

高速圆柱斜齿轮副风阻功率损失分析与优化

刘泽昊¹ 康敏¹ 费秀国² 柳伟²

(1. 南京农业大学 工学院, 南京 210031)

(2. 南京创力传动机械有限公司, 南京 211121)

摘要:【目的】为研究圆柱斜齿轮箱主动轮在1 500~2 500 r/min工况下无挡风罩以及主动轮在2 000 r/min工况下不同挡风罩参数的风阻功率损失,对箱体内速度和湍流动能云图进行了分析。【方法】基于计算流体力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)方法,建立了高速圆柱斜齿轮箱简化模型;选用RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,齿轮边界采用用户自定义函数(User-Defined Function, UDF)驱动控制齿轮副转速及旋向,并采用动网格模型动态地改变计算区域内的网格结构以模拟实际工况。【结果】结果表明,齿轮转速对风阻功率损失有较大影响;齿轮挡风罩可以有效减小高速圆柱斜齿轮风阻功率损失,且径向和轴向间隙越小,优化效果越明显;但对圆柱斜齿轮副来说,过小的间隙可能会使啮合部位流场运动加剧,从而增大风阻功率损失。该研究可为工程实际应用挡风罩的设计提供参考。

关键词: 风阻功率损失; 圆柱斜齿轮副; 计算流体力学; 挡风罩

中图分类号: TH132.41 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2025.09.011

0 引言

圆柱斜齿轮是机械装置中常用的传动部件,高速圆柱斜齿轮副广泛应用于航空、交通运输及造船领域。提高传动效率、减少能源浪费、降低传动过程中的功率损失,是机械传动装置的研究热点。齿轮的传动功率损失分为负载相关功率损失与负载无关功率损失^[1]。后者与高速齿轮副运动过程中的诸多因素相关,被定义为齿轮副中各齿轮与周围环境相互作用的功率损失及在齿轮啮合处泵送油或油气混合物而造成的功率损失之和^[2]。目前,对于负载无关功率损失的研究多集中于齿轮箱喷油润滑仿真^[3-4]和齿轮箱内空气流场仿真。而齿轮箱具有封闭性,齿轮与空气相互作用所产生的风阻功率损失对高速齿轮副的传递效率影响较大^[5]。因此,必须考虑风阻对于高速圆柱斜齿轮副传动效率的影响。

对于高速齿轮副风阻损失,国内外学者已开展了相关研究。DAWSON^[6]对直齿轮及斜齿轮风阻进行测量,给出一个估算齿轮风阻功率损失的经验公式。MARCHESSE等^[7]对单个直齿轮的风阻功率损失进行二维和三维研究,对比仿真结果与试验结果发现,三维模型可以较好地表现流体运动,得到较为精准

的结果。贾清健等^[8]、吴鲁纪等^[9]分析高速齿轮功率损失时发现,更改齿轮参数对风阻功率损失优化有积极作用。梁作斌等^[10]对多种类型齿轮进行分析,发现斜齿轮风阻功率损失受齿轮旋向的影响较大。赵宁等^[11]、莫帅等^[12]在齿轮周围安装挡风罩,结果表明,挡风罩可以有效减小风阻功率的损失。

综上所述,当前关于齿轮风阻功率损失的研究多集中在单一非啮合情况下齿轮自身参数或齿轮转速、旋向等对风阻的影响,对啮合状态下的圆柱斜齿轮副和挡风罩具体结构的研究涉及较少。本文将重点对圆柱斜齿轮及圆柱斜齿轮副在不同转速、不同挡风罩结构、不同挡风罩间隙时的齿轮周围流场速度、湍流动能分布进行对比,分析挡风罩配置对风阻功率损失的影响,并得出最优挡风罩配置。

1 控制方程

1.1 流体域基本控制方程

本文计算涉及的圆柱斜齿轮副安装于高速齿轮箱内,其流体域为高速齿轮箱箱体和齿轮副围成的封闭区域;在齿轮箱内安装挡风罩后,流体域为齿轮副和挡风罩及挡风罩和齿轮箱箱体围成的区域的总和。本文采用瞬态仿真分析,齿轮箱内流体遵循

收稿日期: 2024-05-16 修回日期: 2024-10-23

作者简介: 刘泽昊,男,1998年生,黑龙江佳木斯人,硕士研究生;主要研究方向为机械传动;lzh@njau.edu.cn。

康敏(通信作者),男,1965年生,四川成都人,博士,教授;主要研究方向为特种加工;kangmin@njau.edu.cn。

引用格式: 刘泽昊,康敏,费秀国,等. 高速圆柱斜齿轮副风阻功率损失分析与优化[J]. 机械传动,2025,49(9):85-92.

LIU Zehao, KANG Min, FEI Xiuguo, et al. Analysis and optimisation of windage power loss of high-speed cylindrical helical gear pair[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2025, 49(9): 85-92.

质量守恒方程、动量守恒方程及能量守恒方程^[13]。

1.2 湍流模型方程

流体雷诺数 Re 为

$$Re = \frac{\rho vl}{\mu} \quad (1)$$

式中, ρ 为流体密度, kg/m^3 ; v 为流场的特征速度, m/s ; l 为流场的特征长度, m ; μ 为流体的动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。圆柱斜齿轮高速旋转时, 周围流体速度一般大于齿轮的线速度。由此得出, 流场的雷诺数可达 3×10^4 , 内部空气流态为湍流。

流体的马赫数 Ma 为

$$Ma = \frac{u}{a} \quad (2)$$

式中, u 为流体的最大速度, 流体最大速度略大于齿轮线速度; a 为当地声速, 取 $15\text{ }^\circ\text{C}$ 时空气中声速 (340 m/s)。求得 $Ma < 0.3$ 。因此, 可将齿轮周围流体看作不可压缩流体。

2 圆柱斜齿轮副风阻计算模型

2.1 CFD 仿真模型

圆柱斜齿轮副的基本参数如表 1 所示。

表 1 齿轮副基本参数

Tab. 1 Basic parameters of the gear pair

参数	主动轮	从动轮
螺旋方向	左(L)	右(R)
齿数	380	23
法向模数/mm	1.75	1.75
压力角/ $^\circ$	20	20
螺旋角/ $^\circ$	18.6	18.6
齿宽/mm	50	50

2.1.1 圆柱斜齿轮副建模

高速齿轮箱体结构复杂。为简化模型并提高仿真效率, 建模时忽略了齿轮轴、齿轮箱圆角、倒角及轴承等结构。使用 UG 软件进行建模和装配时, 由于齿轮啮合的特性, 啮合处两齿面间隙趋近于无穷小, 无法在该间隙中划分高质量网格。因此, 采用齿面移动法^{[14]51-56}对主动轮和从动轮进行处理, 以确保啮合区的网格质量。圆柱斜齿轮副模型如图 1 所示。

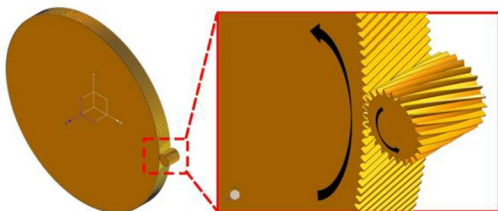


图 1 圆柱斜齿轮副模型

Fig. 1 Model of the cylindrical helical gear pair

2.1.2 挡风罩建模

本文将计算过程分为两步。首先, 通过仿真分析主动轮的风阻功率损失, 以确定其最优挡风罩结构及挡风罩间隙; 然后, 对齿轮副整体挡风罩进行分析, 以确定最优结构。主动轮挡风罩结构如图 2 所示, 齿轮副挡风罩结构如图 3 所示。

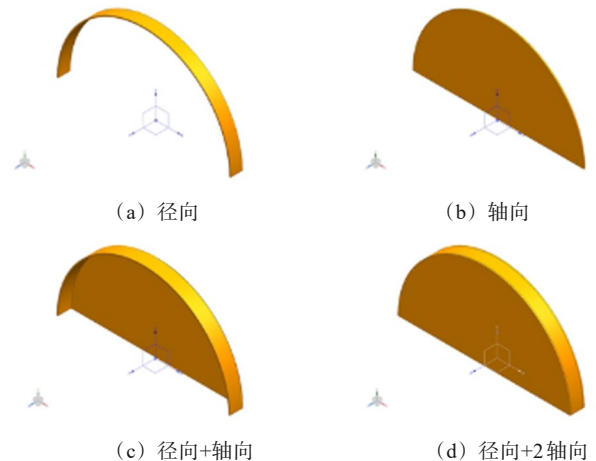


图 2 主动轮挡风罩

Fig. 2 Windshield of the driving wheel

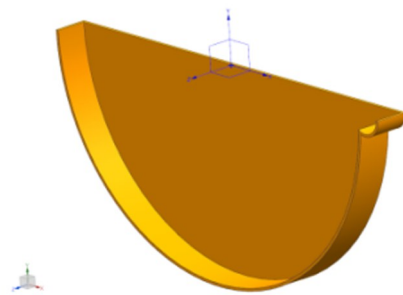


图 3 齿轮副挡风罩

Fig. 3 Windshield of the gear pair

2.1.3 流场建模

在不考虑齿轮箱箱体细微结构的情况下, 由齿轮箱和齿轮副或齿轮箱和齿轮副、挡风罩经过布尔运算得到流体域模型, 如图 4 所示。图 4 中, 橙色实心部分为齿轮副或挡风罩实体, 不参与计算; 灰色半透明区域为流体域。

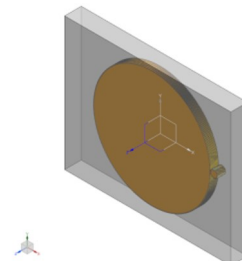


图 4 齿轮副风阻功率损失计算流场模型

Fig. 4 Computational flow field model for the windage power loss calculation of the gear pair

2.2 网格划分

采用 Workbench 软件的 Meshing 模块对流体计算域进行网格划分, 采用全局控制和局部加密的方法划分非结构化网格, 对齿轮齿面部分进行局部加密以确保仿真精度。划分后总网格数在 2 700 万左右。图 5 所示为啮合区部分网格。

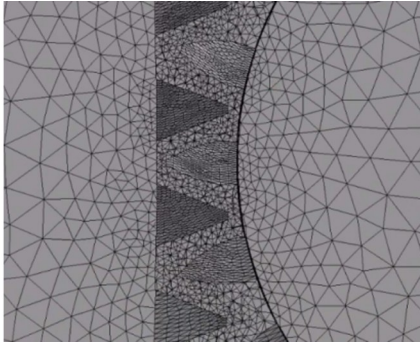


图5 啮合区部分网格

Fig. 5 Partial mesh of the meshing area

2.3 模型求解设置

使用 Fluent 软件对模型进行求解, 根据 Workbench 软件中液体流动 (Fluent) 工作流程, 将网格文件导入 Fluent 软件, 采用压力基下的瞬态分析, 并将重力设置为 Y 方向 -9.8 m/s^2 ; 采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型; 开启动网格选项, 并在设置中打开网格重构及弹簧光顺, 并通过用户自定义函数 (User-Defined Function, UDF) 对网格进行控制。其中, 主动轮 (大齿轮) 转速设置为 $2\,000 \text{ r/min}$, 从动轮 (小齿轮) 转速设置为 $33\,043 \text{ r/min}$, 旋向如图 1 所示。分析主动轮时, 设定时间步长为 $2 \times 10^{-6} \text{ s}$, 时间步数为 3 750; 分析齿轮副时, 设定时间步长为 $1 \times 10^{-6} \text{ s}$, 时间步数为 7 500, 确保两种情况下齿轮转动角度相同。对模型进行初始化后开始求解。

3 风阻功率损失仿真与结果分析

3.1 仿真方案设计

数据仿真计算分为 3 部分进行。第 1 部分, 探究转速对齿轮副的风阻功率损失的影响, 针对主动轮 $1\,000$ 、 $1\,500$ 、 $2\,000$ 、 $2\,500 \text{ r/min}$ 这 4 种转速工况, 分析齿轮副啮合区域的流场分布特征和风阻功率损失规律; 第 2 部分, 单独对主动轮进行分析, 研究不同结构和不同挡风罩间隙在齿轮转速为 $2\,000 \text{ r/min}$ 时的流场分布特性和风阻功率损失, 从而获得局部最优挡风罩配置; 第 3 部分, 在第 2 部分的基础上, 对从动轮部分的挡风罩进行设置并仿真, 得出整个齿轮副的最优挡风罩配置。

3.2 风阻功率损失计算

通过 CFD 软件的 POST 模块导出齿轮齿面及端面

的风阻力矩; 分别记为 T_{fi} 、 T_{di} ; 风阻力作用线取各齿轮几何中心轴线; i 取 1 或 2, 分别表示主动轮和从动轮。单个齿轮风阻力矩为

$$T_i = T_{fi} + T_{di} \quad (3)$$

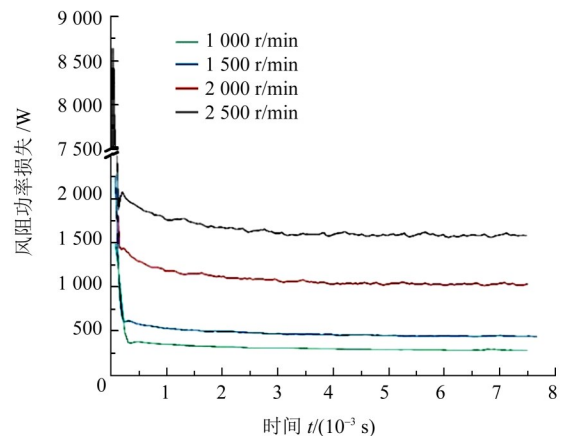
齿轮副总风阻功率损失为

$$P_w = \sum_{i=1}^2 \frac{n_i \times \pi}{30} \times T_i \quad (4)$$

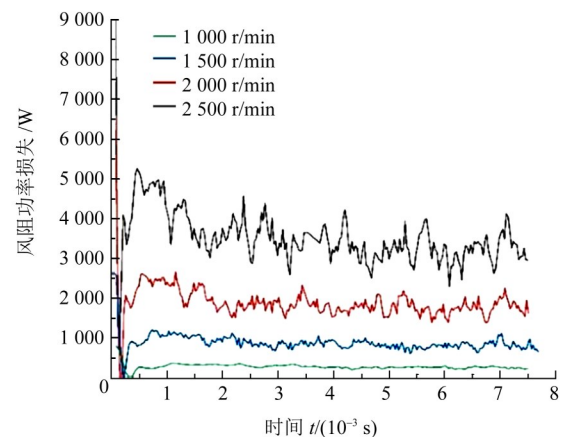
式中, P_w 为齿轮副总风阻功率损失, W; n_i 为齿轮转速, r/min ; T_i 为单个齿轮风阻力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

3.3 风阻功率损失结果

当主动轮转速在 $1\,000 \sim 2\,500 \text{ r/min}$ 时, 主动轮和从动轮的风阻功率损失仿真结果如图 6 所示。由图 6 可知, 随着齿轮转速的增加, 主动轮和从动轮的风阻功率损失均有所增大, 且风阻功率损失的波动也随之加大。其原因在于, 齿轮副转速的增大导致齿轮附近流场的流速增加, 雷诺数随之增大, 从而使流场的湍流更加剧烈, 导致齿轮所受的空气阻力不稳定, 即齿轮的风阻功率损失也呈现不稳定性。



(a) 主动轮风阻功率损失



(b) 从动轮风阻功率损失

图6 圆柱斜齿轮副风阻功率损失图

Fig. 6 Windage power loss diagram for the helical cylindrical gear pair

以第 1 部分研究内容为基础, 选择主动轮转速为 $2\,000 \text{ r/min}$ 的工况进行后续研究。对主动轮的不同齿

轮挡风罩结构(图2)进行风阻功率损失仿真, 仿真结果如表2所示。径向间隙和轴向间隙分别表示挡风罩内表面与齿顶圆及端面之间的距离。如果间隙距离为无, 则表示该方向上不存在挡风罩结构。

表2 不同结构挡风罩下单主动轮风阻功率损失

Tab. 2 Windage power loss for single driving wheel with different structural baffles

试验号	挡风罩结构	径向间隙/mm	轴向间隙/mm	风阻力矩/(N·m)		风阻功率损失/W
				齿面	端面	
1	无	无	无	3.75	0.97	987.4
2	径向	5	无	3.41	1.01	927.3
3	轴向	无	5	3.71	1.05	1 000.2
4	径向+轴向	5	5	2.52	1.09	753.5
5	径向+2轴向	5	5	2.44	1.12	744.0

图7为不同挡风罩结构下主动轮齿面部分Y-Z剖面湍流动能云图。齿轮风阻功率损失的本质是动能转化为湍流动能。因此, 湍流动能大小可以在一定

程度上反映风阻功率损失的大小^{[14]51-56}。在斜齿圆柱齿轮轴向面和径向面设置挡风罩, 通过分析不同挡风罩间隙湍流动能分布的影响, 得出最优的挡风罩布局方案。无挡风罩[图7(a)]时, 湍流动能主要集中在空气吸入侧的齿面; 添加径向挡风罩[图7(b)]时, 湍流动能分布基本无变化, 但挡风罩限制了空气从齿面吸入轮齿间, 湍流动能的最大值减小, 齿面风阻力矩略有减小; 添加轴向挡风罩[图7(c)]时, 湍流动能最大值变小, 但湍流动能集中区变大, 风阻力矩略有增大; 添加径向+轴向挡风罩[图7(d)]时, 两种挡风罩结构组合限制了空气从齿面和端面吸入轮齿间, 湍流动能最大值减小且湍流动能集中区的齿面覆盖面积减小, 因此, 齿面风阻力矩显著减小; 添加径向+2轴向挡风罩[图7(e)]时, 进一步限制空气吸入, 湍流动能集中区进一步减小, 但最大值显著增大, 因双轴侧挡风罩在限制空气吸入的同时也限制了排出, 也使空气集中在端面, 使端面风阻力矩增大。

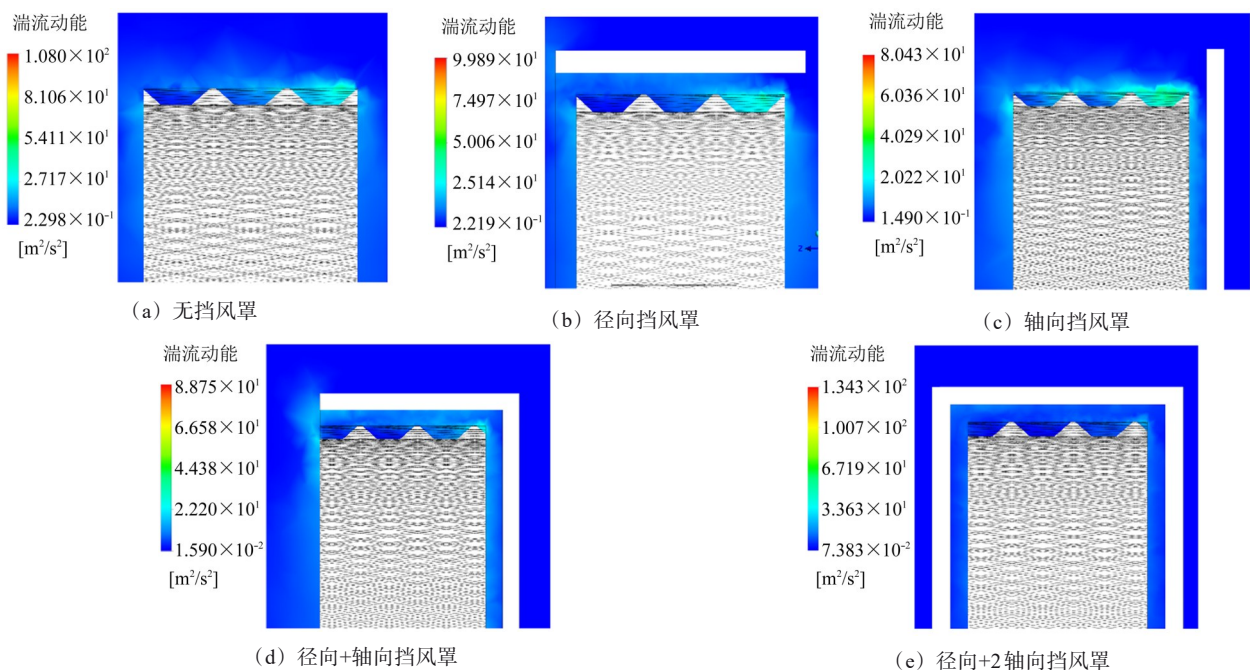


图7 主动轮湍流动能云图

Fig. 7 Turbulent kinetic energy nephogram of the driving wheel

图8为不同挡风罩结构主动轮Y-Z剖面速度云图。对比图8(a)和图8(c)可知, 轴向挡风罩对流场的速度分布规律影响不大, 其他3种挡风罩配置均显著改变了齿轮周边空气流场速度分布。径向挡风罩限制空气从一侧齿面吸入, 同时也限制了空气从另一侧齿面流出, 如图8(b)所示。此时流场最高速度有较大程度提高, 推测齿面的出风量大于进风量, 即圆柱斜齿轮旋转时主要以轴向进风为主、齿面进风为辅, 出风则主要通过齿面, 轴向出风为辅。径

向+轴向挡风罩及径向+2轴向挡风罩均减小了吸入轮齿的空气量, 降低了流场的速度, 从而明显减小了风阻力矩。

由上述分析可知, 径向+轴向挡风罩和径向+2轴向挡风罩结构的风阻功率损失显著优于其他挡风罩结构, 两者的功率损失效果相近。考虑挡风罩成本及装配难度, 后续以径向+轴向挡风罩结构为基础, 对主动轮径向及轴向间隙进行研究, 进一步确定主动轮最优挡风罩配置。详细仿真算例如表3所示。

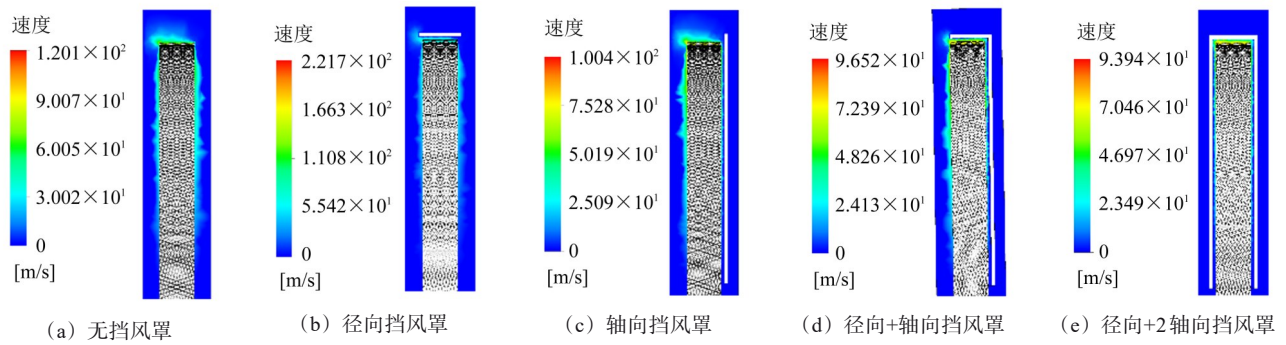


图8 主动轮 Y-Z 剖面速度云图

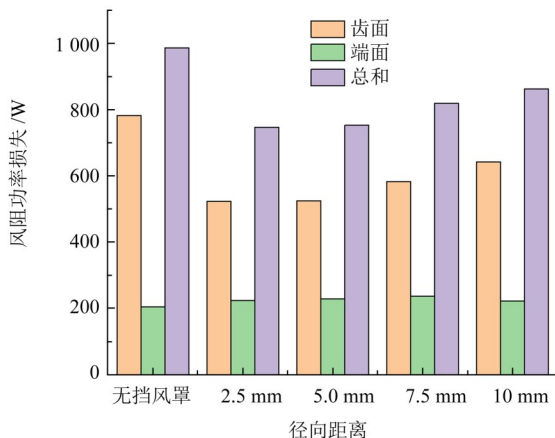
Fig. 8 Velocity nephogram of the Y-Z section for the driving wheel

表3 不同挡风罩间隙仿真算例

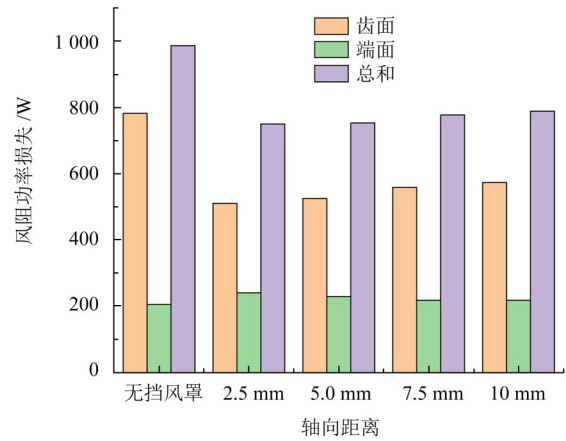
Tab. 3 Simulation cases of different baffle clearances

名称	序号	径向间隙/mm	轴向间隙/mm
不同径向挡风罩间隙	1	无挡风罩	无挡风罩
	2	10	5
	3	7.5	5
	4	5	5
	5	2.5	5
不同轴向挡风罩间隙	6	低风阻间隙	10
	7		7.5
	8		5
	9		2.5

图9所示为不同配置挡风罩下主动轮的风阻功率损失。当轴向挡风罩间隙不变而径向挡风罩间隙减小[图9(a)]时, 齿面风阻功率损失减小, 端面风阻功率损失则没有明显变化。径向间隙为2.5 mm时, 挡风罩的总风阻功率损失较径向间隙为10 mm时降低了12.9%; 5 mm和2.5 mm时的风阻功率损失基本相同, 考虑装配精度, 选取径向挡风罩间隙5 mm为低风阻间隙进行后续研究。在径向挡风罩间隙为5 mm时, 随着轴向挡风罩间隙从10 mm减小到2.5 mm, 齿面风阻功率损失略有减小[图9(b)], 端面风阻功率损失略有增大; 2.5 mm和5 mm的效果近似, 考虑装配精度, 选取最优轴向间隙为5 mm。



(a) 径向挡风罩间隙减小(轴向固定5 mm)



(b) 轴向挡风罩间隙减小(径向固定5 mm)

图9 不同配置挡风罩主动轮风阻功率损失

Fig. 9 Windage power loss for the driving wheel with different windshield configurations

综上所述, 在单主动轮的情况下, 最优挡风罩结构为径向+轴向, 最优配置为径向间隙5 mm、轴向间隙5 mm; 与无挡风罩相比, 其风阻功率损失减小23.7%。径向挡风罩间隙对齿轮风阻功率损失的影响较大, 轴向挡风罩间隙对风阻功率损失影响较小; 轴向挡风罩的作用主要为与径向挡风罩配合, 从而减小轮齿间的空气吸入量。

考虑到挡风罩结构的设计及安装, 从动轮挡风罩采用与主动轮相同的固定5 mm轴向间隙, 讨论从动轮挡风罩不同径向间隙对齿轮副风阻功率损失的影响, 详细仿真算例及结果分别如表4与表5所示。

图10为不同从动轮径向挡风罩间隙 X-Y 剖面齿轮副啮合区湍流动能云图。添加挡风罩可以改变啮合区域湍流动能的分布, 并减小系统中湍流动能的最大值; 然而, 过小的挡风罩间隙可能影响系统中涡流的相互作用, 如图10(e)所示; 随着从动轮径向挡风罩间隙减小, 主动轮齿面风阻功率损失持续减小, 从动轮风阻功率损失先减小后增大, 主动轮和从动轮端面风阻功率损失基本无变化。所以, 在设计齿轮副挡风罩时, 间隙并非越小越好。

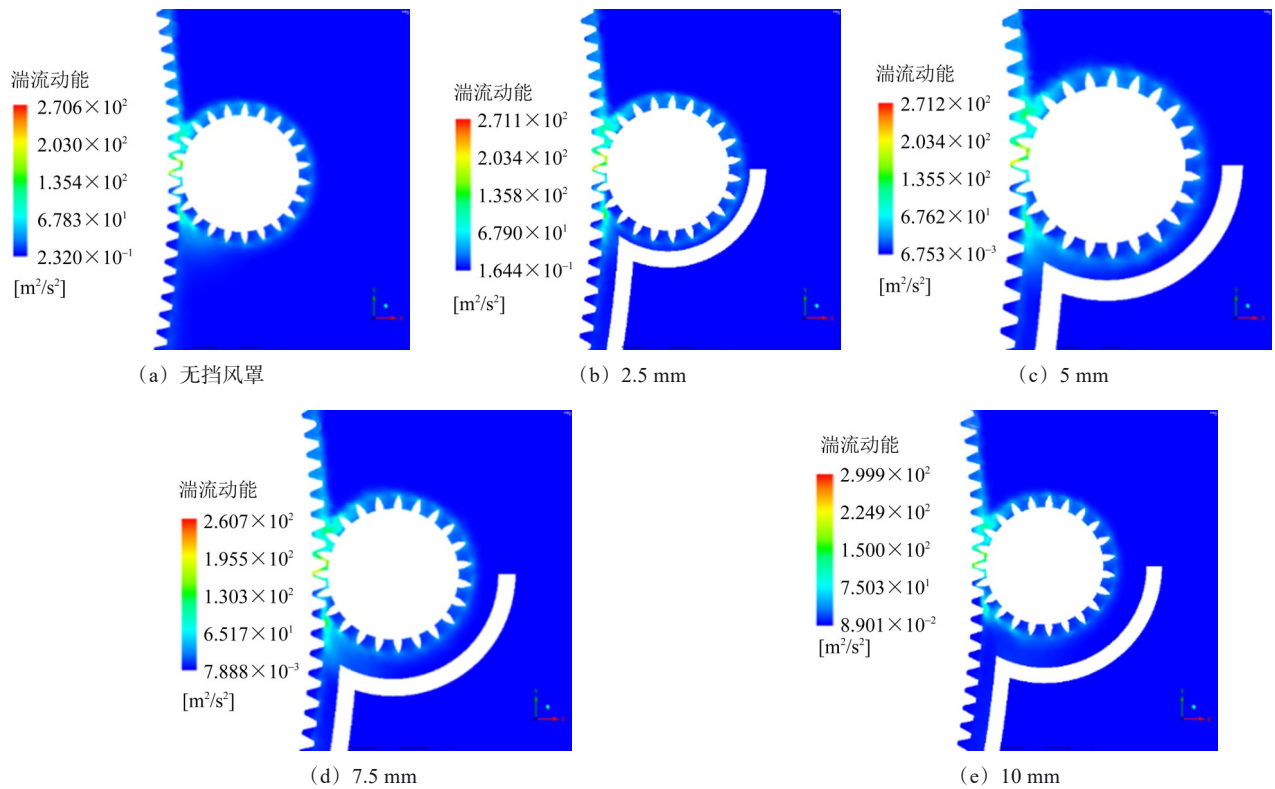


图10 啮合区X-Y剖面湍流动能云图

Fig. 10 Turbulent kinetic energy nephogram of the X-Y section in the meshing area

表4 从动轮不同径向挡风罩间隙仿真算例

Tab. 4 Simulation cases of the different radial windshield clearances for the driven wheel

序号	主动轮径向间隙/mm	主动轮轴向间隙/mm	从动轮径向间隙/mm	从动轮轴向间隙/mm
1	无挡风罩	无挡风罩	无挡风罩	无挡风罩
2	5	5	2.5	5
3	5	5	5	5
4	5	5	7.5	5
5	5	5	10	5

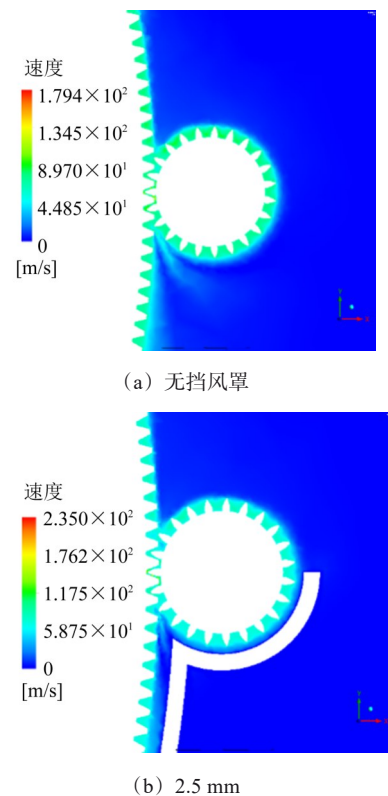
表5 不同算例风阻功率损失

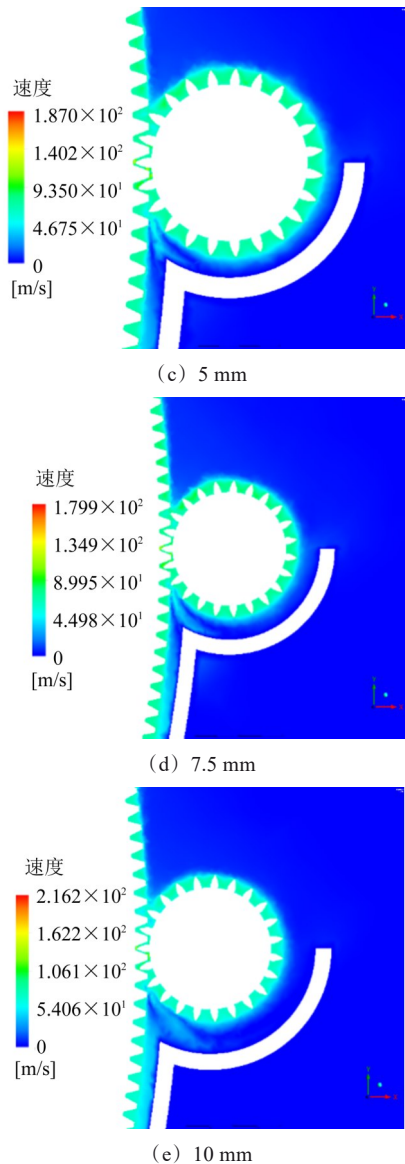
Tab. 5 Windage power loss of different cases

算例序号	从动轮齿面风阻功率损失/W	从动轮端面风阻功率损失/W	主动轮齿面风阻功率损失/W	主动轮端面风阻功率损失/W	总风阻功率损失/W
1	1 897.7	2.1	845.9	242.9	2 988.6
2	1 630.0	1.5	730.3	222.6	2 584.4
3	1 590.3	0.8	753.6	223.2	2 567.9
4	1 570.8	1.5	761.2	223.8	2 557.3
5	1 830.2	2.4	763.3	220.7	2 816.6

图11为从动轮不同径向挡风罩间隙下X-Y剖面齿轮副啮合区速度分布云图。加装挡风罩后，挡风罩与

齿轮间速度峰值变大；径向距离由10 mm至2.5 mm变化时，速度峰值先减小后增大，且在2.5 mm达到极大值，但高速流场分布区域减小。高速流场区域总分布在挡风罩与齿轮间隙较大的一侧。



图 11 啮合区 X - Y 剖面速度云图Fig. 11 Velocity nephogram of the X - Y section in the meshing area

4 结论

通过仿真分析, 得出以下结论:

1) 对于圆柱斜齿轮, 在齿轮径向及进风轴向添加挡风罩, 可以有效地减小风阻功率损失, 且间隙越小, 优化效果越明显。但当间隙缩小到某一距离时, 再缩小间隙几乎不再优化风阻功率损失。径向 5 mm+轴向 5 mm 挡风罩可以减小圆柱斜齿轮 23.7% 的风阻功率损失。

2) 根据圆柱斜齿轮旋转流场速度云图可知, 圆柱斜齿轮旋转时以轴向进风为主、齿面进风为辅, 出风以齿面出风为主、轴向出风为辅。

3) 在圆柱斜齿轮副啮合侧径向及进风侧轴向添加挡风罩, 可以有效减小圆柱斜齿轮副风阻功率损失。随着从动轮挡风罩径向间隙的减小, 齿轮副总风阻功

率损失先减小后增大, 啮合区平均湍流动能先减小后增大。最优挡风罩可以减小齿轮副 14.8% 的风阻功率损失。

4) 与单一圆柱斜齿轮不同, 圆柱斜齿轮副并不遵循“挡风罩间隙越小, 风阻功率损失越小”的特性。因啮合区流场分布较为复杂, 过小的挡风罩间隙可能对流场的分布造成较大的影响, 从而对风阻功率损失的减小起到一定的负面作用, 具体影响仍需进一步研究。

参 考 文 献

- [1] DING H, LI H P, SHAO W, et al. Prediction and control for local bearing contact-based collaborative grinding of non-orthogonal aerospace spiral bevel gears [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 160: 107841.
- [2] SEETHARAMAN S. An investigation of load-independent power losses of gear systems [D]. Columbus: The Ohio State University, 2009: 75-77.
- [3] 张红, 黄波, 丁铁群, 等. 基于 CFD 的负压下高速齿轮箱喷油润滑分析 [J]. *机械传动*, 2024, 48(5): 16-23.
ZHANG Hong, HUANG Bo, DING Yiqun, et al. Analysis of high speed gearbox oil injection lubrication under negative pressure based on the CFD [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2024, 48(5): 16-23.
- [4] 王琳, 展业青, 刘露露. 高速人字齿轮副喷油润滑分析 [J]. *机械科学与技术*, 2019, 38(11): 1641-1646.
WANG Lin, ZHAN Yeqing, LIU Lulu. Study on spray lubrication of high-speed double helical gear pairs [J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2019, 38(11): 1641-1646.
- [5] 傅秀清, 柳伟, 费秀国, 等. 高速齿轮箱传动效率理论计算与实验研究 [J]. *机械设计与制造工程*, 2018, 47(12): 83-86.
FU Xiuqing, LIU Wei, FEI Xiuguo, et al. Theoretical calculation and experimental study on the transmission efficiency of high-speed gearbox [J]. *Machine Design and Manufacturing Engineering*, 2018, 47(12): 83-86.
- [6] DAWSON P H. Windage loss in larger high-speed gears [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Power and Process Engineering*, 1984, 198(1): 51-59.
- [7] MARCHESSE Y, CHANGENET C, VILLE F, et al. Investigations on CFD simulations for predicting windage power losses in spur gears [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2011, 133(2): 024501.
- [8] 贾清健, 赵宁. 高速圆柱直齿轮风阻功率损失参数研究 [J]. *机械传动*, 2012, 36(10): 20-24.
JIA Qingjian, ZHAO Ning. Research on windage power loss in high speed spur gear [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2012, 36(10): 20-24.
- [9] 吴鲁纪, 杨林杰, 李俞峰, 等. 高速轻载齿轮箱功率损失分析 [J].

- 机械传动,2014,38(5):118-120.
- WU Luji, YANG Linjie, LI Yufeng, et al. Analysis of power loss of high-speed gearbox with light load [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2014, 38(5): 118-120.
- [10] 梁作斌, 杜佳佳, 郭梅. 齿轮风阻损失仿真及其实际应用[J]. 航空动力学报, 2017, 32(6): 1419-1424.
- LIANG Zuobin, DU Jiajia, GUO Mei. Simulation of gear windage losses and its application[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(6): 1419-1424.
- [11] 赵宁, 贾清健. 基于CFD的面齿轮风阻功率损失研究[J]. 机械传动, 2012, 36(9): 4-7.
- ZHAO Ning, JIA Qingjian. Windage power loss of face gear base on CFD simulation[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012, 36(9): 4-7.
- [12] 莫帅, 党合玉, 邹振兴, 等. 高速弧齿圆柱齿轮风阻功率损失研究[J]. 机械传动, 2021, 45(4): 1-6.
- MO Shuai, DANG Heyu, ZOU Zhenxing, et al. Research on windage power loss of high-speed arc tooth cylindrical gear[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2021, 45(4): 1-6.
- [13] 刘瑞锐. 高速星型人字齿轮系统风阻分析及喷油润滑仿真[D]. 重庆: 重庆大学, 2021: 9-10.
- LIU Ruirui. Windage analysis and oil jet lubrication simulation of high speed double helicalstar gear system [D]. Chongqing: Chongqing University, 2021: 9-10.
- [14] 彭钱磊, 桂良进, 范子杰. 基于齿面移动法的齿轮飞溅润滑性能数值分析与验证[J]. 农业工程学报, 2015, 31(10): 51-56.
- PENG Qianlei, GUI Liangjin, FAN Zijie. Gear splash lubrication numerical simulation and validation based on teeth-face-moving method[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(10): 51-56.

Analysis and optimisation of windage power loss of high-speed cylindrical helical gear pair

LIU Zehao¹ KANG Min¹ FEI Xiuguo² LIU Wei²

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China)

(2. Nanjing Chuangli Transmission Machinery Co., Ltd., Nanjing 211121, China)

Abstract: [Objective] To investigate the windage power loss of the driving gear in a helical cylindrical gearbox under the working conditions of 1 500-2 500 r/min without a shroud and with different shroud parameters at 2 000 r/min, the nephograms of velocity and turbulent kinetic energy inside the gearbox were analyzed. [Methods] Based on computational fluid dynamics (CFD) method, a simplified model of a high-speed helical cylindrical gearbox was established. The RNG $k-\varepsilon$ turbulence model was adopted, and the gear boundary was driven by a user-defined function (UDF) to control the rotational speed and direction of the gear pair. The dynamic mesh model was used to dynamically modify the mesh structure in the computational domain for simulating actual working conditions. [Results] The results show that the gear rotational speed has a significant impact on windage power loss. The gear shroud can effectively reduce the windage power loss of high-speed helical cylindrical gears, and the smaller the radial and axial clearances, the more remarkable the optimisation effect. However, for helical cylindrical gear pairs, excessively small clearances may aggravate the flow field motion in the meshing area, thereby increasing the windage power loss. This study provides reference for the design of shrouds in engineering applications.

Key words: Windage power loss; Cylindrical helical gear pair; Computational fluid dynamics; Windshield