

基于VOF方法的湿式离合器润滑油路CFD数值模拟

张志君¹, 金柱男¹, 辛相锦¹, 孙霁宇^{2,3}

(1. 吉林大学 机械与航空航天工程学院, 吉林 长春 130022; 2. 吉林大学 生物与农业工程学院, 吉林 长春 130022;
3. 吉林大学 工程仿生教育部重点实验室, 吉林 长春 130022)

摘 要: 为进一步提高湿式离合器的润滑与冷却效率,通过改变通油孔的布置方式,在原有离合器油路结构的基础上设计了其他3种油路结构,采用VOF方法对油路气液两相动态特性进行CFD数值模拟,研究不同油路结构对润滑油流速分配、摩擦间隙充油效率以及排油效率的影响,并筛选出最优结构。原有润滑油路内存在涡流,导致润滑油流速分配不均匀,摩擦间隙充油效果相对较差。通过布置通油孔避免了涡流的产生,使润滑油流速分配均匀,但存在润滑油对流现象,导致部分摩擦间隙达不到较好的充油效果,其中V字形油路结构在润滑油流速分配、摩擦间隙充油效果以及润滑油循环方面优于其他结构,有助于提高离合器润滑与冷却效率,减少离合器发热,提高离合器的使用寿命。

关 键 词: 湿式离合器;润滑油路;通油孔;气液两相;CFD数值模拟

中图分类号: U 463.2 文献标志码: A 开放科学(资源服务)标识码(OSID):

文章编号: 1005-3026(2020)05-0716-07



VOF Method Based CFD Numerical Simulation for Wet Clutch Lubricating Oil Passage

ZHANG Zhi-jun¹, JIN Zhu-nan¹, XIN Xiang-jin¹, SUN Ji-yu^{2,3}

(1. School of Mechanical and Aerospace Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. School of Biological and Agricultural Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China; 3. Key Laboratory of Biomimetic Engineering, Ministry of Education, Jilin University, Changchun 130022, China. Corresponding author: SUN Ji-yu, E-mail: sjy@jlu.edu.cn)

Abstract: Three new oil passage structures were designed to improve the lubricating and cooling efficiency based on the original one. Gas-liquid phase dynamic characteristics of oil passage were solved by VOF (volume of fluid) method in order to study the effects of lubricant flow rate distribution, oil filling efficiency and oil discharge rate of different oil passage structures. The results showed that the eddy can be avoided by arranging the oil passage holes, and these holes can promote the uniform distribution of the oil flow rate. Among them, the V-shaped oil passage structure was superior to other structures in the aspects such as the distribution of oil flow rate, the overall oil filling efficiency of the friction gaps and the circulation rate of the lubricating oil, which is helpful to improve the lubricating and cooling efficiency, reduce the heat generation, and extend the service life of wet clutch.

Key words: wet clutch; lubricating oil passage; oil passage hole; gas-liquid phase; CFD numerical simulation

湿式多片离合器作为一种高效、耐用的动力传递装置,被广泛应用于汽车、拖拉机和船舶的动力传输系统当中^[1]。离合器在接合过程中摩擦片与对偶片的摩擦生热是导致离合器产生发热失效

的主要原因^[2]。离合器润滑油能够对高温的摩擦片与对偶片进行及时冷却降温,减缓离合器摩擦元件热翘曲变形的速度,从而延长离合器的使用寿命。润滑油的流场特性是影响湿式多片离合器

润滑与冷却效率的主要因素之一,而离合器润滑油路的结构影响着润滑油的流场特性^[3],其中离合器各摩擦间隙内的充油程度直接影响着润滑油与摩擦副的接触状态,进而影响润滑油对湿式多片离合器摩擦片与对偶片的润滑与冷却效果。

通过 VOF (volume of fluid) 方法可以有效地模拟出润滑油流场动态特性。VOF 模型可以通过追踪各相间的接触边界准确地模拟出计算域内各相在不同时刻的分布状态^[4],因此可以利用 VOF 方法,通过模拟湿式多片离合器摩擦间隙内的气-液分布状况来计算各摩擦间隙内的充油程度。已有国内外学者利用此方法进行了相关研究。Cho^[5]采用 VOF 方法对离合器片间流场的润滑油分布状态进行了数值模拟,并研究了摩擦片表面粗糙度对润滑油分布的影响。Andrea 等^[6]通过 VOF 技术模拟出部分间隙内的润滑油分布出现较为稀疏的情况。Iqbal 等^[7]利用 VOF 流体模型模拟了摩擦片表面润滑油分布状态。Daekyung 等^[8]通过调整摩擦片间隙的大小改善了润滑油的分布状态。Thomas 等^[9]通过改变摩擦片油槽的宽度、深度以及布置角度改善了片间润滑油的分布状态。Wang 等^[10]通过改变摩擦片油槽的分布形式减少了由润滑油分布不均而导致的能量消耗。综上,相关学者对于摩擦间隙充油程度和间隙内空气与润滑油的瞬态分布状态及其通过油路优化来改善离合器摩擦间隙充油状态的研究较少。因此,基于 VOF 方法的湿式多片离合器润滑油路 CFD 数值模拟及其结构优化设计研究对提高离合器润滑、冷却效率具有重要的理论及工程意义。

本文针对一种全动力换挡换向拖拉机变速箱湿式多片离合器,采用 VOF 方法对不同润滑油路结构下的气-液两相分布进行瞬态数值模拟,研究不同油路结构对摩擦间隙内充油程度的影响,为湿式离合器的优化设计提供理论依据。

1 数学模型

VOF 模型可以通过求解单组动量方程模拟两种及两种以上不相容流体,并跟踪整个计算区域内每种流体的体积分数^[11]。如果某种流体 q^h 在某个控制体积内的体积分数 α_q 存在三种情况:

$\alpha_q = 0$, 表示控制体积内不存在流体 q^h ;

$\alpha_q = 1$, 表示控制体积内充满流体 q^h ;

$0 < \alpha_q < 1$, 表示控制体积内流体 q^h 与其他与之不相容的流体同时存在。

VOF 模型,通过求解体积分数方程对离合器

润滑油道内的气液两相进行数值模拟。

体积分数方程:

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla (\alpha_q \rho_q \mathbf{v}_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (m_{pq} - m_{qp}). \quad (1)$$

体积约束方程:

$$\sum_{i=1}^n \alpha_{qi} = 1. \quad (2)$$

式中: ρ_q 表示 q 相的密度 (kg/m^3); α_q 表示 q 相体积分数; \mathbf{v}_q 表示 q 相速度 (m/s); S 表示源项; m_{pq} 表示 p 相向 q 相转移的质量 (kg); m_{qp} 表示 q 相向 p 相转移的质量 (kg); 下标 p, q 表示两相, q 表示润滑油, p 表示空气. q 相的体积分数通过体积约束方程求解。

隐式求解方程:

$$\frac{\alpha_q^{n+1} \rho_q^{n+1} - \alpha_q^n \rho_q^n}{\Delta t} + \sum_f (\rho_q^{n+1} U_f^{n+1} \alpha_{q,f}^{n+1}) = [S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (m_{pq} - m_{qp})] V. \quad (3)$$

式中: $\alpha_{q,f}$ 表示通过面的体积分数; U_f 表示通过面的体积通量 (m^3); V 表示单元体积; 上标 $n, n+1$ 表示时间计算步, 在默认的条件下 S 为 0。在隐式方程中时间步的体积分数为当前时间步中其他变量的函数, 因此可以通过迭代求解标量传递方程得到每个次相的体积分数。本文利用隐式求解方程对体积分数方程求解。

质量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla (\alpha_q \rho_q \mathbf{v}_q) = 0. \quad (4)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q \mathbf{v}_q) + \nabla (\alpha_q \rho_q \mathbf{v}_q \mathbf{v}_q) = -\alpha_q \nabla p + \nabla [\mu_q \alpha_q (\nabla \mathbf{v}_q + \nabla \mathbf{v}_q^T)] + \alpha_q \rho_q \mathbf{g} + F. \quad (5)$$

式中: μ_q 表示 q 相动力黏度 ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$); F 表示相间作用力 (N); \mathbf{g} 表示重力加速度 (m/s^2); p 表示压强 (Pa)。

由于离合器油路结构的复杂性, 润滑油的流动具有较高的 Re 数。本文采用适用于多相湍流数值模拟的标准 k -epsilon 模型^[12]。

标准 k -epsilon 模型表达式:

$$\frac{\partial (\alpha_q \rho_q k_q)}{\partial t} + \nabla (\alpha_q \rho_q \mathbf{v}_q k_q) = \nabla (\alpha_q \frac{\mu_{\text{eff},q}}{\sigma_k} \nabla k_q) + \alpha_q G_{k,q} - \alpha_q \rho_q \epsilon_q + \alpha_q \rho_q \Pi_{k,q}. \quad (6)$$

$$\frac{\partial (\alpha_q \rho_q \epsilon_q)}{\partial t} + \nabla (\alpha_q \rho_q \mathbf{v}_q \epsilon_q) = \nabla (\alpha_q \frac{\mu_{\text{eff},q}}{\sigma_\epsilon} \nabla \epsilon_q) + \alpha_q \frac{\epsilon_q}{k_q} (C_1 G_{k,q} - C_2 \rho_q \epsilon_q) + \alpha_q \rho_q \Pi_{\epsilon,q}. \quad (7)$$

式中: C_1, C_2 表示经验常数; k_q 表示湍流动能(J); $\mu_{\text{eff},q}$ 表示湍流黏性系数; ε_q 表示湍流动能耗散率; $G_{k,q}$ 表示湍流动能产生项; $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ 表示湍流普朗特数; Π 表示气相对液相的影响项.

润滑油在油道近壁面处湍流发展不充分会出现层流现象^[13]. 因此在采用标准 k -epsilon 模型的同时采用壁面函数法来解决近壁面处湍流发展不充分情况下的流场计算.

2 数值模拟前处理

2.1 离合器润滑油路几何模型

本文针对一种全动力换挡拖拉机变速箱湿式离合器建立了润滑油路结构几何模型,如图 1 所示. 润滑油从入口进入,经过摩擦间隙并与摩擦片和对偶片表面充分接触,完成对离合器摩擦副的

润滑与冷却.

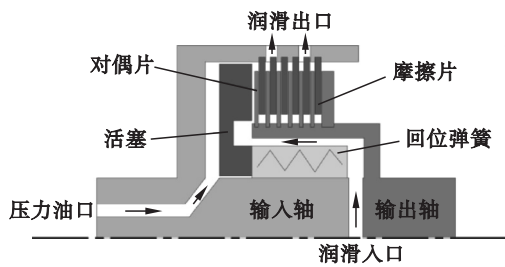


图 1 离合器润滑油路几何模型
Fig. 1 Physical model of clutch lubricating passage

选取图 1 中的润滑油路部分作为结构一. 在结构一油路的基础上设置通油孔,并将 3 种设有不同形式通油孔的油路结构分别作为结构二、结构三和结构四,如图 2 所示,油路的相关几何尺寸如表 1 所示.

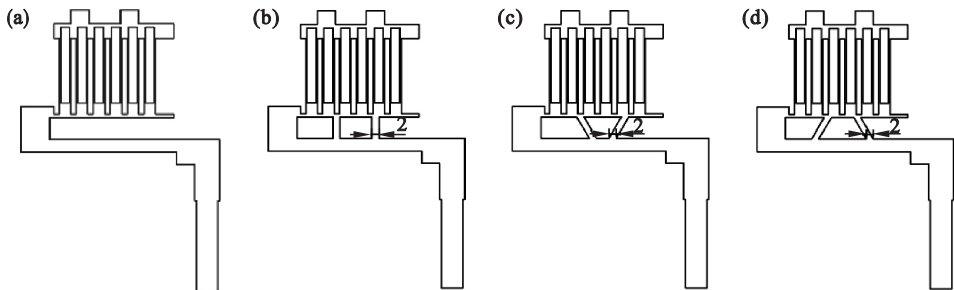


图 2 不同润滑油路结构对比
Fig. 2 Comparison of different lubricating oil passage structures
(a)—结构一; (b)—结构二; (c)—结构三; (d)—结构四.

表 1 润滑油路几何尺寸	
几何特征	几何尺寸
入口直径	6
出口直径	5
通油孔直径	2
摩擦片厚度	2.5
对偶片厚度	1.5
摩擦间隙厚度	0.35

2.2 网格划分

采用四面体网格划分方法,如图 3a 所示. 为确保计算结果的准确性,在润滑油流动变化较大的区域进行网格细化,如图 3b 所示.

2.3 求解器及边界条件设置

利用 ANSYS Fluent 流体仿真软件进行离合器润滑油流场数值模拟. 启用 VOF 模型,并调用多相流求解方程(1)~(3)以及 CFD 基本求解方程(4),(5). 启用 k -epsilon 湍流模型,并调用湍流数学模型(6),(7)以及标准壁面函数法. 采用 PISO 速度压力耦合算法对流场数学模型进行离散

求解. 为提高计算收敛性,将压强、动量、湍流动能和湍流耗散率松弛因子分别设置为 0.2,0.5,0.5 和 0.5.

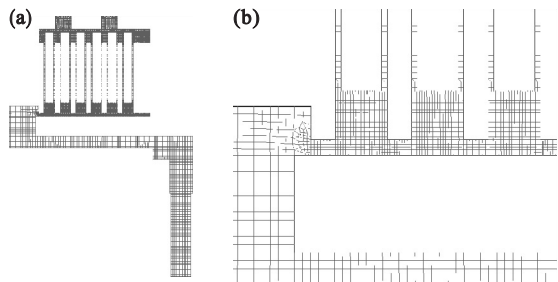


图 3 网格划分
Fig. 3 Mesh generation
(a)—网格划分总览; (b)—局部网格细化.

设置时间步长 0.01 s,时间步数 150. 润滑油选用 CD40 润滑油. 具体边界条件设置如表 2 所示.

3 结果与讨论

3.1 油路内气液两相分布

4 种结构在 0.5,1 和 1.5 s 时间节点处润滑

油路内气液两相分布云图如图 4 所示. 在 0.5 s 时间节点处, 润滑油开始进入油道如图 4a ~ 图 4d 所示. 此时 4 种结构油路中的润滑油分布状态一致. 在 1.0 s 时间节点处, 润滑油已经流过 4 种

结构中的通油孔且开始流入摩擦间隙, 如图 4e ~ 图 4h 所示. 此时结构一的对偶片座处有涡流现象产生且剧烈程度从左到右逐渐减小, 摩擦间隙中的润滑油高度从左到右逐渐降低, 而在布置有通油孔的结构二、结构三和结构四的对偶片座处无涡流现象产生, 每个摩擦间隙中的润滑油高度基本相同. 在 1.5 s 时间节点处润滑油达到稳定状态, 如图 4i ~ 图 4l 所示. 此时 4 种结构中的润滑油基本完全流经每个摩擦间隙, 而左右两侧的摩擦间隙内均有较多的气泡产生, 结构一中仍有涡流现象, 但剧烈程度有所缓解.

表 2 边界条件设置

Table 2 Boundary condition setting

参数	参数值
CD40 润滑油密度/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-3}$)	880
CD40 润滑油动力黏度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$)	0.038
重力加速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	9.81
润滑油入口流速/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	0.1
润滑油出口压强/Pa	101 325

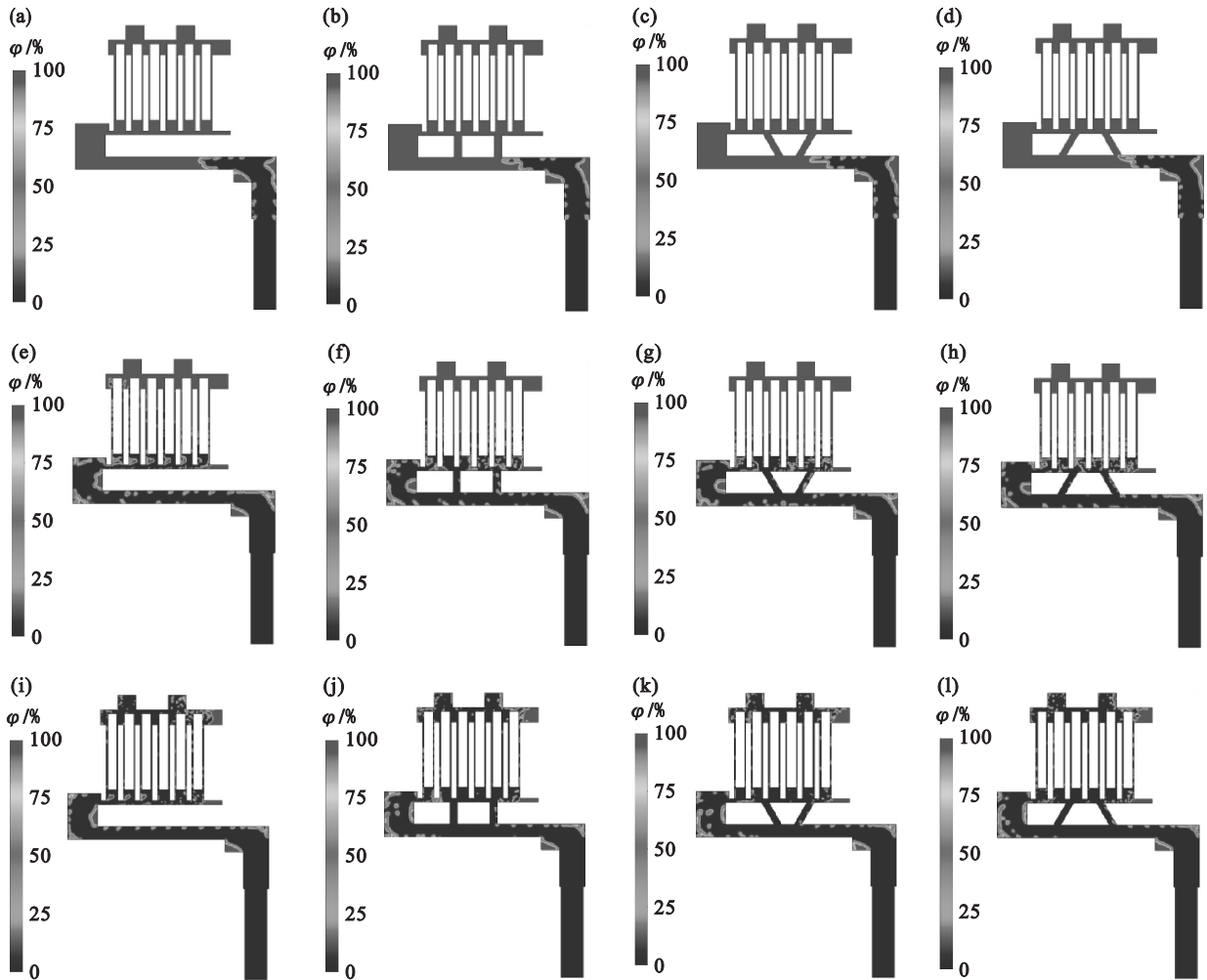


图 4 不同油路结构下润滑油分布随时间的变化

Fig. 4 Distribution of lubricating oil under different oil passage structures vs. time

(a)—结构一,0.5 s; (b)—结构二,0.5 s; (c)—结构三,0.5 s; (d)—结构四,0.5 s;
(e)—结构一,1.0 s; (f)—结构二,1.0 s; (g)—结构三,1.0 s; (h)—结构四,1.0 s;
(i)—结构一,1.5 s; (j)—结构二,1.5 s; (k)—结构三,1.5 s; (l)—结构四,1.5 s.

对产生上述现象的原因进行分析:结构一中的润滑油从左侧入口流入每个摩擦间隙,具有较高流速的润滑油被对偶片内齿阻隔,在对偶片座内腔处形成涡流,涡流作用使刚流入左侧第一个

对偶片底座处的润滑油部分被滞留在内腔中,部分流向右侧下一个对偶片底座处,同时形成涡流的润滑油的动能不断被消耗,因此从左至右对偶片座内腔的润滑油流速越来越小,导致润滑油流

入离合器润滑油路右侧摩擦间隙较晚,且其流速也较低,影响了该摩擦间隙内的充油程度.而在结构二、结构三和结构四中,通油孔的分流作用避免了涡流的产生,使润滑油的流量和流速被均匀分配到各摩擦间隙,促进了润滑油的充油效率.

3.2 润滑油在摩擦间隙内的分布

将 12 个摩擦间隙从左至右标记 G1 ~ G12,

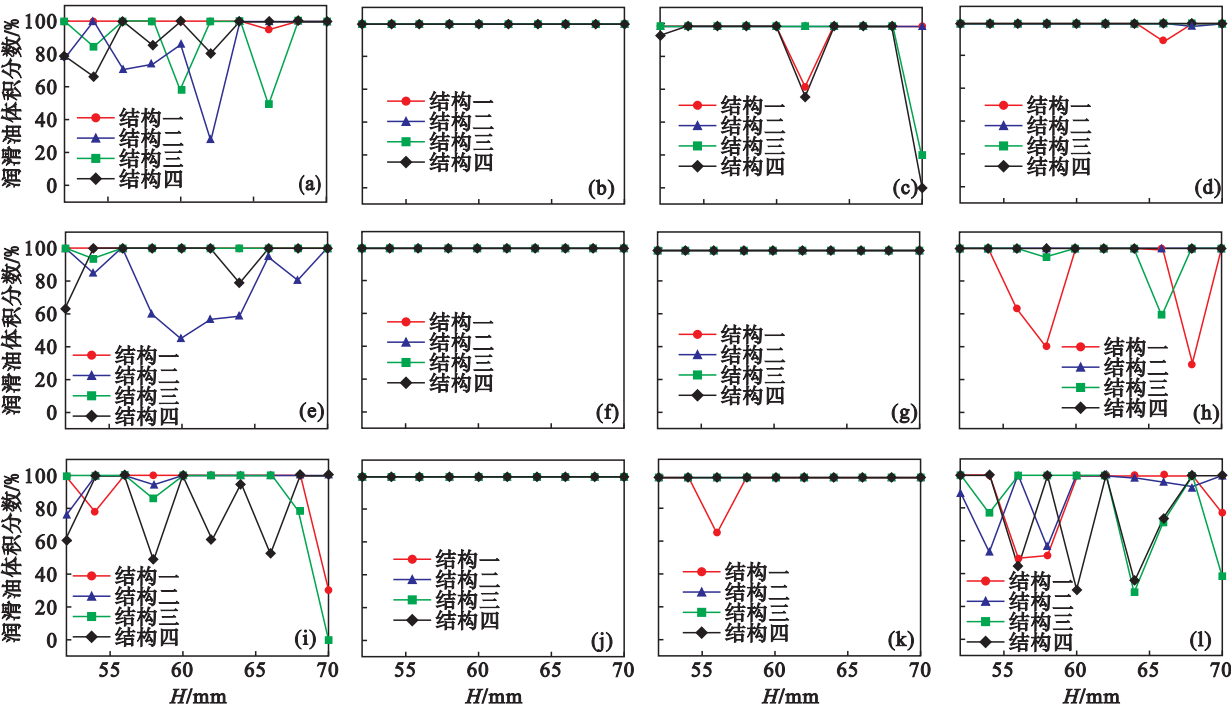


图 5 不同油路结构摩擦间隙内的润滑油分布
Fig. 5 Distribution of lubricating oil in gaps from different oil structures
(a)—G1; (b)—G4; (c)—G7; (d)—G10; (e)—G2; (f)—G5; (g)—G8;
(h)—G11; (i)—G3; (j)—G6; (k)—G9; (l)—G12.

对于结构一,G2,G4,G5,G6 和 G8 中充满润滑油,G1 和 G10 中基本充满润滑油,但存在少量的空气,G3,G7,G9,G11 和 G12 中有较多的空气存在.对于结构二,G4,G5,G6,G7,G8,G9 和 G11 中充满润滑油,G3 和 G10 中基本充满润滑油,但存在少量的空气,G1,G2 和 G12 中有较多的空气存在.对于结构三,G4,G5,G6,G8,G9,G10 中充满润滑油,G2,G3,G7 和 G11 中基本充满润滑油,但存在少量空气,G1 和 G12 中有较多的空气存在.对于结构四,G4,G5,G6,G8,G9,G10 和 G11 中充满润滑油,G2 中基本充满润滑油,但存在少量空气,G1,G3,G7 和 G12 中有较多的空气存在.表 3 为 4 种结构润滑油路不同充油程度下的摩擦间隙数量,可以看出结构三中只有两个摩擦间隙内存在较多空气,少于其他 3 种结构.

对产生上述现象的原因进行分析:结构一中 G11 和 G12 底部的润滑油动能较小,润滑油的上

并获取了 1.5 s 时间节点处的 12 个摩擦间隙内润滑油体积分数曲线图,如图 5 所示.图中的 X 轴表示摩擦间隙的高度,Y 轴表示润滑油体积分数.当 $Y=1$ 时表示测量区域内充满润滑油,当 $Y=0$ 时表示测量区域内充满空气,当 $0<Y<1$ 时表示润滑油和空气在测量区域内同时存在.

升力不足,导致润滑油难以充满摩擦间隙;G7,G9

表 3 不同充油程度的间隙数量			
Table 3 Number of gaps with varying degrees of oil filling			
离合器润滑油路	充满润滑油	存在少量空气	存在大量空气
结构一	5	2	5
结构二	7	2	3
结构三	6	4	2
结构四	7	1	4

和 G11 处即将流入摩擦间隙的润滑油与附近产生的涡流形成对流,不断消耗润滑油动能,导致充油效率降低.结构二、结构三和结构四中的通油孔对润滑油有分流作用,有利于润滑油动能的均匀分配,因此在 G4,G5,G7,G8,G9 和 G10 处润滑油的充油效果较为理想.导致结构二中 G2 和 G3 处润滑油体积分数较小的原因为垂直布置的通油孔对润滑油动能的消耗较大.导致结构四中 G7

处润滑油体积分数较小的原因为倒 V 字形布置的润滑油孔左侧流出的润滑油与对偶片左端流入的润滑油产生对流,消耗了润滑油的动能。

摩擦副间隙内润滑油的充油程度直接影响着离合器摩擦副的润滑与冷却效率,在润滑油分布不充分的摩擦间隙内,润滑油未能充分与高温状态下的摩擦副表面接触,会降低摩擦副的润滑与冷却效率,最终导致摩擦副严重烧损.通过获取润滑油的速度分布云图进行进一步的研究和分析。

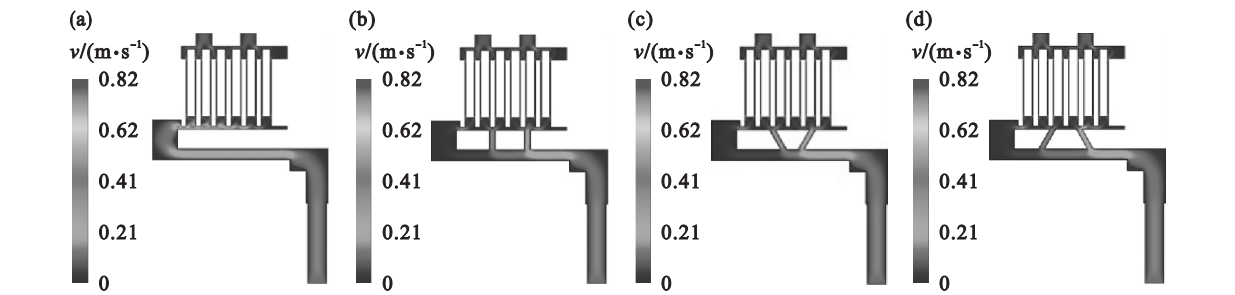


图 6 润滑油速度分布云图
Fig. 6 Velocity distribution of lubricating oil
(a)—结构一; (b)—结构二; (c)—结构三; (d)—结构四。

通过获取润滑油速度矢量图显示出更加详细的润滑油流动状态.图 7 为不同油路结构局部润滑油速度矢量图.结构一中,润滑油经过第一个对偶片内齿时速度急剧上升,而后经过每个对偶片内齿时润滑油流速在内齿的阻挡下逐渐减小,同时被阻隔的部分润滑油在摩擦片下方的矩形区域内沿内壁逆时针流动从而形成涡流,结构二中右侧通油孔所分配到的润滑油流速比左侧稍稍高出一些,同时从左侧通油孔流出的润滑油分别与从左端第一个对偶片底部和右侧通油孔流出的润滑油产生了对流,对流产生区域的润滑油流速减小,左数第二个对偶片下方润滑油流速消耗较为严重,由此可以解释 G2 和 G3 内充油效果较差的原

3.3 润滑油速度分布

结构一中,润滑油经过对偶片左端时流速急剧升高,并沿着从左至右的方向逐渐减小,如图 6a 所示.观察图 6b ~ 图 6d 可以发现在结构二、结构三和结构四中,通油孔对润滑油流速进行了分配,油路中没有出现润滑油流速急剧升高的现象.结构二和结构四中,右侧通油孔分配的润滑油流速明显高于左侧,而在结构三中左右两侧的通油孔对润滑油流速的分配比较平均。

因.结构三中两侧通油孔所分配到的润滑油流速基本相同,同时在对对应上述结构二中产生对流的区域也有对流产生,但对流强度较小,对润滑油流速的消耗也较小,因此结构三中的所有摩擦间隙内总体充油效果较好.结构四中右侧通油孔所分配到的润滑油流速明显高于左侧,同时从两侧通油孔流出的润滑油产生强烈的对流,导致左数第 4 个对偶片下方的润滑油流速急剧减小,解释了 G7 处润滑油充油效果较差的原因。

综上所述能够得出,结构三中 V 形布置的通油孔能够均匀分配润滑油流速,产生的对流对润滑油流速消耗的影响也较小,使得其摩擦间隙内总体充油效果明显好于其他结构。

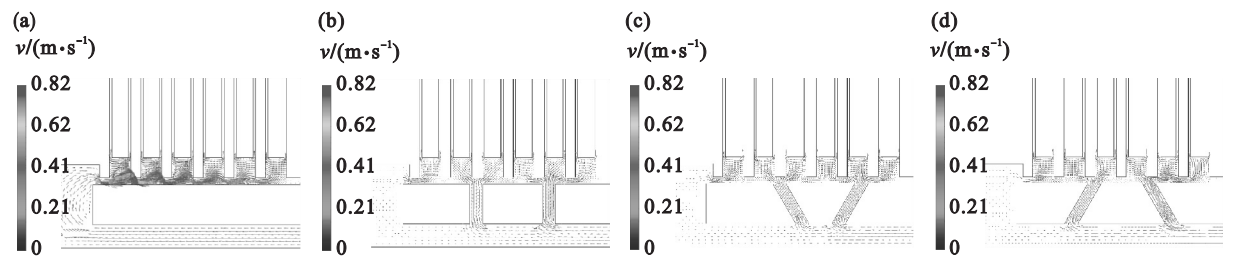


图 7 润滑油速度矢量图
Fig. 7 Vector of lubricating oil
(a)—结构一; (b)—结构二; (c)—结构三; (d)—结构四。

3.4 出口排油效率

通过监测 4 种结构中的 2 个润滑出口得到润滑油体积分数曲线,如图 8 所示.结构一中的润滑

油分别在 1.1 和 1.2 s 时从出口一和出口二流出,随后出口二的排油状态立即达到稳定,而出口一的排油伴随着较多空气进行.结构二和结构三中

的润滑油分别在 1.1 和 1.2 s 时从出口二和出口一流出,出口二的排油状态立即达到稳定,而出口一的排油伴随着少量空气. 结构四中的润滑油在

1.2 s 时同时从出口一和出口二流出,随后出口二的排油状态立即达到稳定,而出口一的排油伴随着较多空气.

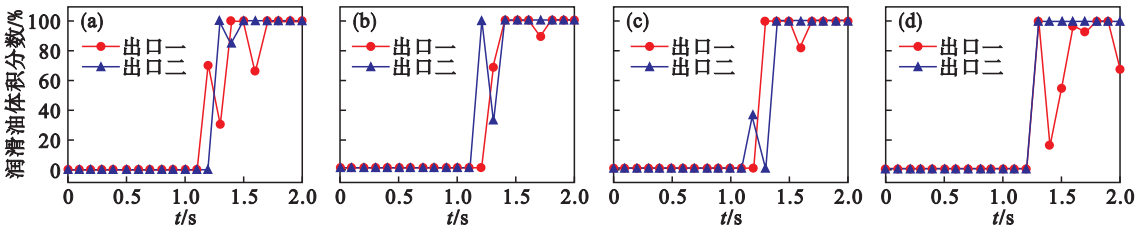


图 8 不同油路结构出口处润滑油流动状态对比
Fig. 8 Comparison of lubricating oil flow status at the outlets of different oil passage structure
(a)—结构一; (b)—结构二; (c)—结构三; (d)—结构四.

出口排油效率可以体现出润滑油在离合器油路内的流动循环效率. 综上所述结构二和结构三的排油效率较高,同时表明垂直和 V 形布置通油孔能够促进离合器润滑油的流动循环.

4 结 论

1) 未布置通油孔的离合器润滑油路内产生涡流现象,而通过布置通油孔对润滑油进行分流能够避免涡流的产生.

2) 不同的通油孔布置方式对润滑油流速分配以及油路内产生对流情况的影响不同. V 形布置的通油口能够均匀分配润滑油流速,产生的对流对润滑油流速消耗的影响也较小,其摩擦间隙内总体充油效果明显好于其他结构.

3) 结构二和结构三的排油效率较高,表明垂直和 V 形布置通油孔能够促进离合器润滑油的流动循环.

4) 综上所述,结构三在润滑油流速分配、摩擦间隙总体充油效果以及润滑油循环方面要优于其他结构,其有助于提高离合器润滑与冷却效率.

参考文献:

[1] 倪晓珣,袁海环. 湿式多片离合器的设计分析[J]. 企业技术开发,2015,34(24):27-29.
(Er Xiao-xun, Yuan Hai-huan. Design and analysis of multi-plate wet clutch [J]. *Technological Development of Enterprise*, 2015, 34(24): 27-29.)
[2] 孙冬野,胡丰宾,邓涛,等. 湿式多片离合器翘曲特性模拟与试验[J]. 重庆大学学报,2010,33(5):1-6.
(Sun Dong-ye, Hu Feng-bin, Deng Tao, et al. Simulation and

experiment for warp characteristic of wet multiple disc clutches[J]. *Journal of Chongqing University*, 2010, 33(5): 1-6.)
[3] 吕和生,林腾蛟,张世军,等. 湿式多片离合器油路三维流场分析[J]. 中国机械工程,2009,20(16):1978-1982.
(Lyu He-sheng, Lin Teng-jiao, Zhang Shi-jun, et al. 3-D flow analysis of oil channel in wet multi-disc friction clutch[J]. *China Mechanical Engineering*, 2009, 20(16): 1978-1982.)
[4] ANSYS Inc. ANSYS Fluent-2019R1 user's guide [M]. Canonsburg: ANSYS Inc, 2019.
[5] Cho J. A multi-physics model for wet clutch dynamics[D]. Michigan: The University of Michigan, 2012.
[6] Andrea B, Massimo M, Luca M, et al. Dynamic analysis of the lubrication in a wet clutch of a hydromechanical variable transmission [J]. *International Journal of Commercial Vehicles*, 2016, 9(2): 280-290.
[7] Iqbal S, Al-Bender F, Pluymers B, et al. Model for predicting drag torque in open multi-discs wet clutches[J]. *Journal of Fluid Engineering-Transaction of the American Society of Mechanical Engineers*, 2014, 136(2): 021103.
[8] Daekyung N, Soochul K, Yongjoo K, et al. Lubricant flow analysis for effective lubrication of tractor forward/reverse clutch[J]. *Heliyon*, 2017, 3: e00295.
[9] Thomas N, Elisabeth B, Dirk B, et al. Parameter study on the influence of a radial groove design on the drag torque of wet clutch discs in comparison with analytical models [J]. *Tribology International*, 2018, 119: 809-821.
[10] Wang P, Katopodes N, Fujii Y. Two-phase MRF model for wet clutch drag simulation [J]. *Tribology International*, 2017, 10(3): 1327-1337.
[11] ANSYS Inc. ANSYS Fluent-2019R1 theory guide [M]. Canonsburg: ANSYS Inc, 2019.
[12] 王福军. 计算流体动力学分析 [M]. 北京:清华大学出版社, 2004: 1-272.
(Wang Fu-jun. Computational fluid dynamics analysis [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004: 1-272.)
[13] John F E, Joseph B. Fluid mechanics with engineering application [M]. New York: McGraw-Hill, 2002: 1-790.