

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2018.06.002

基于响应面试验设计的湿式离合器优化策略

刘文,王青松,林腾蛟,魏静,李锐

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆400044)

摘要:为提高湿式离合器的可靠性,建立以6个出油管孔径为设计变量的参数化有限元模型,基于计算流体力学理论,进行热流耦合动态仿真分析,根据湿式离合器热流场分布特性,设计优化策略。剖析中心组合设计方法的采样原理,推导析因系数、样本点数、因子水平及各水平对应试验次数的计算公式,并应用于湿式离合器的响应面试验设计中,采用单因素仿真试验分析方法确定离合器片轴向最小位移为目标变量,进一步编排试验点安排表。基于最小二乘法拟合得到响应面模型,采用不同工具进行优化分析,获得了湿式离合器的3套优化方案。结果表明:在最佳优化方案中,离合器片轴向最小位移增大了38.472%,其预测值与实际仿真值误差为7.291%,最薄油层厚度增大了18.828%。

关键词:离合器;热流耦合;响应曲面;试验设计;析因系数;优化策略

中图分类号:TH133.4

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2018)06-009-15

Optimization strategy of wet clutch based on response surface test design

LIU Wen, WANG Qingsong, LIN Tengjiao, WEI Jing, LI Rui

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

Abstract: In order to improve wet clutch's reliability, a parametric finite element model with the diameter of six outlet pipes as variables was established, and the heat-flow coupling analysis was carried out based on CFD. According to the characteristics of heat flow field, optimization strategy was designed. The sampling principle of CCD was analyzed, the formulas for the factorial coefficient, the number of sample points, the level and corresponding test times were deduced respectively, and applied to the response surface test design. Single factor simulation tests were adopted to determine the minimum axial displacement of clutch plates as the target variable, and test point arrangement table was further arranged. Based on least square method, the response surface model was fitted, three optimization schemes were obtained by different tools. The results show that, in the optimum scheme, the target variable increases by 38.472%, the error between forecast and actual simulation is 7.291%, and the thinnest oil-layer thickness increases by 18.828%.

Keywords: clutch; heat-flow coupling; response surface; test design; factorial coefficient; optimization strategy

收稿日期:2018-01-02

基金项目:中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(106112017CDJZRPY0018);重庆市重点产业共性关键技术创新专项(CSTC2015ZDCY-ZTZX70013)。

Supported by the Fundamental Research Funds for Central Universities (106112017CDJZRPY0018) and the Key Industry Common Key Technology Innovation of Chongqing (CSTC2015ZDCY-ZTZX70013).

作者简介:刘文(1968—),男,重庆大学副教授,主要从事计算机辅助工程分析、机械动力学研究,(E-mail)liuwen@cqu.edu.cn。

近年来,湿式离合器在车辆、舰船、工程机械等重要装备中得到了广泛的应用,但工作中湿式离合器常出现打滑、抖动、分离不彻底、发出异响等故障^[1-3]。在离合器片间油层分布不均且存在过薄的局部油层时,离合器片分离不平衡或抖动,很容易引发异常磨损,产生局部高温,甚至烧毁离合器片。通过优化离合器的结构参数使离合器片间的最薄油层厚度增大,可以有效减少离合器烧片事故的发生,提高离合器的可靠性。

为保证湿式离合器具有良好的工作性能,一些学者做了大量的优化和可靠性设计研究。Wang 等^[4-5]构建自动变速器液压系统的动态仿真模型,模拟系统的动态特性,对湿式离合器接合过程进行优化研究,得到了最佳的液压系统相关参数。Depraetere 等^[6-7]对湿式离合器接合过程的控制方面进行研究,提出了一种在机器正常运行期间学习和调整控制信号的两级优化控制策略。但以上优化研究多局限于接合过程的控制策略方面,而在湿式离合器热流场特性方面的优化研究较少。

在响应面试验设计中,常采用中心组合设计方法来选取试验样本点,并使用旋转设计方法来确定因子水平,进一步设计出合理、高效的试验点安排表^[8-11]。但是这些研究一般需要通过查阅手册或者软件来获取试验设计的相关参数,较少有学者推导析因系数、样本点数、因子水平及各水平对应试验次数的具体计算公式。

笔者以脱排结束后处于空转状态的湿式离合器为研究对象,对响应面试验设计中相关参数的计算公式进行推导,并应用于湿式离合器热流场特性的优化设计中,采用不同分析工具获得不同的优化方案,得到湿式离合器的最优结构,进而实现湿式离合器可靠性的优化。

1 湿式离合器的优化设计流程

基于响应面试验设计的湿式离合器优化设计流程如图 1 所示。

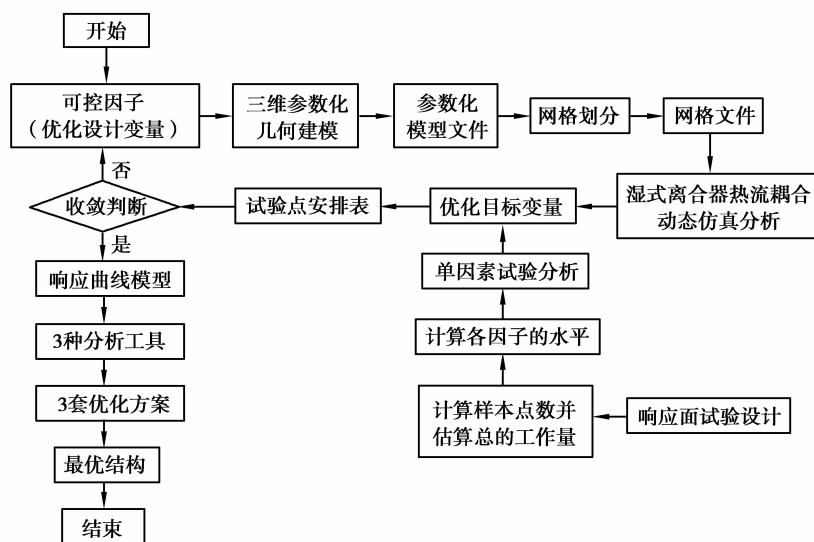


图 1 湿式离合器的优化设计流程

Fig.1 Optimal design flow of wet clutch

1) 在 ANSYS Workbench 平台下的 DesignModeler 模块中建立三维实体几何模型,对可控因子进行参数化处理;将湿式离合器模型的参数化几何文件导入到 Meshing 模块中进行网格划分,得到高质量的网格模型;将生成的网格文件导入 CFX 软件中进行热流耦合动态仿真分析。

2) 采用响应面试验设计方法来解决非线性数据处理的相关问题,重点对析因系数、样本点数、因子水平及各水平对应试验次数的计算方法进行研究,进而完成对每一个样本点的结构参数取值、每种结构的试验次数的设定,然后根据单因素仿真试验分析方法确定优化目标变量,进一步编排出湿式离合器的试验点安排表。将湿式离合器热流耦合动态仿真计算完成后输出的优化目标值填入试验点安排表,完成一个试验点的计算。判断收敛条件是否满足,若不满足则根据试验点安排表继续进行下一个试验点的计算,直到所有的试验点均计算完成为止,此时达到收敛要求,试验点安排表的全自动循环计算终止。

3) 基于试验点安排表中的实际仿真数据,根据最小二乘法原理拟合出响应曲面模型,分别运用 Design Expert、ANSYS Workbench、Excel 对湿式离合器进行优化计算,得到 3 套优化方案,最后筛选出因子水平的最佳组合。

2 基于参数化模型的热流耦合分析

湿式离合器润滑油路结构简图如图 2 所示, D0~D10 为对偶片,其中 D0 为端盖, D10 为活塞; M1~M10 为摩擦片; L_m ($m=1,2,\dots,20$) 分别对应为 1~20 号片间油层, m 为油层编号; C_k ($k=1,2,\dots,6$) 分别对应为 1~6 号出油管, k 为出油管编号,出油管 C_k 的孔径大小为 d_k ,且湿式离合器初始结构的出油管孔径均为 15 mm。在脱排结束后的空转状态下,工作油缸行程为 10 mm,假设平均分配给离合器片之间的间隙,则油层的厚度 h 均为 $10/20=0.5$ (mm)。

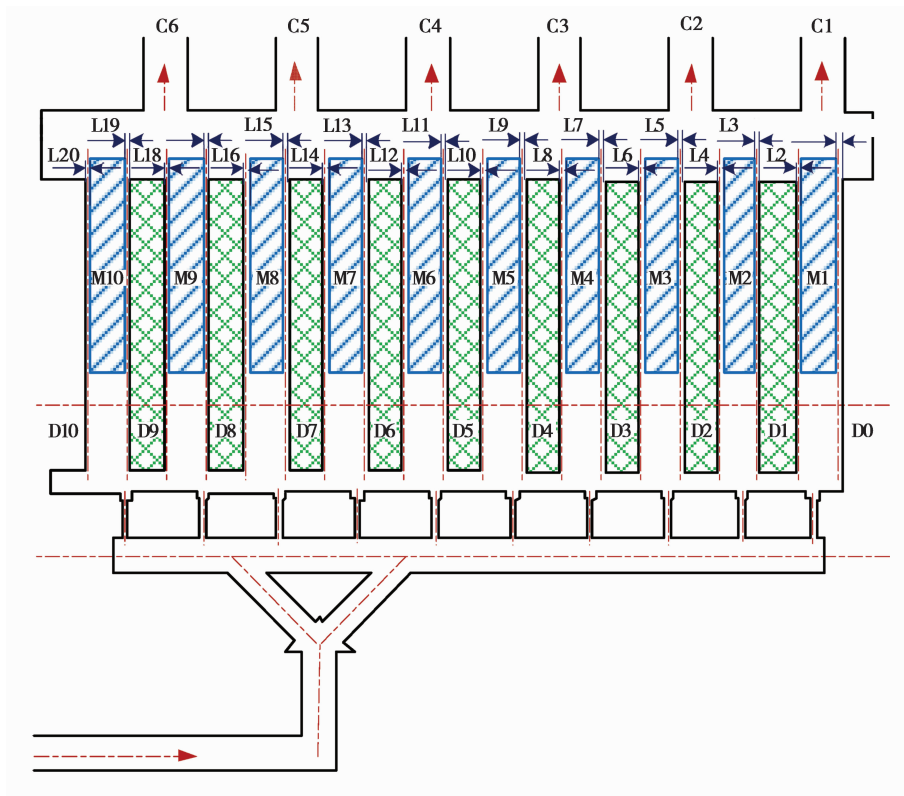


图 2 湿式离合器润滑油路结构简图

Fig.2 Structure diagram of lubricatingoil circuit of wet clutch

润滑油最大流速出现在对偶片外缘处,其值为

$$v_{\max} = \omega \cdot R_D, \quad (1)$$

式中: R_D 为对偶片外缘的半径, $R_D = 267$ mm; ω 为主动轴的角速度。

2.1 参数化有限元模型

由于外部三维软件建立的实体模型导入到 ANSYS Workbench 软件时,并不是严格意义上的无缝连接,所以选择在 DesignModeler 环境下进行几何建模,得到湿式离合器参数化模型。为了尽可能减小网格自动划分对有限元计算结果的影响,达到较高的计算精度要求,在 Meshing 模块中进行了较为复杂的网格划分操作,得到了高质量的参数化有限元网格模型如图 3 所示,共计 421 799 个节点,389 700 个网格。

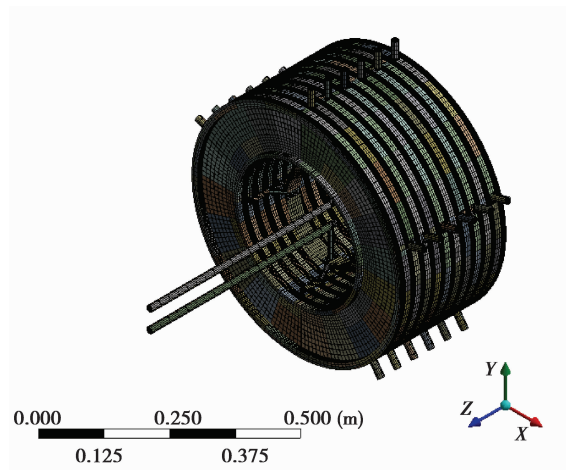


图 3 湿式离合器参数化有限元网格模型

Fig.3 Parametric finite element mesh model of wet clutch

通过网格质量检查,得到湿式离合器参数化有限元网格模型的全局网格度量如图 4 所示,横坐标为网格的尺寸大小,纵坐标为特定尺寸范围内的网格占网格总体积的百分比。图中,六面体网格高达网格总体积的 99.580%,而四面体网格、楔形网格、金字塔网格分别仅占网格总体积的 0.070%,0.054%,0.296%。

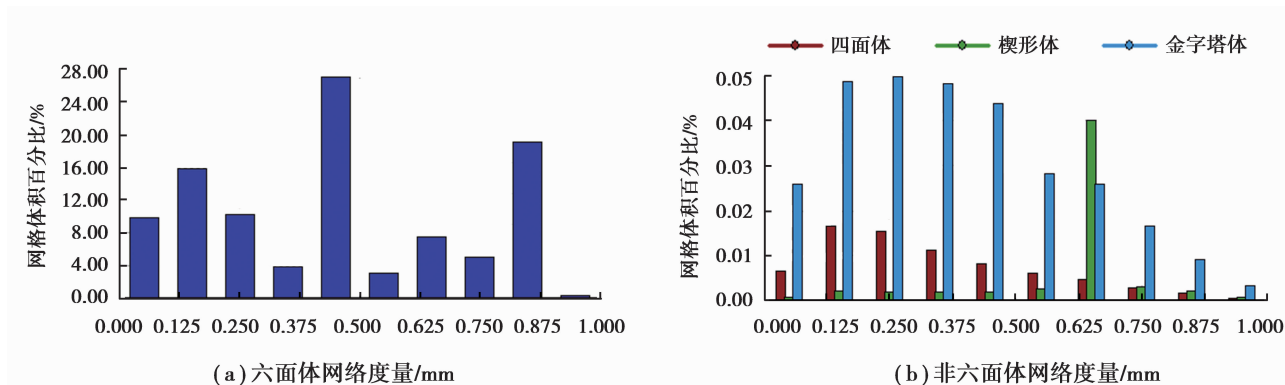


图 4 全局网格度量

Fig.4 Global grid metrics

把湿式离合器参数化有限元网格模型导入到 CFX 软件中,并根据实际工况加载如表 1 所示的边界条件。得到的湿式离合器参数化有限元模型如图 5 所示。

表 1 边界条件

Table 1 Boundary conditions

主动轴转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	入口流量/ ($L \cdot \min^{-1}$)	入口流速/ ($m \cdot s^{-1}$)	固壁温度/ $^{\circ}C$	入口油温/ $^{\circ}C$	润滑油密度/ ($kg \cdot m^{-3}$)
1 400	130	6.13	50	58	880
润滑油比热容/ ($J \cdot (kg \cdot ^{\circ}C)^{-1}$)	润滑油导热系数/ ($W \cdot (m \cdot ^{\circ}C)^{-1}$)	润滑油运动 粘度(58 $^{\circ}C$)/ ($mm^2 \cdot s^{-1}$)	复位弹簧刚度/ ($kN \cdot m^{-1}$)	钢材密度/ ($kg \cdot m^{-3}$)	出口压强/ kPa
1 900	0.144	43.450	466	7 850	101.325

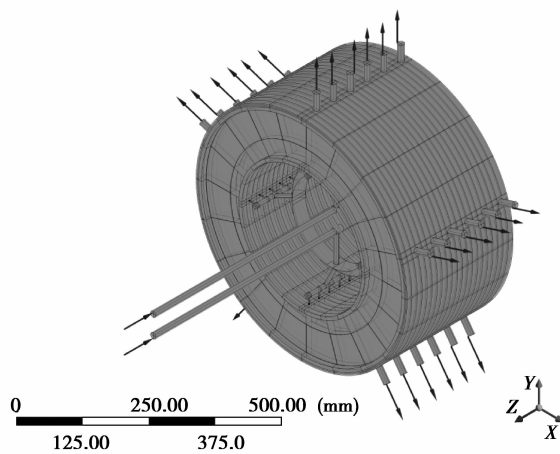


图 5 湿式离合器参数化有限元模型

Fig.5 Parametric finite element model of wet clutch

2.2 热流耦合动态仿真分析

基于计算流体力学理论,对湿式离合器进行热流耦合动态仿真计算,得到离合器初始结构的油温及流速如图 6 所示。

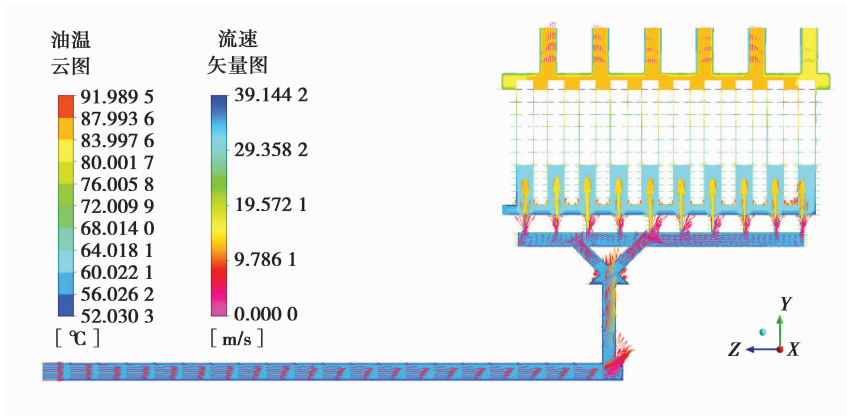


图 6 湿式离合器的油温及流速

Fig.6 Oil-temperature and flow rate of wet clutch

由图 6 可知,温度场的最高油温 $T_{max}=91.9895\text{ }^{\circ}\text{C}$,出现在 19 号油层处。取各片间油层的最高温度值表征各油层温度的大小,则片间油层的平均温度 $T_{ave}=\frac{1}{20}\cdot\sum_{m=1}^{20}T_m=86.4059\text{ }^{\circ}\text{C}$, T_m 为片间油层 L_m 的最高温度。润滑油温对于润滑油的冷却、润滑性能和带排转矩等均具有一定的影响^[12-13],但是初始结构的最高油温已经较低,只需要约束优化后的油温不要过高即可,必要时可以适当提升油层的平均温度以降低局部的油温峰值。最大流速出现在对偶片外缘处,由公式(1)知 $v_{max}=39.1442\text{ m/s}$,与图 6 中的结果一致。

湿式离合器流场轴向位移的大小和方向如图 7 所示,离合器片轴向最小位移 S_z 为负数,即在 Z 轴负半轴方向上润滑油最大位移值,且 $S_z=-0.1108\text{ mm}$,出现在摩擦片 M7 处。摩擦片 M1 向左移动了 0.1226 mm,促使 1 号油层变厚为 0.6226 mm;摩擦片 M7 向右移动了 0.1108 mm,对偶片 D6 向左移动了 0.0700 mm,导致 13 号油层最薄为 $h_{min}=0.3192\text{ mm}$;对偶片 D7 向左移动了 0.0775 mm,导致 14 号油层最厚为 $h_{max}=0.6883\text{ mm}$ 。初始结构的片间油层厚度 h 的分布情况如图 8 所示。

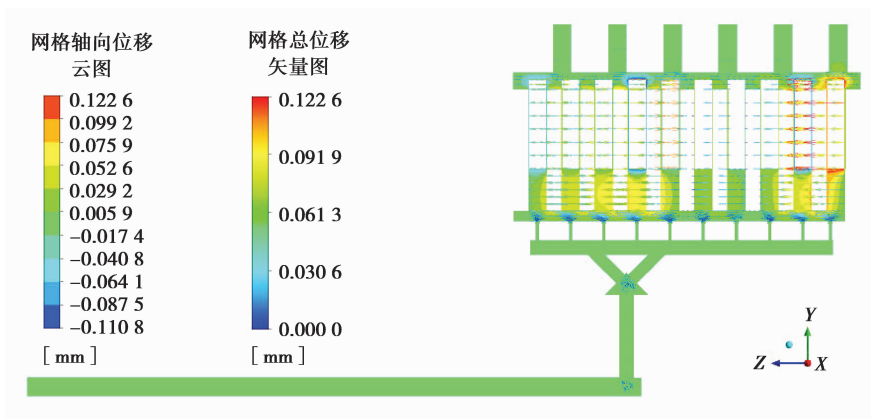


图 7 湿式离合器流场轴向位移图

Fig.7 Axial displacement diagram of wet clutch flow field

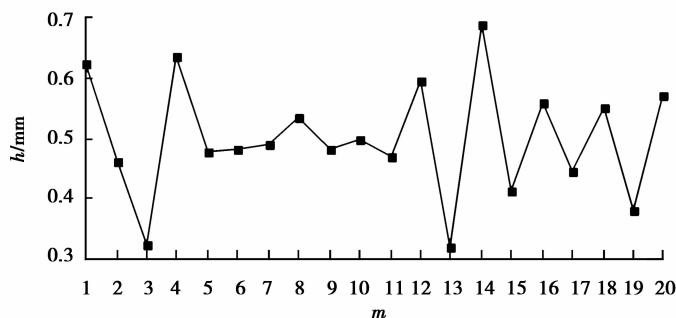


图 8 初始结构的片间油层厚度分布

Fig.8 Thickness distribution of oil layer between plates in initial structure

由图 7、8 可知,初始结构的湿式离合器片间油层厚度分布极为不均,13 号油层和 3 号油层厚度均较小,容易产生较大的片间油膜承载力和较大的带排转矩^[14-16]。在离合器片分离不平衡或抖动时,若油层厚度处于离合器片倾斜抖动范围内,将引发异常磨损,产生局部高温,甚至烧毁离合器片。

根据湿式离合器初始结构热流耦合动态仿真结果可知,离合器的原始结构参数有必要进行优化。即在保证润滑油的最高温度值基本不增大的前提下,增大最薄油层的厚度,从而避免湿式离合器局部油膜承载力过大、带排转矩过大、烧片等工程实际问题,提高离合器的可靠性。

3 响应面试验设计

3.1 响应面数学模型

响应面法采用线性多项式来近似隐式极限状态方程,通过试验设计来确定线性多项式的待定系数,从而得到响应面模型,进而预测未试验点的响应值,该方法具有良好的鲁棒性且计算简单。完全二阶多项式响应曲面数学模型可表示为^[17-18]:

$$y = \alpha_0 + \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \alpha_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^n \alpha_{ii} x_i^2 + \epsilon, \quad (2)$$

式中: y 为拟合的响应面函数; $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ 为设计变量; n 为设计变量的个数,也即可控因子(用字母 f 表示)的个数, $n \geq 2$; $\alpha_0, \alpha_i, \alpha_{ij}, \alpha_{ii}$ 分别为常数项、一次项、交叉项、二次项待定回归系数,通过最小二乘回归法拟合确定; ϵ 为随机误差项。

3.2 析因系数及样本点数的计算

观察方程(2),待定的回归系数总个数为^[18-19]:

$$q = 1 + C_n^1 + C_n^2 + C_n^1 = \frac{1}{2}(n+1)(n+2). \quad (3)$$

为求解方程(2)的待定系数,必须满足试验次数 $N \geq q$,且每个因子的水平数应大于等于 3。在 3 水平全因子试验设计中, n 个因子对应的试验次数为 3^n ,因此试验次数随着因子数呈指数增长,显然会导致剩余自由度过大,即:

$$n \rightarrow +\infty, \frac{3^n}{q} \rightarrow +\infty. \quad (4)$$

为了减少试验次数,缩短试验时间,并得到有效的试验结果,笔者采用中心组合设计方法在因子空间中选择 3 类具有不同特征的点,适当组合起来形成试验计划。

试验次数为 N 时,所需要的样本点数为 N 。对于 n 个因子,样本点由以下 3 种类型的点构成。因子数为 3 时的中心组合设计布点示意图如图 9 所示。

- 1) 中心点: 设定中心点数 $c = 1$;
- 2) 星号点: $2n$ 个;

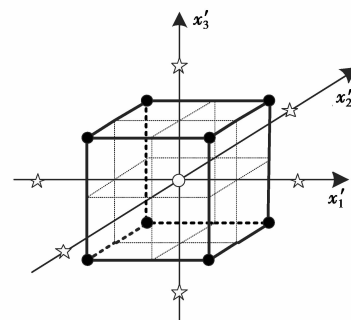


图 9 三因子中心组合设计布点示意图

Fig.9 Schematic layout of three-factor center combination design

3)角点:2水平全因子试验(2^n 个)或其部分实施。

在角点数量为 2^n 时,中心组合设计需要的试验次数为 $2^n + 2n + 1, n \in \{2, 3, 4\}$ 。但是在 $n \geq 5$ 时,由于样本点数过大,对于一些耗时的试验,需要消耗大量的人力、物力资源。为了有足够的样本点数来求解回归方程,同时又避免因剩余自由度较大导致试验工作量过大,必须采用部分实施2水平全因子试验的方法对样本点数 N 进行控制,即通过引进一个析因系数 ζ 使 $N/q \in [a, b], a, b$ 为正实数。此时,样本点数为:

$$N = 2^{n-\zeta} + 2n + 1. \quad (5)$$

则有:

$$\frac{N}{q} = \frac{2^{n-\zeta} + 2n + 1}{\frac{1}{2}(n+1)(n+2)} \in [a, b]. \quad (6)$$

对公式(6)进行变换,得到:

$$\zeta \in [\zeta_{\min}, \zeta_{\max}], \quad (7)$$

$$\text{式中:} \begin{cases} \zeta_{\min} = n - \log_2 \left[\frac{b}{2} (n+1)(n+2) - 2n - 1 \right], \\ \zeta_{\max} = n - \log_2 \left[\frac{a}{2} (n+1)(n+2) - 2n - 1 \right]. \end{cases}$$

设定析因系数 ζ 为自然数,且满足:

$$\zeta = \begin{cases} \text{ROUND}(\zeta_{\max}, 0), \zeta_{\min} < 0; \\ \text{ROUND}\left(\frac{\zeta_{\min} + \zeta_{\max}}{2}, 0\right), \zeta_{\min} \geq 0. \end{cases} \quad (8)$$

式中:ROUND($x, 0$)表示对 x 四舍五入取整数;在 $\zeta_{\min} < 0$ 时,允许存在 $\zeta = \text{ROUND}(\zeta_{\max}, 0) > \zeta_{\max}$ 的情况。

则:

$$\zeta = \begin{cases} \text{ROUND}\left(n - \log_2 \left[\frac{a}{2} (n+1)(n+2) - 2n - 1 \right], 0\right), \zeta_{\min} < 0; \\ \text{ROUND}\left(n - \frac{1}{2} \log_2 \left[\frac{b}{2} (n+1)(n+2) - 2n - 1 \right] \cdot \left[\frac{a}{2} (n+1)(n+2) - 2n - 1 \right], 0\right), \zeta_{\min} \geq 0. \end{cases} \quad (9)$$

经分析发现,在通常情况下试验点个数 N 是所求回归项数 q 的1.5~3.0倍^[19],即一般 $a = 1.5, b = 3.0$,将其代入公式(9)得到:

$$\zeta = \begin{cases} \text{ROUND}(n + 2 - \log_2^{(3n^2+n+2)}, 0), 2 \leq n \leq 6, \\ \text{ROUND}\left(\frac{2n + 3 - \log_2^{(3n^2+5n+4)} \cdot (3n^2+n+2)}{2}, 0\right), n \geq 7. \end{cases} \quad (10)$$

将公式(10)代入公式(5)得到:

$$N = \begin{cases} 2^{n-\text{ROUND}(n+2-\log_2^{(3n^2+n+2)}, 0)} + 2n + 1, 2 \leq n \leq 6, \\ 2^{n-\text{ROUND}\left(\frac{2n+3-\log_2^{(3n^2+5n+4)} \cdot (3n^2+n+2)}{2}, 0\right)} + 2n + 1, n \geq 7. \end{cases} \quad (11)$$

式中:根据公式(8),在 $n = 5$ 时,允许存在 $N/q \approx 1.286 \notin [1.5, 3.0]$ 的情况。

联立公式(3)、(11),运用求数列极限的相关数学计算方法可以得到:

$$n \rightarrow +\infty, \frac{N}{q} \in (1.5, 3.0]. \quad (12)$$

在实际多因子试验设计中,因子数 n 一般控制在 $[2, 21]$ 。而对于 $n \in [22, 50]$ 的大型试验设计,由于 N 较大,需要占用大量的试验资源,故常采用Min-Run Res V设计的方法确定样本点数。在 $n = 12$ 时,规定 $\zeta = 4$,此时取 $c = 1$,则 $N = 281, N/q \approx 3.088$,公式(10)、(11)不适用。中心点数 c 表示各可控因子都取零水平的中心点的重复试验次数,提供一致精度和纯误差的估计,一些有限元分析软件(例如ANSYS、ANSYS Workbench等)默认按照 $c = 1$ 来计算样本点数,但一些数理统计分析软件(例如Design Expert、SAS等)还

提供了 $c \neq 1$ 的计数方式,即在公式(11)计算结果的基础上增加 $c - 1$ 次零水平的中心点重复试验。综上所述,对公式(10)、(11)进行修正,得到中心组合设计中析因系数 ζ 的计算公式为:

$$\zeta = \begin{cases} \text{ROUND}(n + 2 - \log_2^{(3n^2+n+2)}, 0), 2 \leq n \leq 6; \\ \text{ROUND}\left(\frac{2n + 3 - \log_2^{(3n^2+5n+4) \cdot (3n^2+n+2)}}{2}, 0\right), 7 \leq n \leq 21, n \neq 12, \\ 4, n = 12. \end{cases} \quad (13)$$

中心组合设计中样本点数 N 的计算公式为:

$$N = \begin{cases} 2^{n-\text{ROUND}(n+2-\log_2^{(3n^2+n+2)}, 0)} + 2n + c, 2 \leq n \leq 6; \\ 2^{n-\text{ROUND}\left(\frac{2n+3-\log_2^{(3n^2+5n+4) \cdot (3n^2+n+2)}}{2}, 0\right)} + 2n + c, 7 \leq n \leq 21, n \neq 12; \\ 280 + c, n = 12. \end{cases} \quad (14)$$

通过公式(14)可以计算出与因子数 n 对应的试验次数 N ,预估完成全部试验所需要的工作量大小,从而进一步控制整个优化设计所需要的时间。

假设每一次试验所需要的时间均为 Δt ,则完成全部试验所需要的工作量为:

$$t = N \cdot \Delta t. \quad (15)$$

3.3 因子水平及对应的试验次数

采用旋转组合设计方法,对每个因子取 5 个水平。试验设计简图如图 10 所示,以 $(0, \pm 1, \pm \beta)$ 编码, $(0, 0)$ 为中心点, β 为星号点对应的极值。

对文献[20]中 β 的计算公式进行一定的拓展,可以表示为:

$$\beta = 2^{\frac{n-\zeta}{4}}. \quad (16)$$

可控因子数为 n 时,因子 f 的水平及对应的试验次数如表 2 所示。表中, $f_{-\beta}, f_{-1}, f_0, f_{+1}, f_{+\beta}$ 的取值可分别表示为:

$$\begin{cases} f_{-\beta} = f_{\min}, \\ f_{-1} = \frac{f_{\min} + f_{\max}}{2} - \frac{f_{\max} - f_{\min}}{2^{\frac{n-\zeta}{4}+1}}, \\ f_0 = \frac{f_{\min} + f_{\max}}{2}, \\ f_{+1} = \frac{f_{\min} + f_{\max}}{2} + \frac{f_{\max} - f_{\min}}{2^{\frac{n-\zeta}{4}+1}}, \\ f_{+\beta} = f_{\max}. \end{cases} \quad (17)$$

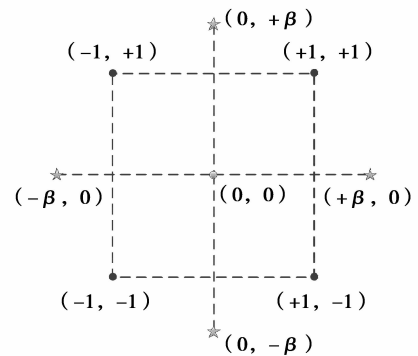


图 10 试验设计简图

Fig.10 Diagram of test design

表 2 因子 f 的水平及对应的试验次数

Table 2 Level and corresponding test times of factor f

因子 f 的水平		试验次数
编码	实际值	
$-\beta$	$f_{-\beta}$	1
-1	f_{-1}	$2^{n-\zeta-1}$
0	f_0	$2n + c - 2$
$+1$	f_{+1}	$2^{n-\zeta-1}$
$+\beta$	$f_{+\beta}$	1

4 单因素仿真试验分析

根据 6 个出油管孔径的实际取值范围,设计 6 组仿真试验如下:

在 $d_2 \sim d_6$ 均为 15 mm 不变的条件下, d_1 分别取 3.0, 6.5, 10.0, 13.5, 17.0 mm,对湿式离合器的这 5 种结构分别进行热流耦合动态仿真分析,得到的最薄油层厚度 h_{\min} 及离合器片轴向最小位移 S_z 如图 11(a)所示。同理,分别对 $d_2 \sim d_6$ 进行分析,得到 $d_2 \sim d_6$ 对 h_{\min} 与 S_z 的影响关系分别如图 11(b)~(f)所示。

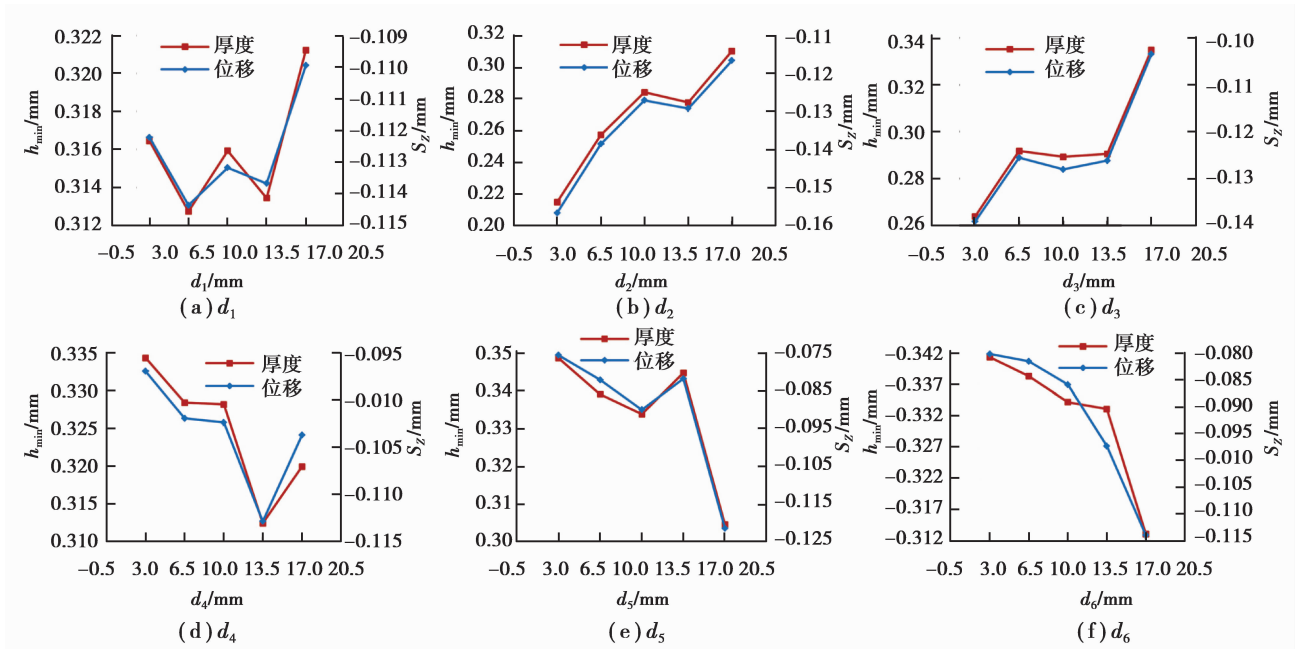


图 11 $d_1 \sim d_6$ 对最薄油层厚度与离合器片轴向最小位移的影响

Fig.11 Effect of $d_1 \sim d_6$ on thickness of thinnest oil layer and minimum axial displacement of clutch plates

由图 11 可知,最薄油层厚度 h_{\min} 与离合器片轴向最小位移 S_z 的变化规律基本一致。在这 30 次试验中,温度场最高油温始终维持在 $91\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 93\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。由此可见,各个出油管的孔径对于片间润滑油的流场分布具有较大的影响,而对油温分布的影响较小。当出油管孔径在一定范围内取值时,可以通过增大 S_z 值来间接获得较大的 h_{\min} 值。

5 湿式离合器优化策略

5.1 设计变量、目标变量及约束条件的确定

5.1.1 设计变量

选择出油管的孔径 $d_1 \sim d_6$ 为设计变量。在不影响湿式离合器整体工作性能的前提下,确定设计变量的最佳取值范围为:

$$d_k \in [f_{\min}, f_{\max}], \tag{18}$$

综合考虑初始结构参数和离合器热流场特性,当 $d_k = 14\text{ mm}$ 时,热流场分布情况较好,以 $f_0 = 14\text{ mm}$ 为零水平,在小范围内取值 $f_{\min} = 11\text{ mm}, f_{\max} = 17\text{ mm}$ 。

根据公式(13)(14)(16),取中心点数 $c = 2$,则:析因系数 $\zeta = 1$; 试验次数 $N = 46$; 星号点对应的极值 $\beta = 2.378\ 414$ 。

根据表 2 及公式(17),可以得到因子 d_k 的水平及对应的试验次数如表 3 所示。

表 3 因子 d_k 的水平及对应的试验次数

Table 3 Level and corresponding test times of factor d_k

d_k 的水平		试验次数
编码	实际值 /mm	
$-\beta$	11.000 0	1
-1	12.738 7	16
0	14.000 0	12
+1	15.261 3	16
$+\beta$	17.000 0	1

5.1.2 目标变量

通过单因素仿真试验分析发现,最小油层厚度 h_{\min} 总是出现在与轴向位移较小的离合器片相邻的油层

处,且一般情况下, S_z 越大,会促使最小油层厚度 h_{\min} 有变大的趋势。同时,由图 2 可知,在 S_z 增大时,会促使轴向位移最小的离合器片右边的平均油层厚度增大,有利于流场的均匀分布。另外,在 ANSYS Workbench 平台下,以 S_z 值为目标变量时,能够很方便地实现试验点安排表的全自动循环计算。因此,取离合器片轴向最小位移 S_z 为目标变量。

5.1.3 约束条件

根据实际的流场、温度场的分布特性,确定设计变量和响应变量需要满足的约束条件为:

$$\begin{cases} S_z \in [\underline{S}_z, 0), \\ S'_z \in (0, \bar{S}'_z], \\ T_{\max} \in (T_0, \bar{T}'_{\max}], \\ T_{\text{ave}} \in (T_0, \bar{T}'_{\text{ave}}], \\ P'_k \in (P'_{\min}, P'_{\max}), \\ d_k \in [f'_{\min}, f'_{\max}]. \end{cases} \quad (19)$$

式中: \underline{S}_z 为 S_z 的下限约束值; S'_z 为离合器片轴向最大位移; \bar{S}'_z 为 S'_z 的上限约束值; T_0 为入口油温; \bar{T}'_{\max} 、 \bar{T}'_{ave} 分别为 T_{\max} 、 T_{ave} 的上限约束值; P'_k 为第 k 个出油管的入口处最大油压; P'_{\min} 、 P'_{\max} 分别为设定的润滑油路流场最小油压、最大油压; f'_{\min} 、 f'_{\max} 分别表示在求解出响应面拟合模型后进行优化分析时 d_k 的最小值、最大值,且 $f_{\min} \leq f'_{\min} < f'_{\max} \leq f_{\max}$;取 $f'_{\min} = f_{-1}$ 、 $f'_{\max} = f_{+1}$ 。

5.2 响应面优化

根据已确定的因子、水平、试验次数,以代码的形式编排试验表,试验时再转变为实际操作值,获得响应变量 S_z 的观测值。在 ANSYS Workbench 平台下进行试验点全自动循环计算,试验设计方案及计算得到的优化目标值如表 4 所示,且在所有样本点中, $T_{\max} \in [91, 93]^\circ\text{C}$,可见最高油温的波动范围较小。

表 4 试验点安排表(编码)

Table 4 Test Points Arrangement Table (Code)

编号	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	S_z/mm	编号	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	S_z/mm
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-0.095 8	24	1	1	1	-1	1	-1	-0.106 3
2	1	-1	-1	-1	-1	1	-0.101 0	25	-1	-1	-1	1	1	-1	-0.128 0
3	-1	1	-1	-1	-1	1	-0.093 1	26	1	-1	-1	1	1	1	-0.128 2
4	1	1	-1	-1	-1	-1	-0.074 7	27	-1	1	-1	1	1	1	-0.121 0
5	-1	-1	1	-1	-1	1	-0.100 8	28	1	1	-1	1	1	-1	-0.110 7
6	1	-1	1	-1	-1	-1	-0.077 5	29	-1	-1	1	1	1	1	-0.118 1
7	-1	1	1	-1	-1	-1	-0.087 5	30	1	-1	1	1	1	-1	-0.114 7
8	1	1	1	-1	-1	1	-0.075 8	31	-1	1	1	1	1	-1	-0.103 1
9	-1	-1	-1	1	-1	1	-0.109 0	32	1	1	1	1	1	1	-0.108 1
10	1	-1	-1	1	-1	-1	-0.089 5	33	$-\beta$	0	0	0	0	0	-0.087 4
11	-1	1	-1	1	-1	-1	-0.085 3	34	β	0	0	0	0	0	-0.077 0
12	1	1	-1	1	-1	1	-0.087 7	35	0	$-\beta$	0	0	0	0	-0.089 4
13	-1	-1	1	1	-1	-1	-0.078 9	36	0	β	0	0	0	0	-0.084 6
14	1	-1	1	1	-1	1	-0.085 1	37	0	0	$-\beta$	0	0	0	-0.093 1
15	-1	1	1	1	-1	1	-0.087 6	38	0	0	β	0	0	0	-0.084 7
16	1	1	1	1	-1	-1	-0.074 8	39	0	0	0	$-\beta$	0	0	-0.089 8
17	-1	-1	-1	-1	1	1	-0.127 7	40	0	0	0	β	0	0	-0.070 1
18	1	-1	-1	-1	1	-1	-0.122 4	41	0	0	0	0	$-\beta$	0	-0.078 2
19	-1	1	-1	-1	1	-1	-0.111 2	42	0	0	0	0	β	0	-0.126 3
20	1	1	-1	-1	1	1	-0.106 6	43	0	0	0	0	0	$-\beta$	-0.082 0
21	-1	-1	1	-1	1	-1	-0.111 0	44	0	0	0	0	0	β	-0.110 2
22	1	-1	1	-1	1	1	-0.114 9	45	0	0	0	0	0	0	-0.092 4
23	-1	1	1	-1	1	1	-0.104 9	46	0	0	0	0	0	0	-0.090 6

说明: $x_k = d_k$ 。

运用 Design Expert 软件对表 4 中的 46 个点的试验数据进行方差分析^[21]。通过剔除对响应值影响不显著的一部分交叉项和二次项,实现对拟合模型的优化。方差分析表如表 5 所示。

表 5 方差分析表
Table 5 Variance Analysis Table

变异来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	0.01	13	7.965×10^{-4}	12.49	$<0.000 1^A$
残差	2.040×10^{-3}	32	6.375×10^{-5}	—	—
失拟项	2.038×10^{-3}	31	6.575×10^{-5}	40.59	0.123 7 ^B
纯误差	1.620×10^{-6}	1	1.620×10^{-6}	—	—
总变异	0.012	45	—	—	—

说明:A为极显著项;B为不显著项。

由表 5 可知,模型项 $P < 0.000 1$,说明该模型是极显著的。失拟项的平方和非常趋近于 0,且失拟项 $P = 0.123 7 > 0.05$,说明所得方程与实际拟合中非正常误差所占比例小,回归模型的拟合效果较好。另外, $x_1 \sim x_6$ 的 P 值按照由小到大排列后依次为: $x_5, x_2, x_6, x_3, x_1, x_4$ 。

回归方程拟合模型为:

$$S_z = -1.387 62 + 0.018 178x_1 + 0.038 699x_2 + 0.044 375x_3 + 5.171 68x_4 \times 10^{-4} + 0.058 174x_5 + 0.029 862x_6 - 1.154 94x_1x_5 \times 10^{-3} - 1.147 08x_2x_3 \times 10^{-3} + 1.060 66x_5x_6 \times 10^{-3} - 6.937 66x_2^2 \times 10^{-4} - 9.048 77x_3^2 \times 10^{-4} - 2.388 22x_5^2 \times 10^{-3} - 1.704 88x_6^2 \times 10^{-3}。 \quad (20)$$

通过该拟合模型得到的预测值与表 4 中通过实际仿真计算得到的观测值对比情况如图 12 所示。由图可知,运用 Design Expert 软件得到的拟合模型预测效果较好。

根据公式(19)设置约束条件,为保证拟合精度,取拟合效果最精确的曲面部分进行优化分析,即 $d_k \in [12.738 7, 15.261 3]$ mm。

基于回归方程(20),分别采用 Design Expert 软件、Excel 软件,以 S_z 最大为目标进行优化,分别得到优化方案 1 和 2。

取中心点数 $c=1$,则试验次数 $N=45$ 。采用 ANSYS Workbench 软件对表 4 中的 1~45 号点进行分析,得到响应面拟合模型的预测值与表 4 中通过实际仿真计算得到的观测值对比情况如图 13 所示,由图可知,该拟合模型的预测效果较好。湿式离合器的热流耦合是一个非线性变化的过程,考虑到影响设计变量的不确定性均处于同一个数量级,且各设计变量之间的交互作用会对目标变量产生一定的影响,因此可以通过全局灵敏度分析法^[22]得到 6 个出油管孔径对于 S_z 大小的影响,全局灵敏度如图 14 所示。由图可知,按照 $x_1 \sim x_6$ 对 S_z 的影响由大到小排列后依次为: $x_5, x_2, x_6, x_3, x_1, x_4$,与使用 Design Expert 软件分析得到的排列顺序是一致的。以零水平 $f_0=14$ mm 为基准,为了获得更大的 S_z ,可以在一定范围内适当增大 x_1, x_2, x_3, x_4 的同时,减小 x_5, x_6 。以 S_z 最大为目标进行优化,得到优化方案 3。

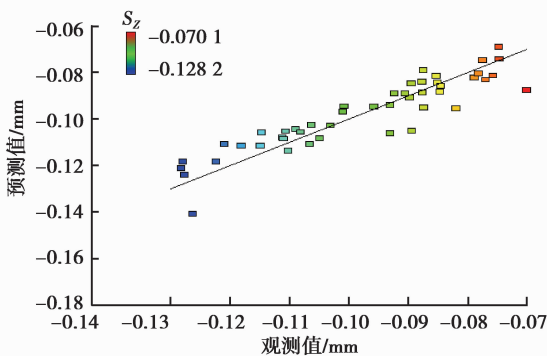


图 12 预测值与观测值对比图 (Design Expert)
Fig.12 Comparison between predicted and observed values (Design Expert)

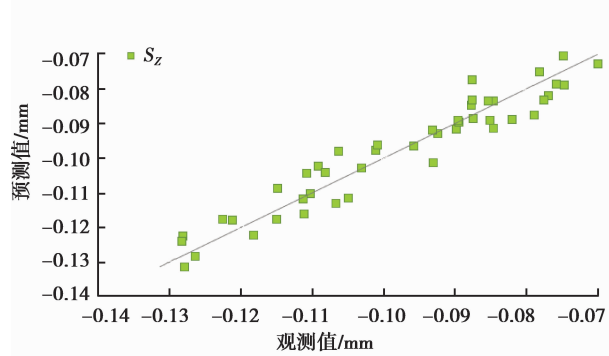


图 13 预测值与观测值对比图 (ANSYS Workbench)
Fig.13 Comparison between predicted and observed values (ANSYS Workbench)

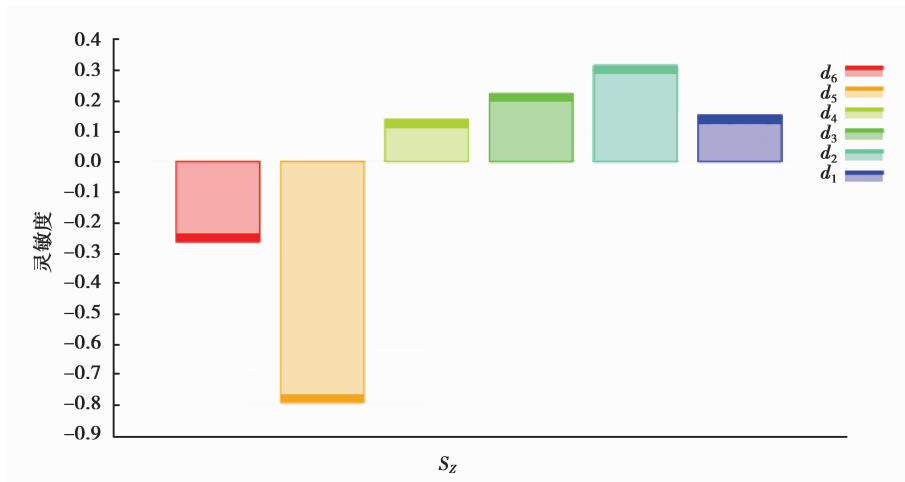


图 14 全局灵敏度

Fig.14 Global sensitivity

根据方案 1~3 的结构参数,分别进行湿式离合器热流耦合动态仿真计算,得到的响应值如表 6 所示。

表 6 优化方案

Table 6 Optimization scheme

名称	d_1/mm	d_2/mm	d_3/mm	d_4/mm	d_5/mm	d_6/mm	S_z		S_z 相对 误差/%	h_{\min}/mm
							预测值/ mm	S_z 实际 仿真值/ mm		
初始 结构	15.000 0	15.000 0	15.000 0	15.000 0	15.000 0	15.000 0	—	-0.110 8	—	0.319 2
优化 方案 1	15.261 1	15.261 2	14.862 9	15.257 1	12.738 7	12.742 3	-0.069 0	-0.077 4	12.227	0.350 3
优化 方案 2	15.261 3	15.261 3	14.846 8	15.261 3	12.738 7	12.738 7	-0.069 0	-0.069 2	0.364	0.376 2
优化 方案 3	15.237 2	15.194 6	15.212 1	15.249 7	12.987 9	13.628 5	-0.073 5	-0.068 2	7.291	0.379 3

在 3 套方案对比择优时,由于湿式离合器的优化中采用了通过增大离合器片轴向最小位移 S_z 来间接增大离合器片间最薄油层厚度 h_{\min} 的优化思路,应着重考虑 h_{\min} 的实际增长幅度。由表 6 可知,与初始结构相比较,3 套优化方案均具有一定的优化效果,其中优化方案 3 的实际仿真值 S_z , h_{\min} 分别增加了 0.042 6 和 0.060 1 mm,二者的增长幅度均大于另外两套优化方案,优化效果最为明显。因此,选择方案 3 作为最优结构。

5.3 最优结构

优化后的湿式离合器流场轴向位移、片间油层厚度分布分别如图 15、16 所示。

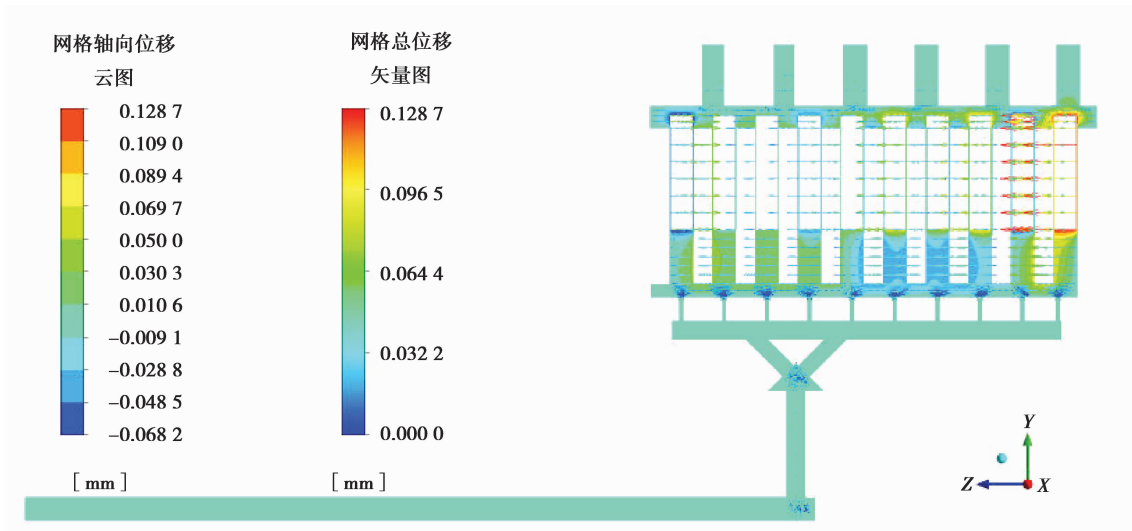


图 15 优化后的湿式离合器流场轴向位移图

Fig.15 Axial displacement diagram of flow field in wet clutch after optimization

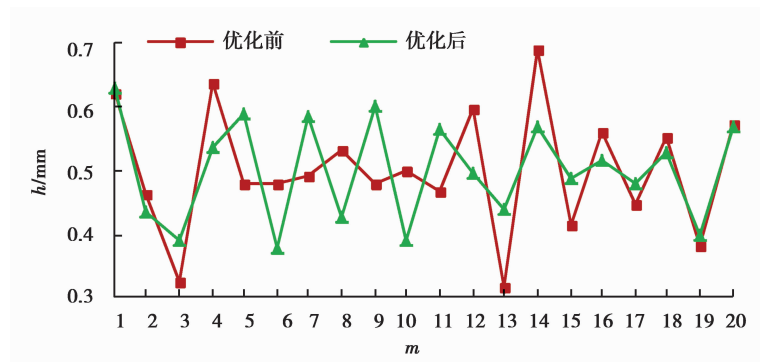


图 16 优化前后的片间油层厚度分布

Fig.16 Thickness distribution of oil layer between plates before and after optimization

由图 15、16 可知, S_z 增大了 38.472%; 最小油层厚度出现在 6 号油层, 且 $h_{\min} = 0.3793$ mm, 增大了 18.828%。另外, T_{\max} , T_{ave} 分别降低了 0.436%、0.014%, 可见对油温的影响不大。因此, 经过优化后, 湿式离合器烧片事故发生的可能性得到了降低, 提高了离合器的可靠性能。

6 结论

1) 根据湿式离合器的结构特征, 构建了参数化几何模型, 通过复杂的网格划分操作, 建立了六面体网格体积高达 99.580% 的高质量参数化有限元模型, 基于计算流体力学理论, 对湿式离合器进行了热流耦合动态仿真分析, 得到了片间油层、润滑油温的分布情况。

2) 分析中心组合设计方法的采样原理, 推导出了析因系数、样本点数、因子水平及各水平对应试验次数的具体计算公式, 解决了通过查阅手册或软件获取相关参数的不便, 具有一定的实用性。

3) 根据单因素仿真试验分析方法确定了以离合器片轴向最小位移为目标变量的优化思路, 间接优化了最小油层厚度。

4) 基于最小二乘法求解出响应面拟合模型, 采用 3 种分析工具对湿式离合器进行优化, 得到了 3 套优化

方案,实现了湿式离合器设计参数动态优化,提高了湿式离合器的可靠性能,为相关产品提供了可供参考的优化策略。

笔者对中心组合设计方法中常涉及到的样本点数和析因系数做了公式推导,并对星号点极值的一般计算公式进行了改善,给出了因子水平及各水平对应试验次数的计算公式。经逐一检验,这些公式完全适用于 ANSYS、ANSYS Workbench、Design Expert 等分析软件。把这些计算方法应用于响应面试验设计中,通过 3 种优化方法对比选优以确保较好的优化效果,这种优化策略具有一定的实用性。但旋转设计法对于因子数的取值范围具有一定的限制,如何设计出一种对因子个数没有限制的采样方法,还需要进一步研究。

参考文献:

- [1] Chen M, Ma B. Fault diagnosis of wet-shift clutch based on STFT and wavelet[J]. *Advanced Materials Research*, 2011, 301/302/303: 1560-1567.
- [2] 姚运勋.(某型)客车离合器故障研究[D].北京:北京化工大学,2015.
YAO Yunxun. Research on clutch fault of certain bus[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2015. (in Chinese)
- [3] 张凤莲.不均匀接触对湿式离合器滑摩、分离与冷却特性影响研究[D].北京:北京理工大学,2016.
ZHANG Fenglian. Study on the effect of uneven contact on vehicle multidisc wet clutch sliding, separating and cooling[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016. (in Chinese)
- [4] Wang S, Xu X, Liu Y, et al. Dynamic characteristic simulation of AT hydraulic system [C] // *Sae International Powertrains, Fuels and Lubricants Congress*. Boston: SAE Technical Paper, 2008: 63-68. <https://doi.org/10.4271/2008-01-1683>.
- [5] Lei Y, Li X, Liang W, et al. Hydraulic system optimization and dynamic characteristic simulation of double clutch transmission[J]. *Procedia Environmental Sciences*, 2011, 10(Part B): 1065-1070.
- [6] Depraetere B, Pinte G, Broeck L V D, et al. A two-level optimization based learning control strategy for wet clutches[J]. *IFAC Proceedings Volumes*, 2010, 43(10): 54-59.
- [7] Depraetere B, Pinte G, Symens W, et al. A two-level iterative learning control scheme for the engagement of wet clutches[J]. *Mechatronics*, 2011, 21(3): 501-508.
- [8] Juraeva M, Song D J, Ryu K J. An optimum design study of the yarn-channel shape of the air-interlacing nozzle by analysis of fluid flow[J]. *Textile Research Journal*, 2012, 82(5): 474-483.
- [9] 王春林,彭海波,丁剑,等.基于响应面法的消防泵 S 型叶片改进优化设计[J].*机械工程学报*,2013,49(10):170-177.
WANG Chunlin, PENG Haibo, DING Jian, et al. Optimization for S-type blade of fire pump based on response surface method[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(10): 170-177. (in Chinese)
- [10] 夏玉峰,杨建兵,田永生,等.基于响应面法的汽车离合器盘毂温锻-冷精整工艺多目标优化[J].*中南大学学报(自然科学版)*,2015(9):3203-3210.
XIA Yufeng, YANG Jianbing, TIAN Yongsheng, et al. Multi-object optimization of warm forging-cold sizing technology for automobile clutch disc-hub based on response surface model[J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2015(9): 3203-3210. (in Chinese)
- [11] 代翠,孔繁余,董亮,等.基于响应面法的离心泵作透平水力和声学性能优化[J].*农业工程学报*,2015,31(15):40-47.
DAI Cui, KONG Fanyu, DONG Liang, et al. Hydraulic and acoustic property optimization for centrifugal pump as turbine based on response surface method[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2015, 31(15): 40-47. (in Chinese)

- [12] Marklund P, Maki 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.
- [13] Hu J, Peng Z, Yuan S. Drag torque prediction model for the wet clutches[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(2): 238-243.
- [14] Meng Q R, Hou Y F. Effect of oil film squeezing on hydro-viscous drive speed regulating start[J]. Tribology International, 2010, 43(11): 2134-2138.
- [15] Wang Y, Li Y, Ning K Y, et al. Modeling and analysis of wet clutch engagement characteristics[J]. Journal of Chongqing University (English Edition), 2015(1): 1-8.
- [16] 郑海峰.湿式离合器带排转矩建模及影响因素分析[D].吉林:吉林大学,2017.
ZHENG Haifeng. Drag torque modeling and analysis of wet clutch[D]. Jilin: Jilin University, 2017. (in Chinese)
- [17] 徐中明,吕伟东,夏小均,等.面向行人安全的保险杠结构改进优化[J].重庆大学学报,2017,40(4):1-8.
XU Zhongming, LYU Weidong, XIA Xiaojun, et al. Bumper structure optimization for pedestrian leg protection[J]. Journal of Chongqing University, 2017, 40(4): 1-8. (in Chinese)
- [18] Tang X, Luo J, Liu F. Aerodynamic shape optimization of a transonic fan by an adjoint-response surface method[J]. Aerospace Science & Technology, 2017, 68: 26-36.
- [19] Ahn J, Kim H J, Lee D H, et al. Response surface method for airfoil design in transonic flow[J]. Journal of Aircraft, 2011, 38(38): 231-238.
- [20] Buree S L, Giunta A A, Balabanov V, et al. A coarse grained parallel variable-complexity multidisciplinary optimization paradigm[J]. International Journal of Supercomputer Applications and High Performance Computing, 1995, 10(4): 269-299.
- [21] 徐向宏,何明珠.试验设计与 Design-Expert、SPSS 应用[M].北京:科学出版社,2010.
XU Xianghong, HE Mingzhu. Experimental design and the application of design-expert and SPSS[M]. Beijing: Science Press, 2010. (in Chinese)
- [22] 刘万刚,邬晓敬,叶正寅,等.空气舵颤振特性的不确定性及全局灵敏度分析[J].振动工程学报,2017,30(02):255-261.
LIU Wangang, WU Xiaojing, YE Zhengyin, et al. Uncertainty and global sensitivity analysis of flutter characteristics for air rudder[J]. Journal of Vibration Engineering, 2017, 30(2): 255-261. (in Chinese)

(编辑 张 苹)