

# 柴油机摇臂衬套弹性流体动力润滑分析

陈琳<sup>1,2</sup>, 王慧辉<sup>1,2</sup>, 孟丽<sup>1,2</sup>

1. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

**摘要:**为解决供油充足时的摇臂衬套磨损故障,以某国六柴油机为研究对象,分析摇臂衬套局部承载情况,采用弹性流体动力润滑(elasto-hydrodynamic lubrication, EHD)仿真计算摇臂衬套润滑油膜厚度、摇臂衬套压力分布,提出改进方案并进行仿真和试验验证。仿真结果表明:衬套所受总压分布不均匀是衬套磨损的主要原因。增加衬套宽度后,对摇臂和衬套的仿真及试验验证结果表明:摇臂衬套压力分布均匀,衬套直径方向最大磨损量由0.336 mm减小为0.090 mm。采用EHD仿真可以在摇臂设计阶段定量预测摇臂衬套润滑情况,提高开发效率。

**关键词:**摇臂衬套; EHD; 油膜厚度; 粗糙接触

**中图分类号:**TK421.9

**文献标志码:**A

**文章编号:**1673-6397(2023)01-0076-05

**引用格式:**陈琳,王慧辉,孟丽. 柴油机摇臂衬套弹性流体动力润滑分析[J]. 内燃机与动力装置, 2023, 40(1):76-80.

CHEN Lin, WANG Huihui, MENG Li. Elasto-hydrodynamic lubrication analysis of rocker arm bushing of diesel engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2023, 40(1):76-80.

## 0 引言

随着重型柴油机排放和油耗标准要求越来越严格,柴油机强化程度不断提高,配气机构承受的载荷越来越大,零部件接触副的磨损问题日益凸显<sup>[1-3]</sup>。通常重型柴油机没有液压间隙调节器,配气机构零部件配合较多,有凸轮-滚轮或平底挺柱接触副<sup>[4-5]</sup>、挺柱-推杆接触副、推杆-摇臂接触副、摇臂-摇臂轴接触副、摇臂-气门桥接触副、气门桥-气门接触副、气门-气门阀座接触副。上述任一接触副磨损后,必然引起气门间隙的变化,导致配气机构飞脱加剧、气门落座速度增大、气门与座圈磨损加剧等一系列故障。

文献[6]提出了一种新型的摇臂衬套供油方式以解决摇臂轴承供油不足引起的衬套磨损故障。对于在供油充足时摇臂衬套仍发生的磨损问题,传统方法采用比压指标对摇臂衬套进行评价,该指标仅反映摇臂衬套平均承载大小,但无法精准反映摇臂衬套局部承载情况。本文中建立某国六柴油机摇臂三维模型,采用弹性流体动力润滑(elasto-hydrodynamic lubrication, EHD)仿真<sup>[7-8]</sup>分析摇臂衬套润滑油膜厚度、摇臂衬套压力分布,提出改进方案,并进行仿真和试验验证,为分析摇臂衬套局部承载,解决供油充足时摇臂衬套仍发生的磨损故障提供参考。

## 1 摇臂衬套磨损问题

某国六柴油机额定功率为247 kW,额定转速为1900 r/min。该柴油机配气机构由凸轮、挺柱、推杆、摇臂、气门桥、气门弹簧、气门等零部件组成。凸轮工作上升时,推动挺柱、推杆上升,摇臂绕轴旋转,下压

收稿日期:2022-07-26

基金项目:内燃机可靠性国家重点实验室开放课题(skler-202101)

第一作者简介:陈琳(1985—),女,山东泰安人,工学硕士,高级工程师,研究方向为配气机构结构动力学仿真、柴油机振动与噪声,E-mail:chenlin@weichai.com。

气门桥、气门弹簧,打开气门;当凸轮旋转过桃尖位置后,气门弹簧带动气门回位,气门桥上升,摇臂向相反方向旋转,推杆、挺柱下降,凸轮逐渐转到基圆位置。

气门开启过程中,摇臂绕摇臂轴旋转并承受配气机构的惯性力和气体力。为了减少摇臂与摇臂轴之间的磨损,摇臂内孔安装合金衬套。摇臂衬套一般采用压力润滑方式供油,摇臂轴上开有油孔,机油从摇臂轴油孔流入摇臂衬套与摇臂轴的配合面,一方面摇臂运动时两者表面形成润滑油膜,另一方面机油流动带走摩擦产生的碎屑和热量。

该柴油机摇臂衬套内孔直径为  $35^{+0.025}$  mm,经 1000 h 负载循环耐久试验考核后,发现气门间隙异常增加,摇臂衬套严重磨损,衬套中部分油槽沟几乎全部磨损,直径方向最大磨损量为 0.336 mm。采用传统方法计算该摇臂比压,仅为 13 MPa,与试验表现不相符。比压仅反映摇臂衬套平均承载,无法精准反映摇臂衬套局部实时承载情况,因此,采用比压对摇臂衬套进行评价显然不合适,需要采用更为详细的指标评估摇臂衬套承载情况。

## 2 EHD 润滑模型

### 2.1 理论模型

由于摇臂衬套内孔与摇臂轴运动副之间存在间隙、摩擦,运动副间的间隙变化导致运动副润滑油膜厚度发生变化,从而影响运动副润滑效果。通常采用 EHD 理论 Reynolds 方程<sup>[9-11]</sup>分析油膜压力(流体动压力)、润滑油黏度、油膜厚度、配合面运动速度、油楔形状等。Reynolds 根据衬套内表面网格生成有限差分网格,采用有限差分法求解油膜压力分布,同时判断配合面是否发生粗糙接触,若发生粗糙接触,接触压力计入弹性位移方程,重新计算各节点的弹性变形,更新油膜厚度,直到收敛,迭代停止。Reynolds 方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6(u_w + u_s) \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (1)$$

式中:  $h$  为油膜厚度,mm;  $\eta$  为机油黏度,Pa·s;  $p$  为流体动压力,Pa;  $u_w$  为轴径表面线速度,m/s;  $u_s$  为轴承表面线速度,m/s;  $t$  为时间,s。

### 2.2 仿真模型

摇臂及衬套等零部件的有限元模型如图 1 所示。衬套内孔所有节点为主自由度节点,具有  $y$ 、 $z$  向自由度,可以产生  $y$ 、 $z$  向弹性变形;定义摇臂气门侧调整螺销球头中心、凸轮侧调整销球头中心为主自由度节点,具有  $x$ 、 $y$ 、 $z$  向自由度;定义摇臂衬套端面部分节点为主自由节点,具有  $x$  向自由度,用于建立止推轴承模型。采用 AVL excite 软件建立摇臂衬套与摇臂轴运动副的 EHD 仿真模型,如图 2 所示。考虑衬套瓦背、合金层弹性变形、衬套油槽、衬套表面粗糙度等因素,额定转速下分析配合副油膜厚度、油膜压力分布。

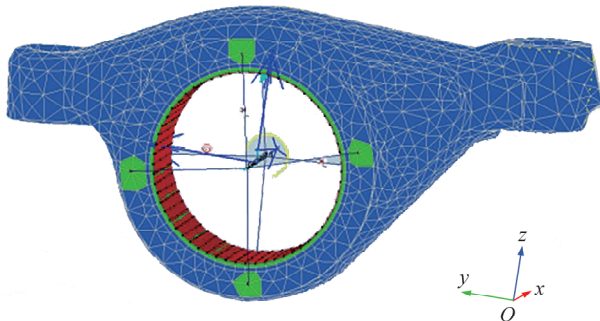


图 1 摇臂及衬套网格模型

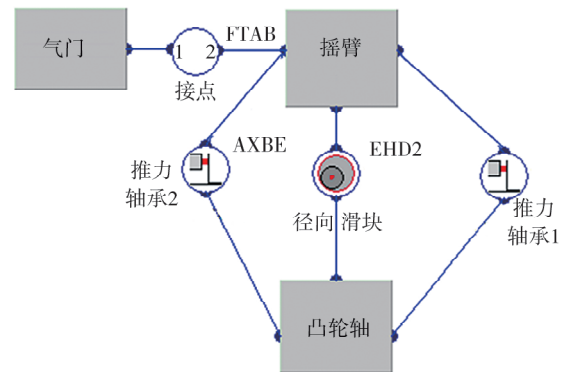


图 2 衬套与摇臂轴运动副 EHD 仿真模型

### 2.3 EHD 润滑仿真结果

凸轮升程如图3所示。在整个气门开启过程中,摇臂逐渐承载,摇臂受力曲线如图4所示。

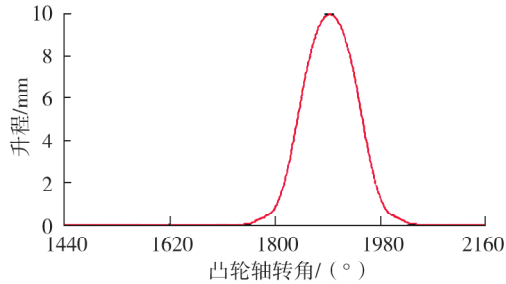


图3 凸轮升程

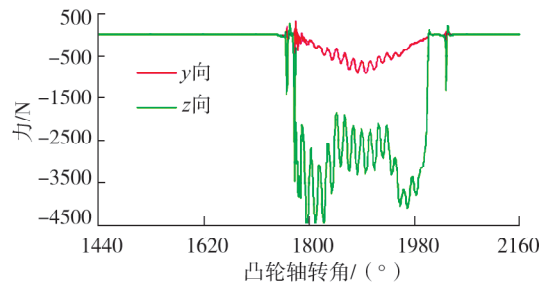


图4 摇臂受力曲线

原方案摇臂衬套油膜厚度、摇臂衬套在一个工作循环内承受的最大总压力、最大粗糙接触压力、最大油膜接触压力如图5所示。由图5a)可知:摇臂受力时衬套与摇臂轴之间的机油被挤压并流出,衬套油膜厚度逐渐减小,最小油膜厚度仅为  $1.23 \mu\text{m}$ ;凸轮轴旋转到基圆段时,摇臂不承载,机油逐渐填充到衬套与摇臂轴之间的间隙里,油膜厚度逐渐增大,最大油膜厚度为  $17.00 \mu\text{m}$ 。摇臂衬套承载总压力由油膜压力和粗糙接触压力组成,由图5b)~d)可知:衬套所受总压分布不均,一侧偏大,一侧偏小,局部压力远大于传统方法计算的比压( $13 \text{ MPa}$ )。摇臂衬套受载不均匀区域与摇臂衬套磨损区域基本一致,是原方案摇臂衬套磨损主因。

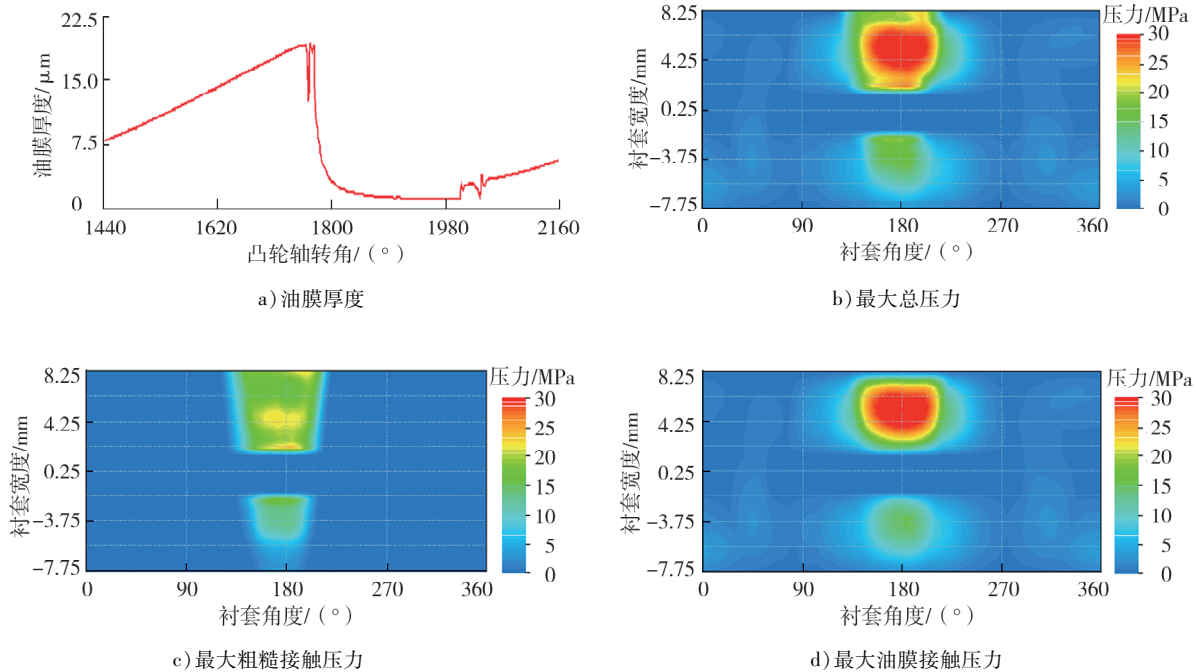


图5 原摇臂衬套油膜厚度、最大总压力、最大粗糙接触压力、最大油膜接触压力

### 3 方案改进与验证

在原方案基础上,将摇臂衬套宽度增加  $3 \text{ mm}$ 。方案改进后的摇臂衬套油膜厚度、摇臂衬套在一个工作循环内承受的最大总压力、最大粗糙接触压力、最大油膜接触压力如图6所示。由图6a)可知:改进方案摇臂承载过程中,衬套油膜厚度逐渐减小,最小为  $1.25 \mu\text{m}$ ;凸轮轴旋转到基圆段时,油膜厚度逐渐增大,最大为  $19.38 \mu\text{m}$ ,油膜厚度优于原方案。由图6b)~d)可知:改进方案摇臂衬套压力分布均匀,最大

总压力、最大粗糙接触压力、最大油膜接触压力较原方案大幅降低。

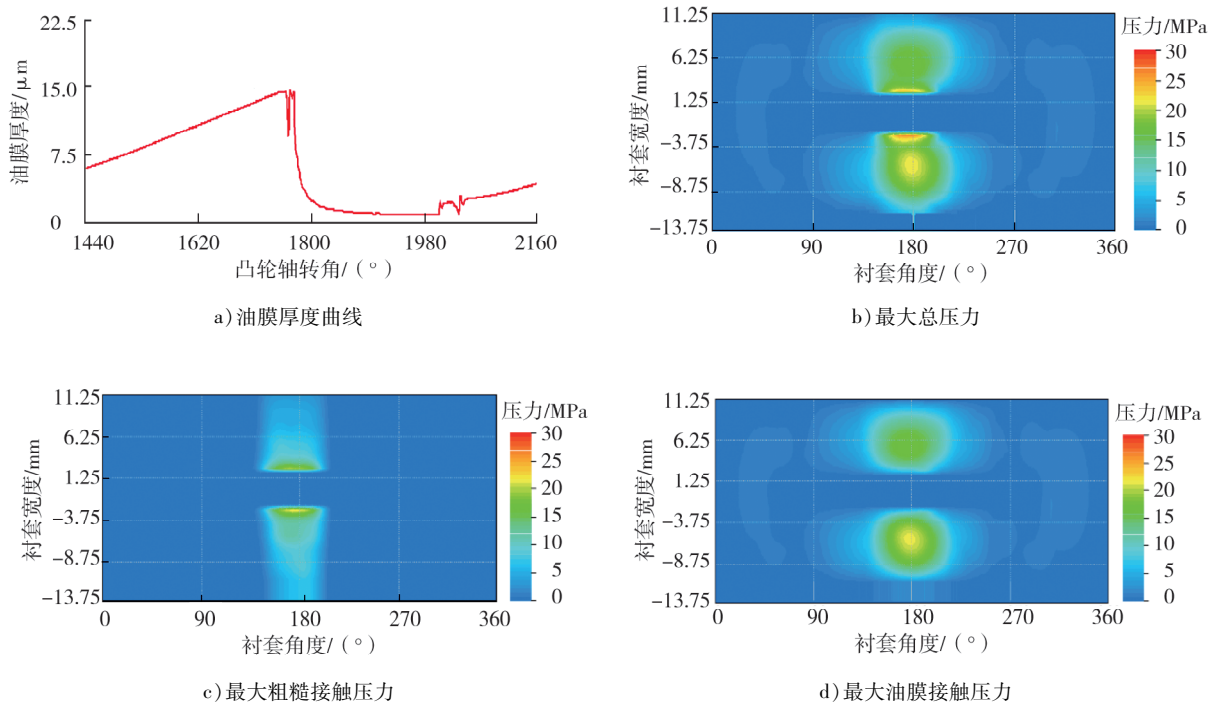


图6 方案改进后摇臂衬套油膜厚度、最大总压力、最大粗糙接触压力、最大油膜接触压力

对改进方案进行1000 h负载循环耐久试验。试验后测量,摇臂衬套直径方向最大磨损量由原方案的0.336 mm减小为0.090 mm,改进方案明显优于原方案。采用EHD仿真可以在摇臂设计阶段定量预测摇臂衬套润滑情况,提高开发效率,缩短开发时间。

## 4 结论

针对摇臂衬套采用EHD仿真分析手段,计算得到摇臂衬套润滑油膜厚度、摇臂衬套压力分布,对原方案进行改进,并对改进方案进行仿真和试验验证。

1) 在凸轮驱动气门开启过程中,摇臂逐渐承载,衬套与摇臂轴之间的机油被挤压并流出,衬套油膜厚度逐渐减小;凸轮轴旋转至基圆段时,摇臂不承载,机油逐渐填充到衬套与摇臂轴之间的间隙里,油膜厚度逐渐增大。

2) 原方案的摇臂衬套承载EHD仿真结果表明:衬套所受总压力分布不均,一侧偏大,一侧偏小;摇臂衬套受载不均匀区域与衬套磨损区域基本一致。

3) 改进摇臂衬套结构,衬套宽度增加3 mm。改进方案摇臂衬套EHD仿真及试验验证结果表明:压力分布均匀,衬套直径方向最大磨损量由原方案的0.336 mm减小为0.090 mm。采用EHD仿真可以在摇臂设计阶段定量预测摇臂衬套润滑情况,提高开发效率。

### 参考文献:

- [1] 尚汉冀. 内燃机配气凸轮机构:设计与计算[M]. 上海:复旦大学出版社,1988.
- [2] 袁兆成. 内燃机设计[M]. 2版. 北京:机械工业出版社,2018.
- [3] 国杰. 配气机构激励源特性及振动和噪声的预测研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2013.
- [4] TEODORESCU M, TARAZA D, HENEIN N A, et al. Experimental analysis of dynamics and friction in valve train systems [C]// Proceedings of SAE 2002 World Congress & Exhibition. Detroit, USA; SAE International, 2002.
- [5] TEODORESCU M, TARAZA D, HENEIN N A, et al. Simplified elasto-hydrodynamic friction model of the cam-tappet contact

- [C]// Proceedings of SAE 2003 World Congress & Exhibition. Detroit, USA; SAE International, 2003.
- [6] 龚伟, 刘权, 张青巧, 等. 增压中冷柴油机摇臂轴承上油结构优化分析[J]. 内燃机工程, 2016, 37(5): 193-198.
- [7] 张直明, 张言羊, 谢友柏, 等. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986.
- [8] 袁兆成. 内燃机设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- [9] 张进杰, 祁楨, 赵岩, 等. 基于小头润滑 EHD 模型的变工况运行往复压缩机连杆动力学分析[J]. 流体机械, 2020, 48(3): 35-41.
- [10] 汪森, 沈颖刚, 舒歌群, 等. 内燃机主轴承 EHD 模拟计算研究[J]. 润滑与密封, 2007, 32(3): 156-160.
- [11] 张忠伟, 王根全, 张利敏, 等. 发动机连杆小头轴承弹性流体动力润滑分析[J]. 润滑与密封, 2018, 43(12): 115-123.

## Elasto-hydrodynamic lubrication analysis of rocker arm bushing of diesel engine

CHEN Lin<sup>1,2</sup>, WANG Huihui<sup>1,2</sup>, MENG Li<sup>1,2</sup>

1. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weifang 261061, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

**Abstract:** In order to solve the wear failure of the rocker arm bushing when the fuel supply is sufficient, the local load condition of the rocker arm bushing is analyzed and the elasto-hydrodynamic lubrication (EHD) simulation is used to analyze the thickness of the rocker arm bushing lubricating oil film and the pressure distribution of the rocker arm bushing, and an improved scheme is proposed for simulation and test verification. The simulation results of the original rocker arm bushing show that the distribution of the total pressure on the bushing is uneven, which is main cause of bushing wear. After increasing the width of the bushing, the simulation and test results of rocker arm bushing show that the pressure on the bushing is evenly distributed, and the maximum wear in the diameter direction of the bushing is reduced from 0.336 mm to 0.090 mm. EHD simulation can be used to quantitatively predict the lubrication of the rocker arm bushing at the rocker arm design stage and improve the development efficiency.

**Keywords:** rocker arm bushing; EHD; oil film thickness; asperity contact

(责任编辑: 郎伟锋)

.....  
(上接第 75 页)

blade and the centrifugal force of the fan rotation. The results of simulation analysis show that the main reason of fan fracture is the large stress at the fan fracture position. The fan structure is optimized to increase the hub thickness from 0.3 mm to 0.4 mm, and the optimized fan is simulated and verified by market application. The simulation analysis shows that the maximum stress of the fan hub decreased from 204.7 MPa to 141.5 MPa after optimization, and the market has verified that there is no fault feedback, which effectively solves the fan fracture fault.

**Keywords:** fan; gas-solid coupling; static pressure; centrifugal force; stress; structure optimization

(责任编辑: 郎伟锋)