

传动装置密封环热负荷评估与试验^{*}

官 燃¹ 周晓军¹ 李洪武²

(1. 浙江大学机械工程学系, 杭州 310027; 2. 中国北方车辆研究所, 北京 100072)

【摘要】 应用数值计算和试验研究相结合的方法对车辆传动装置密封环的热负荷特性进行评估。根据传动装置涨圈型密封环的工作特点,确定了密封环传热规律,提出了密封表面摩擦热的计算方法,获得了传热过程的边界条件。模拟实际运行工况,采用热-结构耦合方法对密封环整体的温度分布、热应力、变形量,以及温度随工况的变化规律进行仿真计算。利用研制的动密封综合性能试验系统进行试验对比论证和相关研究。结果表明,所提出的热负荷评估方法使传热过程的模拟更加符合实际的工作状态,能准确有效地预估密封环在热负荷下的性能。

关键词: 涨圈型密封环 热负荷 温度场 热变形 试验

中图分类号: TB42

文献标识码: A

Analytical and Experimental Method of Thermal Load Estimation for Seals in Transmission of Vehicle

Gong Ran¹ Zhou Xiaojun¹ Li Hongwu²

(1. Department of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China

2. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract

A coupled method based on numerical computation of heat transfer and experimental analysis was presented to estimate thermal loads on seals of the transmission. According to the working conditions of sealing rings, the transfer rule in the sealing system was investigated. Then the method to calculate the frictional heating of seal end face was put forward. Selecting reasonably boundary conditions on seal and simulating the actual operations of transmission, thermal responses such as temperature field and distribution, thermal deformation, and their variable curves between pressure and rotating speed were obtained by numerical computation of heat transfer. An experimental investigation was performed in the dynamic sealing performance test rig, by comparison of numerical and experimental results to enable an assessment of the accuracy level. Experimental results indicated that the predicted data agree well with test data. This estimation method can accord with the actual working mode, and has excellent reliability to predict sealing performances under thermal loads.

Key words Rotary seal, Thermal load, Temperature field, Thermal deformation, Experiment

引言

涨圈型密封环是一种应用在旋转部件的分割式弹性圈密封,它带有切口形式,依靠自身弹力和油压作用涨开,其外圆柱面和端面是密封面(图1)。车辆传动装置使用涨圈型密封环作为动态密封部件通

常在一定的介质温度、介质压力和旋转速度下稳定运转,是密封环正常工作的前提^[1]。在这样的负荷下,密封环与其对偶件组成一对摩擦副,正常工作时相互紧密贴合并相对转动,在摩擦副表面间产生摩擦热,引起密封面温度升高^[2-3];同时,密封环与密封介质也构成一个对流换热系统,进行热量交换。

收稿日期: 2008-10-16 修回日期: 2008-11-13

^{*} 国家部委科技预研资助项目(40402060203)

作者简介: 官燃, 博士生, 主要从事摩擦、润滑及密封领域相关研究, E-mail: gr369@zju.edu.cn

随着传动装置功率的不断提高,热负荷问题也越来越突出,在密封系统中引发了密封端面磨损剧烈、泄漏量增加等一系列失效现象^[4-6]。传动装置密封环的失效并非由于强度不够,往往是由于热负荷过大所致^[7]。因此在密封环的设计和试验阶段,掌握密封环在热负荷下的密封性能,特别是在高温、高压、高速条件下对密封环进行热负荷评估具有重要的理论与工程价值。本文利用自主研制的试验机对热负荷作用下密封环的温度及变形的仿真结果进行研究。

1 密封环温度场与变形分析

图 1a 为密封环结构,图 1b 为密封原理和密封环纵向截面在密封凹槽内的传热情况。用 3 个指标反映热负荷对密封环的综合影响,分别是摩擦热、密封温度及分布和热变形。

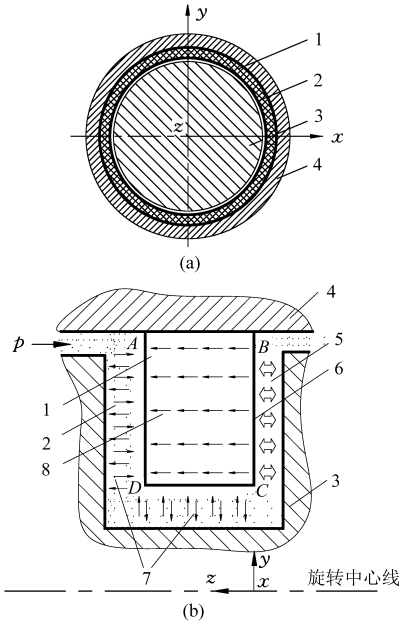


图 1 密封环结构及传热示意图

Fig.1 Structure and heat transfer model of seal

(a) 密封环结构图 (b) 密封原理及传热示意图

- 1. 密封环 2. 密封介质 3. 旋转轴 4. 轴套 5. 摩擦热源
- 6. 主密封面 7. 对流换热 8. 固体热传导

1.1 数学模型的建立

在三维系统中,无内热源的情况下,稳态温度场 $T(x, y, z)$ 在直角坐标系中应满足的微分方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (1)$$

式中 k_x, k_y, k_z ——密封环沿 x, y, z 的导热系数
 T ——温度场函数

为得到式(1)的解,需要附加热边界条件。在工程中常采用第三类边界条件。本文将同时采用第二、三类边界条件,即密封环与轴套毂孔的绝热边界

条件、密封摩擦副的热流密度边界条件以及密封环与介质的对流换热边界条件以提升建模和计算的准确性。

1.2 边界条件

1.2.1 热流密度及摩擦热模型

边界条件 1 为密封环主密封面 BC 边界上的热流密度已知。热流密度的方向与边界面外法线方向正好相反,表示为

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{BC} = q(x, y) \quad (2)$$

式中 $q(x, y)$ ——热流密度

λ ——密封材料导热系数

热流密度的计算根据端面间的摩擦状态不同而有差异^[2]。在端面为干摩擦的工况下,热流密度 q_F 的计算可表达为

$$q_F = fp\omega r \quad (3)$$

式中 f ——摩擦因数 p ——闭合压力

ω ——旋转轴角速度

r ——旋转半径

在热负荷作用下,密封径向环面出现变形,轮廓呈曲线。由于变形量较小,故可近似认为是线性的。为尽量符合这种变化,假设油膜厚度 h 沿径向呈先减小后增大的趋势, r_1 和 r_2 分别为油膜的最大和最小半径。最小膜厚出现在油膜中部 r_i 区

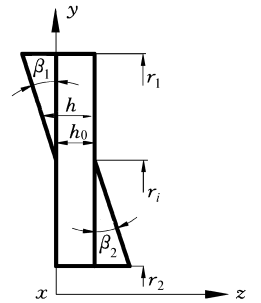


图 2 油膜分布模型

Fig.2 Model of fluid film

域,如图 2 所示。图中旋转轴线位于坐标 xz 平面内,两个粗糙平面之间最小的油膜厚度为 h_0 ,油膜扩散部分的夹角为 β_1 ,油膜收敛部分的夹角为 β_2 。那么在端面为流体润滑时,热流密度 q_R 为

$$q_R = \tau r \omega = \mu r^2 \omega^2 / h \quad (4)$$

式中 μ ——介质的粘度 τ ——剪切应力

在混合摩擦的涨圈型密封中,作用在密封端面上的一部分载荷由材料粗糙不平的微凸体表面承受,另一部分载荷由密封摩擦副间隙内的油膜承受^[8]。这样,总的摩擦热量 Q_F 表示为^[2]

$$Q_F = \int_{A_1} q_F dA + \int_{A_2} q_R dA = 0.25\pi \xi f p_0 \omega r_1 (r_1^2 - r_2^2) + 2\pi(1 - \xi) \mu \omega^2 \left[\frac{r_1^3 - r_2^3}{3 \tan \beta_2} - \frac{a(r_1^2 - r_2^2)}{2 \tan^2 \beta_2} + \frac{a^2(r_1 - r_2)}{\tan^3 \beta_2} - \frac{a^3}{\tan^4 \beta_2} \ln \frac{a + r_1 \tan \beta_2}{a + r_2 \tan \beta_2} - \frac{r_1^3 - r_i^3}{3 \tan \beta_1} - \frac{b(r_1^2 - r_i^2)}{2 \tan^2 \beta_1} - \frac{b^2(r_1 - r_i)}{\tan^3 \beta_1} - \frac{b^3}{\tan^4 \beta_1} \right]$$

$$\left. \frac{b^2(r_1 - r_i)}{\tan^3 \beta_1} - \frac{b^3}{\tan^4 \beta_1} \ln \frac{b - r_1 \tan \beta_1}{b - r_i \tan \beta_1} \right] \quad (5)$$

其中 $a = h_0 - r_2 \tan \beta_2$ $b = h_0 + r_1 \tan \beta_1$

式中 A_1 ——凸峰接触区面积

A_2 ——流体润滑区面积

ξ —— A_1 与总面积之比

p_b ——介质压力

1.2.2 绝热边界条件

密封环的辅助密封面 AB 依靠油压和自身弹力与相对静止的进油衬套贴紧,在此界面上,与周围介质无热交换,得到齐次边界条件,又称为绝热边界条件

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{AB} = 0 \quad (6)$$

1.2.3 对流换热系数

密封环非密封面 AD 和 CD 在压力作用下与油液直接接触,进行热量交换。在油温和换热系数均已知的情况下,用公式表示如下

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{AD, CD} = \alpha (T(x, y) - T_0(x, y)) \quad (7)$$

式中 α ——对流换热系数

$T_0(x, y)$ ——油液温度

$T(x, y)$ ——密封环温度

影响对流换热系数的因素很多,计算过程复杂,到目前为止只能用经验或半经验公式计算^[9]。对于油液与密封环 AD 面的对流传热过程,其努塞尔数 Nu 与雷诺数 Re 和介质的普朗特数 Pr 有关^[10],即 $Nu = f(Re, Pr)$ 。实际中使用最广泛的试验关联式 Dittus - Boelter 公式

$$Nu_{AD} = 0.023 Re_{AD}^{0.8} Pr^{0.4} \quad (8)$$

其中 $Nu_{AD} = \frac{2\alpha_1 h_1}{\lambda}$ $Re_{AD} = \frac{2v_F h_1}{\nu}$ $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$

得到 $\alpha_1 = 0.0115 \lambda Re_{AD}^{0.8} Pr^{0.4} / h_1$ (9)

式中 v_F ——密封环外周介质轴向流速

C_p ——比热容 ν ——介质运动粘度

h_1 —— AD 面与密封环槽左侧壁的距离

α_1 ——密封环对油液的对流系数

又根据对流换热试验原理,获得密封环 CD 面的准则方程函数形式

$$Nu_{CD} = 0.21 (Re_{CD}^2 Pr)^{0.25} \quad (10)$$

其中 $Re_{CD} = v_r h_2 \sqrt{h_2 / r_1} / \nu$

得到 $\alpha_2 = 0.105 \lambda Re_{CD}^{0.5} Pr^{0.25} / h_2$ (11)

式中 v_r ——密封环相对线速度

h_2 ——密封环内圆柱面 DC 与密封环槽底面工作间隙

α_2 ——密封环 CD 面与油液对流系数

1.3 仿真计算

以某履带式车辆涨圈型 125 mm 密封环作为研究对象,几何参数为:外径 $D_1 = 125$ mm,内径 $D_2 = 119.2$ mm,轴向厚度 $H = 2.6$ mm,密封环材料为填充聚四氟乙烯,密封介质为 15W - 40CD 柴油机油。建立密封环的模型,并进行模型网格划分和计算。为提高计算精度,采用六面体单元,对整个模型进行离散,得到的密封环有限元网格模型,包含 7 345 个节点,25 564 个单元。采用热 - 结构耦合的分析方法,对负荷作用下的密封环的温度与热力学变形进行分析讨论。在仿真计算中,选择如表 1 所示的几组计算数据,以此来反映密封环在承受不同负荷时的温度及变形情况。

表 1 计算工况参数

Tab.1 Parameters of working conditions

计算工况	介质温度/°C	供油压力/MPa	相对转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$
1	30	1.8	3 800
2	60	2.0	4 200
3	100	2.2	4 600
4	130	2.4	4 800

对于力负荷与约束方面,在密封环左侧端面 AD 、内圆柱面 CD 和主密封面 BC 上施加压力载荷,位移约束在辅助密封面 AB 上,因为在实际工作中,密封面 AB 是紧贴轴套来实现密封的。

对于热负荷,根据 1.2 节的分析,在对应密封端面施加相应的边界条件,如图 3 所示,其中 p_0 为进口油压, p_1 为出口油压。

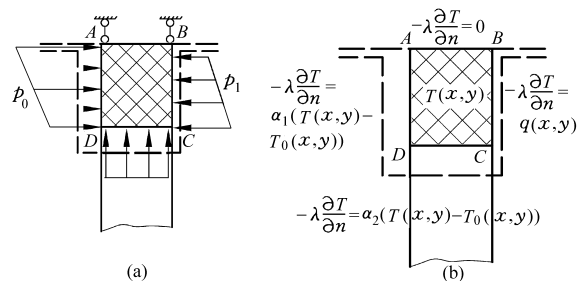


图 3 约束与边界条件

Fig.3 Constraint and boundary conditions

(a) 力负荷与约束条件 (b) 热边界条件

得到的结果主要有密封环的温度场及分布规律,热应力及变形量,温度场随工况的变化规律等。限于篇幅,文中仅给出 4 种工况下主密封面 BC 的温度随径向宽度的分布结果,因为这部分受热负荷的影响如图 4 所示最显著。由图 4 可知,温度沿密封环内径到外径逐渐增大,密封面上的最高温度点靠近外半径处。这是因为外半径处不但相对滑动速度大,而且密封端面间油液由内径自内向外流动,内

半径处较外半径处膜压大,油膜厚。二者的综合作用使温度分布近似呈抛物线形状。此时应改善外半径处润滑冷却条件,减小此处温度,避免油膜汽化。

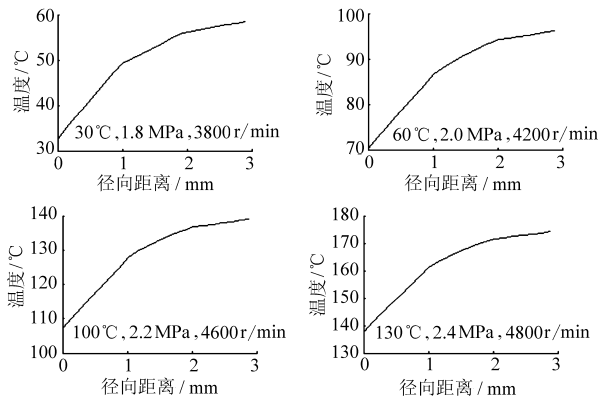


图 4 仿真计算结果

Fig. 4 Numerical computation results

同时,在表 1 所示工况 3 下,根据变形量得到了放大的密封环纵向截面与横向截面的变形如图 5 所示。纵向截面的最大变形出现在 C 点处,它向下膨胀了 $30.4 \mu\text{m}$,同时向右扩大了 $6.3 \mu\text{m}$,密封环体出现了扭曲的形状。对于横向截面变形的最大特点是它出现了随轴转动的现象,这是在密封环的设计时必须避免出现的情况。因为密封环转动会引起辅助密封面 AB 与轴套产生滑磨,引起磨损,导致开口间隙扩大,泄漏增加。

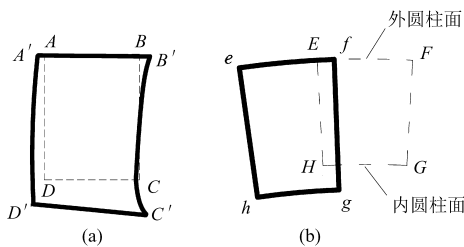


图 5 端面变形示意图

Fig. 5 Schematic section of distortion

(a) 纵向截面变形 (b) 横向截面变形

2 试验结果与分析

研制了高油温、高转速、高油压的旋转运动型动密封综合性能试验系统,针对不同的运行工况和研究内容,进行相关的试验研究,对涨圈型密封环在热负荷下的性能进行全面评估。

2.1 试验装置

密封环装置安装在主轴上,主轴贯穿于试验油腔,另一端与变频电动机相连。转矩转速传感器与主轴连为一体。油腔加热器、油温传感器和温度控制器组成密封油腔的温度控制与传感系统。试验油腔的供压由专门的液压站来完成,密封环泄漏流量的检测采用专门的超声流量计。同时对试验后的密

封试件利用游标卡尺测量不同试验时间的磨损量。

在试验油腔的前后端盖内的每个密封环主密封面位置布设 3 个温度测点,具体的传感器布置位置如图 6 所示。

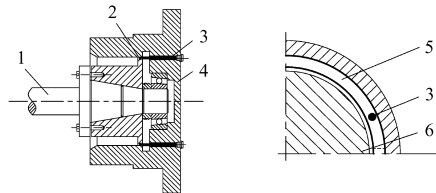


图 6 温度传感器布置示意图

Fig. 6 Orientation of temperature transducers in test rig

1. 旋转轴 2. 密封环 3. 温度传感器 4. 端盖 5. 密封件 6. 旋转体

2.2 试验结果与分析

试验时,按照表 1 的工况依次进行,待数值稳定后,将测点处的温度值 T_m 与计算数据 T_s 进行对比,两者的取值位置相同,结果如表 2 所示。

表 2 温度测试值与计算结果对比

Tab. 2 Comparison between experimental and numerical results

工况	$T_s / ^\circ\text{C}$	$T_m / ^\circ\text{C}$	$\theta / \%$
1	58.4	61.3	4.7
2	94.2	96.2	2.1
3	139.7	142.4	1.9
4	172.6	175.3	1.5

由表 2 可见,温度计算值 T_s 与测量值 T_m 的误差 θ 较小,在误差容许范围之内。随着转速和压力的增加,温度均呈增大趋势。转速和压力不断提高造成单位时间内摩擦次数和剧烈程度的增加,产生大量的摩擦热,吸收热量的密封环温度升高。同时在油温 100°C 时,得到密封环主密封面温度随工况条件的变化情况,如图 7 所示。

图 7a 为油压 2 MPa 时温度随转速的变化曲线。随着速度的提升,温度理论值与试验值的增加也都呈线性趋势。主轴转速的提高导致了端面平均线速度的增加,从而使摩擦热增加,主轴转速的提高还对密封环周围边界的对流换热系数有所影响,但是摩擦热的增加速度远远大于对流换热的增加速度,这就致使端面温度升高。

图 7b 为转速 3 500 r/min 下密封面温度随压力的变化规律。理论值与试验值的趋势保持一致,在主密封面中,因为油压升高则端面比压增加,迫使密封环面与旋转轴内密封环凹槽面更为紧密接触,润滑油膜厚度会愈来愈小,润滑条件变差的同时,端面摩擦热也将随之增加,最终导致端面温度升高。

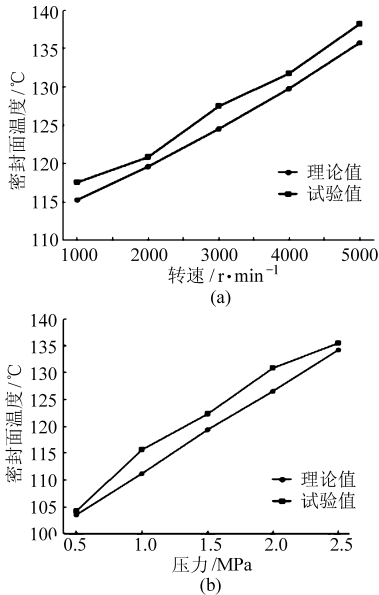


图7 密封面温度随工况条件的变化曲线

Fig.7 Relation between temperature and working conditions
(a) 转速-密封面温度关系曲线 (b) 压力-密封面温度关系曲线

对于稳态的温升试验,通过试验值与理论值的对比,发现试验值要比理论值大,误差产生的原因在于:①理论计算时,假设密封环的接触副处于半液体润滑状态,而在实际工作中,密封环的摩擦状态根据工况状态而发生变化,特别是不均匀磨损,其摩擦热要大于液体润滑的摩擦热,使得试验值比理论值大。②试验中的密封环的导热性能和介质侧的散热条件和计算假设中的取值有差别,也会造成试验值大于理论计算值的情况。

利用游标卡尺对不同磨损时间的密封环进行测量,结果如表3所示。密封环在未磨损时,测量端面和柱面的尺寸,得到轴向宽度 H 和径向厚度 $(D_1 + D_2)/2$ 的测试数值。与设计尺寸相比,轴向厚度和径向厚度的误差都在 0.01 mm 级。在试验机上进行 24 h 的磨损试验后,再次测量密封环尺寸。通过数据发现,轴向厚度和径向宽度都有不同程度的减小,轴向厚度最大磨损 0.174 mm,径向厚度的最大磨损 0.086 mm。径向厚度的减小表示密封环出现了随轴转动的现象,导致外柱面 AB 与轴套滑磨,引起外柱面的磨损,这与计算结果图 5b 相符。而此时端面还没有出现过量的磨损。

参 考 文 献

- 1 顾永泉. 流体动密封[M]. 北京:中国石化出版社,1990.
- 2 周剑锋,顾伯勤. 机械密封环的传热特性分析[J]. 机械工程学报,2006,42(9):201~206.

Zhou Jianfeng, Gu Boqin. Heat transfer character analysis of rings of mechanical seal[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(9): 201~206. (in Chinese)

表3 磨损量对比情况

测量值	Comparison between wear extents mm					
	未磨损		磨损时间/24 h			
H	2.620	2.603	2.642	2.479	2.450	2.468
$(D_1 + D_2)/2$	2.906	2.918	2.923	2.820	2.852	2.845

图8是利用扫描电子显微镜(SEM)低倍放大的磨损24h后主密封面的情况,可以观察到密封端面明显粗糙。值得注意的是,在主密封面的内径和外径处有被撕裂形的毛刺和类似切割过的阶梯状变形。通过图5b热变形的仿真结果发现,主密封面 BC 不规则状的扭曲变形产生了如图8所示的局部剧烈磨损,导致泄漏量增大等失效现象。

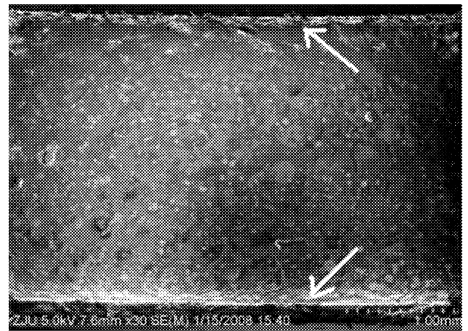


图8 密封试件端面磨损 SEM图

Fig.8 SEM morphology of worn surface of seal sample

3 结束语

根据传动装置涨圈型密封环的工作特点,确定了密封环的传热规律,提出了密封端面摩擦热的计算方法。模拟实际运行工况,运用数值仿真计算,得到密封环的温度场及分布规律,热应力及变形量,温度场随工况的变化规律等热学特征,对密封环的热负荷特性进行全面的预估和评价。

利用自主研发的动密封综合性能试验系统,进行试验研究。仿真计算和模拟试验相结合的方法,可以提高热负荷评估的预测精度和准确度,数值计算与试验测试,两种方法相互补充,对于转速和压力范围宽、工况多变的密封系统是有效和适用的。在热负荷评估的基础上,可从设计角度给出以减小密封环热失效为目的的修改结构参数的参考信息,降低热负荷对密封性能的不利影响。

现仿真过程控制对模型求解,实现起步过程可视化模拟。图 6c、6d 为 3 种不同地面滚动阻力系数的试验和仿真结果。

由图 6c、6d 可以看出,仿真和试验输出转速与转矩相吻合,仿真模型能够正确反映换挡离合器 CL 接合过程的惯性相和速度相。它们之间的误差主要发生在 CL 离合器刚进入同步工作状态后一短暂时间段,由于离合器进入同步工作状态时其主、被动边由动摩擦转变为静摩擦,其摩擦因数存在瞬时突变。并且通过虚拟样机模型还可以获取试验中难以获取的数据,如液力变矩器的传动比,CL 离合器主、被动边转速等时间历程(图 6e、6f)。

4 结论

(1) 针对广泛应用的液力机械传动系统结构型

式,建立了以 ADAMS 软件为平台可重用的可闭锁式液力变矩器和换挡离合器 2 个关键部件级虚拟样机模型,并通过定义各部件之间接口实现了整个系统级的虚拟样机模型快速建立。

(2) 以试验的动力输入特性和操纵方式为样机模型输入条件,通过仿真与试验的输出特性对比,表明模型正确、合理并具有较高计算的精度,可实现车辆传动系统各种工况下性能预测。

(3) 通过虚拟样机模型可以弥补试验中难以测试的性能参数,为定量分析提供必要数据支持,以及提取各构件的时间历程载荷,为后续结构强度分析、疲劳寿命预测和振动噪声分析等提供边界条件。

参 考 文 献

- 1 杨世文. 面向对象的综合传动装置建模与动态仿真研究[D]. 北京:北京理工大学,2003.
Yang Shiwen. On the object-oriented modeling and dynamic simulation of the integrated transmission[D]. Beijing:Beijing Institute of Technology, 2003. (in Chinese)
- 2 项昌乐. 装甲车辆传动系统动力学[M]. 北京:国防工业出版社,2007.
- 3 Feng Nenglian, Zheng Muqiao, Ma Biao. Dynamic performance simulation power shift clutch during shift[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2000, 9(4):35~39.
- 4 李润方,王建军. 齿轮系统动力学[M]. 北京:科学出版社,1997.
- 5 Chris R C. A modular approach to powertrain modeling and shift quality analysis[C]. SAE Paper 950419, 1995.

(上接第 32 页)

- 3 Pascovici M D, Etsion I A. Thermo-hydrodynamic analysis of a mechanical face seal[J]. Journal of Tribology, 1992, 114(4): 639~645.
- 4 古乐,王黎钦,齐毓霖,等. 涨圈高速旋转密封失效及涨圈的表面处理[J]. 润滑与密封, 2000(3):28~30.
Gu Le, Wang Liqin, Qi Yulin, et al. The failure of piston ring rotating seals in high-speed engine and piston ring's surface treatment[J]. Lubrication Engineering, 2000(3):28~30. (in Chinese)
- 5 彭增雄,姜超,刘丁华,等. 胀圈高速旋转密封受力分析与计算[J]. 农业机械学报, 2008, 39(6):163~165.
Peng Zhengxiong, Jiang Chao, Liu Dinghua, et al. Force analysis and calculation of the rotary seal using sealing ring[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(6):163~165. (in Chinese)
- 6 Sui H, Pohl H, Schomburg U, et al. Wear and friction of PTFE seals[J]. Wear, 1999, 224(2):175~182.
- 7 陈宝瑞,马彪,李和言,等. 综合传动装置箱体的温度场试验[J]. 机械设计, 2006, 23(12):26~28.
Chen Baorui, Ma Biao, Li Heyan, et al. Experimental research on temperature field of synthetic transmission device case [J]. Journal of Machine Design, 2006, 23(12):26~28. (in Chinese)
- 8 Lebeck A O. A mixed friction hydrostatic mechanical face seals model with thermal rotation and wear [J]. ASLE Transactions, 1979, 23(4):375~387.
- 9 于承训. 工程传热学[M]. 成都:西南交通大学出版社,1990.
- 10 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社,1995.