

文章编号:1000-582X(2010)03-013-06

## 湿式摩擦离合器流道结构对油压分布的影响

林腾蛟,张世军,吕和生

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆400044)

**摘要:**湿式多片摩擦离合器空转时,为了避免由于摩擦片与对偶片分离不彻底产生的滑摩现象,减少离合器发热,在离合器润滑油流道设计时应尽可能保证摩擦片间的油压均匀分布。应用ANSYS/FLOTRAN软件,建立6种不同离合器润滑油流道结构的三维有限元分析模型;基于计算流体动力学理论,采用有限元法进行流场分析,得出各种流道结构对摩擦片间润滑油压分布的影响规律。结果表明,右端4个喷油孔贯通的结构好于不贯通结构,喷油孔形状采用锥形或阶梯形时好于柱孔,通过改进油流路径和喷油孔形状均能使摩擦片间润滑油压力分布均匀。

**关键词:**齿轮箱;离合器;流道;压力分布

中图分类号:TH133.4

文献标志码:A

### Analysis of oil pressure distribution influenced by channel flow structure of wet friction clutch

LIN Teng-jiao, ZHANG Shi-jun, LV He-sheng

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

**Abstract:** When multi-disk clutch is in disengaged operation, friction plates and mating plates may not separate absolutely. To avoid the slipping friction caused by this and reduce the clutch's overheating, the lubricant pressure between the plates should be well-distributed in design. With the use of ANSYS/FLOTRAN software, 3-D finite element models of six different channel flow structures are established. Using finite element method and the fluid dynamic theory, the flow field is analyzed, and then the law of the influence of different channel flow structures on oil pressure distribution between the plates is summarized. The result of the study shows that the four squirt holes at right side with perforated structure are better than those without, and squirt holes with the cone or stepped shape are better than those with column shape, which means that with the two improvements of the channel flow structure, the lubricant pressure distribution can be uniformed.

**Key words:** gearbox; clutch; channel flow; pressure distribution

湿式多片摩擦离合器是船用齿轮箱传动系统中比较典型的发热部件,而离合器发热故障不仅仅发生在接排过程中,空转时摩擦片与对偶片分离不彻底产生滑摩,也会出现严重发热现象。多片湿式摩

擦离合器润滑油流道结构对摩擦片和对偶片间油压分布有较大影响,当流道设计不合理时,片间油压及间隙分布不均匀,导致摩擦片滑摩和油膜剪切,片数越多,发热越严重。因此,设计合理的润滑油流道结

收稿日期:2009-10-15

基金项目:国家自然科学基金重点资助项目(50735008);重庆市重大科技专项(CSTC, 2007AB3030)

作者简介:林腾蛟(1968-),男,重庆大学教授,博士后,主要从事计算机辅助工程分析、机械动力学研究,

(Tel)023-65102420;(E-mail) tjlin@cqu.edu.cn。

构已成为解决离合器发热的主要手段之一。

目前,对于湿式多片摩擦离合器发热问题的研究主要集中在摩擦片温度场计算、摩擦片油槽结构试验等方面。关于摩擦片温度场及热变形分析方面的研究,基于有限元理论,研究了离合器结合过程摩擦片温度的分布规律<sup>[1-4]</sup>;在摩擦片发热变形的试验方面,研究了摩擦片上不同油槽结构对摩擦片温升及动态特性的影响以及摩擦片表面热载荷分布引起的翘曲变形<sup>[5-9]</sup>。随着计算流体动力学(CFD)技术的日趋成熟,结合计算机数值模拟和图形显示,可以对复杂流场问题进行分析,其研究内容涉及管道<sup>[10-11]</sup>、液力变矩器<sup>[12]</sup>、阀<sup>[13-14]</sup>、水润滑轴承<sup>[15]</sup>等方面,但对湿式摩擦离合器润滑油流道的流场研究极为少见。

笔者基于不可压缩流体控制方程和 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型,建立三维流场模型,采用计算流体动力学方法进行润滑油流道结构分析研究,提出改善摩擦片间油压分布的 2 种油流路径和 3 种喷油管形状,以减小空转时摩擦片分离不彻底造成的发热。

## 1 流体动力学模型

假设润滑油为不可压缩流体,在笛卡儿坐标系下,湍流绝热状态流体控制方程可表示为

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{u}\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla \cdot \text{grad}(\mathbf{u}) + S_u, \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{v}\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla \cdot \text{grad}(\mathbf{v}) + S_v, \quad (3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{w}\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla \cdot \text{grad}(\mathbf{w}) + S_w, \quad (4)$$

式中: $\mathbf{u}$  为速度矢量; $u, v, w$  为各坐标轴方向的速度分量; $\nabla \cdot \mathbf{u} = \partial u / \partial x + \partial v / \partial y + \partial w / \partial z$ ;  $\rho$  为润滑油密度; $\mu$  为动力粘度; $p$  为润滑油压力; $S_u, S_v, S_w$  为各坐标轴方向的广义源项。式(1)为连续方程,式(2)、(3)、(4)为动量方程。

对于湿式摩擦离合器,润滑油从喷油孔流出到流入摩擦片和对偶片间隙过程中会有较大的应变率,符合 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型的应用特征,故采用 RNG  $k-\epsilon$  两方程湍流模型<sup>[16]</sup>。在 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型中,湍动能方程和湍动能耗散率方程分别为

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{k}\mathbf{u}) = \frac{\alpha_k}{\rho} \nabla \cdot \text{grad}(k\mu_\epsilon) + \frac{G_k}{\rho} - \epsilon, \quad (5)$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\boldsymbol{\epsilon}\mathbf{u}) = \frac{\alpha_\epsilon}{\rho} \nabla \cdot \text{grad}(\epsilon\mu_\epsilon) + \frac{C_{1\epsilon}^* \epsilon G_k}{\rho k} - \frac{\epsilon^2 C_{2\epsilon}}{k}, \quad (6)$$

式中: $k$  为湍动能; $\epsilon$  为动能耗散率; $\mu_\epsilon = \mu + \mu_t$ ,  $\mu_t$  为湍流粘度,  $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon$ ;  $C_\mu, C_{2\epsilon}, \alpha_k, \alpha_\epsilon$  为 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型常数; $G_k$  为平均速度梯度引起的湍动能  $k$

的产生项,

$$G_k = 2\mu_t \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu_t \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right]; \quad (7)$$

$C_{1\epsilon}^*$  为对 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型常数  $C_{1\epsilon}$  的修正系数,

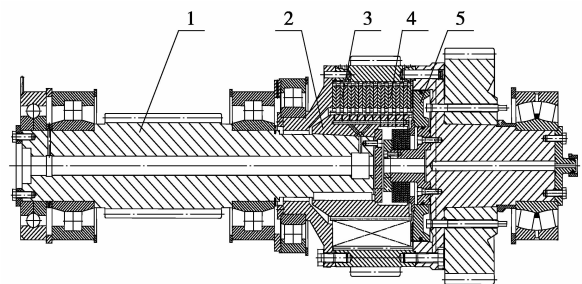
$$C_{1\epsilon}^* = C_{1\epsilon} - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3}, \quad (8)$$

$\beta, C_{1\epsilon}, \eta_0$  为 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型常数,  $\eta = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2} \frac{k}{\epsilon}$ ,  $S_{ij} = (\partial u_i / \partial x_j + \partial u_j / \partial x_i) / 2$ 。湍流动能方程和动能耗散率方程中模型常数的具体数值如下: $\alpha_k = \alpha_\epsilon = 1.39, C_\mu = 0.085, C_{1\epsilon} = 1.42, C_{2\epsilon} = 1.68, \beta = 0.012, \eta_0 = 4.38$ 。

## 2 离合器流道结构及有限元模型

### 2.1 离合器流道结构

图 1 为湿式多片摩擦离合器的结构图,其中摩擦片 10 片,对偶片 11 片。3 组喷油孔均匀分布在摩擦片座  $90^\circ, 210^\circ, 330^\circ$  圆周位置上,每组 10 个。离合器空转时,喷油孔喷出的润滑油充满摩擦片间隙,使摩擦片在润滑油的作用下分离。理想状态下,离合器空转时由摩擦片和对偶片形成的 20 个环状间隙大小应相等。



1. 齿轮轴;2. 摩擦片座;3. 对偶片;4. 摩擦片;5. 活塞

图 1 湿式多片摩擦离合器结构

将图 1 中的润滑油流道简化得到的流道结构 1,如图 2(a)所示。实践证明,该结构空转时摩擦片分离效果不太理想,容易发生过热。为此从两方面提出解决措施,一是改变油流路径,二是改变喷油孔形状。笔者基于结构 1,提出另一种油流路径和另外 2 种喷油孔形状,图 2 为 2 种油流路径和 3 种喷油孔形状组合形成的 6 种离合器流道结构。其中结构 3 和 5 是在结构 1 基础上分别将柱形喷油孔改为锥形孔和阶梯孔,而结构 2、4、6 是在结构 1、3、5 的基础上将摩擦片座右端 4 个喷油孔与内腔贯穿得

到的。在简化润滑油路时,假设活塞处于最右端,摩擦片和对偶片之间的20个环状间隙大小相等,均为0.4 mm。20个摩擦片间隙和10个喷油孔编号如图2所示。喷油孔的柱孔段直径为3 mm,锥孔和阶梯孔的大端直径均为5 mm。

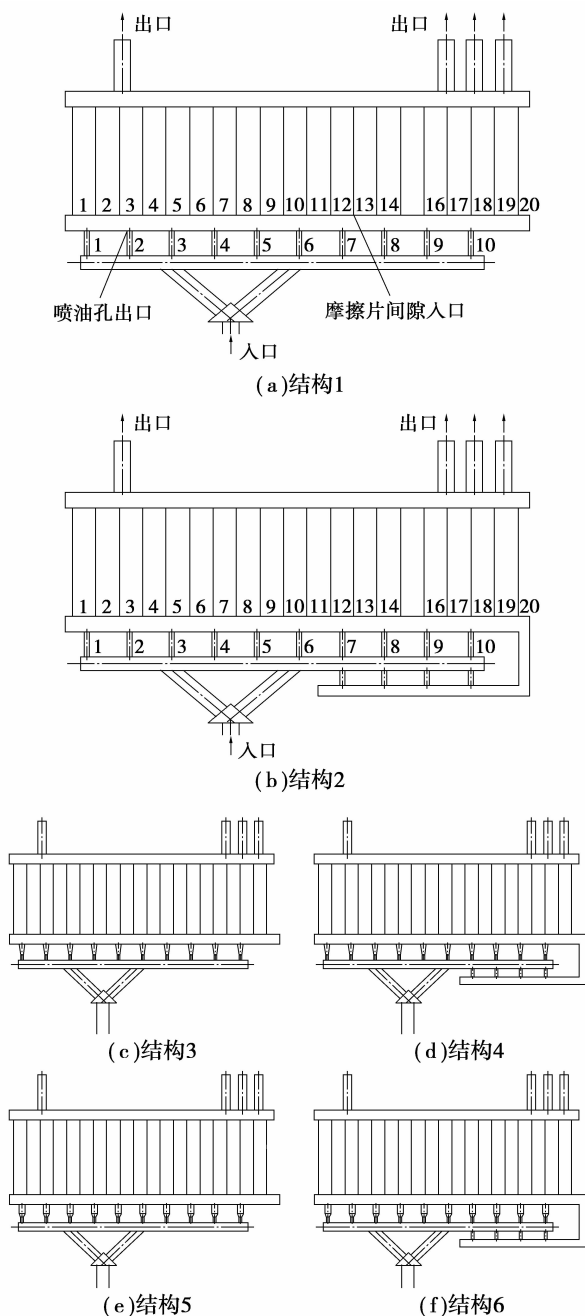


图2 离合器流道结构简图

## 2.2 有限元网格

在 ANSYS/FLOTRAN CFD 中建立润滑油流道的实体模型,并采用 Fluid 142 单元进行网格划分。为保证网格划分精度,对复杂结构进行大量剖切,成为形状规则的若干小块,便于六面体单元的划分;在结构突变处增加网格密度,以减少因压力梯度

和速度梯度过大而导致的计算误差。图3为流道结构1、2、3和6的有限元网格,计算模型的最大节点数和单元数分别为373 951和544 274。

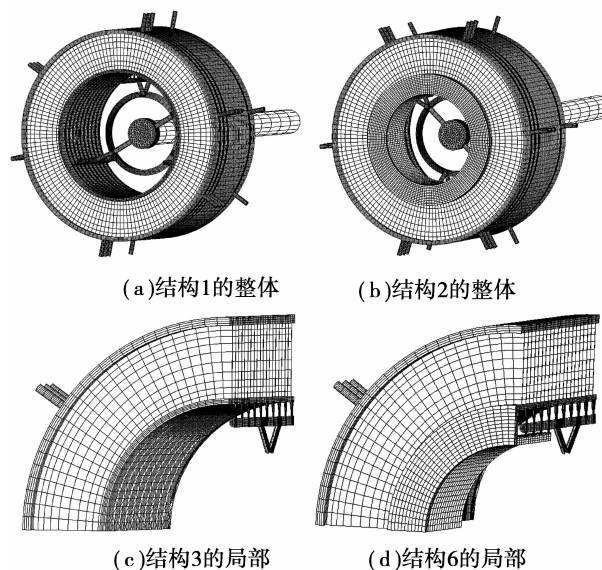


图3 离合器流道有限元网格

## 2.3 边界条件及相关参数

离合器用的润滑油为 CD40 船用润滑油,密度为  $880 \text{ kg/m}^3$ ,离合器工作时润滑油温度为  $58 \text{ }^\circ\text{C}$ ,运动粘度为  $43.4 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。笔者针对摩擦片与对偶片分离状态下离合器稳定工况进行研究,假设流道壁面光滑,在近壁处采用壁面函数法,管壁边界采用无滑移的固壁条件;离合器进口流量为  $120 \text{ L/min}$ ,出口处定义为一个大气压;环境选项中设定离合器空转速率为  $520 \text{ r/min}$  时的整体转动角速度为  $54.45 \text{ rad/s}$ 。

## 3 流场仿真与试验分析结果

采用增强型压力耦合方程组的半隐式算法 (SIMPLEN) 求湍流模型稳态解,通过适当调整松弛因子大小来加速模型收敛。求解过程总迭代次数设为 200 次,即可得到收敛的结果。

### 3.1 流场仿真分析结果

图4为6种流道结构的整体与局部油压云图。由图可知,在主油管与分油管交接处以及分油管与喷油孔交接处的压力梯度大,局部压力损失较大。6种结构的离合器进口油压、喷油孔出口平均油压和摩擦片间隙入口平均油压如表1所示。比较右端4个喷油孔贯通与不贯通2种油流路径可知,同种喷油孔形状下右端4个喷油孔贯通时对应的离合器进口润滑油压力较小,对供油系统的负荷较低,表明此种油流路径能有效减小润滑油压力损失。

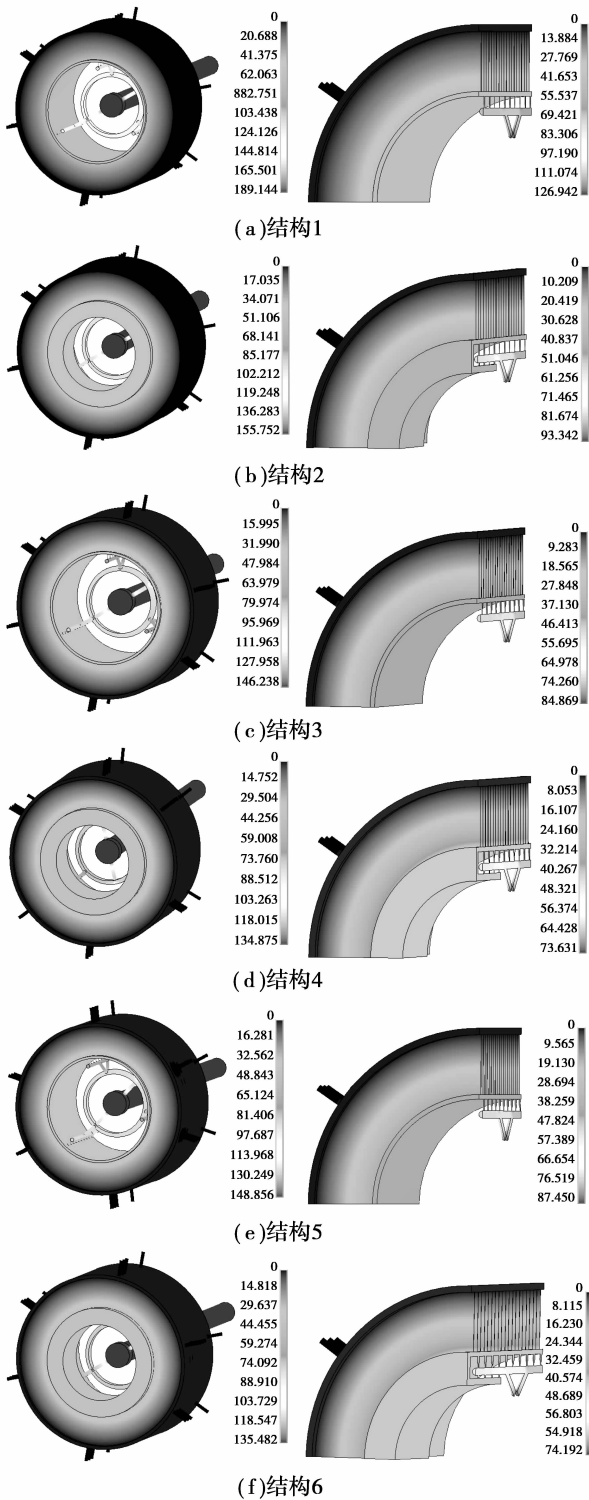


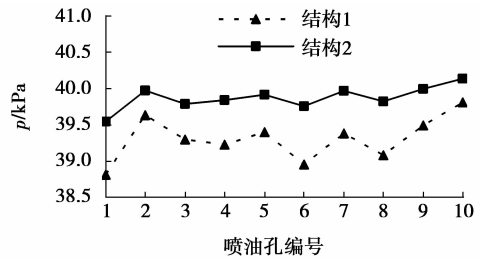
图 4 润滑油压力云图

为进一步研究油流路径对摩擦片间压力分布的影响,对比分析 6 种结构的喷油孔出口处和摩擦片间隙入口处的压力分布,如图 5、6 所示。结构 1 在摩擦片间隙入口处和喷油孔出口处的压力波动较大,最大波动值分别为 0.776、0.820 kPa;结构 2 的压力分布较结构 1 有明显改善,摩擦片间隙处和喷

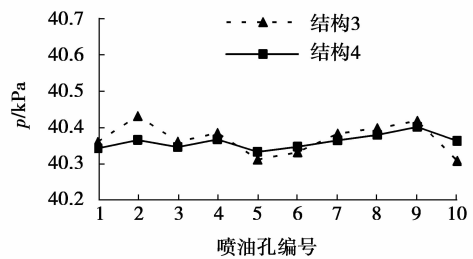
油孔出口处的最大波动值分别为 0.365、0.429 kPa,分别较结构 1 减小约 48%和 53%;结构 3 在上述 2 处的最大波动值分别为 0.161、0.110 kPa;而结构 4 仅分别为 0.086、0.039 kPa,分别较结构 3 减小约 65%和 47%;结构 5 对应的最大波动值分别为 0.117、0.075 kPa;结构 6 分别为 0.053、0.051 kPa,分别较结构 5 减小约 54%和 33%。由上述结果可知,右端 4 个喷油孔贯通的油流路径能够使喷油孔出口和摩擦片间隙间的油压分布更加均匀。

表 1 6 种结构的润滑油压力 kPa

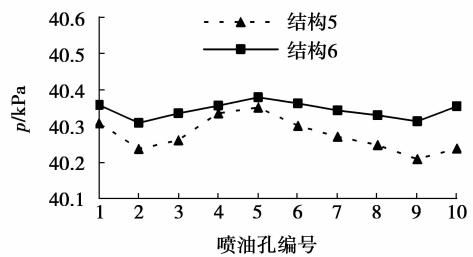
结构编号	离合器进口油压	喷油孔出口平均油压	摩擦片间隙入口平均油压
1	189.144	39.306	40.237
2	155.752	39.872	40.218
3	146.238	40.368	40.494
4	134.875	40.360	40.432
5	148.856	40.280	40.462
6	135.482	40.349	40.407



(a)柱形喷油孔



(b)锥形喷油孔



(c)阶梯形喷油孔

图 5 流道 90°位置上 10 个喷油孔的油压分布

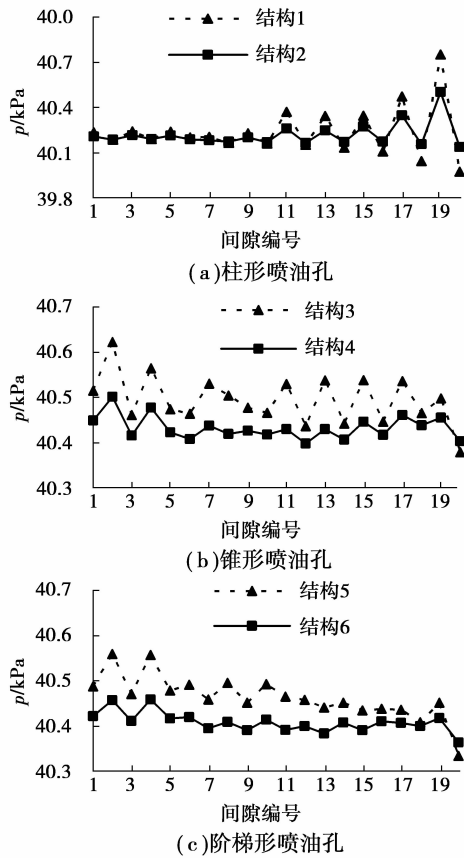


图 6 流道 90°位置上摩擦片间隙油压分布

图 7 为 3 种喷油孔形状下喷油孔出口和摩擦片间的润滑油压力分布曲线。由图可知,喷油孔为柱孔时,喷油孔出口处的压力波动较大,而锥孔或阶梯孔时两处的压力波动相对较小,后 2 种喷油孔形状能使 2 处的压力分布更均匀。

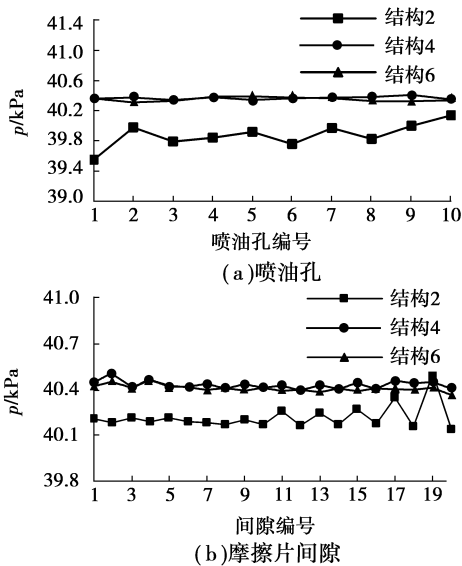


图 7 流道 90°位置上喷油孔和摩擦片间的油压分布

为了量化喷油孔和摩擦片间的压力波动程度,

引入离散系数  $C_v = S/A$ , 其中  $S$  为样本油压标准差,  $A$  为样本油压均值。用  $C_v$  来衡量润滑油压分布的离散程度,离散系数越小,表明油压分布越均匀,反之油压波动越大。

分别以 6 种结构 20 个摩擦片间的油压值作为统计样本,计算每种结构对应的摩擦片间油压分布的离散系数,如图 8 所示,90°、210°、330°表示 3 组喷油孔正对的摩擦片间隙处的油压统计值。由图可知,流道结构 4、6 的离散系数较小,说明摩擦片间的油压分布较均匀;比较同种流道结构 3 个位置的离散系数,锥形孔和阶梯孔结构对应的数值较为接近,表明润滑油在圆周方向上分布相对较均匀。

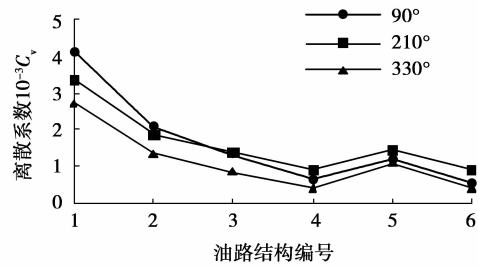


图 8 不同流道结构时摩擦片间隙油压分布离散系数

### 3.2 离合器进口油压试验

离合器进口油压试验在齿轮箱综合性能试验台上进行,试验装置由电机、试验齿轮箱、增速箱和水力测功器组成。试验装置如图 9 所示,船用湿式多片摩擦离合器安装在试验齿轮箱中。由于离合器结构以及试验手段的制约,喷油孔出口处及摩擦片间的润滑油压力很难用试验方法直接测得。因此,试验时记录进油管接头处润滑油压力,并与流道流场分析结果进行对比。

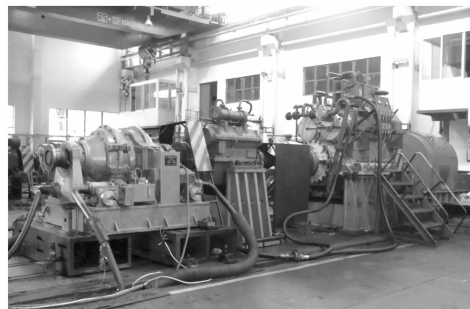


图 9 齿轮箱综合性能试验台

笔者仅对结构 1 与结构 2 做了进口油压的对比试验。在试验时,通过控制冷却器的进水量来调节油温,控制油温为 58 °C;在离合器进油管处安装流量计和压力表,调节节流阀开度控制入口流量为 120 L/min。待离合器空车运转稳定后,读取压力表

上的数值。

表2给出了结构1与结构2的试验值与分析值。由此可知,2种结构的油压计算值与试验值基本吻合。

表2 离合器进油管接头处油压比较

油路	计算值/kPa	试验值/kPa	相对误差/%
结构1	189.144	200	5.4
结构2	155.752	170	8.4

## 4 结 论

采用 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型对摩擦离合器流道流场进行数值仿真,分析了2种油流路径和3种喷油孔形状对摩擦片间润滑油压力分布的影响,并对部分结构进行进口油压试验,得出如下结论:

1)右端4个喷油孔贯通能使摩擦片间润滑油压分布较为均匀;

2)喷油孔形状为锥形和阶梯形时,摩擦片间润滑油压分布更均匀;

3)对比喷油孔形状为柱孔的2种结构的进口油压仿真结果与试验结果,二者吻合良好。

### 参考文献:

- [1] MARKLUND P, LARSSON R. Wet clutch friction characteristics obtained from simplified pin on disc test[J]. Tribology International, 2008, 41(9/10): 824-830.
- [2] LI J Y, BARBER J R. Solution of transient thermoelastic contact problems by the fast speed expansion method [J]. Wear, 2008, 265(3/4): 402-410.
- [3] ZHAO S M, HILMAS G E, DHARANI L R. Behavior of a composite multi-disk clutch subjected to mechanical and frictionally excited thermal load [J]. Wear, 2008, 264(11/12): 1059-1068.
- [4] ZHAO S M, HILMAS G E, DHARANI L R. Numerical simulation of wear in a C/C composite multi-disk clutch [J]. Carbon, 2009, 47(9): 2219-2225.
- [5] 贾云海,张文明.湿式摩擦离合器摩擦片表面温升和油槽结构研究[J].中国公路学报,2007,20(5):112-116.
- JIA YUN-HAI, ZHANG WEN-MING. Research on friction disk surface lubricant groove configuration and temperature raise in wet friction clutch [J]. China Journal of Highway and Transport, 2007, 20(5): 112-116.
- [6] 高晓敏,张协平,吴凡,等.摩擦片表面沟槽对离合器动态特性影响的研究[J].传动技术,2001(3):10-13.
- GAO XIAO-MIN, ZHANG XIE-PING, WU FAN,

et al. Research of the friction disk surface groove for influence on the clutch dynamic characteristic[J]. Drive System Technique, 2001(3): 10-13.

- [7] 蔡丹,魏宸官,宋文悦.湿式摩擦离合器片翘曲变形研究[J].北京理工大学学报,2000,20(4):449-451.
- CAI DAN, WEI CHEN-GUAN, SONG WEN-YUE. Friction discs distortion phenomena in wet clutch [J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2000, 20(4): 449-451.
- [8] 胡宏伟,周晓军,杨先勇,等.离合器接合过程中抖动及其影响因素的分析[J].浙江大学学报:工学版,2009,43(3):535-539.
- HU HONG-WEI, ZHOU XIAO-JUN, YANG XIAN-YONG, et al. Analysis of clutch engagement judder and its influence factor [J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2009, 43(3): 535-539.
- [9] MARKLUND P, MA KI R, LARSSON R, et al. Thermal influence on torque transfer of wet clutches in limited slip differential applications [J]. Tribology International, 2007, 40(5): 876-884.
- [10] SELEZNEV V. Numerical simulation of a gas pipeline network using computational fluid dynamics simulators[J]. Journal of Zhejiang University Science A, 2007, 8(5): 755-765.
- [11] KULKARNI A V, ROY S S, JOSHI J B. Pressure and flow distribution in pipe and ring spargers: experimental measurements and CFD simulation [J]. Chemical Engineering Journal, 2007, 133(1/3): 173-186.
- [12] WU G Q, YAN P. System for torque converter design and analysis based on CAD/CFD integrated platform[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(4): 35-39.
- [13] 袁新明,贺治国,毛根海.用 RNG  $k-\epsilon$  紊流模型对截止阀三维紊流流动的数值模拟[J].流体机械,2006,34(2):34-38.
- YUAN XIN-MING, HE ZHI-GUO, MAO GENG-HAI. Numerical simulation of a turbulence flow in the cut-off valve by RNG  $k-\epsilon$  turbulence model [J]. Fluid Machinery, 2006, 34(2): 34-38.
- [14] WANG L H, CUI J J, YAO K J. Numerical simulation and analysis of gas flow field in serrated valve column[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2008, 16(4): 541-546.
- [15] GERTZOS K P, NIKOLAKOPOULOS P G, PAPAPOPOULOS C A. CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant[J]. Tribology International, 2008, 41(12): 1190-1204.
- [16] 王福军.计算流体力学分析:CFD软件原理与应用[M].北京:清华大学出版社,2004.

(编辑 张 苹)