

# 某汽油机润滑系统联合仿真

钱多德<sup>1</sup>, 傅豪<sup>1</sup>

(1. 安徽江淮汽车集团股份有限公司 发动机公司, 合肥 230601)

## Co-simulation of lubrication system of a gasoline engine

QIAN Duode<sup>1</sup>, FU Hao<sup>1</sup>

(1.Engine company, Anhui Jianghuai Automobile Group Corp.,Ltd., Hefei 230601, China)

**Abstract:** The lubrication system of a three-cylinder gasoline engine is tested,It is found that the measured pressure of main oil passage is higher than that of Flomaster simulation at low speed.The maximum pressure difference is about 25% at 1500rpm.At this time, the engine piston cooling jet has not been opened, and the main leakage is the bearing.Therefore, in order to improve the simulation accuracy of engine lubrication system, the influence of bearing leakage on the system is confirmed,The dynamic model of crankshaft connecting rod was established by AVL EXCITE, and the bearing flow characteristics under different speed, clearance, oil viscosity and pressure were calculated.Then it was imported into Flomaster to simulate the lubrication system of the whole machine, and compared with the monomer simulation results and the measured results of the whole machine,It is found that the difference between the main oil passage pressure and the measured results is less than 7%, which provides a new solution for the performance prediction of other lubrication systems in the future.

**摘要:**对某三缸汽油机润滑系统进行试验测试时,发现实测主油道压力比采用 Flomaster 仿真的结果在低转速下都高,且在 1500rpm 时存在最大压力差约 25%。此时发动机活塞冷却喷嘴尚未开启,主要泄漏量为轴承。因此为提高发动机润滑系统仿真精度,确认轴承泄漏量对系统的影响,通过 AVL EXCITE 建立曲轴连杆动力学模型,计算出不同转速、间隙、机油粘度及压力下的轴承流量特性。后导入 Flomaster 中进行整机润滑系统仿真,并与单体仿真结果及整机实测结果进行对比。发现采用联合仿真的方式主油道压力与实测结果差距在 7% 以内,为后续其他整机润滑系统性能预测提供了新的解决方案。

**关键词:** 润滑系统; Flomaster; AVL EXCITE

**Key words:** lubrication system;Flomaster ; AVL EXCITE

中图分类号: TK421+.9

文献标识码: A

## 0 概述

润滑系统是发动机的重要组成系统,其流量大小直接影响到元件的润滑状态。但是在实际过程中,各个元件,特别是轴承类元件的流量难以测量,所以在工程上,一般通过润滑系统的压力分布来确定是否满足系统的润滑需求。因此润滑系统的仿真是项目前期的重点工作之一,其仿真精度会直接影响到相关零部件选型和技术路线的选择。

目前行业内整机润滑系统仿真的手段和方式也比较多元化,其中潍柴动力利用 AMESim 对

YZ485ZLQ 柴油机进行了润滑系统分析,并对比不同方案下的仿真和试验结果,具有较高的拟合度<sup>[1]</sup>;大连交通大学利用 Flomaster 对 12V240ZJ 柴油机润滑系统进行仿真,确定了满足轴承最小油膜厚度和安全油压的最佳机油泵性能<sup>[2]</sup>;北京理工大学利用 FLUENT 对某 V 型多缸柴油机润滑系统进行三维仿真,确定该机各路流量特性及活塞冷却喷嘴出口流场数据<sup>[3]</sup>;西门子开发的 SIMERICS-MP/MP+ 软件也为润滑系统三维瞬态 CFD 仿真提供了解决方案。

收稿日期: 2023-08-21

作者简介: 钱多德 (1977-), 男, 高级工程师, 主要研究方向为内燃机研究与设计开发, E-mail:qdd.jszx@jac.com.cn

傅豪 (1995-), 男, 助理工程师, 主要研究方向为整车热管理, E-mail:yw.jszx@jac.com.cn

在工程中对某三缸汽油机进行润滑系统测试后发现, 其主油道压力与传统一维仿真的结果在低转速下存在较大的差异, 推测是由于轴承泄流量导致的, 因此决定采用 AVL EXCITE 与 Flomaster 联合仿真的方式, 计算发动机在不同转速下系统压力分布, 并与 Flomaster 单体仿真数据及试验数据进行对比, 确定仿真精度。

## 1 理论基础

### 1.1 AVL EXCITE 数学模型

AVL EXCITE 对轴承润滑的计算都是基于雷诺或扩展雷诺方程。其中下文对连杆动力学轴承润滑计算采用的是 Butenschoen 模型<sup>[4]</sup>, 它虽然并未考虑轴瓦的弹性形变, 但是对于轴承的平均机油泄流量能够得出比较满意的结果, 并且相对于 EHD 和 TEHD 具有很短的计算时间<sup>[5]</sup>。该模型是采用了一个特殊的坐标系统来考虑雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left( \frac{D}{BR} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) = -6 \left( \varepsilon \sin(\varphi - \delta) - \frac{2\varepsilon d \delta}{\omega^* dt} \sin(\varphi - \delta) - \frac{2}{\omega^*} - \frac{d\delta}{dt} \cos(\varphi - \delta) \right)$$

上式中,  $\varphi$  为最宽间隙的起始角;  $\varepsilon$  为相对偏心率;  $p$  为油膜压力;  $D$  为轴瓦直径;  $BR$  为轴瓦宽度;  $z$  为油膜坐标;  $\delta$  为在空间坐标系中最小机油间隙的角度;  $\omega$  为有效角速度;  $t$  为时间。

求解微分方程时, 把径向运动分解为简单的旋转运动和平面运动, 其边界条件为:

(1) 轴瓦边缘的压力为零:

$$p(\varphi, z, \pm BR/2) = 0$$

(2) 对于旋转运动, 在最大间隙处压力为零:

$$p_D(\varphi = 0, z) = 0$$

按照雷诺方程, 对于旋转运动, 在圆周方向上压力梯度变为零的区域其压力为零, 这将产生一曲线:

$$\varphi = \varphi_0(z)$$

$$p = (\varphi = \varphi_0(z), z) = 0 \text{ 且 } \partial p / \partial \varphi_{\varphi=\varphi_0} = 0$$

### 1.2 Flomaster 数学模型

Flomaster 是基于伯努利方程进行的求解, 其中针对轴承润滑的计算采用的工程化经验:

$$Q_t = Q_p + Q_d$$

上式中,  $Q_t$  为通过轴承的总流量;  $Q_p$  为两端压差造成的流量;  $Q_d$  为轴承旋转造成的流量。其流量的计算也与轴承本身的结构形式有关, 以 360° 带槽轴承为例:

$$Q_p = \frac{D^3 \psi^3 \Delta P}{8\mu} Q_p^*$$

$$Q_p^* = \pi \frac{1 + 1.5\varepsilon^2}{3 \left( \frac{b - b_n}{D} \right)}$$

$$Q_d = D^3 \psi^3 |\omega| \left( 1 + 2 \frac{b}{D} \right) \frac{0.225}{\pi}$$

上式中,  $D$  为轴瓦直径;  $\psi$  为轴承的相对间隙比;  $\Delta P$  为轴承进、出口压差;  $\mu$  为流体动力粘度;  $Q_p^*$  为两侧压力造成流量的修正因子, 它与轴承的结构形式有关;  $\varepsilon$  为轴承偏心率;  $b$  为轴承宽度;  $b_n$  为槽宽;  $\omega$  为轴承旋转的角速度。

## 2 曲轴连杆动力学模型计算

### 2.1 计算目的

我们搭建曲轴连杆动力学模型是为了对轴承元件进行求解, 其目的是为了获取轴承的流阻特性, 即轴承的流量随着转速、间隙、机油粘度、压力变化的关系, 后续需要将该数据导入 Flomaster 中进行整机润滑系统的计算。

### 2.2 计算模型说明

下图 1 为某三缸汽油机的曲轴连杆动力学模型的二维逻辑连接图, 其中包含了轴承座、主轴承运动副、曲轴、连杆大头运动副、连杆、连杆小头运动副、活塞。

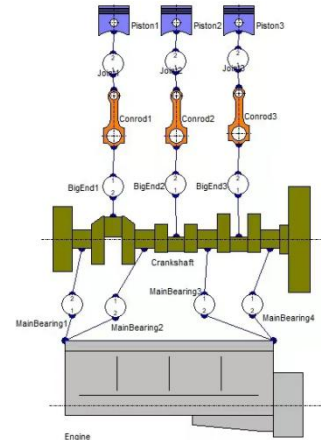


图 1 连杆动力学模型

### 2.3 计算边界

下图 2 为不同转速下该机型的缸压曲线。

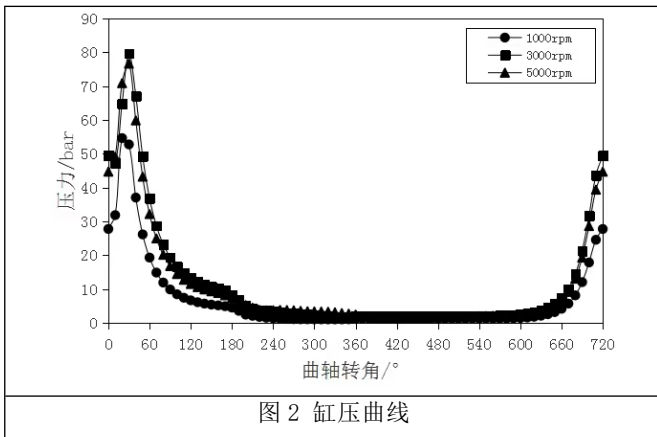


图 2 缸压曲线

### 2.4 计算结果

下图 3 为通过 AVL EXCITE 计算出的主轴承和连杆大头轴承的流量特性。由于考虑整机润滑系统测试温度为  $120^{\circ}\text{C}$ ，此时机油粘度约  $0.0056\text{Pa}\cdot\text{s}$ ，因此仅展示不同轴承在该粘度下的流量特性。

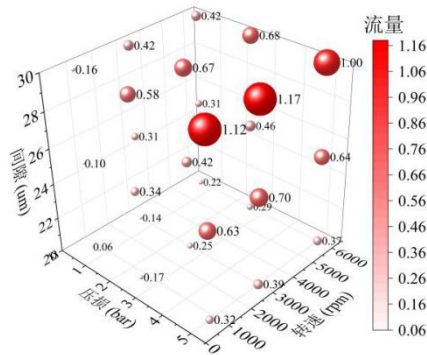


图 3 (a) 主轴承流量特性

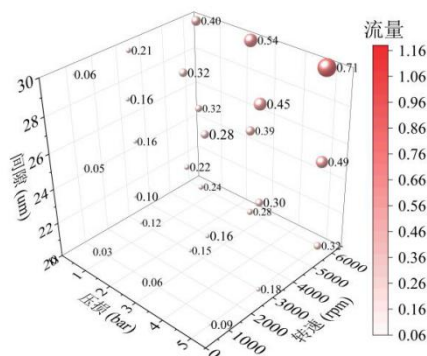


图 3 (a) 连杆大头轴承流量特性

## 3 润滑系统仿真

### 3.1 计算目的

将上一步求解的不同类型轴承的流量特性数据导入 Flomaster 的专用轴承元件中，搭建该三缸汽油机的润滑系统模型并进行计算，实现联合仿真的目的。并将计算的主油道压力与采用 Flomaster 单体仿真的计算数据及整机试验实测数据进行对比。

### 3.2 分析模型说明

下图 4 为一维润滑系统仿真模型，待润滑部件为主轴承、连杆大头轴承、凸轮轴承、链条张紧器、增压器、活塞冷却喷嘴，VVT。油底壳的油经集滤器后进入机油泵，高压油通过油冷器和集滤器后经缸体主油道供给主轴承座和活塞冷却喷嘴，其中部分进入主轴承座的油通过曲轴油道供给给连杆大头。主油道的部分机油通过缸体前端油道上油至缸盖，并通过凸轮轴第一档轴承座进入凸轮轴内部，凸轮轴内部机油一部分通过 OCV 阀进入 VVT，一部分用于其他挡轴承润滑。

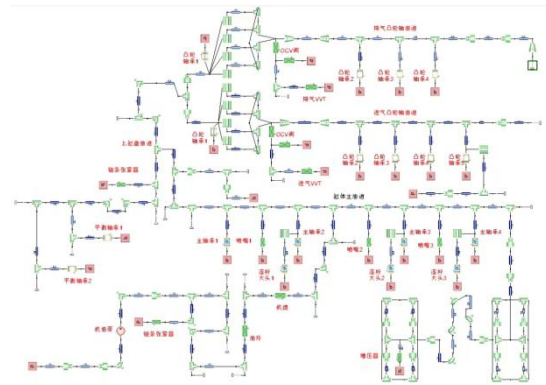


图 4 整机润滑系统一维仿真模型

### 3.3 计算边界

#### 3.3.1 流体边界

此系统流体为牌号为 5W-30 的机油，计算温度为  $120^{\circ}\text{C}$ ，此时各项物性参数见下表 1。

表 1 流体物性参数

物性	参数
动力粘度	$0.0056\text{Pa}\cdot\text{s}$
密度	$806.75\text{kg}/\text{m}^3$
比热容	$2.22\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$
换热系数	$0.117\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$

#### 3.3.2 机油泵边界

该系统机油泵为两档可变的变排量叶片泵，但是测试过程中，小排量档位的反馈油道一直未开启，并且大档位的起调压力为  $3.9 \pm 0.3\text{bar}$ ，因此在  $2000\text{rpm}$  之前，实测的系统压力是可变叶片泵的纯机械性能，不涉及到控制逻辑。下图 5 为机油泵在

不同出口压力和转速情况的机械性能流量特性 map。

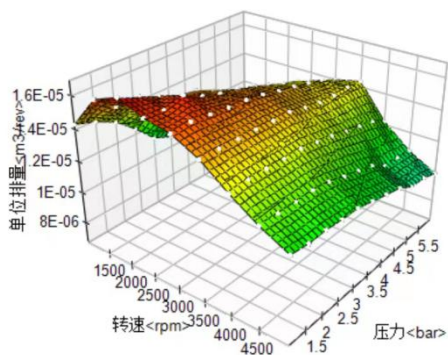


图5 机油泵性能 map

### 3.3.3 流体边界

各元件流阻类特性曲线见下图6。

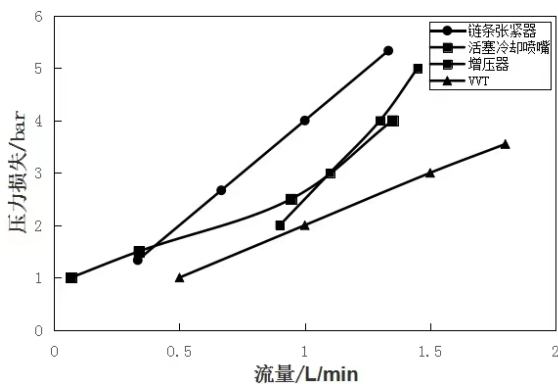


图6 (a) 部分元件流阻曲线

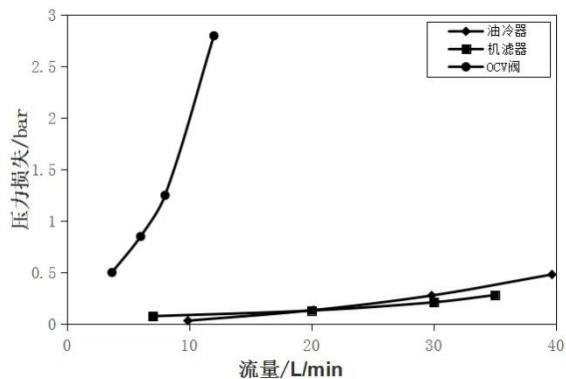


图6 (b) 部分元件流阻曲线

### 3.4 计算结果对比

下图7为不同情况下主油道压力随转速变化的曲线。可以看出，单独一维仿真的结果与实测结果存在较大的差异，且在1500rpm时主油道压力存在最大差异，分别为2.86和3.61bar。这是因为在

1500rpm时，活塞冷却喷嘴尚未开启，整机的泄露量相对较小，且以轴承泄露为主，当一维仿真的轴承泄露量偏大时，随着转速的提升，系统压力的差别也会增大。在1500-2000rpm时，由于此时活塞冷却喷嘴开启，整机的机油泄露量大大增加，因此两者的压力差慢慢变小。在2000rpm以后，由于变排量机油泵的反饋特性，能够保持主油道压力恒定，因此两者压力差基本为零。

而通过联合仿真的计算结果与实测结果十分接近，在1500rpm时压力分别为3.36和3.61bar，差异约7%。这是由于在对轴承的泄漏量求解时，并未采用的工程化统计经验，而是在连杆动力学模型中利用雷诺方程进行的求解。

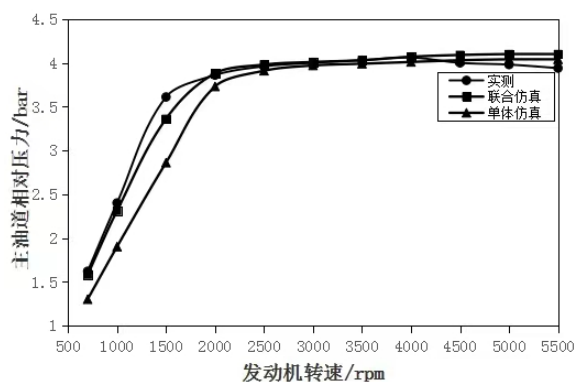


图7 不同情况下整机主油道压力变化曲线

下图8为联合仿真和单体仿真的主轴承在不同转速下的流量对比，可以明显看出，在全转速范围内，同一转速下，通过联合仿真的轴承流量均低于单体仿真轴承，这是不同仿真方式结果存在差异性的直接原因，因为单体仿真的轴承泄露量大，系统流阻减小，整体压力降低，导致主油道单体仿真的油压偏低。而导致这两者存在差异的根本原因是轴承的流量计算的方式不同。

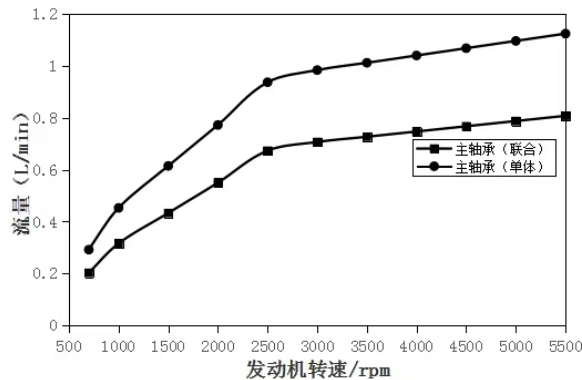


图8 主轴承泄流量曲线

下图9为联合仿真和单体仿真的连杆大头轴承在不同转速下的流量对比，可以看出，该轴承的流

量变化趋势与主轴承相类似，且在同转速下，单体仿真的流阻略微偏大。

[5] 马富康. THD TEHD 曲轴轴承不同仿真模型的比较分析[J]. 内燃机与动力装置, 2008, (5):16-19.

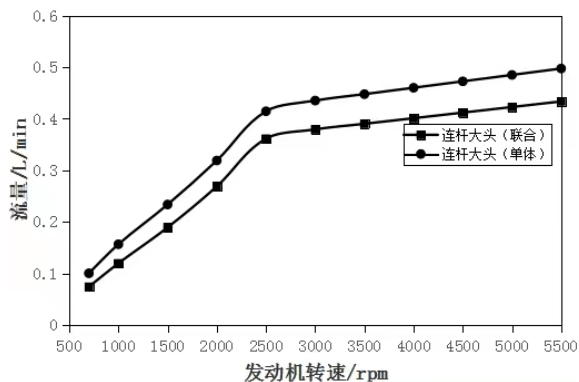


图8 连杆大头轴承泄流量曲线

## 4 总结

(1) 采用 AVL EXCITE 与 Flomaster 联合仿真的方式，其计算结果与单体仿真相比，更加接近试验结果，这说明联合仿真的精度更高，这是由于 AVL EXCITE 在对轴承泄漏量进行计算时，考虑到曲轴旋转过程中偏心率、油膜间隙角度、油膜坐标等对轴承泄漏量的影响。而这些因子 Flomaster 一维软件无法考虑的。

(2) 针对本文项目，由于其润滑系统较为复杂，还包含活塞冷却喷嘴等大流量元件，因此不同仿真方式对整个系统的压力影响相对有限，但是对于轴承本体而言，不同计算方式对流量的影响很大，因此如果润滑系统主要由轴承类元件构成，则有必要进行联合仿真。

### 参考文献:

- [1] 王斌;孙平;刘天将等. 柴油机润滑系统仿真及实验研究[J]. 汽车与动力技术, 2011(4):6-9.
- [2] 李明海;刘锋;崔洪江等. 12V240ZJ 柴油机润滑系统仿真分析[J]. 机械制造与自动化, 2013(1):105-107.
- [3] 孙续莹. V 型多缸柴油机润滑系统流动特性三维仿真研究[D]. 北京:北京理工大学机械与车辆学院, 2015 年.
- [4] Butenschoen, H. J. Dashydrodynamische , zylindrische G leitlager unter instationaerer Belastung, Dissertation , T U K arlsruhe , 1976.