temperature[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2013, 28(2): 278–288.
- [2] 路义萍, 王玉萍, 孙雪梅. 某新型隐极同步电动机流场计算与分析[J]. 电机与控制学报, 2017, 21(10): 47–53.
- [3] YANG K, FENG Y J. Design of novel spiral magnetic poles and axial-cooling structure of outer-rotor PM torque motor[J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2013, 20(3): 838–841.
- [4] 贺文凯, 顾德军, 王鸿鹄. 两种不同通风结构对高压电机性能的影响[J]. 电机与控制应用, 2014, 41(6): 36–38.
- [5] POLIKARPOVA M, PONOMAREV P, LINDH P, et al. Hybrid cooling method of axial-flux permanent-magnet machines for vehicle applications[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2015, 62(12): 7382–7390.
- [6] GAI Y H, KIMIABEIGI M, CHONG Y C, et al. On the measurement and modeling of the heat transfer coefficient of a hollow-shaft rotary cooling system for a traction motor[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2018, 54(6): 5978–5987.
- [7] NERG J, RUUSKANEN V. Lumped-parameter-based thermal analysis of a doubly radial forced-air-cooled direct-driven permanent magnet wind generator[J]. Mathematics and Computers Simulation, 2013, 90: 218–229.
- [8] GAI Y, KIMIABEIGI M, CHONG Y C, et al. Cooling of automotive traction motors: scheme, examples, and computation methods[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 66(3): 1681–1692.
- [9] LI L W, GUAN C, CHEN Y. Influence of rotation on rotor fluid and temperature distribution in a large air-cooled hydrogenerator[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2012, 28(1): 117–124.
- [10] FAN X G, QU R H, ZHANG B, et al. Ventilation and thermal improvement of radial forced air-cooled FSCW permanent magnet synchronous wind generators[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2017, 53(4): 3447–3456.
- [11] ZHANG S K, LI W L, LI J Y, et al. Research on flow rule and thermal dissipation between the rotor poles of a fully air-cooled hydrogenerator[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2014, 62(6): 3430–3437.
- [12] LI W L, LI D, LI J Y, et al. Influence of rotor radial ventilation ducts number on temperature distribution of rotor excitation winding and fluid flow state between two poles of a fully air-cooled hydro-generator[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 65(5): 3767–3775.
- [13] CHONG Y C, ECHENIQUE SUBIABRE J P E, MUELLER M A, et al. The ventilation effect on stator convective heat transfer of an axial-flux permanent-magnet machine[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2013, 61(8): 4392–4403.
- [14] XIONG B, GU G B, RUAN L, et al. Studies on the structure of radial ventilation channel to improve the cooling capacity of large turbo generator stator[C]//2014 17th International Conference on Electrical Machines and Systems. Hangzhou, 2014: 354–357.
- [15] 温嘉斌, 鄢鸿羽. 定子通风槽钢对通风沟内流体流动形态的影响[J]. 电机与控制学报, 2010, 14(11): 58–62.
- [16] 温嘉斌, 刘艳翠, 姜天一, 等. 中型高压电机内风扇流体分析与温升计算[J]. 电机与控制学报, 2018, 22(4): 33–41.
- [17] 温嘉斌, 侯健, 于喜伟. 定子通风槽钢对中型高压电机内温度场的影响[J]. 电机与控制学报, 2016, 20(8): 40–47.
- [18] 刘平超, 安志华, 宫海龙, 等. 新型通风槽钢作用下定子稳态温度场分布研究[J]. 大电机技术, 2018(5): 11–15.

- [19] SHIMA K, IDE K, TAKAHASHI M, et al. Fast calculation of field currents and reactances for doubly fed generators with rotor duct pieces[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2006, 42(11): 3730–3736.
- [20] 黄伯勇. 电机的发热与冷却[J]. 科技信息, 2006(增刊 5): 47.
- [21] ZHOU G H, HAN L, FAN Z N, et al. Ventilation cooling design for a novel 350-MW air-cooled turbo generator[J]. IEEE Access, 2018, 6: 62184–62192.
- [22] STATON D A, CAVAGNINO A. Convection heat transfer and flow calculations suitable for electric machines thermal models[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2008, 55(10): 3509–3516.
- [23] DING S Y, WANG M Q. Comparison investigation of fluid rheological characteristics effect on stator temperature field for large hydro-generator based on experiment[J]. Compel International Journal of Computations and Mathematics in Electrical, 2015, 34(1): 234–247.
- [24] HAN J C, GE B J, LI W L. Influence of magnetic permeability of the press plate on the loss and temperature of the end part in the end region of a turbo generator[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 66(1): 162–171.
- [25] ZHANG Y J, RUAN J. J, HUANG T, et al. , Calculation of temperature rise in air-cooled induction motors through 3-D coupled electromagnetic fluid-dynamical and thermal finite-element analysis[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2012, 48(2): 1047–1050.

[责任编辑:陈 庆]