

涡轮机械转子在二氧化碳工质中风摩损耗的数值分析

梁腾和¹, 黄宏立², 马乐¹, 洪钢^{1*}, 李宁¹, 张尧立¹

(1.厦门大学能源学院, 福建 厦门 361102; 2.珠海市生产力促进中心, 广东 珠海 519000)

摘要: 在超临界二氧化碳布雷顿循环系统设计中, 为提高系统能量转换效率, 需要准确预测风摩损耗。风摩损耗大小与转子转速, 转子几何结构, 工质状态密切相关。本文针对 2 MPa 二氧化碳工质中, 高转速 (23 000 r/min) 转子的风摩损耗特性进行数值计算分析。研究结果表明: 转子粗糙高度对超临界二氧化碳布雷顿循环系统中高转速以及可能出现的较高压力工况下的风摩损耗具有显著影响。已有风摩损耗经验关系式未考虑粗糙度的影响, 直接使用可能带来较大误差。风摩损耗随着转子粗糙高度的增加而增加, 随转子转速的增加而增加, 气腔间距的变化对风摩损耗不会造成明显影响。

关键词: 二氧化碳; 数值计算; 涡轮机械; 风摩损耗

中图分类号: TK 01+1

在超临界二氧化碳布雷顿循环系统中, 压缩机、汽轮机等涡轮机械是整个系统中的关键部件。由于循环系统中采用的二氧化碳工质会泄露到涡轮机械的转子-定子腔体内, 所以工质将与转子表面发生摩擦作用, 造成一定的摩擦损耗, 这一损耗被称为风摩损耗。风摩损耗会影响涡轮系统的效率, 甚至会对循环系统的安全运行造成威胁。

早期研究人员^[1-11]主要通过理论分析以及实验手段对风摩损耗开展研究, 得到了针对不同工质、不同工况、不同转子-定子几何结构的风摩损耗计算关系式。近年来, 随着计算流体力学 (CFD) 技术的发展, 国内也有很多研究人员^[12-19]先后针对不同尺寸的涡轮机械系统的风摩损耗问题, 进行了数值模拟研究, 得到了转子-气腔内的流场分布情况, 并与先前研

收稿日期: 2019-05-15 录用日期: 2019-09-12

基金项目: 厦门大学能源学院发展基金 (2018NYFZ01)

* 通信作者: honggang@xmu.edu.cn

究人员提出的风摩损耗计算关系式进行对比，证实了数值模拟方法对于这类问题的适用性。

已有研究主要针对常压下的工质，利用实验结果拟合得到风摩损耗计算关系式，用于预测特定条件下的风摩损耗。不过，这些关系式一般仅能预测常压下、Couette 雷诺数小于 1×10^5 工况下的风摩损耗，对于预测范围外的工况适用性较差。对于超临界二氧化碳系统中高转速以及可能出现的 2~7.4 MPa 下的工况，已有的风摩损耗计算关系式是否依然适用，还需要进行更深入的研究。本文基于数值模拟方法，考虑转子表面粗糙度、转子腔间隙宽度以及转子转速等影响因素，对 30 °C，2 MPa 二氧化碳工质中运行的圆柱形转子风摩损耗特性进行研究，研究结果可为超临界二氧化碳布雷顿循环系统的涡轮机械设计提供计算和参考依据。

1 1 数值模拟计算模型

1 物理模型

涡轮机械转子的风摩损耗发生于转子-定子腔体内。本研究针对这一区域进行几何建模，将转子外壁以及定子内壁简化为同轴圆柱面，区域端面简化为环面，得到几何模型如图 1 所示。图中外侧圆柱面为定子内壁面，内侧圆柱面为转子外壁面，两侧环面为风摩损耗区域端面，这一几何区域即为抽象出的流体计算域。

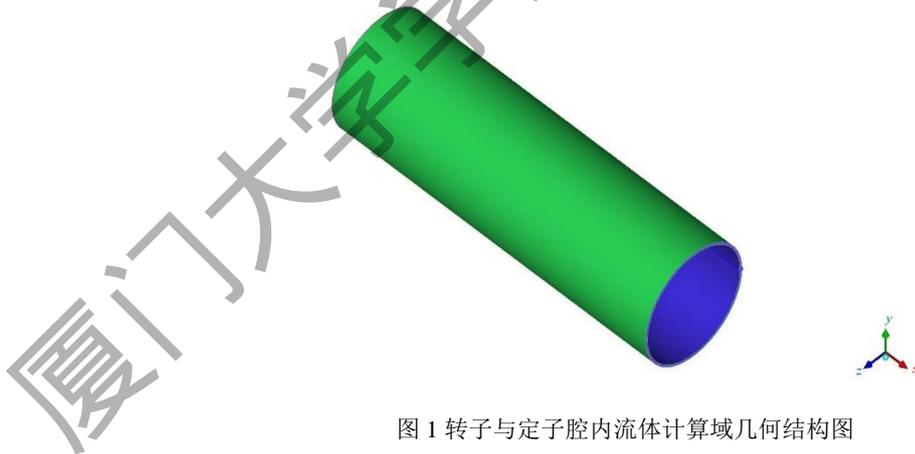


图 1 转子与定子腔内流体计算域几何结构图

Fig. 2 Geometric structure figure of the fluid computational domain of the cavity between rotor and stator

本研究假定在超临界二氧化碳循环系统内，泄露进入转子-定子腔体内的工质状态处于 2 MPa，30 °C 下，且腔体内工质不存在轴向流动。采取不同的腔体几何结构，选取转子和定子壁面粗糙度、气腔间距以及转子转速作为影响因素，研究其对风摩损耗情况的影响。壁面粗糙度的变化范围为 0~12.5 μm ，气腔间距的变化范围为 1~4 mm，转速范围的变化范围为

4 600~27 600 r/min。气腔长度为 525 mm，转子外径为 155 mm，定子内径由转子外径与气腔间距决定。

1. 2 数值计算方法

对于 2 MPa 压力下的二氧化碳工质，在旋转工况下，会产生非常剧烈的湍流运动。一般的湍流模型（如 Spalart-Allmaras 模型、k- ϵ 模型和 k- ω 模型）采用 Boussinesq 各向同性黏性假设，并假设湍流黏性系数 μ_t 为标量。但实际上，即使是最简单的边界层内湍流运动，湍流特征依然是各向异性的， μ_t 应为二阶张量。所以在强旋转、大曲率、外受力场作用较强的流场中，一般的湍流模型无法得到与实验结果一致的模拟计算结果。

雷诺应力模型摒弃了湍流黏度概念，直接建立雷诺应力的输运方程，并对其中脉动关联项加以模块化后进行求解。相较于一般的湍流模型，雷诺应力模型需要求解更多方程，计算量更大，但它针对湍流的建模更为详细，对于强旋转下的流动现象可以取得更准确、更细致的流场模拟结果。模拟中所用网格的 y+ 值大于 30，因此在模拟计算中选用标准壁面函数。

计算中将气腔两端圆环侧面以及外侧圆柱面设置为绝热静止壁面，以模拟涡轮机械定子；将内侧圆柱面设置为以一定转速旋转的绝热壁面，以模拟涡轮机械转子。

1. 3 网格划分

为提高网格质量，提高计算精度，对流体计算域进行结构化网格划分处理。由于在转子附近以及定子附近的流动状况复杂，需要对近壁面网格进行加密处理，沿轴向方向的网格切面图如图 3 所示。为保证计算的准确性，对网格进行无关性分析。分析过程中，以风摩损耗模拟计算值作为判定依据，以径向网格层数作为影响因素，层数设置为 12, 16, 20 和 24，网格单元数为 3.23×10^6 , 4.30×10^6 , 5.38×10^6 和 6.45×10^6 。以转子、定子壁面光滑工况作为参考工况，风摩损耗模拟计算值如图 5 所示。由图可知，模拟计算值随着网格单元数的增加逐渐减小，当网格大于 5.38×10^6 时，风摩损耗模拟计算值偏差小于 1%。因此认为径向网格层数为 20，网格单元数为 5.38×10^6 的网格可满足网格无关性分析要求。

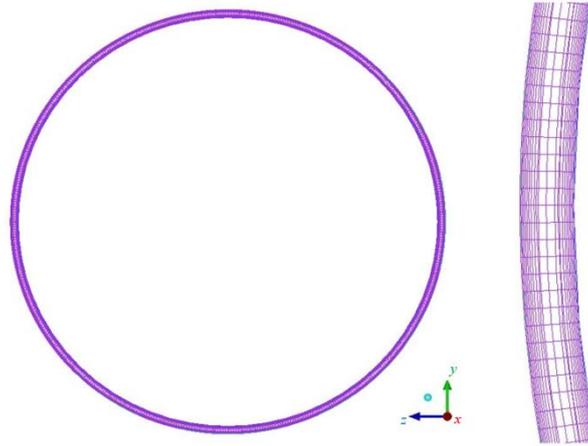


图 3 网格切面图

Fig. 4 The figure of mesh section

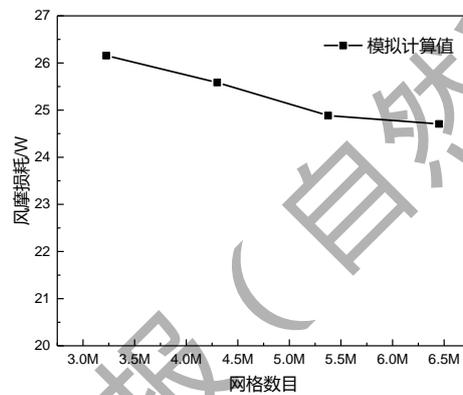


图 5 网格数目变化对风摩损耗模拟计算值的影响

Fig. 6 The influence on the change of mesh number on the simulation values of windage loss

2 模型验证

为验证计算模型的可靠性，本研究将数值模拟得到的风摩损耗与 Bilgen-Boulos 经验关系式计算结果，以及 Saari 文献中得到的电机风摩损耗实验结果进行对比分析。

风摩损耗功率 W 通常由以下关系式得出：

$$W = C_f \rho \pi \omega^3 r^4 l, \quad (1)$$

式中， C_f 为风摩损耗系数， ρ 为工质密度， ω 为转子转速， r 为转子半径， l 为转子长度。需要求解风摩损耗系数 C_f 以确定风摩损耗功率。

在 Bilgen 和 Boulos^[9]研究中，假设气腔内没有轴向流动，工质物性不随温度或压力发生变化，以水或甘油-水溶液为工质，采用不同转子-定子结构进行实验。在实验完成后，他们

根据先前研究人员获得的实验数据^[1-5]以及通过实验获得的实验数据进行分析, 总结后得出:

$C_f \propto f(\frac{\delta}{r}, Re_\delta)$, 其中 Re_δ 为 Couette 雷诺数, 按下式计算:

$$Re_\delta = \frac{\rho \omega r \delta}{\mu}. \quad (2)$$

式中, δ 为转子-定子间气腔间距, μ 为工质黏度。

Bilgen 和 Boulos 推导出风摩损耗系数关系式应满足如下关系:

$$C_f = C \left(\frac{\delta}{r}\right)^\alpha (Re_\delta)^\beta. \quad (3)$$

式中, α , β 为经验常数。通过分析实验数据, 得到对于不同流动状态下的风摩损耗系数关系式:

当 $500 < Re_\delta \leq 10000$ 时:

$$C_f = 0.515 \left(\frac{\delta}{r}\right)^{0.3} Re_\delta^{-0.50}, \quad (4)$$

当 $Re_\delta > 10000$ 时:

$$C_f = 0.0325 \left(\frac{\delta}{r}\right)^{0.3} Re_\delta^{-0.20}. \quad (5)$$

综上, 对于特定工况, 需要确定工质的粘度、密度, 转子长度、转速、外径, 气腔宽度即可求得风摩损耗功率。

在 Saari 的实验^[10]中, 采用常压下的空气作为工质, 其密度为 1.093 kg/m^3 , 黏度为 $19.6 \text{ } \mu\text{Pa s}$; 转子转速为 $30\sim 66 \text{ kr/min}$; 转子长度为 200 mm , 转子外径为 71 mm , 定子内径为 75 mm , 气腔间隙为 2 mm ; 气腔两端密封, 气腔内不存在轴向流动。由于实验工况与 Bilgen 和 Boulos 的研究范围相符, 所以在 Saari 的研究中, 将实验中得到的风摩损耗与 Bilgen 和 Boulos 经验关系式得到的风摩损耗进行了对照。

为了验证模拟计算对于风摩损耗问题的适用性, 本研究针对 Saari 实验中的工质流动区域进行几何建模及空间离散化, 对近壁面网格进行加密处理, 设置径向网格层数为 15 层, 以对工质流动的边界层区域进行较好的模拟, 划分完成后的网格单元数目为 708 000。

在模拟计算中, 将转速设置为 42, 48, 54 和 60 kr/min, 与 Saari 实验中采取的工况相对应。使用雷诺应力模型以及标准壁面函数进行模拟计算, 当连续性方程残差小于 10^{-5} 时判定为收敛。计算完成后, 将模拟计算结果与 Saari 得出的实验数据以及由 Bilgen-Boulos 关系式^[9]算得的计算结果进行比较。如图 4 所示, 模拟计算值与实验值以及关系式计算值的相对误差小于 $\pm 15\%$, 证明了该数值模拟计算模型的可靠性。

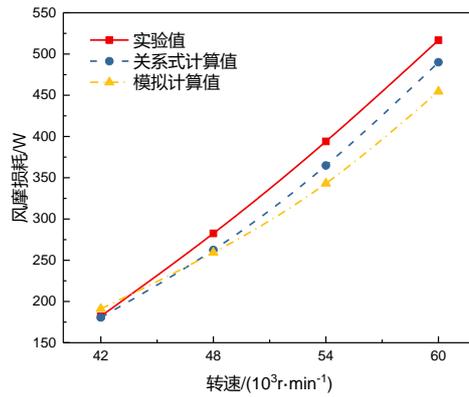


图 7 不同转速下 Saari 实验值、关系式计算值和模拟计算值对比图

Fig. 8 Comparison of Saari experimental values, relation values and simulation values at different rotation speeds

3 结果分析

3.1 基本流动特征

以转子-定子壁面光滑工况作为参考工况描述基本流动特征,该工况下的转子长度为 525 mm, 转子外径为 155 mm, 气腔间距为 3 mm, 定子内径为 161 mm, 定子-转子壁面粗糙高度设置为 0, 转子转速为 23 kr/min。使用 CFD 后处理软件对模拟结果进行处理, 得到气腔内工质的压力分布情况以及速度分布特征。

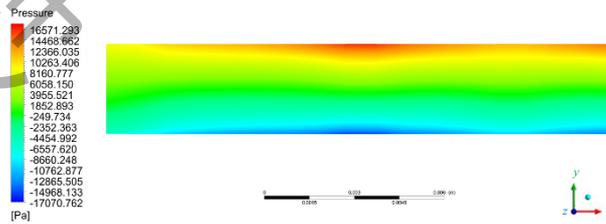


图 9 局部气腔内轴向切面压力分布云图

Fig.5 Pressure distribution contour of partial cavity axial section

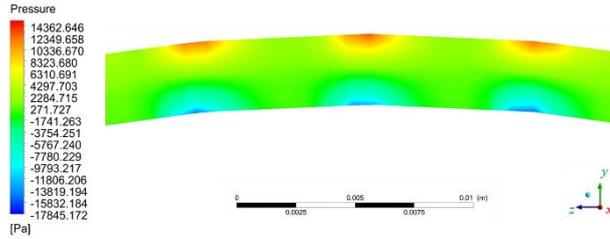


图 10 局部气腔中心径向切面压力分布云图

Fig. 11 Pressure distribution contour of partial radial section in the center of cavity

图 9 为局部气腔内轴向切面压力分布云图，图 10 为局部气腔中心径向切面压力分布云图。如图 9 和图 10 所示，负压分布于转子附近，正压分布于定子附近，气腔内的压力不是均匀分层分布，最大正压与最大负压在气腔内周期性成对分布在定子表面及转子表面，气腔中心区域的压力变化幅度小，这一现象说明气腔内存在一定强度的二次流动现象。

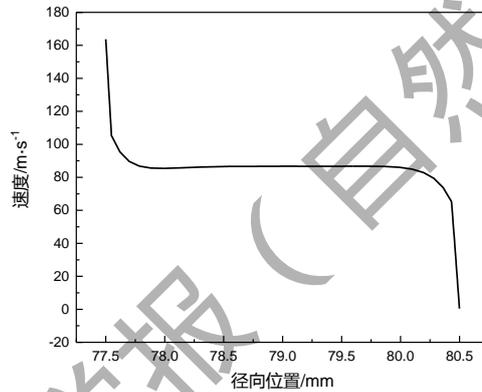


图 12 气腔中心径向切线速度分布曲线图

Fig. 13 Velocity distribution curve of the radial line in the center of cavity

图 12 为气腔中心径向切线速度分布曲线图，可以看出，在气腔内位于转子附近的工质，在转子的带动下，以和转子线速度相同的速度流动。边界层内的速度变化剧烈，速度沿径向方向向外剧烈降低至约为转子线速度的一半；在气腔中心区域，速度保持基本不变直至定子附近；在定子附近，速度再次剧烈变化，降低为 0。

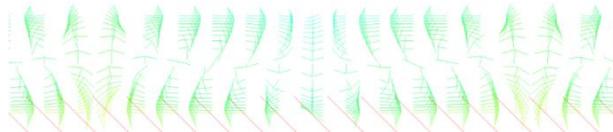


图 14 局部气腔轴向切面速度矢量图

Fig. 15 The velocity vector diagram of the partial cavity axial section

图 14 为局部气腔轴向切面速度矢量图，可以看出，由气腔中存在着明显的二次流动现象

象，这种现象被称为泰勒涡，相邻泰勒涡流动方向相反，位置与气腔内最大正压与最大负压相对区域重合。在其他工况下，气腔内压力分布以及速度分布与转子-定子壁面光滑工况相似。

3. 2 壁面粗糙高度对风摩损耗的影响

由于材料表面都存在着一一定的壁面粗糙高度，所以在模拟过程中，将转子表面及定子表面设置一定的粗糙高度以模拟实际工况下的风摩损耗情况。为了研究常压与中高压工况下，相同粗糙高度对风摩损耗的影响，选取不同状态下的二氧化碳作为工质，设置转子转速为 23 kr/min，模拟两种不同条件下的风摩损耗情况。

表 1 不同状态下有无壁面粗糙高度模拟计算值与关系式计算值对比表

Tab. 1 Comparison of simulation results and relation results with and without wall roughness height under different conditions

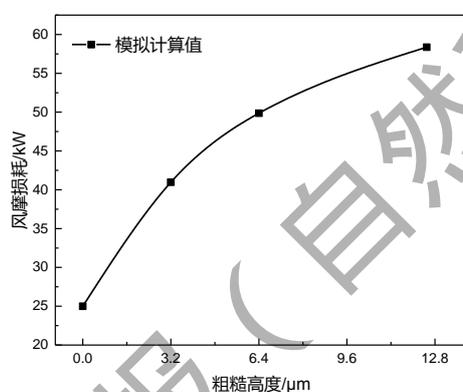
温度 /°C	压力 /MPa	粗糙高度 /μm	Re_{δ}	风摩损耗/W		相对误差/%
				数值模拟计算值	关系式计算值	
25	0.101	0	67 804.71	2 039.56	1 990.49	2.47
		3.2	67 804.71	2 033.30	1 990.49	2.15
30	2	0	1 409 206.80	24 986.82	23 305.87	7.21
		3.2	1 409 206.80	40 979.38	23 305.87	75.83

表 1 为不同状态下有无壁面粗糙高度模拟计算值与关系式计算值对比表。由表 1 可知：2 MPa 工况下的 Re_{δ} 显著大于常压工况下的 Re_{δ} ，说明 2 MPa 下工质的湍流程度明显大于常压下。常压下，粗糙高度分别为 0 和 3.2 μm 时风摩损耗的模拟计算值相差不大，其与关系式计算值的相对误差分别为 2.47% 和 2.15%，说明在常压条件下，在转子和定子表面设置 3.2 μm 的壁面粗糙高度对风摩损耗几乎不会产生影响。而在 2 MPa 下，粗糙高度为 3.2 μm 时风摩损耗的模拟计算值明显高于粗糙高度为 0 的模拟计算值，与 Bilgen-Boulos 关系式计算值的相对误差分别为 7.21% 和 75.83%，说明在 2 MPa 的工况下，3.2 μm 的壁面粗糙高度对风摩损耗有不可忽略的影响。

结合 Re_{δ} 分析表明，常压下工质流动的 Re_{δ} 远小于 1×10^6 ，湍流程度小，粗糙壁面上设有 3.2 μm 高的粗糙高度处于黏性底层内，可认为该流动过程是水力学光滑的，在转子-定子

壁面设置 3.2 μm 壁面粗糙高度不会对风摩损耗造成影响；在 2 MPa 下工质的密度大于常压条件下，在转子转速以及几何结构相同的条件下， Re_δ 远高于常压下的工况，工质流动的湍流程度很大，3.2 μm 高的壁面粗糙高度处于黏性底层外，对风摩损耗产生了极大的影响，超出了 Bilgen-Boulos 经验关系式的适用范围。

为分析不同壁面粗糙度对中高压下工质风摩损耗的影响，进一步将转子、定子表面分别设置 3.2, 6.4 和 12.5 μm 的粗糙高度进行模拟。模拟结果如图 16 所示：随着转子-定子壁面粗糙高度的增加，风摩损耗也逐渐增加。现有的风摩损耗预测关系式未能充分考虑壁面粗糙高度对风摩损耗的影响，因此在计算超临界二氧化碳系统中涡轮机械转子风摩损耗时，可能造成很大误差。



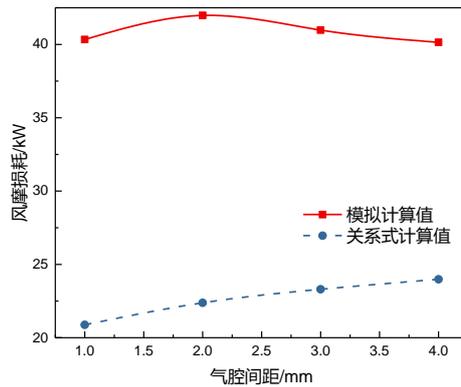
转子转速 23 kr/min，工质为 2 MPa、30 $^{\circ}\text{C}$ 下的 CO_2 。

图 16 风摩损耗随壁面粗糙高度变化曲线图

Fig. 17 Change of windage loss curve related to the wall roughness height

3.3 气腔间距对风摩损耗的影响

通过改变转子内径的方式，分别设置气腔间距为 1, 2, 3, 4 mm，研究气腔间距对风摩损耗的影响。模拟结果如图 18 所示：风摩损耗的模拟计算值随气腔间距的增大变化不大，但其 Bilgen-Boulos 关系式计算值则随着气腔间距宽度的增加而增加，模拟计算值与 Bilgen-Boulos 关系式计算值相差较大，其差值随气腔间距的变化趋势不同，说明 Bilgen-Boulos 关系式不适用于预测 2 MPa 压力下非光滑表面转子的风摩损耗。



转子长度为 525 mm，转子外径为 77.5 mm，转速为 23 kr/min，以 2 MPa，30 °C 下的二氧化碳作为工质，

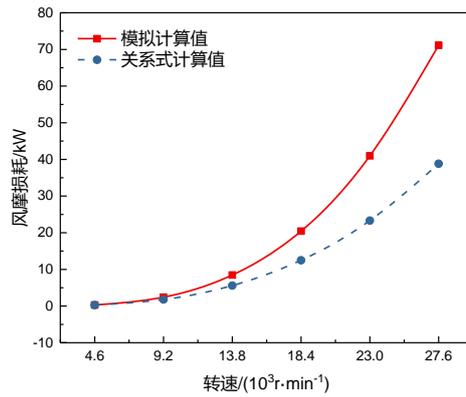
转子、定子表面粗糙高度设置为 3.2 μm

图 18 风摩损耗随气腔间距宽度变化曲线图

Fig. 19 Change of windage loss curve according to cavity gap width

3. 4 转速对风摩损耗的影响

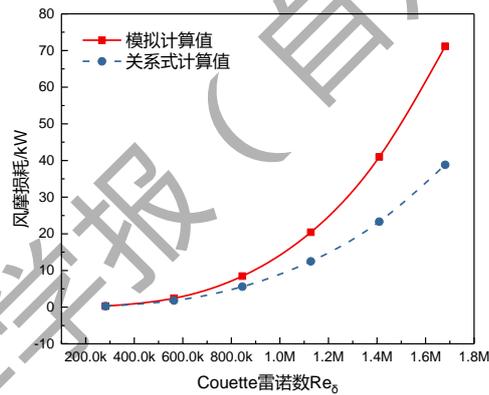
转子在不同转速下，Couette 雷诺数不同，气腔内与工质摩擦产生的风摩损耗程度也不相同。由图 20 和图 22 可知，当转子转速低于 9.2 kr/min 时，模拟计算值与关系式计算值间的相对误差小于 ±35%，可以认为在 Couette 雷诺数小于 6×10^5 的工况下，在转子及定子表面设置 3.2 μm 的粗糙高度对于风摩损耗的影响较小，关系式针对 Couette 雷诺数小于 6×10^5 的工况可以进行较好的预测。随着转子转速不断升高，Couette 雷诺数越来越大，3.2 μm 的粗糙高度对于风摩损耗的影响逐渐增大，模拟值曲线与关系式计算值曲线的偏离程度也越来越大。对比结果表明，Bilgen-Boulos 经验关系式对于高转速非光滑转子-定子壁面条件下的风摩损耗问题，进行预测的适用性差。



转子长度为 525 mm，气腔间距为 3 mm，转子外径为 155 mm，定子内径为 161 mm，定子-转子壁面粗糙高度设置为 3.2 μm ，工质为 2 MPa，30 $^{\circ}\text{C}$ 下的二氧化碳

图 20 风摩损耗随转速变化曲线图

Fig. 21 Variation of windage loss curve related to rotation speed



转子长度为 525 mm，气腔间距为 3 mm，转子外径为 155 mm，定子内径为 161 mm，定子-转子壁面粗糙高度设置为 3.2 μm ，工质为 2 MPa，30 $^{\circ}\text{C}$ 下的二氧化碳

图 22 风摩损耗随 Couette 雷诺数变化曲线图

Fig. 23 Variation of windage loss curve related to Couette Reynolds number

4 结 论

本文通过针对在 2 MPa 压力二氧化碳工质下运行的圆柱形转子-定子腔体进行建模，分析了转子旋转摩擦工质而导致的风摩损耗问题，获得以下结论：

- 1) 采用数值模拟方法是对涡轮机械圆柱形转子的风摩损耗问题进行研究的有效方法，

在转子、定子表面光滑条件下,模拟计算值与 Bilgen-Boulos 关系式和 Saari 实验值较为吻合,其相对误差小于 $\pm 15\%$ 。

2) 转子粗糙度对超临界二氧化碳布雷顿循环系统中高转速以及可能出现的 2 MPa 较高压力工况下风摩损耗影响显著。对于 Couette 雷诺数小于 6×10^5 的工况,转子、定子壁面粗糙高度处于粘性底层内,壁面粗糙高度对于风摩损耗的影响很小, Bilgen-Boulos 关系式能够对风摩损耗问题进行良好的预测;对于 Couette 雷诺数大于 6×10^5 的工况,转子、定子壁面粗糙高度处于粘性底层外,壁面粗糙高度对风摩损耗的影响显著, Bilgen-Boulos 关系式对这类工况下风摩损耗问题的适用性下降。

3) 以 2 MPa, 30 °C 的二氧化碳作为工质,转速在 23 kr/min 的较高压高转速工况下,圆柱形转子产生的风摩损耗随着表面粗糙高度的增加而增加;风摩损耗随转子转速的增加而增加;气腔间距的变化未对风摩损耗造成明显影响。

参考文献:

- [1] WENDT F. Turbulente Strömungen zwischen zwei rotierenden konaxialen Zylindern[J]. Ingenieur-Archiv, 1933, 4(6):577-595.
- [2] TAYLOR G I. Fluid friction between rotating cylinders. I. Torque measurements[J]. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1936, 157(892):546-564.
- [3] PANTELL K. Versuche über Scheibenreibung[J]. Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A, 1949, 16(4):97-108.
- [4] DONNELLY R J. Experiments on the stability of viscous flow between rotating cylinders. III. Enhancement of stability by modulation[J]. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 1964, 281(1384):130-139.
- [5] DONNELLY R J, SIMON N J. An empirical torque relation for supercritical flow between rotating cylinders[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1960, 7(3):401 - 418
- [6] YAMADA Y. Torque resistance of a flow between rotating co-Axial cylinders having axial flow[J]. Bulletin of JSME, 1962, 5(20):634-642.

- [7] YAMADA Y. Resistance of a flow through an annulus with an inner rotating cylinder[J]. Bulletin of JSME, 1962, 5(18):302-310.
- [8] VRANCIK J E. Prediction of windage power loss in alternators[R]. Ohio: Lewis Research Center, 1968.
- [9] BILGEN E, BOULOS R. Functional dependence of torque coefficient of coaxial cylinders on gap width and Reynolds numbers[J]. Journal of Fluids Engineering, 1973, 95(1):122-126.
- [10] SAARI J. Thermal analysis of high-speed induction machines[D]. Helsinki: Helsinki University of Technology, 1998:.
- [11] WRIGHT S A, RADEL R F, VERNON M E, et al. Operation and analysis of a supercritical CO₂ Brayton cycle[J]. Sand, 2010.
- [12] 邢军强, 王凤翔, 张殿海, 等. 高速永磁电机转子空气摩擦损耗研究[J]. 中国电机工程学报, 2010,30(27):14-19.
- [13] 汪东欣. 大型主氨变频驱动电机电磁设计方法研究与强度校核[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2012:13-16.
- [14] 丁树业, 郭长光, 郭保成, 等. 双馈水轮发电机风摩擦损耗数值研究[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2014,42(2):26-30.
- [15] 张凤阁, 杜光辉, 王天煜, 等. 兆瓦级高速永磁电机通风系统设计与转子表面风摩擦研究[J]. 电机与控制学报, 2014,18(2):50-55.
- [16] 刘光伟, 赵新刚, 张凤阁, 等. 高速永磁爪极电机铁耗与空气摩擦损耗计算[J]. 电工技术学报, 2015, 30(2):148-154.
- [17] 李玉超. 280kW 高速感应电动机的设计与分析[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2015:25-28.
- [18] 李忠雨. 感应电动机温升敏感性因素分析与优化[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2016:25-29.
- [19] 程文杰, 李维, 钟斌, 等. 高速电机定转子小间隙强迫风冷却数值模拟[J]. 微特电机, 2018, 46(11):6-11.

Numerical analysis of windage loss of turbomachinery rotor in carbon dioxide

LIANG Tenghe¹, HUANG Hong li², MA Le¹, HONG Gang^{1*}, LI Ning¹,

ZHANG Yaoli¹

(1. College of Energy, Xiamen University, Xiamen 361102, China; 2. Productivity Promotion
Center, Zhuhai 519000, China)

Abstract: In order to improve the energy conversion efficiency of the supercritical carbon dioxide Brayton cycle system, it is necessary to accurately predict the windage loss during the system design. Windage loss is closely related to rotor rotation speed, rotor geometry and the state of the working fluid. In this paper, the numerical calculation analysis of high-speed (23 kr/min) rotor windage loss characteristics in 2 MPa pressure carbon dioxide working fluid is carried out. The results show that rotor roughness height has a significant effect on the windage loss of the supercritical carbon dioxide Brayton cycle under high rotation speed and high pressure conditions. The existing empirical relation of windage loss does not consider the influence of roughness, the direct use of which may cause considerable errors. The windage loss increases with both the roughness height and rotor rotation speed. The cavity width between the rotor and stator does not have obvious influences on the windage loss.

Keywords: Carbon dioxide; numerical calculation; turbomachinery; windage loss