

# 某型直升机中减速器飞溅润滑流场特性分析

姜义尧<sup>1,2</sup>, 胡小舟<sup>1,2</sup>, 孙凯<sup>1,2</sup>

(1. 中南大学 机电工程学院, 长沙 410083;

2. 中南大学 高性能复杂制造国家重点实验室, 长沙 410083)

**摘 要:** 为了分析某型直升机中减速器飞溅润滑内部流场特性,基于计算流体动力学(CFD)方法,运用流体体积(VOF)多相流模型和湍流模型,建立了包含齿轮箱体、螺旋锥齿轮和导油器等部件的中减速器飞溅润滑数值仿真模型,得到了中减速器飞溅润滑过程中的流场特性,实现了中减速器内部瞬态流场的可视化,分析了齿轮转速、浸油深度对关键位置润滑油流量的影响。结果表明:齿轮啮合处润滑油流量与齿轮转速、浸油深度成正比;导油管内润滑油流量与导油器油量饱和值有关,当油量大于该值时,导油管内润滑油流量随着齿轮转速的增大而增大,随着齿轮浸油深度的增大而不变。搭建了螺旋锥齿轮箱飞溅润滑试验系统,将飞溅润滑过程中圆孔润滑油流量试验结果与相应的仿真结果进行对比,最大误差为9.5%,验证了仿真方法的正确性。

**关键词:** 中减速器; 螺旋锥齿轮; 飞溅润滑; 流场; 导油管; 啮合处

**中图分类号:** V228.5

**文献标志码:** A

## Analysis of flow field characteristics of medium reducer with splash lubrication in a certain helicopter

JIANG Yiyao<sup>1,2</sup>, HU Xiaozhou<sup>1,2</sup>, SUN Kai<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering,  
Central South University, Changsha 410083, China;

2. State Key Laboratory of High Performance Complex Manufacturing,  
Central South University, Changsha 410083, China)

**Abstract:** For the purpose of analyzing the characteristics of the internal flow field of middle reducer with splash lubrication in a certain helicopter, based on the computational fluid dynamics (CFD) method, a numerical simulation model for the splash lubrication of middle reducer, including gear box housing, spiral bevel gear and oil guide device, was established by using the volume of fluid (VOF) multi-phase flow model and the turbulence model. With these models, the flow field characteristics of splash lubrication were obtained, and the transient flow field of lubricating oil in reducer was visualized; the influence of gear speed and oil immersion depth on the flow of lubricating oil in key positions was analyzed. Results showed that the oil flow in gear meshing zone was positively correlated with the gear speed and the depth of oil immersion. The oil flow in the oil guide pipe was related to the oil

**收稿日期:** 2017-11-24

**基金项目:** 预研项目

**作者简介:** 姜义尧(1992—),男,硕士生,主要从事直升机传动齿轮疲劳寿命与润滑分析等技术研究。

**通讯作者:** 胡小舟(1981—),男,副教授、博士生导师,博士,主要从事直升机传动齿轮疲劳寿命与润滑分析等技术研究。

E-mail: huxiaozhou@csu.edu.cn

**引用格式:** 姜义尧,胡小舟,孙凯. 某型直升机中减速器飞溅润滑流场特性分析[J]. 航空动力学报, 2018, 33(12): 3032-3040. JIANG Yiyao, HU Xiaozhou, SUN Kai. Analysis of flow field characteristics of medium reducer with splash lubrication in a certain helicopter[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(12): 3032-3040.

saturation value of the oil guide device. When the oil quantity was greater than this value, the oil flow in the oil guide pipe increased with the increase of the gear speed, and remained constant with the increase of the oil immersion depth. A splash lubrication test system of spiral bevel gearbox was set up, and results of oil flow tests of round hole in the process of splash lubrication were compared with the corresponding simulation results, the maximum error of simulation results relative to experiment was 9.5%, verifying the correctness of the simulation method.

**Key words:** medium reducer; spiral bevel gear; splash lubrication; flow field; oil guide pipe; meshing

中减速器是直升飞机传动系统的重要组成部分,在工作过程中,中减速器齿轮齿面之间的相对滑动摩擦、齿轮与润滑油之间的摩擦、轴承的摩擦等均会产生大量的热,其润滑性能的好坏直接关系到传动系统的工作性能<sup>[1]</sup>。目前中减速器以飞溅润滑为主,因此,研究中减速器飞溅润滑对于探究如何提高中减速器润滑效果和传动效率、提升中减速器使用寿命等方面都具有重大意义。张志彬<sup>[2]</sup>对齿轮箱内部流场进行了二维动态模拟,分析了齿轮箱内的流体速度和压力分布特点以及转速对齿轮箱内部流场的影响;彭钱磊等<sup>[3]</sup>采用计算流体动力学(CFD)仿真技术建立了汽车驱动桥飞溅润滑仿真模型,得到了驱动桥内部流场分布;苏红<sup>[4]</sup>通过对比分析了不同仿真方法的精确性以及效率,认为动网格法是一种比较理想的模拟齿轮甩油润滑的方法;Moshammer 等<sup>[5]</sup>通过试验证实了仿真方法描述齿轮箱内部流场的可行性;Lemfeld 等<sup>[6]</sup>将齿轮简化为圆柱体,采用 Fluent 软件动态模拟了齿轮箱在不同倾斜状态下的飞溅润滑流场分布情况;Liu 等<sup>[7]</sup>构建了基于有限体积法的 CFD 模型,研究了齿轮试验台单级变速箱内的油液分布,将仿真结果与高速摄像机记录进行比较,结果表明仿真和试验结果具有高度一致性。近几年,人们对齿轮箱飞溅润滑的研究主要集中在直齿轮传动<sup>[8]</sup>、搅油损失<sup>[9-11]</sup>等方面,或是研究齿轮箱喷油润滑的流场特性<sup>[12-13]</sup>、风阻损失<sup>[14-16]</sup>,而针对螺旋锥齿轮飞溅润滑流场特性研究甚少,在齿轮箱关键位置润滑油定量分析方面未进行细致研究,为此,本文以某型直升机中减速器为研究对象,构建螺旋锥齿轮飞溅润滑仿真模型,运用 Fluent 软件的动网格技术和两相流模型对减速器内部流场进行仿真,并分析齿轮浸油深度、转速等因素对减速器关键位置润滑油流量的影响,为今后齿轮箱结构的优化设计提供理论依据。

1 中减速器飞溅润滑分析模型

1.1 仿真模型的建立与简化

中减速器三维模型剖视图如图 1 所示,其主要结构包括齿轮箱体、一对螺旋锥齿轮、齿轮轴、轴承、导油器等。由于运行过程中,润滑油难以到达轴承处,而轴承生热量大,需要较多润滑油,因此,利用导油器将润滑油引导至轴承口处以增大轴承的润滑油量。为了简化计算,仿真建模只选取对流场影响较大和需要重点关注流场分布的部件,而忽略其他部件,这里选取中减速器齿轮箱体、螺旋锥齿轮对与导油器作为研究对象。

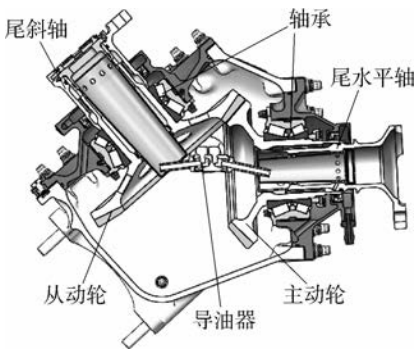


图 1 中减速器三维模型剖视图  
Fig. 1 Cross-sectional view of medium reducer three-dimensional model

中减速器飞溅润滑仿真的流场对象为螺旋锥齿轮对等内部零件外壁面与齿轮箱体内壁面所形成的封闭空间,其在螺旋锥齿轮啮合位置处间隙极小,而为了模拟齿轮的旋转运动,计算过程中需要采用动网格技术对齿轮周边的网格进行重构,啮合位置处间隙太小极易造成齿轮周边网格严重畸变而导致计算不收敛。如图 2 和图 3 所示,在基本再现中减速器飞溅润滑流场特性情况下,为了简化模型,对中减速器飞溅润滑仿真模型做如

下处理:①忽略中减速器齿轮箱体内壁面微小结构形状,对其进行光滑处理;②采用分离法<sup>[17-18]</sup>对中减速器螺旋锥齿轮传动进行简化处理;③只保留齿轮轮齿区域并忽略导油器倒角、圆角等处理。螺旋锥齿轮副参数如表 1 所示。为了方便下文区分主、从动轮一侧导油管,本文将主、从动轮一侧的导油管分别命名为导油管 1、导油管 2。

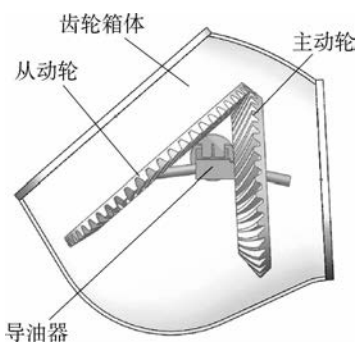


图 2 中减速器内部结构三维简化模型  
Fig. 2 Three-dimensional simplified model of internal structure of medium reducer

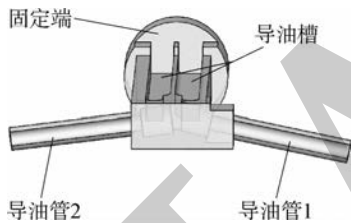


图 3 导油器结构模型  
Fig. 3 Structure model of oil guide device

表 1 齿轮参数  
Table 1 Gear parameter

| 参数                    | 数值    |
|-----------------------|-------|
| 齿数比 $Z_1/Z_2$         | 51/39 |
| 模数 $m$                | 3.75  |
| 螺旋角 $\beta/(^\circ)$  | 35    |
| 压力角 $\alpha/(^\circ)$ | 20    |
| 轴交角 $\Sigma/(^\circ)$ | 128   |

1.2 网格划分

中减速器螺旋锥齿轮外形复杂,齿轮啮合处流体变形较大,为使网格更好地适应几何形状,采用非结构四面体单元对流场区域进行网格划分。为了防止网格过密增加计算量和网格过疏降低精确性<sup>[19]</sup>,对减速器流场局部进行网格细化,最后整个流体域的初始网格数为 567 901,总节点数为

99 268,其中中减速器流场对称面网格如图 4 所示。

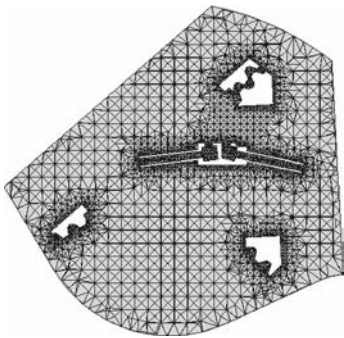


图 4 中减速器流场对称面网格图  
Fig. 4 Symmetrical surface grid diagram of medium reducer flow field

1.3 控制方程

本文流体仿真使用的控制方程为 Navier-Stokes 方程,它由 5 个不同的守恒方程组成:质量守恒方程, $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向上的动量守恒方程和能量守恒方程。

质量守恒或连续性方程式表示在笛卡儿坐标系中所有方向上的质量是恒定的

$$\frac{\partial}{\partial t}\rho + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0, \quad i = 1, 2, 3 \quad (1)$$

动量守恒方程可理解为连续体中可压缩流体颗粒的牛顿第三定律。使用爱因斯坦的求和符号,方程式如下:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \right] \quad (2)$$

不考虑能量守恒方程,因为假设在空载运行条件下热影响可以忽略<sup>[20]</sup>。

1.4 多相流模型

中减速器飞溅润滑过程存在较为复杂的油-气两相流现象,在数值分析当中涉及两相界面的追踪问题。本文采用由 Hirt, Nichols<sup>[21]</sup> 提出的 VOF(volume of fluid)多相流模型。VOF 多相流模型是通过计算网格单元中相体积分数来模拟两种或多种不能混合的流体。

由于齿轮箱飞溅润滑只存在油-气两相,且 VOF 模型中每个控制单元内所有相体积分数之和为 1,即

$$\varphi_{\text{air}} + \varphi_{\text{oil}} = 1 \quad (3)$$

式中  $\varphi_{\text{air}}$  为空气的体积分数; $\varphi_{\text{oil}}$  为润滑油的体积分数。

当  $\varphi_{\text{air}}=0$  时,该单元中充满润滑油;当  $\varphi_{\text{air}}=1$  时,该单元中没有润滑油;当  $0<\varphi_{\text{air}}<1$  时,该单元中同时存在空气和润滑油。

而追踪各相之间的界面是通过求解相体积分数的连续性方程完成的。对第  $q$  相,该连续性方程如下:

$$\frac{\partial \varphi_q}{\partial t} + v_q \cdot \nabla \varphi_q = \frac{s_{\varphi_q}}{\rho_q} \tag{4}$$

式中  $\varphi_q$  为第  $q$  相的体积分数;  $v_q$  为速度;  $s_{\varphi_q}$  为源项,默认为 0;  $\rho_q$  为密度。

1.5 湍流模型

为模拟中减速器内部三维湍流特征,需引入湍流模型。飞溅润滑过程中流体在弯曲壁面上流动,流体有较大的应变率,故选择双方程的重整化(RNG)  $k-\epsilon$  湍流模型。其湍动能  $k$  和耗散率  $\epsilon$  方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\alpha_k \mu_{\text{eff}}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_m \tag{5}$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} [(G_k + C_{3\epsilon} G_b)] - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R \tag{6}$$

其中

$$\begin{cases} \mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \\ \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \end{cases} \tag{7}$$

式中  $G_k$  由平均速度梯度引起的湍动能产生;  $G_b$  由浮力影响引起的湍动能产生;  $Y_m$  为可压缩湍流脉动膨胀对总的耗散率的影响;  $\alpha_k$ 、 $\alpha_\epsilon$  分别为湍动能和耗散率的有效普朗特数的倒数;对于高雷诺数问题,  $C_\mu=0.0845$ 。

1.6 物理参数与仿真设置

中减速器内部流体由润滑油和空气组成,输入润滑油温度为  $60^\circ\text{C}$ ,该温度下润滑油密度为  $969\text{ kg/m}^3$ 、动力黏度为  $3.96 \times 10^{-2}\text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$ ,对应的空气密度为  $1.06\text{ kg/m}^3$ ,动力黏度为  $2.001 \times 10^{-5}\text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$ 。某型直升机中减速器主动齿轮的额定转速为  $4455\text{ r/min}$ ,因此仿真中设置主动轮转速为  $4455\text{ r/min}$ 。为使仿真过程中有足够润滑油,其齿轮浸油深度设置保持在全齿宽以上,本文选取主动轮浸油深度为  $40\text{ mm}$ ,初始液面如图 5 所示。

设置求解方法如下,PISO(pressure implicit with splitting of operators)算法求解控制方程,

LSCB(least squares cell based)离散梯度,PRES-TO(pressure staggering option)实现压力插值,SOI(second order implicit)作为瞬态求解公式,设置箱体内部表面和导油器外表面为固定壁面,螺旋锥齿轮外表面设置为旋转运动边界,其运动通过自定义函数(UDF)定义。

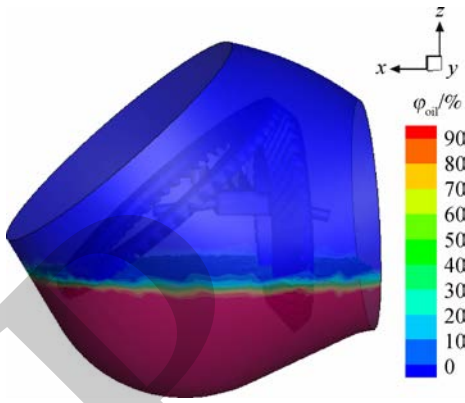


图 5 流场初始化油液体积分数  
Fig. 5 Oil volume fraction at flow field initialization

2 中减速器飞溅润滑流场特性分析

中减速器通过齿轮的旋转运动将润滑油搅起至齿轮啮合处上进行润滑,并且部分飞溅的润滑油沿箱壁运动到导油器中,最后流经特定管道来润滑轴承。

2.1 中减速器飞溅润滑流场两相分布

用  $R$  来表示主动轮旋转圈数,中减速器飞溅润滑瞬时流场分布如图 6 和图 7 所示,其中,三维流场采用自由液面跟踪显示,二维切面为中减速器流场对称面。

由图 6 可知,  $R=0.3\text{r}$  时,主、从动轮都搅起了一定量润滑油,并且由于主动轮的浸油深度、旋转角速度较大,其搅起的润滑油量较多且超前于从动轮到达啮合处;  $R=0.6\text{r}$  时,主、从动轮搅起的润滑油在离心力的作用下开始沿着齿轮箱体内壁面运动,并于齿轮啮合处上方汇合;  $R=2\text{r}$  时,齿轮啮合处已有大量润滑油,主、从动齿轮搅起的润滑油主要沿着箱体内壁面运动,部分沿着导油器运动;  $R=4\text{r}$  时,沿着导油器运动的润滑油部分从导油槽流入导油管,部分随惯性从导油器上方流过,并且导油管 2 先于导油管 1 流入润滑油。从图 6(d)可知,在  $4\text{r}$  之后,三维流场视角不佳,因而只使用切面观察,在  $R=7\text{r}$  时,大部分润滑油被搅起,导油管 1、导油管 2 中均有部分润滑油流入,而大量润滑油沿着导油器从端面向下流入

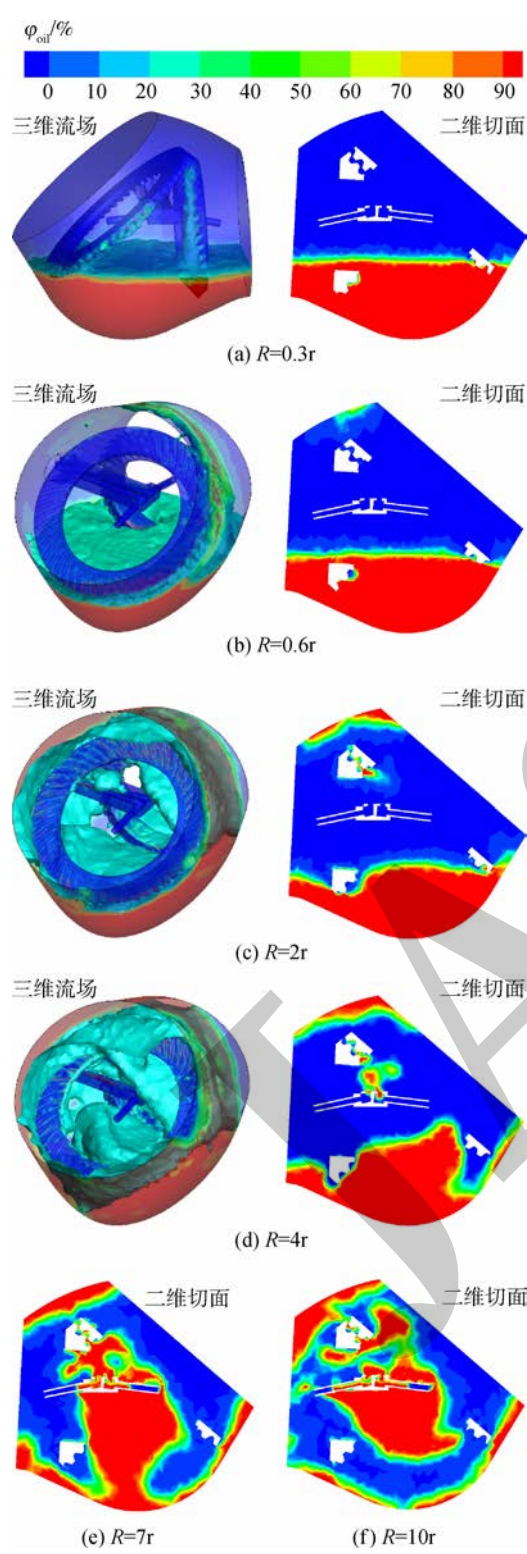


图 6 中减速器瞬时内部流场分布

Fig. 6 Instantaneous internal flow field distribution of medium reducer

齿轮箱底部;  $R=10r$  时,更多的润滑油被搅起,且导油管 1 中的润滑油已超前于导油管 2。

图 7 中  $v_x$  为中减速器流场区域  $x$  方向流场速度,由图可知,在  $R=13r$  时,流场中气-液两相

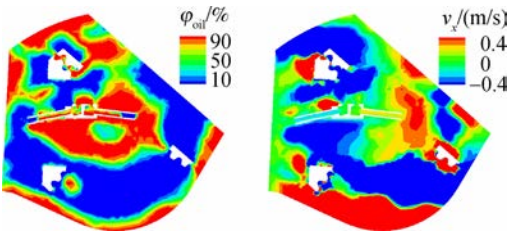


图 7  $R=13r$  时油液相与  $x$  方向速度云图

Fig. 7 Oil phase and  $x$ -velocity cloud at  $R=13r$

混合较为充分,且导油管 1 中润滑油的平均流速 ( $0.25\text{ m/s}$ ) 大于导油管 2 中的 ( $0.2\text{ m/s}$ ),即导油管 1 中的润滑油虽滞后流入,但由于其流速较大,可超前于导油管 2 流出。

2.2 中减速器飞溅润滑流场速度分析

中减速器在运行过程中,主动轮分度圆线速度达到  $34.10\text{ m/s}$ ,为了解飞溅润滑过程中流场内速度分布,对中减速器飞溅润滑流场速度进行体渲染,如图 8 所示,图中  $v$  表示速度。从体渲染图可观察到,螺旋锥齿轮边界处的流场速度较大,达到  $20\text{ m/s}$  以上,轴承和导油器处流场速度较低,为  $2\text{ m/s}$  左右;部分润滑油从底部被搅起沿箱壁运动至导油器,其速度由  $12\text{ m/s}$  左右逐步降低至  $2\text{ m/s}$  以下,即该过程润滑油速度受到了极大地限制。

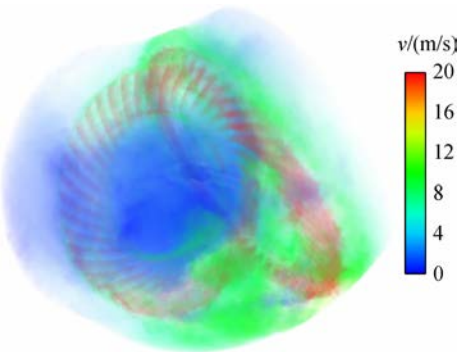


图 8 流场速度体渲染

Fig. 8 Velocity volume rendering of flow field

3 齿轮转速和浸油深度对中减速器流场影响分析

中减速器在运行过程中齿轮啮合处和轴承处是两个最主要的生热点,因此选择对这两处区域进行润滑油流量监测。由于轴承中的润滑油大部分来自于导油管,所以导油管中的润滑油流量与轴承处的润滑油流量是正相关关系,因此本文通过测量导油管中的流量来间接反映轴承处的流

量。如图 9 所示,红色截面为中减速器齿轮啮合处、导油管处流量监测面。



图 9 关键位置流量监测面示意图

Fig. 9 Schematic diagram of key position flow monitoring surface

3.1 齿轮转速对中减速器流场影响分析

转速是影响飞溅润滑流场的一个重要因素,为了保证减速器中有充足的润滑油,这里以主动轮浸油深度(40 mm)为常量,改变中减速器主动轮的转速  $n$  分别为 2 227.5、3 341.25、4 455、6 682.5、8 910 r/min,通过比较齿轮在不同转速情况下减速器关键位置润滑油流量曲线来分析齿轮转速对中减速器流场特性的影响。

图 10 为不同转速情况下齿轮啮合处监测面流量曲线,由图可知,齿轮啮合处监测面润滑油流量波动较大,转速越大,波动幅度越大,且流量与齿轮转速成正相关。

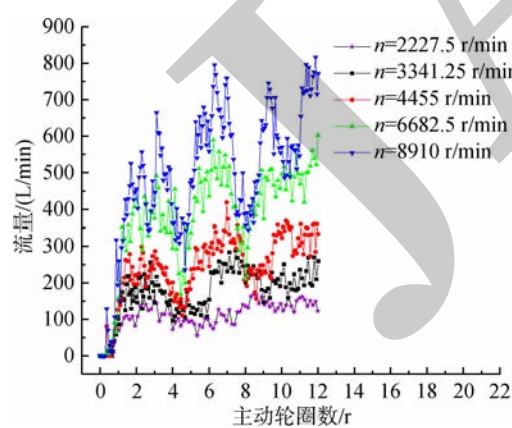


图 10 不同转速齿轮啮合处流量图

Fig. 10 Volume flow diagram of gear meshing at different rotational speeds

图 11 和图 12 分别为齿轮在不同转速情况下导油管 1、导油管 2 监测面润滑油流量曲线图,由于导油管 1 与导油管 2 在空间位置和结构上近似对称,所以两曲线图较为接近,其流量均随转速的增大而增加,在转速大于 4 455 r/min 时尤为明显,且转速越大,流量波动越大,但由于导油管监测面外部环境较稳定,因而其流量波动较啮合处

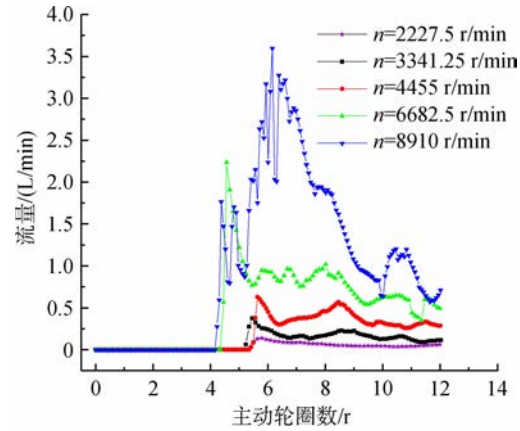


图 11 不同转速导油管 1 流量图

Fig. 11 Volume flow diagram of oil guide pipe 1 at different rotational speeds

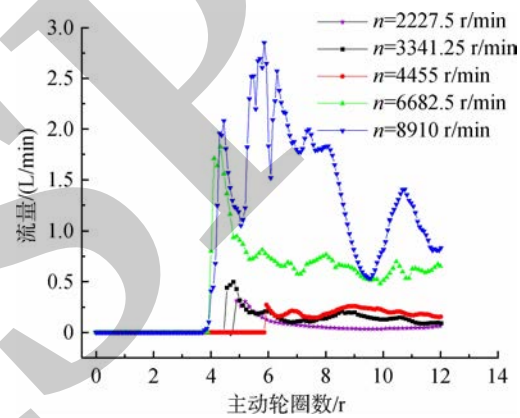


图 12 不同转速导油管 2 流量图

Fig. 12 Volume flow diagram of oil guide pipe 2 at different rotational speeds

小。同时可以发现,在不同转速情况下,导油管 1 润滑油流量均略大于导油管 2。

3.2 齿轮浸油深度对中减速器流场影响分析

浸油深度是影响飞溅润滑流场的又一个重要因素,本文以输入主动轮转速(4 455 r/min)为常量,改变中减速器主动轮浸油深度  $h$  分别为 20、30、40、50、60 mm,通过比较齿轮在不同浸油深度情况下减速器关键位置润滑油流量曲线来分析齿轮浸油深度对中减速器流场特性的影响。

图 13 为不同浸油深度情况下啮合处监测面流量曲线,流量波动较大,整体呈现出润滑油流量随浸油深度增大而增大的趋势。

图 14 和图 15 分别为齿轮在不同浸油深度情况下导油管 1、导油管 2 监测面润滑油流量曲线图,同图 11 和图 12,两曲线图较为接近,流量波动较啮合处小,然而,其流量并不随浸油深度的增大而增加,而是在同一值(0.2 L/min)左右以小幅

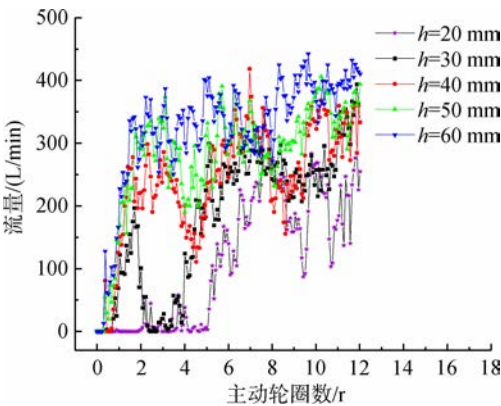


图 13 不同浸油深度齿轮啮合处流量图  
Fig. 13 Volume flow diagram of gear meshing at different oil immersion depths

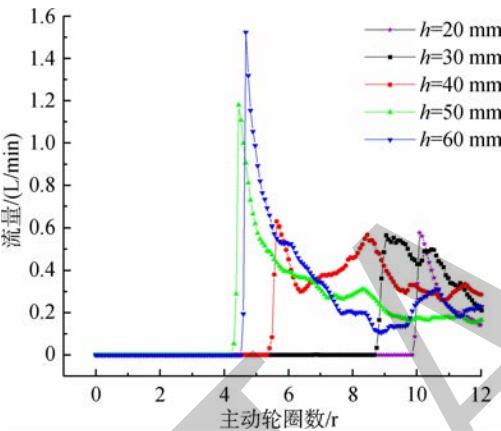


图 14 不同浸油深度导油管 1 流量图  
Fig. 14 Volume flow diagram of oil guide pipe 1 at different oil immersion depths

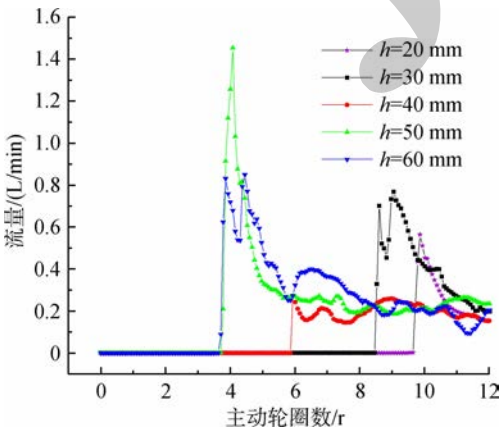


图 15 不同浸油深度导油管 2 流量图  
Fig. 15 Volume flow diagram of oil guide pipe 2 at different oil immersion depth

度上下波动。容易看出,浸油深度在 60 mm 以下,其浸油深度越大,导油管越早流入润滑油。

由图 13 和图 14 可知,随着浸油深度的增大,齿轮啮合处润滑油流量增大,而导油管润滑油流量基本保持不变。其主要原因是:被搅起的润滑油沿着箱壁运动至导油器,但只有少量顺着导油槽流入导油管,大部分从导油器上方流走,即导油器可容纳润滑油量有一个饱和值,若润滑油量大于该饱和值,多余的润滑油将从导油器上方流走,且对于结构确定的导油器,其饱和值一定,之所以在不同转速情况下导油管润滑油流量不同,是由于齿轮转速的不同导致润滑油流速的不同,速度越大,相同截面情况下流量就越大。表 2 为主动轮在浸油深度为 40 mm、不同转速情况下导油管内润滑油在  $R=12r$  时的速度分布。

| 表 2 不同转速导油管内流场速度                                                                  |                |
|-----------------------------------------------------------------------------------|----------------|
| Table 2 Velocity of flow field in oil guide pipe with different rotational speeds |                |
| 主动轮转速/(r/min)                                                                     | 导油管内流场速度/(m/s) |
| 2 227.5                                                                           | 0.05~0.1       |
| 3 341.25                                                                          | 0.08~0.2       |
| 4 455                                                                             | 0.1~0.4        |
| 6 682.5                                                                           | 0.4~0.8        |
| 8 910                                                                             | 0.6~1          |

由表 2 可知,随着主动轮转速的增大,导油管内流场速度也增大。然而,主动轮在 4 455 r/min、不同浸油深度情况下, $R=12r$  时,另由仿真结果得知,导油管内流场速度保持在 0.1~0.4 m/s 范围内,即对于确定导油器,其容纳润滑油量饱和值一定;且根据图 14 和图 15 可知,在主动轮浸油深度为 20 mm 时已达到导油器油量的饱和值。

4 试验验证

由于试验条件有限,不能搭建出直升机中减速器模型,本文根据中减速器的结构构造了一个简化模型,通过比较简化模型试验数据与相应的仿真结果是否一致来判断中减速器仿真方法的正确性和可行性。

4.1 试验方案

试验系统主要包括:试验台台架、电动机、螺旋锥齿轮箱、传感器、联轴器和试验测控系统。如图 16 所示。

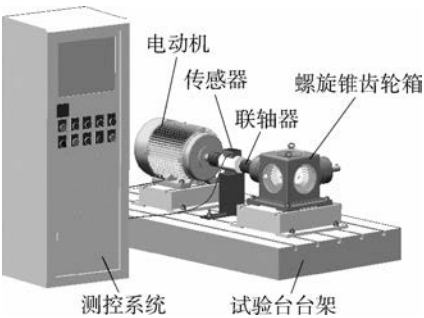


图 16 螺旋锥齿轮箱飞溅润滑试验系统  
Fig. 16 Spiral bevel gearbox splash lubrication test system

齿轮箱中的螺旋锥齿轮参数如表 3,采用悬臂梁安装方式,齿轮箱体除底面之外的另外 3 个面都开有圆形的透视图,便于观察和记录齿轮箱内部流场分布。另外,为了能够验证中减速器导油管的流量情况,在其中一个透视图上开有一个直径为 22 mm 的圆孔,测量齿轮箱中润滑油流过圆孔的流量,如图 17 所示。

表 3 试验齿轮参数  
Table 3 Test gear parameters

| 参数                      | 数值    |
|-------------------------|-------|
| 齿数比 $Z_1/Z_2$           | 24/24 |
| 模数 $m$                  | 6.5   |
| 螺旋角 $\beta/(^{\circ})$  | 35    |
| 压力角 $\alpha/(^{\circ})$ | 20    |
| 轴交角 $\Sigma/(^{\circ})$ | 90    |

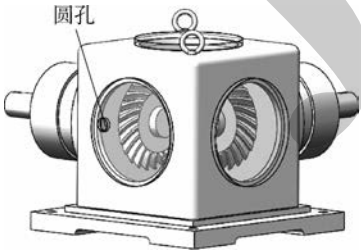


图 17 螺旋锥齿轮箱  
Fig. 17 Spiral bevel gearbox

4.2 结果对比

试验中输入主动轮转速为 1 000 r/min,齿轮浸油深度为 25 mm,润滑油 40 ℃ 下的密度为 850 kg/m<sup>3</sup>,动力黏度为 8.627×10<sup>-2</sup> kg/(m·s),对应的空气密度为 1.128 kg/m<sup>3</sup>,动力黏度为 1.907×10<sup>-5</sup> kg/(m·s)。选取齿轮箱运行稳定状态下某一角度内部流场分布图,与相应的仿真

结果进行对比,如图 18 所示,润滑油都集中于窗口右下角,并且润滑油在落回液面时均会产生一个向下的凹角,对比结果高度相似。

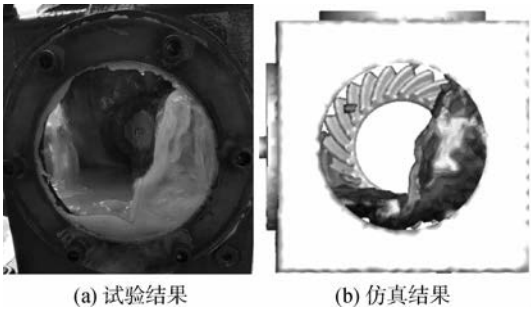


图 18 齿轮箱内流场分布试验与仿真结果对比  
Fig. 18 Comparison of flow field distribution test and simulation results of gearbox

为了进一步验证中减速器润滑油流量仿真结果正确性,以齿轮浸油深度(25 mm)为常量,输入主动轮转速分别为 300、600、900、1 000、1 200、1 500 r/min,测量流出圆孔润滑油流量,与仿真结果进行比较,结果如图 19 所示。

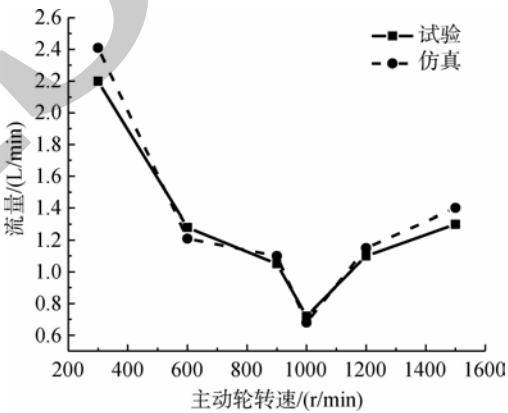


图 19 圆孔润滑油流量试验与仿真结果对比  
Fig. 19 Comparison of lubricant volume flow of test and simulation results of round hole

从以上对比可知,仿真结果和结果基本一致,流出圆孔润滑油流量最大误差为 9.5%,验证了仿真方法的正确性。

5 结 论

- 1) 本文建立了中减速器飞溅润滑仿真模型,研究了其飞溅润滑过程中的流场特性,并通过试验验证了仿真方法的正确性;
- 2) 主、从动轮搅起的润滑油由于离心作用沿箱壁运动至导油器,部分润滑油经导油槽流入导油管,该过程润滑油速度急剧下降;

3) 齿轮啮合处润滑油流量随着主动轮转速和浸油深度的增大而增大,且深度越大,波动越大;对于结构确定的导油器,其可容纳的润滑油量有一个确定的饱和值,当润滑油量达到导油器饱和值后,导油管内润滑油流量随着流场速度的增大而增大;

4) 对于轴承的润滑,应考虑润滑油在飞溅润滑过程中的速度变化,以及导油器的结构与其饱和值的关系。

## 参考文献:

- [1] HUDGINS W A, SHUETZ H A. Loss of lubrication of helicopter transmission[J]. Journal of American Helicopter Society, 1982, 27(1): 3-10.
- [2] 张志彬. 机车齿轮箱温度及压力场仿真研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2011.  
ZHANG Zhibin. Temperature field and pressure field digital simulation of transmission gear for locomotives [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2011. (in Chinese)
- [3] 彭钱磊, 桂良进, 范子杰. 汽车驱动桥飞溅润滑的数值仿真[J]. 汽车工程, 2016, 38(12): 1500-1507.  
PENG Qianlei, GUI Liangjin, FAN Zijie. Numerical simulation of splash lubrication in vehicle drive axle[J]. Automotive Engineering, 2016, 38(12): 1500-1507. (in Chinese)
- [4] 苏红. 基于 CFD 的单级齿轮甩油模拟研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2014.  
SU Hong. Oil splashing simulation of single stage gear based on CFD. [D]. Chongqing: Chongqing University, 2014. (in Chinese)
- [5] MOSHAMMER T, MAYR F, KARGL K, et al. Simulation of oil flow in gear box housing[R]. Society of Automotive Engineers, SAE Technical Paper 2006-01-1574, 2006.
- [6] LEMFELD F, FRANA K, UNGER J. Numerical simulation of unsteady oil flows in the gear-boxes[J]. Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics, 2007, 1(1): 1-5.
- [7] LIU H, THOMAS J, THOMAS L, et al. Determination of oil distribution and churning power loss of gearboxes by finite volume CFD method [J]. Tribology International, 2017, 109: 346-354.
- [8] LI L, VERSTEEG H K, HARGRAVE G K, et al. Numerical investigation on fluid flow of gear lubrication[J]. Society of Automotive Engineers International Journal of Fuels and Lubricants, 2008, 1(1): 1056-1062.
- [9] 王叶枫, 沈方岩, 刘怡伶, 等. 单齿搅油功率损失试验研究与分析[J]. 机电一体化, 2016, 22(7): 13-16.  
WANG Yefeng, SHEN Fangyan, LIU Yiling, et al. The experimental research and analysis of single gear churning loss[J]. Mechatronics, 2016, 22(7): 13-16. (in Chinese)
- [10] CHANGENET C, LEPRINCE G, VILLE F, et al. A note

on flow regimes and churning loss modeling[R]. Washington D C: International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2011.

- [11] CONCLI F, GORLA C. A CFD analysis of the oil squeezing power losses of a gear pair[J]. International Journal of Computational Methods and Experimental Measurements, 2014, 2(2): 57-67.
- [12] 王延忠, 牛文韬, 唐文, 等. 航空直齿轮喷油润滑油气两相流分析[J]. 航空动力学报, 2013, 28(2): 439-444.  
WANG Yanzhong, NIU Wentao, TANG Wen, et al. Research on oil-air multiphase flow of spray lubrication of aero spur gears[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(2): 439-444. (in Chinese)
- [13] 张瑞强, 刘少军, 胡小舟. 供油压力和滑油温度对某航空齿轮润滑喷嘴射流特性的影响[J]. 航空动力学报, 2016, 31(7): 1777-1784.  
ZHANG Ruiqiang, LIU Shaojun, HU Xiaozhou. Effects of supply pressure and temperature of oil on jet characteristics of lubricating nozzles for an aviation gears[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(7): 1777-1784. (in Chinese)
- [14] CONCLI F, GORLA C. Numerical modeling of the power losses in geared transmissions: windage, churning and cavitation simulations with a new integrated approach that drastically reduces the computational effort[J]. Tribology International, 2016, 103: 58-68.
- [15] 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)
- [16] KATHY S, GRAHAM J, WIEDEMANN N. Effect of pressure and oil mist on windage power loss of a shrouded spiral bevel gear[J]. Turbine Technical Conference and Exposition, 2011, 134(8): 327-335.
- [17] 董春锋. 基于热流耦合的齿轮对流换热及温度场分析[D]. 重庆: 重庆大学, 2011.  
DONG Chunfeng. Heat-fluid coupled analysis on convection heat transfer and temperature field of gears [D]. Chongqing: Chongqing University, 2011. (in Chinese)
- [18] KODELA C, KRAETSCHMER M, BASA S. Churning loss estimation for manual transmission gear box using CFD[J]. International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2015, 8(1): 391-397.
- [19] 黄艾香, 周天孝. 有限元理论与方法[M]. 北京: 科学出版社, 2009.
- [20] GORLA C, CONCLI F, STAHL K, et al. CFD simulations of splash losses of a gearbox[J]. Advances in Tribology, 2012, 2012: 1-10.
- [21] HIRT C W, NICHOLS B D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries[J]. Journal of Computational Physics, 1981, 39(1): 201-225.