

航空弧齿锥齿轮风阻损失机理与影响因素分析

李林林, 王三民, 张旭阳, 李 飞, 李志宾
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 基于计算流体力学(CFD)理论,采用剪切应力输运(SST) $k-\omega$ 湍流模型及多参考系旋转模型(MRF)技术和 Coupled 解耦算法,仿真分析了单个弧齿锥齿轮周围的气流特性及齿轮风阻损失机理,研究了齿轮转速、旋转方向及挡风罩配置对风阻功率损失的影响规律。然后利用正交试验分析方法进行数值模拟仿真分析,研究挡风罩与齿轮齿面、大端及小端之间不同间隙值时的风阻力矩,对数值仿真数据进行方差分析与拟合得到齿轮风阻功率损失与间隙值的函数关系,结果表明:挡风罩间隙值均为 1 mm 时,风阻力矩最小,降低风阻功率损失的效果最好。利用最优化分析方法给出了挡风罩与齿轮间隙值的单目标最优参考值,为进一步研究挡风罩间隙值多约束下的多目标优化提供了理论基础及研究方法,也为挡风罩的工程应用提供了参考。

关 键 词: 计算流体力学 (CFD); 弧齿锥齿轮; 风阻功率损失; 多参考系模型 (MRF); 挡风罩
中图分类号: V232.8 **文献标志码:** A

Mechanism and influencing factors analysis of windage losses from aeronautic spiral bevel gear

LI Linlin, WANG Sanmin, ZHANG Xuyang, LI Fei, LI Zhibin
(School of Mechanical Engineering,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Based on the computational fluid dynamics (CFD) theory, the airflow characteristic and the mechanism of gear windage losses around the single spiral bevel gear were simulated and analyzed using shear stress transfer (SST) $k-\omega$ turbulence model and multi-reference rotation model (MRF) technology and the Coupled decoupling algorithm. The influence of gear speed, rotation direction and shroud configuration on windage power loss was researched. Then the windage moment was studied by orthogonal experiment and numerical simulation analysis with the difference clearance value between the shroud and the tooth surface, the heel and toe of the gear. By means of variance analysis and data fitting, the functional relationship between the windage losses and the clearance value of the gear was obtained. The results showed that when the shroud clearance value was 1mm, the windage moment was the smallest, and the effect of reducing the windage power loss was the best. The optimal reference value of the clearance between the shroud and the gear was given by using the single-objective optimization analysis method, which provided the theoretical basis and research method for further studying the multi-objective optimization of the shroud clearance and also a reference for the engineering application of the wind-

收稿日期:2020-12-08

作者简介:李林林(1985—),女,博士生,主要从事弧齿锥齿轮动力学及效率研究。

引用格式:李林林,王三民,张旭阳,等. 航空弧齿锥齿轮风阻损失机理与影响因素分析[J]. 航空动力学报,2021,36(11):2447-2457.

LI Linlin, WANG Sanmin, ZHANG Xuyang, et al. Mechanism and influencing factors analysis of windage losses from aeronautic spiral bevel gear[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(11):2447-2457.

shield.

Key words: computational fluid dynamics (CFD); spiral bevel gear; windage power loss; multiple reference frame (MRF); shroud

弧齿锥齿轮由于具有高承载能力、质量轻、传动平稳及润滑性好等优点被广泛应用于航空、汽车、船舶等高速齿轮传动系统中。齿轮传动系统中齿轮的热功率损失主要包括与载荷相关的啮合损失,和与载荷无关的风阻损失、搅油损失和挤压损失^[1]。其中与载荷无关的损失也叫黏性损失,其主要是与多种因素引起的流体动力学行为有关,齿轮风阻和搅油损失是由于齿面和侧面上的油/空气的拖拽和输送引起的,而挤压损失是由于齿轮啮合过程中流体对轮齿的挤压和碰撞引起的。当齿轮线速度大于45 m/s时^[2],齿轮旋转搅动空气剧烈运动,由空气动力学行为引起的功率损失必须引起足够的重视。

针对齿轮风阻功率损失,国内外学者已做了较多的试验研究、理论分析和数值仿真等。Anderson和Loewenthal^[3]建立了估算一对直齿轮副的风阻功率损失计算公式,并试验考虑了齿轮结构尺寸、工作条件和流体特性等影响因素,但是齿轮的线速度最高为40 m/s;Dawson^[4]对自由空气中直齿轮的风阻损失进行了一系列试验研究,通过烟雾试验观察齿轮周围的空气流动形式,并指出齿轮就像离心风机的叶片一样,空气被轴向吸入齿轮,然后在齿面切向和径向被甩出,同时还发现挡风罩可以降低风阻,但取决于挡风罩的几何特征及其与齿轮间隙值,最后总结得到了计算直齿轮风阻损失的计算公式;Winfree^[5]创建了安装挡风罩的弧齿锥齿轮测试台,测量了8种不同挡风罩配置时的风阻效应,以量化和最小化单个齿轮的风阻功率损耗,并为挡风罩的设计提供基本设计准则;Johnson等^[6]试验研究了非啮合弧齿锥齿轮在空气单相流中不同工况下的风阻损耗,表明挡风罩可以减少风阻功耗约70%,并指出螺旋锥齿轮的特性在许多方面类似于离心风机。

由于计算流体动力学数值模拟技术的不断成熟,其已经发展成为用来描述风阻现象中流体特性的有效工具。Farrall等^[7]用CFD分析了安装挡风罩的弧齿锥齿轮周围的空气流场,并研究表明齿轮齿面、大小端面与挡风罩的间隙值有最优值,超过或小于最优值风阻都会增加;Rapley等^[8-9]利用CFD分析研究了不同几何形状特征的挡风罩

对弧齿锥齿轮单相流体的影响;Webb等^[10]利用CFD仿真分析有挡风罩的单个齿轮在单相流中的风阻损耗,指出随着齿数的增加,无量纲扭矩系数降低。随后又采用离散粒子模型方法研究了齿间油雾现象,表明油膜的存在^[11];贾清健、赵宁、梁作斌等^[12-14]运用旋转周期边界模型分别对直齿轮、面齿轮和锥齿轮进行了风阻模拟。鲍和云等^[15]运用MRF模型研究了人字齿行星齿轮系统风阻功率损失机理及影响因素,未研究挡风罩的作用。Zhu等^[16]研究了弧齿锥齿轮风阻功率损失的影响因素,但是没有量化挡风罩间隙值对风阻的影响大小,同时未考虑间隙值的交互作用即未考虑挡风罩的结构形状对风阻功率的影响。

综上所述,相关研究表明挡风罩对减少风阻有很大作用,可以减少风阻损失高达70%以上。但目前针对挡风罩对弧齿锥齿轮的风阻影响规律研究不够全面深入。故本文基于CFD数值分析方法,采用SST $k-\omega$ 湍流模型及多参考系旋转模型(MRF)技术,并使用绝对速度形式(AVF)控制方程和Coupled解耦算法求解,从弧齿锥齿轮风阻功率损失产生的机理出发,研究影响齿轮风阻损失的因素,根据数值仿真结果拟合风阻功率损失与影响因素间定量关系,如齿轮风阻与转速间关系;接着研究挡风罩减少风阻功率损失的机理,并采用正交试验及方差分析方法分析挡风罩间隙及其交互作用即挡风罩结构形状对风阻的影响;然后把影响规律拟合为函数曲线,最后利用Matlab单目标优化方法给出了约束条件下的最优目标值,获得弧齿锥齿轮风阻功率损失最小时的挡风罩配置。

1 数值分析基本方程

1.1 控制方程

本文采用MRF模型研究齿轮旋转运动对齿轮箱体内整个流场的影响,挡风罩将齿轮与箱体之间的流体计算区域分割为挡风罩与齿轮之间的相对运动区域和挡风罩与箱体之间的静止区域,由于整个计算域内相对运动区域所占比例小于固定区域,故采用AVF的控制方程求解流场。AVF形式的控制方程如下:

1) 连续性方程

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

2) 动量守恒方程

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{W} \mathbf{V}) + \rho (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + S_m \tag{2}$$

其中黏性应力项(τ)使用绝对速度导数,即

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left[\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{V}) \mathbf{I} \right] \tag{3}$$

流体速度三角形为

$$\mathbf{V} = \mathbf{U} + \mathbf{W}, \quad \mathbf{U} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} \tag{4}$$

式中 ρ 为流体微元密度; t 为时间; $\mathbf{W}$ 、 $\mathbf{V}$ 分别为流体质点的相对速度和绝对速度矢量; $\boldsymbol{\omega}$ 、 $\mathbf{r}$ 分别为运动参考系相对于静止参考系的旋转角速度和半径; ∇ 为散度; p 为压强; μ 为流体动力黏度; S_m 为外部体积力。

1.2 湍流模型方程

流场中两个重要的无量纲数:雷诺数和马赫数是影响流体运动的主要参数。

1) 雷诺数表达式为

$$Re = \frac{\rho v l}{\mu} \tag{5}$$

式中 ρ 、 v 、 l 、 μ 分别为流体密度、流体流速、特征长度及动力黏度。

雷诺数是惯性力与黏性力之比,其大小表示了黏性力对流动的影响程度,用来表征流体的流态。雷诺数越大则说明黏性力影响越小。航空高速发动机齿轮转速高达每分钟数万转,当齿轮高速旋转搅动其周围的空气流场运动时,流体雷诺数能达到 10^6 数量级。由于齿轮几何结构形状复杂,故在高雷诺数下旋转时很容易出现较强的紊流流态。

2) 马赫数表达式为

$$Ma = \frac{v}{a} \tag{6}$$

式中 v 、 a 分别为流体流速和当地声速。

齿轮周围的流体最大速度与齿轮的线速度相当,按 15 ℃空气声速 340 m/s 计算齿轮周围流体的 $Ma < 0.3$,因此齿轮周围的空气流体可以被看作黏性亚声速不可压缩流体。针对齿轮箱内空气流场计算区域,选用基于涡黏性假设的二方程模式 SST $k-\omega$ 湍流模型,其是由标准 $k-\epsilon$ 模型结合 Wilcox $k-\omega$ 模型改进得到的^[17]。SST $k-\omega$ 湍流模型保留了 Wilcox $k-\omega$ 模型在近壁区及 $k-\epsilon$ 模型在

自由剪切层中各自的优势。

2 弧齿锥齿轮风阻计算模型

2.1 CFD 计算模型

弧齿锥齿轮基本参数如表 1 所示。

表 1 弧齿锥齿轮基本参数
Table 1 Basic parameters of spiral bevel gear

参数	主动轮	从动轮
齿数 z	30	76
转速 $n/(r/min)$	20 000	7 626
大端模数 m_t/mm		3.85
压力角 $\alpha_n/(^\circ)$		20
螺旋角 $\beta/(^\circ)$		30
齿宽 B/mm		38.5
轴交角 $\sigma/(^\circ)$		69.77
旋向		右

航空发动机高速齿轮箱结构复杂,为避免箱体内其他零件的干扰,计算研究弧齿锥齿轮在封闭齿轮箱中的风阻损失及其影响因素。仿真时隔离出单个弧齿锥齿轮并分析其在空气流中自由旋转时的风阻功率损耗。对齿轮周围空气流场进行仿真,采用与实际弧齿锥齿轮箱外形结构相似的带锥面圆柱形封闭式边界。忽略轴承、固定件等结构,在 UG(Unigraphics)中采用自顶向下的方法进行参数化建模。同时把挡风罩与齿轮齿面及大小端间隙值也作为可变参数进行建模,这样可以减少大量建模时间成本。齿轮简化三维模型如图 1 所示。

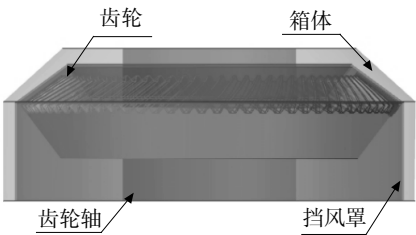


图 1 弧齿锥齿轮简化三维模型
Fig.1 Simplified three-dimensional model of spiral bevel gear

2.2 流场计算域离散

由于螺旋锥齿轮齿形复杂,齿面处流体变形大。为了方便流场网格重构及使网格更好地适应几何形状,基于有限体积法对初始模型进行非结

构化四面体单元网格离散,获得流体动力学分析模型。在ANSYS-ICEM CFD软件中划分网格,为了防止网格过于密集而增加计算量,或者避免网格过于稀疏而降低精度,对齿面、大小端面及齿轮轴表面附近的网格进行局部加密优化。为了提高仿真结果的精度和可靠性,对计算模型进行网格无关性和收敛性验证,表明单个计算模型整个流体域的网格数量在500万左右,节点总数为80万左右,当计算超过300次迭代时模型都能达到收敛标准。

2.3 边界条件及求解设置

根据MRF模型要求及实际物理意义对CFD模型施加边界条件,把整个计算域分为运动流体计算域和静止流体计算域,内外流场之间靠interface界面连接,如图2所示。其中挡风罩与齿轮及齿轮轴之间区域为旋转流体域,设置为参考系运动,其转速为1 000~15 000r/min;挡风罩与箱体之间区域为静止流体域,设置为静止无运动。齿轮齿面、齿轮大小端面及齿轮轴孔面为无滑移旋转壁面边界条件,运动参考系为相对于邻近的单元域;挡风罩和箱体内表面为无滑移静止壁面,运动方式选择为绝对,旋转速度设为零。所有壁面均定义为绝热且不考虑加工表面粗糙度对数值仿真结果的影响。

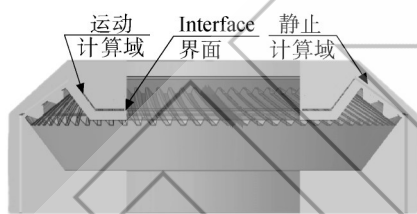


图2 齿轮箱流体域模型

Fig.2 Fluid field model of gearbox

采用SST $k-\omega$ 湍流模型求解连续方程和动量方程;选择MRF冻结转子模型描述旋转齿轮周围的流体流动;为提高收敛性,采用Coupled算法作为压力-速度耦合算法;由于航空齿轮的高速旋转特点,选用PRESTO压力离散格式,动量方程离散格式选择2阶迎风格式,湍动能和耗散率选用1阶迎风格式。

3 弧齿锥齿轮风阻损失机理分析

3.1 齿轮风阻损失机理

齿轮风阻功率损失主要是由于齿轮旋转带动周围流体高速流动,流体受到齿轮吸力面和压力

面压差作用,压差将产生与齿轮旋转方向相反的力矩,此时为了使齿轮能恒速转动,必须消耗一定量的功率,这是齿轮工作中表现出的大部分风阻损失。此外还有一小部分齿轮风阻损失是由于流体和齿轮表面间的黏性力作用引起的,此黏性力和压差力一样也会引起反向力矩,从而消耗系统功率。齿轮风阻不仅降低系统传动效率,还会将动能转化为热能,从而使齿轮箱温升过高,最终导致传动系统综合性能下降。

齿轮在空气中高速旋转时,轮齿推动和拖拽其表面的空气从而形成较强的空气旋涡。图3所示为齿轮轮齿周围空气流场的速度矢量图,由图可知在MRF模型下空气的流动方向与齿轮旋转方向相反,速度大小即为流体速度三角形中的相对速度值。

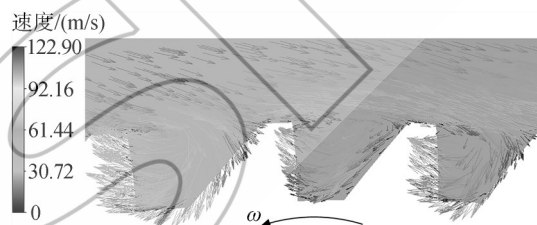


图3 齿轮周围流体速度矢量图

Fig.3 Velocity vector diagram of fluid around gear

分析图3可知,齿轮旋转时搅动其周围的空气使气流在其齿顶处发生分离,一部分流体不改变方向从齿顶上方流过,另一部分从靠近齿顶位置被吸入齿间的空隙,并在齿槽中形成涡流。空气流体碰撞的齿面即表现为压力面如图4所示,出现局部高压;则背风面表现为吸力面如图5所示,出现局部低压,从而导致两齿面存在压力差并形成压差力矩,方向与齿轮旋转方向相反。

对于弧齿锥齿轮的风阻功率损失,分为齿面功率损失和大、小端面功率损失。如图6所示为不同转速下齿轮大小端面力矩之和与齿面风阻力

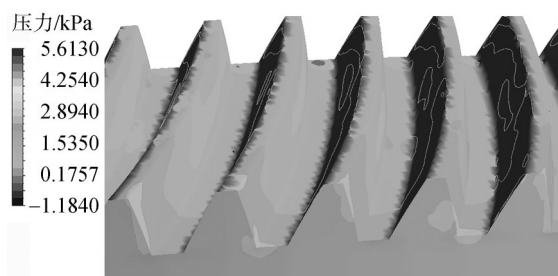


图4 压力面示意图

Fig.4 Schematic diagram of pressure surface

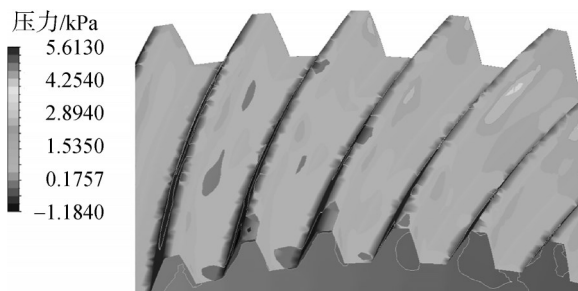


图 5 吸力面示意图

Fig.5 Schematic diagram of suction surface

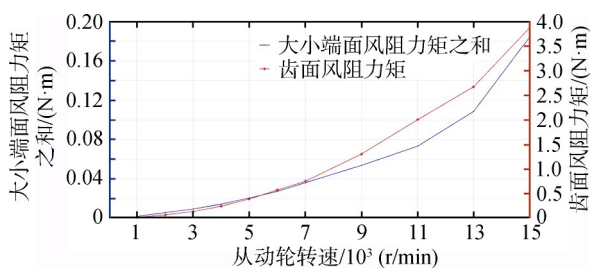


图 6 不同转速下齿轮端面及齿面风阻力矩值

Fig.6 Windage torque value of gear end face and tooth face with different speeds

矩值,由图可知齿轮大、小端面力矩值比齿面力矩值小一个数量级,即齿轮风阻功率损失主要在齿面。

3.2 风阻功率损失计算

利用 ANSYS Fluent 16.0 对 CFD 数值模型进行大量模拟分析计算,得到计算域中完整的流场压力分布和速度分布。然后在后处理软件 CFD-Post 中分别定义齿轮齿面风阻力矩(T_{wf})、大端面风阻力矩(T_{wt})、小端面风阻力矩(T_{wh})和齿轮轴面(T_{ws})风阻力矩函数并提取各特征面的风阻力矩值,得到齿轮风阻功率计算公式如下:

$$P_{wf} = P_{wf} + P_{wt} + P_{wh} + P_{ws} = (T_{wf} + T_{wt} + T_{wh} + T_{ws})n\pi/30 \quad (7)$$

式中 P_{wf} 、 P_{wt} 、 P_{wh} 、 P_{ws} 分别为齿面、大端面、小端面 and 齿轮轴面的风阻功率(W); n 为齿轮转速(r/min)。

4 风阻损失主要影响因素分析

4.1 齿轮转速对风阻损失的影响

为了直观清晰地分析齿轮风阻功率损失的变化规律,选择锥齿轮表面作为参考平面。齿轮旋转速度设定为 1 000~15 000 r/min,从小端往大端方向看齿轮顺时针旋转。根据齿轮风阻功率损失计算公式,把静压力值作为测量风阻功率损失的重要指标。结果表明锥齿轮的最大静压力值分

布在轮齿齿面大端周围,并且随着转速升高,静压力值逐步增大。

为了进一步研究齿轮风阻功率损失随转速的变化规律,在后处理软件中提取风阻力矩值,把压差力矩和黏性力矩随转速变化趋势绘制在同一张图上,如图 7 所示。

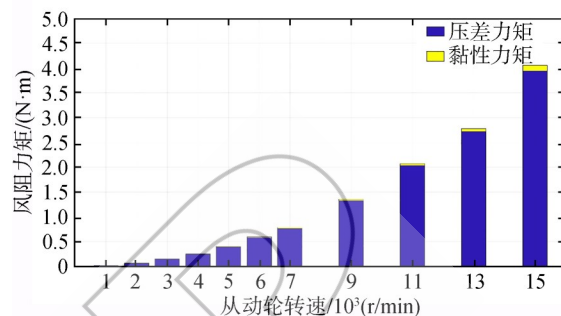


图 7 力矩值随转速变化图

Fig.7 Variation diagram of moment value with speeds

当齿轮旋转时带动周围空气流动,流体的惯性和黏性对总功率损耗的贡献分别表现为压差力矩和黏性力矩。由图 7 可知压差效应是整个风阻功率损失的主要贡献,并且随着转速增高,流场速度增加,雷诺数增大,湍流更加剧烈,流体对齿轮作用力愈强烈,压差力矩和黏性力矩越大。而且随着转速增大,齿面压差风阻损失占总风阻损失的比例逐渐由 93% 增大到 97%。根据风阻力矩值,利用式(7)计算齿轮风阻功率损失值,如图 8 所示,由图可知随着转速增大,齿轮风阻力矩和齿轮功率损失都不断增加,当转速超过 8 000 r/min (线速度约为 120 m/s) 时,即当大端切线速度相当高时,总力矩增加幅度变大,风阻现象变得更加明显和严峻。

用 Matlab 软件对风阻功率损失值进行曲线拟合,得到如图 9 所示风阻功率损失随齿轮转速

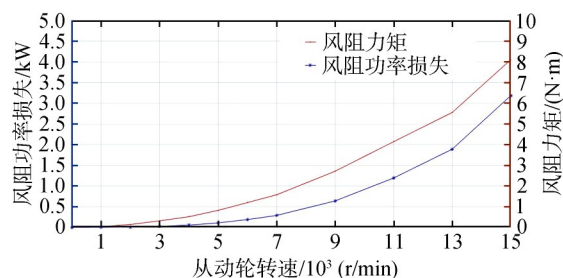


图 8 齿轮风阻力矩及功率损失随转速变化曲线

Fig.8 Variation curves of gear windage torque and power loss with speeds

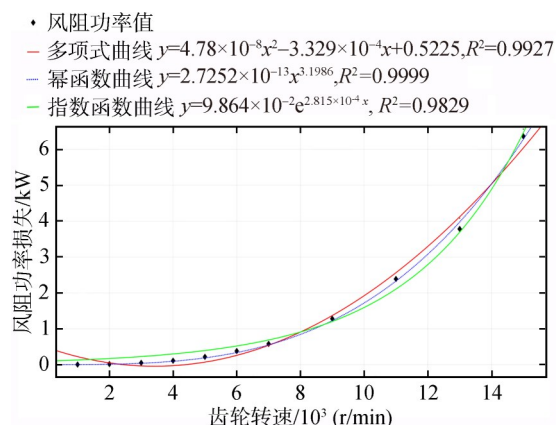


图9 齿轮风阻功率损失随转速变化拟合曲线

Fig.9 Variation fitting curves of gear windage power loss with speed

变化的3种拟合曲线。由图可知,相对而言幂函数的拟合度最好,最能反映风阻功率损失值与转速的相对关系。幂函数拟合函数表达式为

$$P = 2.7252 \times 10^{-13} n^{3.1986} \quad (8)$$

通过曲线拟合得到了弧齿锥齿轮风阻功率损失值与齿轮转速的3.1986次方成正比,此结论与目前研究得到的经验公式和试验规律一致。

4.2 齿轮旋转方向对流场及风阻损失的影响

本节研究安装挡风罩及不安装挡风罩两种情况下,从动轮顺时针及逆时针旋转时对其周围气流及风阻功率损失的影响,其中顺时针旋转同文中第4.1节内容。

逆时针旋转时的计算结果如图10,由图可知齿轮逆时针旋转时风阻力矩及风阻功率损失值都随转速增大而不断升高。同时考虑安装挡风罩时,齿轮正反转对风阻的影响,把以上4种情况下的风阻力矩无量纲处理后得到图11所示结果。由图11可知4种情况变化趋势一致,特别注意的

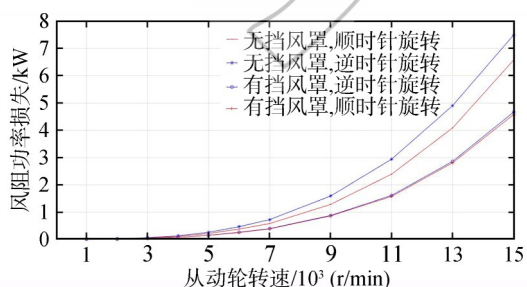


图10 从动轮正反转及有无挡风罩时,风阻功率损失随转速变化趋势

Fig.10 Variation of windage power loss of driven gear with speed, anticlockwise or clockwise, shroud or unshroud

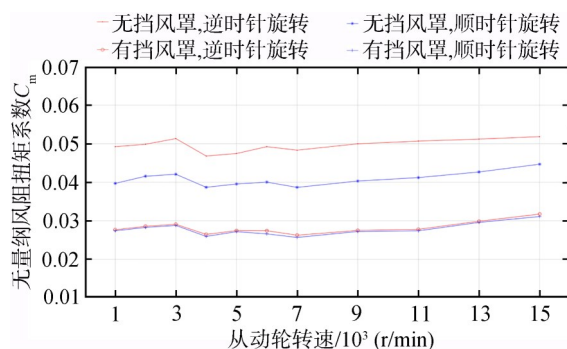


图11 从动轮正反转及有无挡风罩时,无量纲扭矩系数随转速变化

Fig.11 Variation of non-dimensional torque coefficient of driven gear with speed, anticlockwise or clockwise, shroud or unshroud

是3000 r/min时风阻力矩较大,这和诺丁汉大学Rapley、Johnson等的试验结果一致。对比可得无挡风罩时风阻力矩明显高于有挡风罩情况,而且无挡风罩时逆时针旋转风阻力矩比顺时针高,约22%,有挡风罩时顺时针与逆时针相差较小,约在5%之内。

考虑到齿轮箱内的齿轮,特别是带挡风罩的齿轮和离心风机或泵之间在物理几何形状、性能特征和经验设计上都有相似之处。为了进一步理解齿轮旋转方向对流场的影响规律,本文结合离心风机或泵的叶轮叶片性能解释齿轮正反转风阻现象。离心风机或泵进口安装角 β_1 的大小决定了叶片的进口方向,是保证流体径向进入叶片间流道的关键因素;出口安装角 β_2 的大小决定了风机或泵的理论扬程,是表示叶片出口方向与叶轮旋转方向关系的因素^[18]。如图12所示,根据 β_2 的大小分为后向叶型($\beta_2 < 90^\circ$)、前向叶型($\beta_2 > 90^\circ$)和径向叶型($\beta_2 = 90^\circ$)。

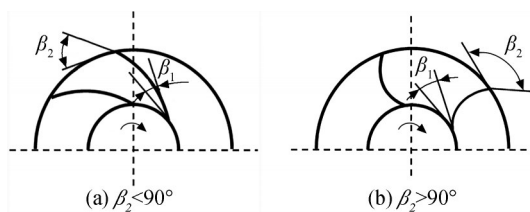


图12 叶轮叶型与安装角

Fig.12 Impeller blade types and installation angles

当逆时针旋转时,本文齿轮的螺旋齿与后向(BC)风机或泵的叶轮叶片类似,即每个齿的前缘和后缘都偏离转动方向。当齿轮顺时针转动时,齿轮齿的前缘和后缘均向旋转方向倾斜,后缘的

这种倾斜方向与前向(FC)风机或泵的叶轮方向一致,但是,轮齿的前缘与典型的FC风机或泵的叶轮叶片前缘相反的方向上倾斜,前缘这种倾斜方向总是远离旋转方向,目的是最大程度地减少流动通道的分离。流体在叶片进出口处的速度分布如图13所示,其中下标数字1表示进口处位置,下标数字2表示出口处位置。当叶轮旋转时,流体一方面随叶轮旋转作圆周牵连运动,其圆周速度为 u ;另一方面又沿叶片方向做相对运动,其相对速度为 ω ,两个速度矢量和为绝对速度 v ,其中速度 v 和 u 之间的夹角是叶片工作角。

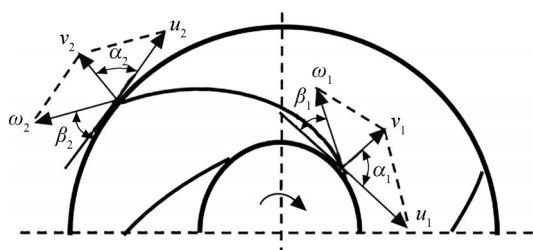


图 13 叶片进口和出口处的流体速度矢量图

Fig.13 Fluid velocity vector diagram at blade inlet and outlet

离心风机与泵内所有流体经叶片入口到出口的运动都与上述速度类似,将所有流体质点的速度共同绘制在同一张速度图上,就是流体质点的速度三角形,如图14所示为前向和后向叶型叶轮内质点的速度三角形。其中绝对速度 v 分解为与流量有关的径向分速 v_r 和与压头相关的切向分速 v_u 。速度三角形清楚地表达了流体在叶轮流道内的流动情况,又是决定泵或风机的扬程、全压、流量、功率及效率等性能指标的重要因素,类似地流体在齿轮周围的流动也遵循上述速度三角形关系,因此可参考离心风机或泵的工作原理研究齿轮风阻。

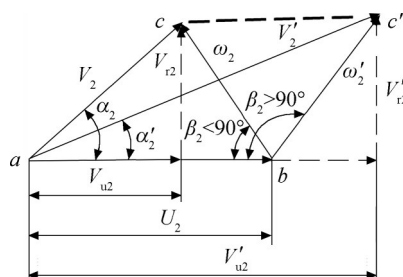


图 14 任意流体质点在叶轮中运动的速度三角形

Fig.14 Velocity triangle of any fluid particle moving in the impeller

4.3 挡风罩对风阻损失的影响

根据现有文献及试验研究结果表明当齿轮线速度超过50 m/s后就需要增加挡风罩减少齿轮风阻。由文中第4.2节图11可知当安装挡风罩后齿轮风阻力矩明显减少,因此研究挡风罩配置对风阻功率损失影响有重要意义。本节主要研究挡风罩与齿轮大、小端面和齿面间隙大小对风阻的影响。

4.3.1 数值仿真试验方案设计

由于挡风罩与齿轮间隙即齿面间隙(A)、大端间隙(B)、小端间隙(C)是影响挡风罩性能的主要因素,这三种结构参数的具体意义见图15。

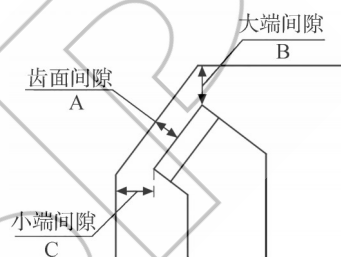


图 15 挡风罩与齿轮间隙值示意图

Fig.15 Schematic diagram of clearance value between shroud and gear

本文研究考虑挡风罩与齿轮齿面间隙、大端间隙和小端间隙值分别为1、3、5 mm和7 mm时的风阻功率损失。由于这3个结构参数在空间上是彼此相邻的,因此必须考虑它们之间的相互作用,故选择有交互作用的正交试验并采用方差分析法可以在相对较少的数值仿真试验次数中找到较准确的结果。在该试验设计中,齿轮风阻扭矩是试验指标,其值在后处理软件中提取得到;齿面间隙(A)、大端间隙(B)、小端间隙(C)是试验因素,其中A与B的交互作用记作 $A \times B$,A与C的交互作用记作 $A \times C$;各试验因素水平数定为4,因素水平如表2所示;选用标准正交表 $L_{16}(4^5)$,最终的数值仿真试验方案及在此试验方案下齿轮的风阻扭矩值如表3所示。

4.3.2 试验结果方差分析

按表3的试验方案仿真分析结果进行方差分析,在进行因素和交互作用的显著性检验时采用F检验法,方差分析结果如表4所示。

由表4中极差的大小可知各因素及其交互作用对试验结果影响程度从大到小依次为B、C、A、 $A \times C$ 、 $A \times B$,其中显著因素为B、C、A。由表4中显著因素的水平数据平均值知水平1的值最小,

表 2 因素水平表
Table 2 Factor level table

结构参数	因素水平	
齿面间隙(A)/mm	1	1
	3	2
	5	3
	7	4
大端间隙(B)/mm	1	1
	3	2
	5	3
	7	4
小端间隙(C)/mm	1	1
	3	2
	5	3
	7	4

从而得出此试验结果的优水平组合为 A₁B₁C₁。由 F 检验法可知把不显著因素 A×C、A×B 作为误差项来源计算,各显著因素及误差项的离差平

方和、方差及 F 值如表 5 所示。

由表 5 可知总离差平方和为 S=0.089,总自由度为 f=15,根据以上分析结果的优组合及 F 检验结果,运用试验数据的线性结构模型,求最优组合试验指标的点估计 $\hat{y}$,然后确定最优组合的置信区间。按试验数据结果模型可知 $\hat{y}$ 计算公式为

$$\hat{y}=\hat{\mu}+\hat{a}_1+\hat{b}_1+(\widehat{ab})_{11}+\hat{c}_1+(\widehat{ac})_{11} \quad (9)$$

其中 $\hat{\mu}=\bar{y}$ 为试验指标的平均值; $\hat{a}_1、\hat{b}_1、(\widehat{ab})_{11}、\hat{c}_1、(\widehat{ac})_{11}$ 为因素效应及交互作用效应的估计值。对比试验项可知此最优组合试验指标的点估计值即为 1 号试验的结果值,即 $y=0.35111$ 。显然该值是已做所有试验中指标值最好的试验值。

综上方差分析结果知大端间隙对风阻影响最大,小端间隙影响次之,齿面间隙影响较小;且当挡风罩与齿面、大端面、小端面及齿面与大小端面的交互作用值都为 1 mm 时风阻力矩最小,也就是说挡风罩与齿轮围成的空间体积越小,风阻功率损失值越小。

表 3 试验方案及结果表
Table 3 Experiment Scheme and result table

试验号	因素水平					仿真试验结果 风阻扭矩值/(N/m)
	A	B	A×B	C	A×C	
1	1	1	1	1	1	0.351 11
2	1	2	2	2	2	0.503 89
3	1	3	3	3	3	0.537 07
4	1	4	4	4	4	0.562 63
5	2	1	2	3	4	0.449 96
6	2	2	1	4	3	0.475 13
7	2	3	4	1	2	0.467 4
8	2	4	3	2	1	0.617 44
9	3	1	3	4	2	0.469 32
10	3	2	4	3	1	0.566 33
11	3	3	1	2	4	0.599 99
12	3	4	2	1	3	0.559 87
13	4	1	4	2	3	0.489 11
14	4	2	3	1	4	0.479 12
15	4	3	2	4	1	0.603 70
16	4	4	1	3	2	0.651 35

表 4 方差分析表

Table 4 Analysis of variance table

参数	A	B	A×B	C	A×C
y_1	0.489	0.440	0.519	0.464	0.535
y_2	0.502	0.506	0.529	0.553	0.523
y_3	0.549	0.552	0.526	0.551	0.515
y_4	0.556	0.560	0.521	0.528	0.523
R	0.067	0.158	0.010	0.088	0.019

注: y_i 为对应列第*i*水平数据平均值, R 为对应列的极差。

4.3.3 试验结果最优化分析

为了计算结果的可比性,首先对试验得到的风阻扭矩值进行无量纲化处理,扭矩无量纲系数 C_m 由下式得到:

$$C_m = T / (0.5 \rho \omega^2 R^5) \tag{10}$$

式中 T 为齿轮风阻力矩(N/m)。

采用最小二乘法拟合齿轮风阻扭矩无量纲系数与齿面间隙、大端间隙和小端间隙值的关系,假

设齿面间隙值、大端间隙值及小端间隙值变量分别为 x_1 、 x_2 、 x_3 。在 Matlab 中利用基于最小二乘法的非线性回归方法拟合函数曲线,得

多项式函数 C_m 表达式为

$$C_m = 1.103 \times 10^{-2} + 3.010 \times 10^{-4} x_1 + 1.437 \times 10^{-3} x_2 + 2.133 \times 10^{-3} x_3 + 9.705 \times 10^{-6} x_1^2 - 1.919 \times 10^{-5} x_2^2 - 2.551 \times 10^{-4} x_3^2 - 3.394 \times 10^{-5} x_1 x_2 + 7.896 \times 10^{-5} x_1 x_3 \tag{11}$$

指数函数 C_m 表达式为

$$C_m = 0.0698 \times e^{(0.0071x_1 + 0.0146x_2 + 0.0047x_3)} - 0.056 \tag{12}$$

为了更清楚地显示函数值随变量变化情况,本文在 Matlab 采用切片图来描述拟合函数的四维图形,如图 16 所示。

分别对拟合的多项式和指数函数最优化设计,根据齿轮箱体空间实际大小,本文考虑将间隙值(x_1 、 x_2 、 x_3)最大取值设定为 7 mm。本试验的最优化问题转换为以下数学问题。

表 5 F 检验分析结果表

Table 5 Analysis result table of F test

误差来源	离差平方和	自由度	方差	F 值	F 临界值 $F_\alpha(f_N, f_e)$
A	0.013	3	0.004	25.76	3.29
B	0.054	3	0.018	108.58	3.29
C	0.021	3	0.007	40.83	3.29
误差	0.001	6	0.0002		

注:取 F 检验时的显著性水平 α 为 0.1, f_N 为 N 因素的自由度值, f_e 为误差自由度值,由 F 值分布表查得 $F_{0.1}(3, 6)$ 为 3.29。

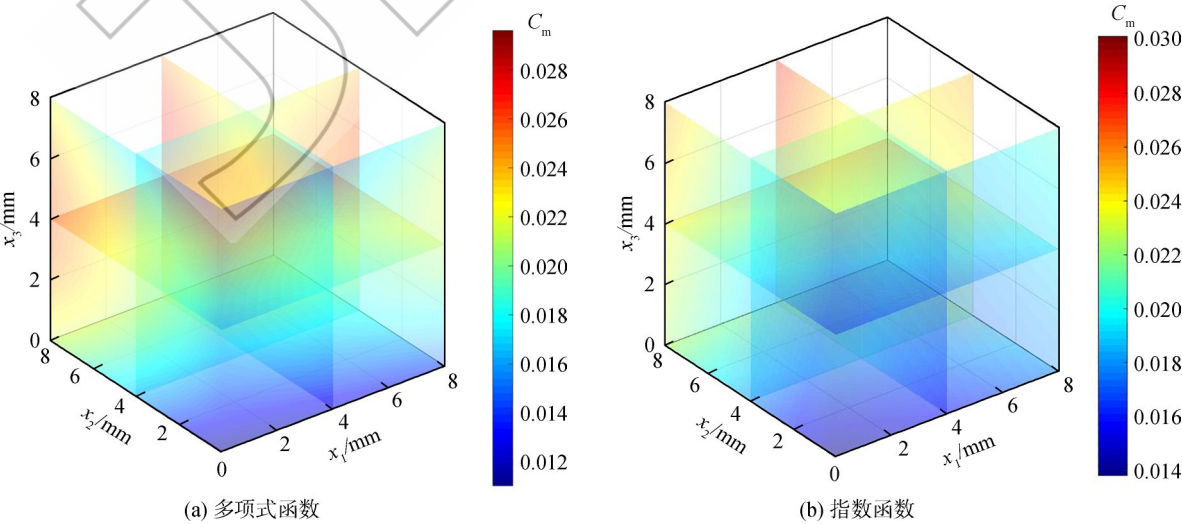


图 16 C_m 拟合函数切片图

Fig.16 Slice graph of C_m fitted function

多项式函数

$$C_m = \min f(x_1, x_2, x_3) =$$

$$1.103 \times 10^{-2} + 3.010 \times 10^{-4} x_1 +$$

$$1.437 \times 10^{-3} x_2 + 2.133 \times 10^{-3} x_3 +$$

$$9.705 \times 10^{-6} x_1^2 - 1.919 \times 10^{-5} x_2^2 -$$

$$2.551 \times 10^{-4} x_3^2 - 3.394 \times 10^{-5} x_1 x_2 +$$

$$7.896 \times 10^{-5} x_1 x_3$$

$$\text{s.t.} \begin{cases} 0 < x_1 \leq 7 \\ 0 < x_2 \leq 7 \\ 0 < x_3 \leq 7 \end{cases} \quad (13)$$

指数函数

$$C_m = \min f(x_1, x_2, x_3) =$$

$$0.0698 \times e^{(0.0071x_1 + 0.0146x_2 + 0.0047x_3)} - 0.056$$

$$\text{s.t.} \begin{cases} 0 < x_1 \leq 7 \\ 0 < x_2 \leq 7 \\ 0 < x_3 \leq 7 \end{cases} \quad (14)$$

分别求解以上最优化数学问题,得到多项式函数最优值为

$$x_1 = 7.23 \times 10^{-5}, \quad x_2 = 1.39 \times 10^{-5},$$

$$x_3 = 9.54 \times 10^{-6}$$

$$C_m = f(x_1, x_2, x_3)_{\min} = 0.01103$$

指数函数最优值为

$$x_1 = 3.54 \times 10^{-5}, \quad x_2 = 1.85 \times 10^{-5},$$

$$x_3 = 6.10 \times 10^{-5}$$

$$C_m = f(x_1, x_2, x_3)_{\min} = 0.01360$$

综上所述分析结果知当挡风罩与齿轮齿面及大小端间隙值 x_1, x_2, x_3 接近0 mm时,无量纲扭矩系数最小,即风阻功率损失最小。也就是挡风罩与齿轮间隙值越小,风阻功率损失值越小,降低风阻功率损失的效果越好。此结论与文中第4.3.2节方差分析结果一致。

根据计算流体动力学原理知,使旋转齿轮外围空间体积越小的挡风罩结构形状及挡风罩与齿轮间隙值越小,进入轮齿间的空气流量越小,流体的湍动能越小,从而引起的能量耗散越小即齿轮风阻功率损耗越小。然而如果挡风罩与齿轮间隙值过小,当齿轮转速很大时,即使挡风罩本身的刚度很大,齿轮也会将挡风罩吸至齿轮底部。同时考虑齿轮旋转过程中由于振动引起的轴心位移量、挡风罩制造安装误差量、挡风罩变形量及考虑齿轮冷却润滑时要求的润滑油量等因素影响时,结合实际使用工况条件、支撑件的刚度、齿轮传递功率、材料性能特点及现有加工制造技术并根据实践经验,此最小值为1 mm。

5 结 论

本文基于计算流体动力学理论,运用MRF旋转参考系模型对单个弧齿锥齿轮的风阻功率损失进行数值仿真与机理分析,并研究了齿轮转速、旋转方向及挡风罩对风阻功率损失的影响,最后给出了挡风罩设计时其与齿轮间隙值的最优值。通过分析得到如下结论:

1) 弧齿锥齿轮的轮齿风阻损失主要由压力力矩和黏性力矩组成,而且压力力矩远远大于黏性力矩,最大压力出现在轮齿的大端处。

2) 齿轮转速是影响风阻功率损失的重要变量,转速越高,齿轮搅动空气越剧烈,风阻损失越大,其值近似与转速的3次方成正比。

3) 齿轮正反转可改变轮齿周围气流方向及齿面最大压差位置,没有挡风罩时对风阻影响差值大约在22%之内,有挡风罩对风阻功率影响较小。

4) 安装挡风罩可显著降低齿轮风阻损失,挡风罩与齿轮间隙值(包含齿面间隙、大小端面间隙)是影响风阻损失的关键参数。大端间隙对风阻损失影响最大,小端间隙影响次之,齿面间隙影响最小,间隙越小降低风阻损失的效果越明显。

参考文献:

- [1] GORIA C, CONCLI F, STAHL K, et al. Hydraulic losses of a gearbox CFD analysis and experiments[J]. Tribology International, 2013, 66(5):337-344.
- [2] 陈士焯. 航空齿轮传动系统的“风阻”问题[J]. 航空动力学报, 1993, 8(3):303-304.
CHEN Shixuan. “Windage” for high gear systems in aviation[J]. Journal of Aerospace Power, 1993, 8(3):303-304. (in Chinese)
- [3] ANDERSON N E, LOEWENTHAL S H. Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss[J]. Journal of Mechanical Design, 1981, 103(4):151-159.
- [4] DAWSON P H. Windage loss in larger high-speed gears[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 1984, 198(1):51-59.
- [5] WINFREE D D. Reducing gear windage losses from high speed gears and applying these principles to actual running hardware[R]. ASME Paper DETC2013-13039, 2013.
- [6] JOHNSON G, SIMMONS K, FOORD C. Experimental investigation into windage power loss from a shrouded spiral bevel gear[R]. ASME Paper GT2007-27885, 2007.
- [7] FARRALL M, SIMMONS K, HIBBERD S, et al. Computational investigation of the airflow through a shrouded bevel gear[R]. Reno, US: ASME Turbo Expo, 2005.

- [8] RAPLEY S, EASTWICK C, SIMMONS K. The application of CFD to model windage power loss from a spiral bevel gear[R]. ASME Paper GT2007-27879, 2007.
- [9] RAPLEY S, EASTWICK C, SIMMONS K. Effect of variations in shroud geometry on single phase flow over a shrouded single spiral gear[R]. ASME Paper GT2008-50633, 2008.
- [10] WEBB T, EASTWICK C, MORVAN H. Parametric modelling of a spiral bevel gear using CFD[R]. ASME Paper GT2010-22632, 2010.
- [11] WEBB T, EASTWICK C, MORVAN H. CFD modelling of gear windage losses: two phase modelling using particle injections[R]. ASME Paper ESDA2010-24654, 2010.
- [12] 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. (in Chinese)
- [13] 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. Study on windage power loss of surface gear based on CFD[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012, 36(9): 4-7. (in Chinese)
- [14] 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. (in Chinese)
- [15] 鲍和云, 王春雷, 陆凤霞, 等. 基于 CFD 的 GTF 发动机风扇驱动齿轮箱行星齿轮风阻损失分析[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2020, 51(4): 971-978.
BAO Heyun, WANG Chunlei, LU Fengxia, et al. Windage losses analysis of GTF engine fan drive gearbox planetary gear based on CFD[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2020, 51(4): 971-978. (in Chinese)
- [16] ZHU X, DAI Y, MA F Y. CFD modelling and numerical simulation on windage power loss of aeronautic high-speed spiral bevel gears[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2020, 103(10): 102080.1-102080.21.
- [17] 王福军. 水泵与泵站流动分析方法[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2020: 45-60.
- [18] 吴达人. 泵与风机[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1989.

(编辑: 王碧珩)