

某发动机润滑系统优化研究

The optimization of engine lubrication system

李斌 刘系曷 杨文芳

(北京汽车动力总成有限公司)

摘要: 利用一维仿真分析软件 GT-SUITE 对北汽某款发动机润滑系统工作特性进行计算。在原机标定结果的基础上, 计算改型机润滑系统工作特性, 并对改型机油泵参数进行优化, 使改型机润滑系统工作特性与原机一致。

关键字: GT-SUITE 润滑系统 优化

Abstract: The performance of lubrication system of an engine produced by BAIC was optimized by using GT-SUITE software. The performance of a derivative engine was calculated base on the simulation of its base proto engine. The parameters of the oil pump of the target engine was optimized to make the lubrication system performance of the target engine be the same with the proto engine.

key words: GT-POWER lubrication system optimization

1 概述

润滑系统在发动机工作时不断为摩擦副提供流量足够, 温度适当的润滑油, 在摩擦副表面形成润滑油膜, 实现液体摩擦, 从而减小摩擦阻力, 降低发动机摩擦功率损失, 不但如此, 还可以带走摩擦副产生的热量, 保护摩擦副。可变机油泵是排量可变的机油泵, 相对于定量泵, 其排量可随着发动机工况的改变而调整, 从而使润滑系统油压满足发动机润滑、冷却需要的同时, 还能尽可能的降低机油泵功率, 从而降低发动机油耗。本文针对某款改型发动机, 在对其原机模型标定的基础上, 计算其改型机润滑系统工作特性, 并对油泵参数进行优化, 选取最佳机油泵匹配方案。

2 原机润滑系统模型建立及标定

本文的研究对象为一台 1.5L 带有双 VVT 的涡轮增压直喷发动机, 其基本参数如表 1 所示, 其改型机为自然吸气直喷发动机, 改型后, 其润滑系统减少了涡轮增压器和活塞冷却喷嘴两处耗油部件。首先在 GT-SUITE 中搭建该发动机原机润滑系统模型, 如图 1 所示, 该发动润滑系统匹配二级可调机油泵, 相关耗油部件有: 机滤机冷模块、主轴承、连杆轴承、凸轮轴承、涡轮增压器、活塞冷却喷嘴、链条张紧器、VVT、OCV 阀、液压挺柱、高压油泵。

表 1 发动机基本技术参数

类型	四冲程汽油机
排量 L	1.49L
压缩比	10
缸径×行程 mm×mm	79×82.6
最大扭矩 Nm/rpm	260/1500
最大功率 kW/rpm	125/4700

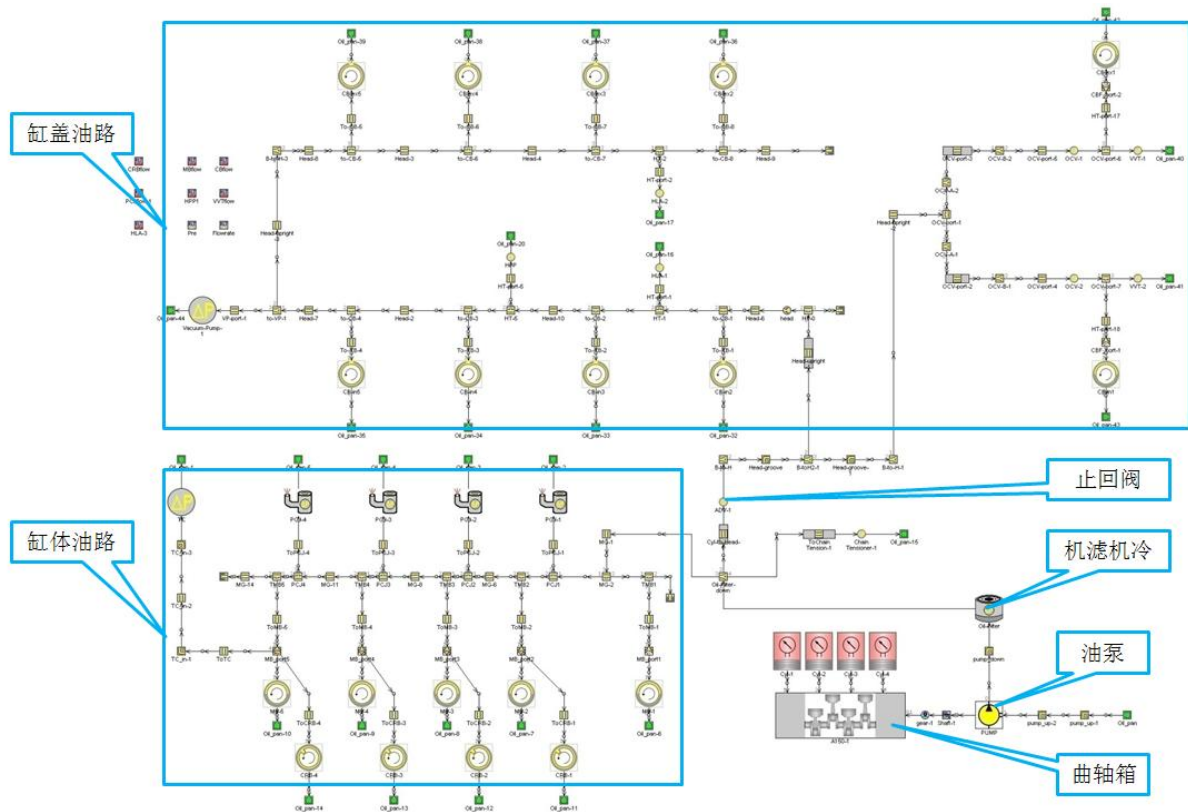


图 1 GT-SUITE 模型

计算在 140℃油温、发动机 BMEP=2bar 时发动机润滑系统工作特性，利用试验数据对该发动机模型进行标定，标定结果如图 2、3 所示。从计算结果来看，油泵流量的仿真结果与试验结果基本吻合，缸盖油道压力与试验值基本吻合，主油道压力在发动机高转速时存在一定的误差，从计算结果来看，主油道压力仿真值在发动机高转速时维持在 4.7bar 左右，随发动机转速的变化波动很小，可以判断这是由于油泵供应商提供的 MAP 是理想状态的 MAP，与油泵实际工作状态存在一定的差异。因此，此处的计算误差虽然较大，但处于可以接受的范围，该模型可以用于进一步计算研究。

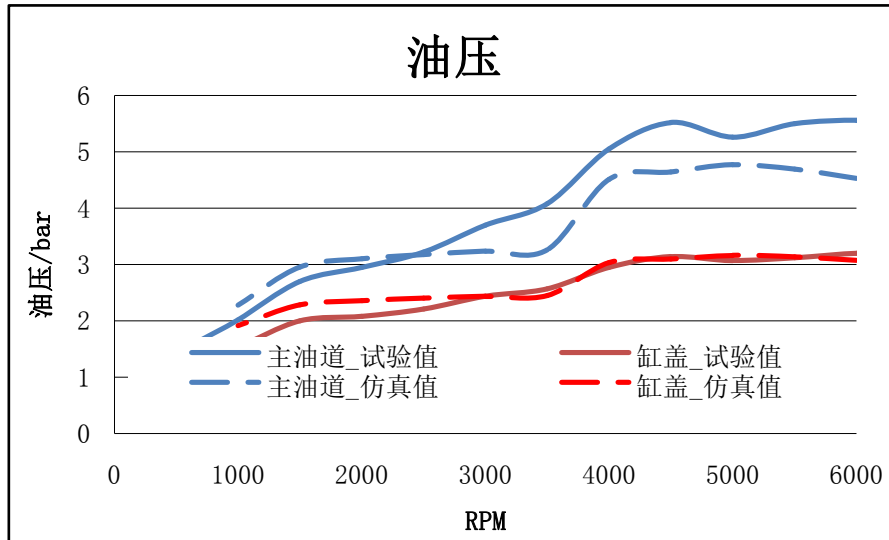


图 2 润滑系统油压标定结果

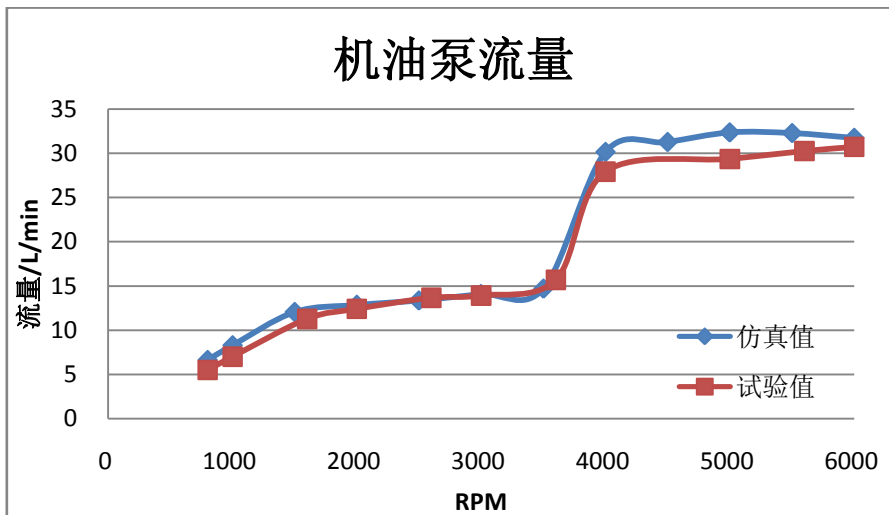


图 3 润滑系统流量标定结果

计算润滑系统各部件流量分布，如图 4 所示。由于改型机相对于原型机缺少了活塞冷却喷嘴和涡轮增压器两个耗油部件，因此重点关注活塞冷却喷嘴和涡轮增压器在润滑系统中的流量分布情况。从图中可以看出，当活塞冷却喷嘴打开后（4000RPM），其流量约占润滑系统流量的 30%，而涡轮增压器的流量较小，约为 3%，从而，可以初步判断，改型机与原机润滑系统工作特性的差异主要体现在发动机高转速范围。

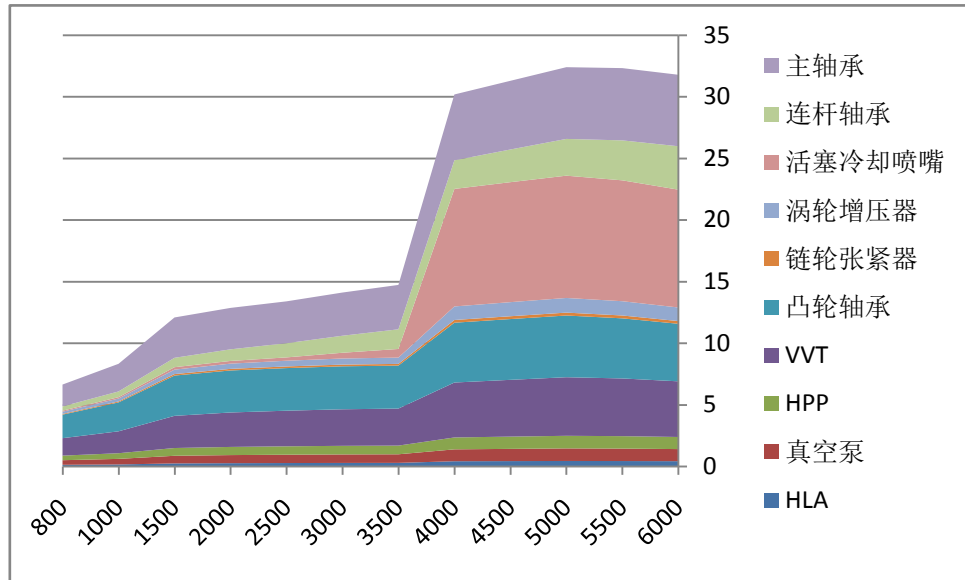


图 4 润滑系统流量分布

3 改型机润滑系统工作特性计算

根据发动机改型方案，将润滑系统中的涡轮增压器模块和活塞冷却喷嘴模块去掉，改型后的发动机润滑系统模型(缸体部分)如图 5 所示：

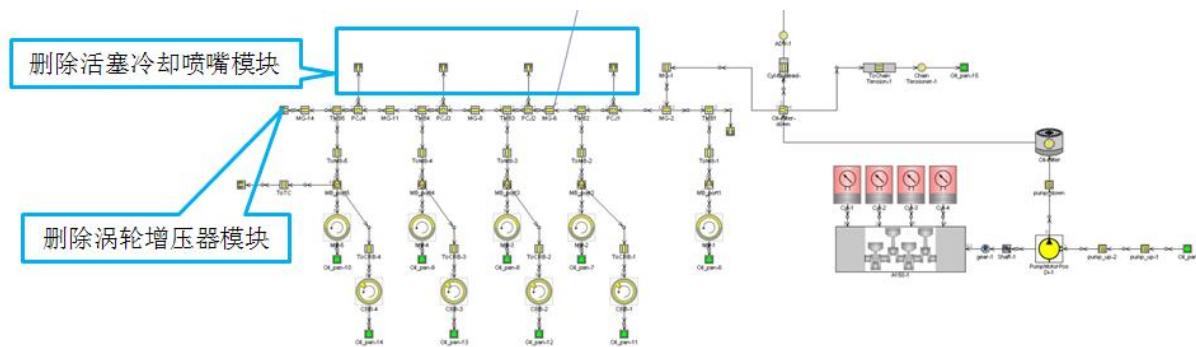
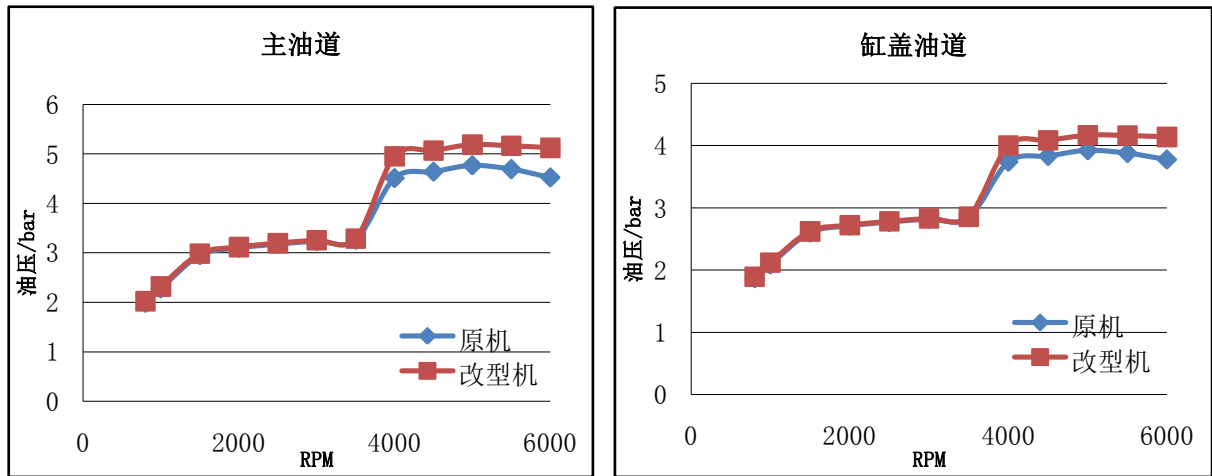


图 5 改型机润滑系统模型

计算改型机的润滑系统工作特性，并与原机计算结果对比，计算结果如图 6~8 所示。从计算结果可以看出，当发动机转速低于 4000RPM 时，发动机润滑系统压力基本一致，流量有所下降，但下降幅度很小，这是由于原机活塞冷却喷嘴未开启，此时原机与改型机的不同之处仅为涡轮增压器一个耗油部件，而涡轮增压器本身流量较小，约为整机润滑系统流量的 3%左右，去除涡轮增压器后，润滑系统不会有明显变化。

当发动机转速大于 4000RPM 时，润滑系统主油道、缸盖油道压力较原机有所上升，润滑系统流量较原机有所下降。这是由于当发动机转速大于 4000RPM 时，原机活塞冷却喷嘴开启，由于活塞冷却喷嘴占原机流量分布的比重较大，约为 30%左右，因此去掉活塞冷却喷嘴后，润滑系统流量明显减

少，压力升高。图 8 所示的是发动机转速为 6000RPM、4000RPM 和 2000RPM 时，改型机润滑系统各部分流量分布与原机的对比，从流量分布来看，主轴承、连杆轴承、凸轮轴承、VVT 流量增加幅度较大，而其他耗油部件由于润滑油流量较小，流量没有发生明显变化。



a) 主油道压力

b) 缸盖油道压力

图 6 改型机润滑系统压力分布

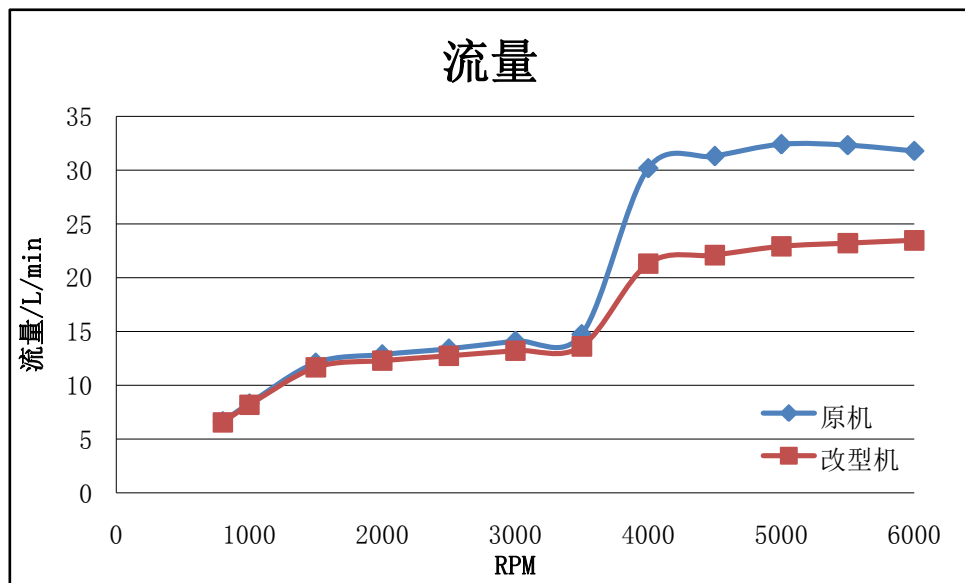


图 7 改型机润滑系统流量特性

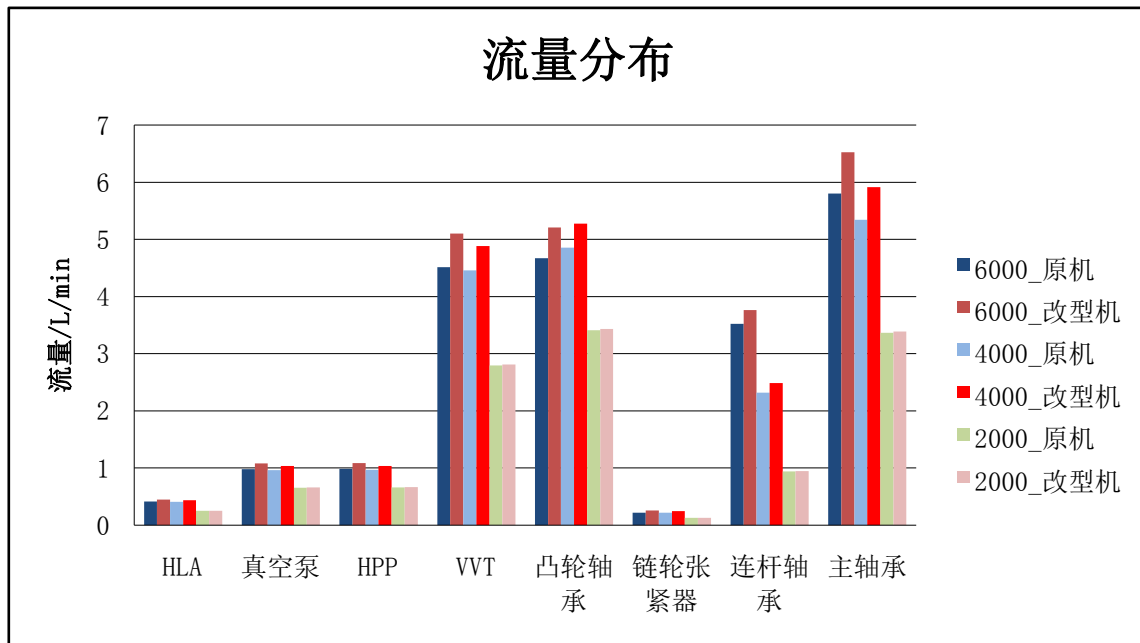
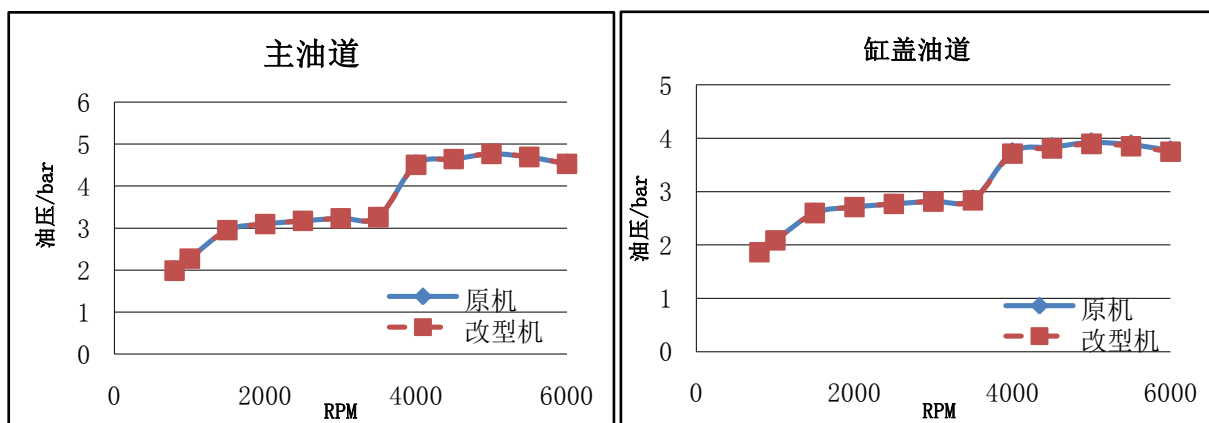


图 8 改型机润滑系统流量分布

4 改型机油泵参数优化

根据改型机润滑系统计算结果,当发动机转速大于 4000RPM 时,润滑系统油压较原机有所上升,这会使改型机油泵排量偏大,导致油泵功耗偏大,使发动机燃油消耗率偏大。为尽可能降低油泵消耗功率,应适当减小高转速时机油泵排量,以减小润滑系统油压,考虑到整机运行的安全系数与原机一致,因此,在油泵排量优化时,将润滑系统油压调整至与原机一致即可。建模时,将油泵模块设置为理想排量油泵,通过调整机油泵排量使主油道压力与原机一致。



a) 主油道压力

b) 缸盖油道压力

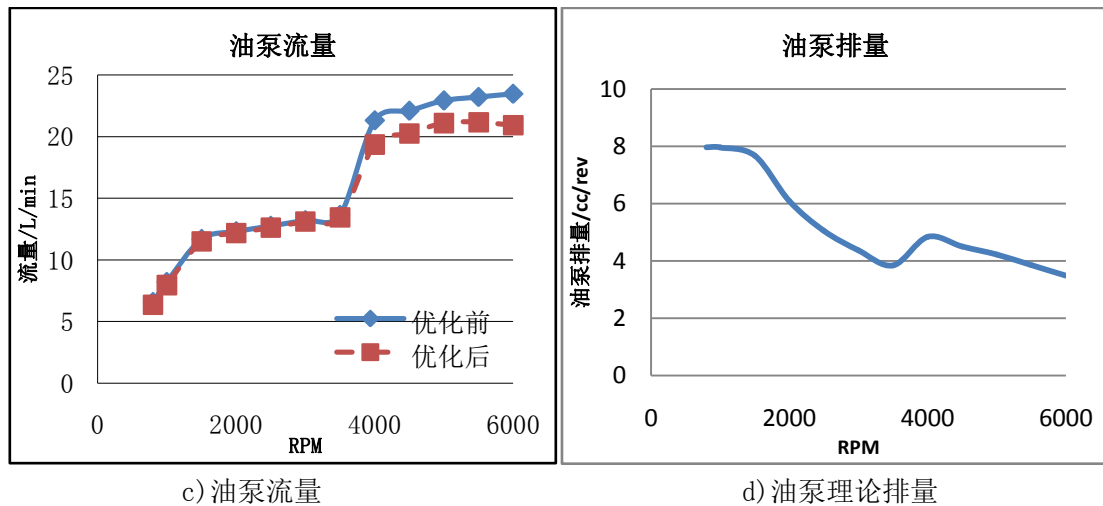


图 9 油泵参数优化计算结果

从优化后的计算结果可以看出,随着主油道压力调整至与原机水平一致,缸盖油道压力与原机也基本一致。发动机高转速机油泵流量较优化前有所降低,当发动机转速为 6000RPM 时降低幅度最大,可达 11%。此时,机油泵理论排量范围为 3.5~8cc/rev。

图 10 表示的是当发动机转速为 2000RPM、4000RPM、6000RPM 时各耗油部件机油流量,从图中可以看出,随着油泵排量的降低,各耗油部件润滑油流量恢复至原机水平。

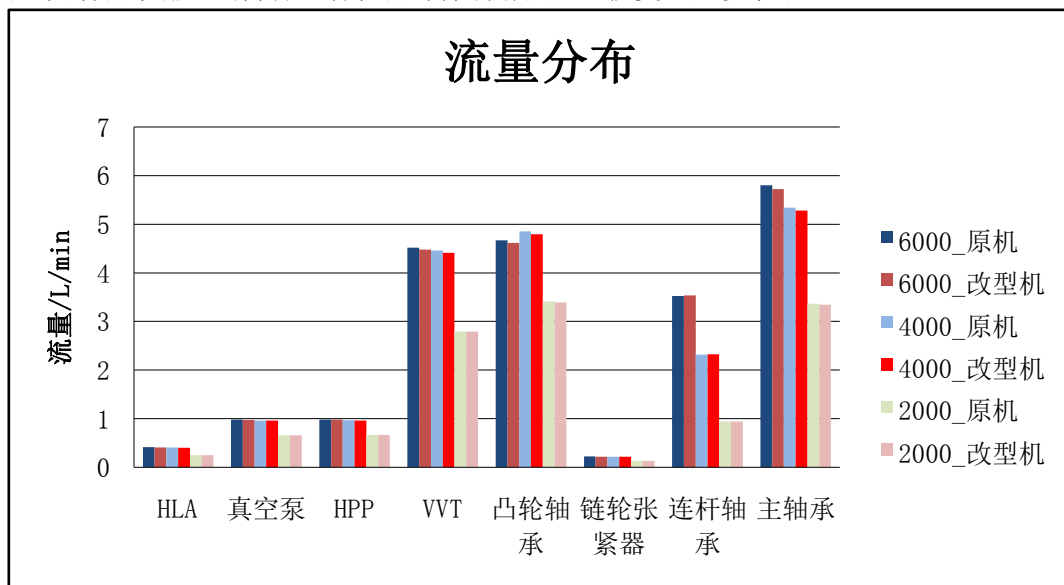


图 10

5 结论

本文在 GT-SUITE 中搭建某 1.5L 增压直喷发动机润滑系统模型，通过试验数据对该模型进行验证，并根据发动机改型方案对改型机润滑系统工作特性进行计算，与原机仿真结果进行对比，并在此基础上对改型机进行油泵优化。得出具体结论如下：

1 当发动机转速小于 4000RPM 时，由于原机活塞冷却喷嘴未开启，涡轮增压器流量较小，改型机与原机润滑系统特性基本一致；

2 当发动机转速大于 4000RPM 时，此时原机活塞冷却喷嘴打开，改型机润滑系统油压较原机有所上升，油泵流量有所下降；

3 对改型机油泵进行优化，使改型机主油道压力与原机一致，此时润滑系统各处压力、流量分布均与原机相当，所需的机油泵有效排量为 3.5~8cc/rev。

6 参考文献

- [1]周龙宝,《内燃机学》,机械工业出版社,1999年6月
- [2]陈家瑞,《汽车构造》,机械工业出版社,2009年1月