

结构与可靠性

活塞系统对机油消耗影响的分析与改进

曾小春¹, 景国玺², 苗瑞刚¹, 王毅¹, 石勇¹, 黄晓波¹, 袁晓军¹

(1. 江铃汽车股份有限公司, 江西 南昌 330001; 2. 浙江大学, 浙江 杭州 310027)

摘要: 针对某系列发动机机油消耗偏高的问题, 基于 CAE 对活塞二阶运动、活塞环动力学和机油消耗特性进行了分析, 找出影响机油消耗的主要原因, 并指导活塞、环组的改进设计工作。改进后样件的相关试验验证表明: CAE 预测值与试验值较吻合, 改进设计在机油消耗方面得到了较满意的效果。

关键词: 活塞系统; 机油消耗; CAE; 结构; 试验

中图分类号: TK423.4⁺3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2015)02-0026-06

The Influence of Piston Systems on Lube Oil Consumption and the Improvement Methods

Zeng Xiaochun¹, Jing Guoxi², Miao Ruigang¹,
Wang Yi¹, Shi Yong¹, Huang Xiaobo¹, Yuan Xiaojun¹

(1. Jiangling Motors Co., Ltd., Jiangxi Nanchang 330001;

2. Zhejiang University, Zhejiang Hangzhou 310027)

Abstract: Aimed at the high oil consumption of a certain series of engines, the piston two order motion, piston ring dynamics and lube oil consumption characteristics were analyzed based on CAE, and the main reasons to cause high oil consumption were found out, which contributed to the improvement of piston and piston ring series. The sample after improvement was verified through tests, it showed that the CAE data coincided well with the test data, and achieved satisfied effect in lube oil consumption.

Keywords: piston system; lube oil consumption; CAE; construction; experiment

0 引言

活塞-活塞环-缸套系统直接影响发动机的摩擦功、机油消耗、使用寿命和排放性能等。为满足日益严格的排放法规, 对发动机机油消耗水平要求越来越高, 因此须对影响燃烧过程的所有结构组件进行最优设计。试验研究表明, 发动机尾气中 40% 左右的颗粒排放物与机油消耗有关, 其中活塞-活塞环-缸套系统机油消耗约占总机油消耗的 70% ~ 80%, 而且随着发动机转速提高, 所占比例越大(见图 1)。可见, 活塞及环组结构设计对排放、窜

气量和机油消耗有着重要的影响。

图 2 所示为某型发动机 12 台发动机的耐久试验机油消耗数据, 从数据可知, 在 1 800 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 工况时, 机油消耗均未达到设计要求, 2 600 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 工况时满足设计要求, 而 3 600 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 工况时低于设计限值。

发动机机油消耗的途径较多, 影响因素错综复杂。机油消耗按位置分主要出现在发动机缸内(活塞-气缸套之间)、气门导杆处、曲轴箱(强制换气)、涡轮增压器叶轮轴径处(机油积炭及泄漏)等几个位置(见图 3)。但对颗粒排放造成影响的主要是缸内机油消耗。据统计资料表明, 发动机缸内机油消耗量占总

收稿日期: 2014-07-03; 修回日期: 2014-09-15

作者简介: 曾小春(1979-), 女, 工程师, 主要研究方向为发动机设计与开发, E-mail: xzeng1@jmc.com.cn。

机油消耗量的绝大部分, 高达 70% ~80% 以上。

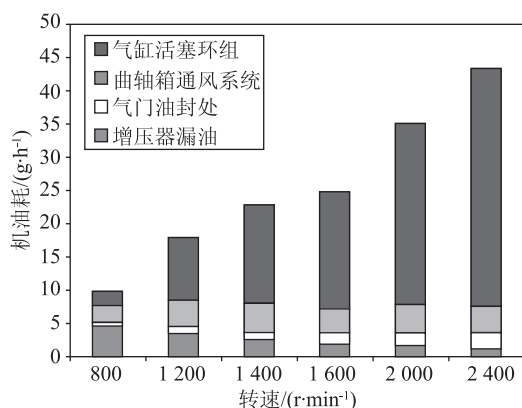


图1 不同转速下各部位机油消耗对比

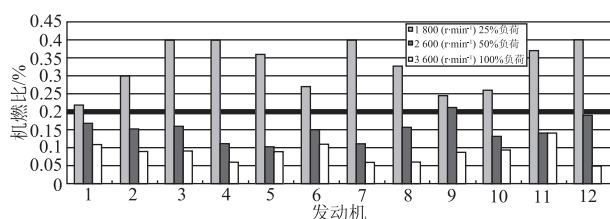


图2 某型发动机历史机油消耗试验数据图

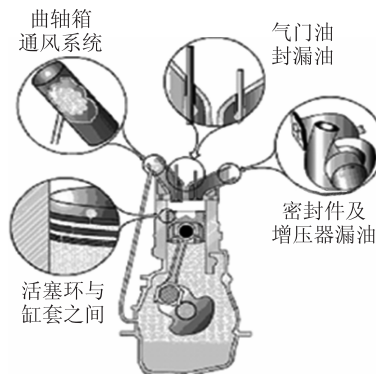


图3 机油消耗主要位置

为了降低 1 800 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) @ 25% 负荷工况时的机油消耗, 本文通过 CAE 方法研究活塞二阶运动、活塞环动力学和机油消耗特性, 找出机油耗高的主要原因, 并进行活塞、环组的改进设计。

1 数值仿真分析

1.1 CAE 模型建立和分析流程

分析流程见图 4。

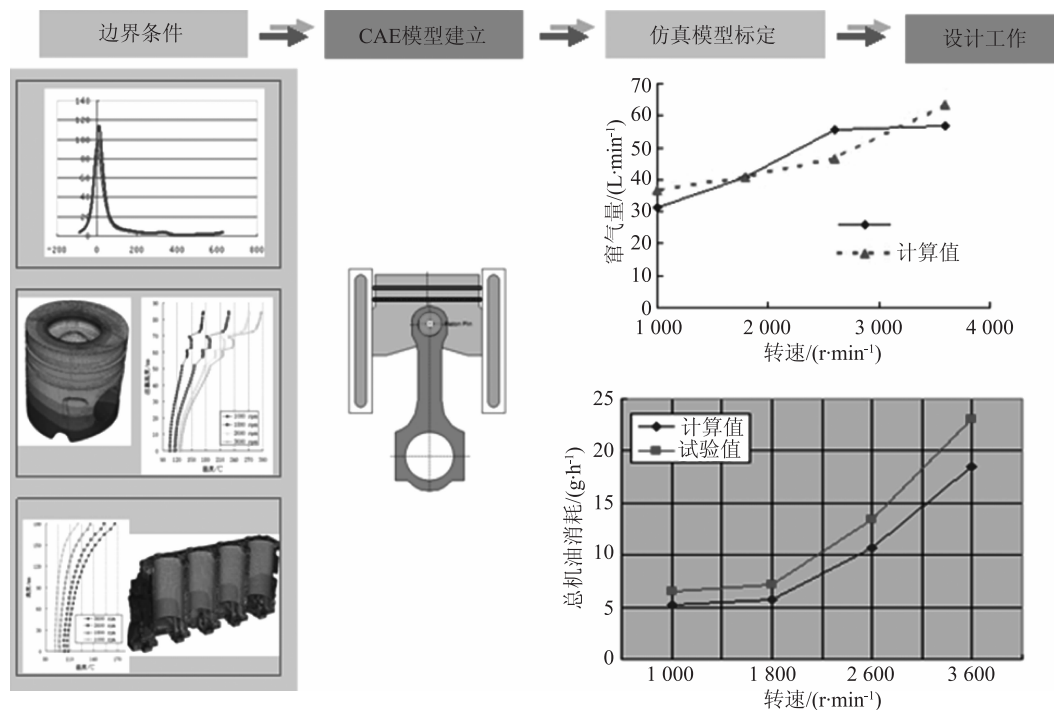


图4 数值仿真分析流程

(1) 边界条件确定：包括发动机冲程、缸径、连杆长度、活塞(质量、几何尺寸、间隙、径向热变形、活塞刚度)、活塞销和曲轴偏心、最高燃烧压力曲线等；

(2) CAE 模型建立：活塞环组动力学模型包括缸套、连杆、活塞、活塞销或活塞环(两道气环

和一道油环)，活塞环采用当量简化模型，缸套仅考虑热变形；

(3) 仿真模型标定：对如下工况的 CAE 分析结果与试验结果进行对标(工况分别为：1 000 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) @ 25% 负荷、1 800 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) @ 25% 负荷、2 600 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) @ 50% 负荷和 3 600 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) @ 100% 满负荷)；

(4) 设计工作：根据 CAE 仿真结果与优化建议，进行活塞-活塞环-缸套系统的设计优化。

1.2 发动机基本参数

发动机基本参数见表 1。

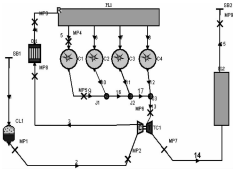
表 1 发动机基本参数

燃料种类	柴油	容积压缩比	17.2
发动机点火方式	压燃	缸径/mm	93
发动机供油方式	高压共轨	行程/mm	102
发动机进气方式	增压中冷	额定功率/kW	85
发动机冷却方式	水冷	额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	3 600
发动机燃烧室结构	ω 型	额定转速下每冲程供油量/ mm^3	52
发动机气缸排列型式	直列	怠速转速/($r \cdot \min^{-1}$)	800
发动机气缸数	4	最大进气阻力(额定转速、100% 负荷)/kPa	5

1.3 热力学边界条件

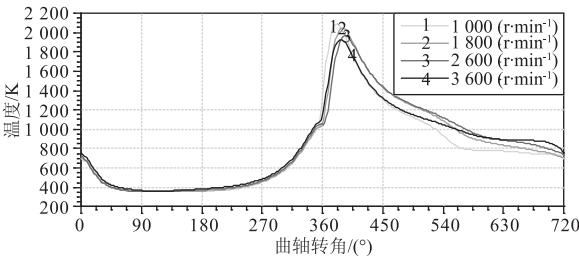
活塞动力学仿真分析输入包括：发动机最高燃烧压力曲线、随时间变化的缸内换热系数和温度曲

线。这些数据通过 BOOST 软件模拟得到。图 5、图 6 为仿真分析模型及部分结果，仿真模型通过试验数据进行了校准，相对误差控制在 5% 以内。

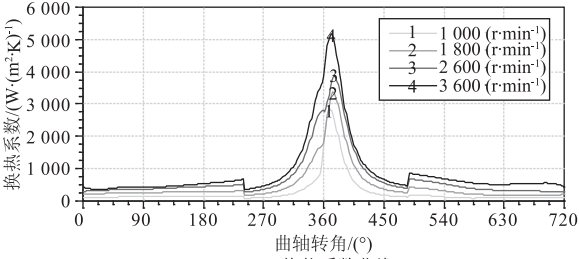


转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	功率/kW			扭矩/($N \cdot m$)			平均温度/ K	换热系数/ ($W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$)
	仿真值	试验值	相对误差	仿真值	试验值	相对误差		
1 000	16.9	17.6	-4.14%	161	168	-4.35%	787	258
1 800	48	50	-4.17%	255	267	-4.71%	822	458
2 600	77.6	74	4.64%	285	274	3.86%	832	684
3 600	88	85	3.41%	233.5	223	4.50%	827	879

图 5 BOOST 仿真分析模型及模型校验



(a) 缸内燃气温度曲线



(b) 换热系数曲线

图 6 缸内燃气温度及换热系数曲线

1.4 模型标定

本文运用 AVL Piston&Ring 软件对该发动机机油消耗进行了数值仿真分析，分析工况为 1 000 ($r \cdot \min^{-1}$)@25% 负荷、1 800 ($r \cdot \min^{-1}$)@25% 负荷、2 600 ($r \cdot \min^{-1}$)@50% 负荷和 3 600 ($r \cdot \min^{-1}$)@满负荷工况，图 7 所示为 6 次窜气量实测值的平均值与计算值的对比，可见仿真值和实测值基本一致，误差在可接受范围内。通过机油消耗试验结果

和有关方法对机油消耗仿真模型进行了标定，结果如图 8 所示。从图中可以看出，标定后仿真值和试验值变化趋势一致。在此须要说明的是，试验值和仿真值没有可比性，因为机油消耗试验影响因素很多，同时计算模型基于很多假设，理论模型仍不能完全模拟真实情况。但是通过标定后的仿真模型计算得到机油消耗数值的数量级和变化趋势是合理、可信的。

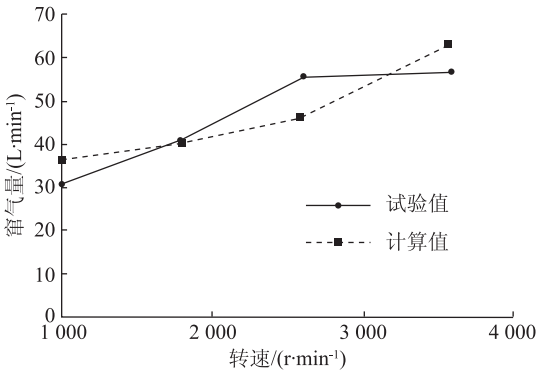


图 7 窜气量模拟值与试验值

1.5 分析结果与评价

机油消耗数值仿真分析主要关注活塞环的运动特性、环组不同途径机油消耗的机理和环组气体流动特性，并针对性地进行分析研究。

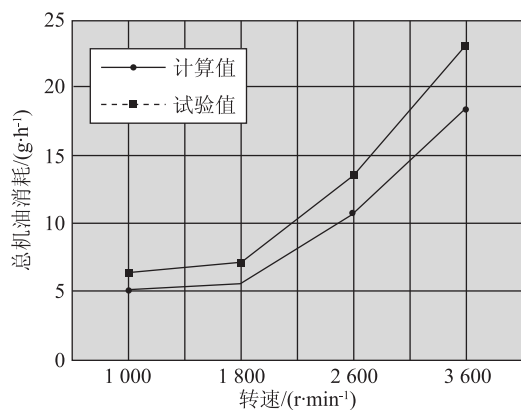


图8 机油消耗仿真值与试验值

1.5.1 活塞环的轴向运动

由气环和油环组成的迷宫式系统如图9所示，在理论上可简化为串环节流系统，气体被间隔为V1、V2和V3等容积腔，由非常狭窄的节流通连接，各容积腔通过节流通与毗邻容积腔时刻进行着气体质量交换。

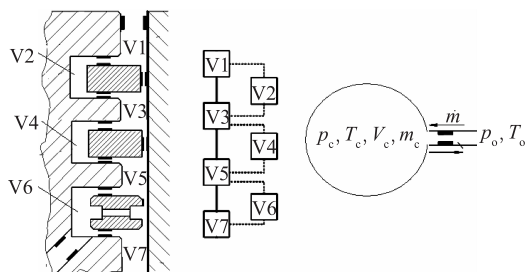


图9 环组气体流动及气体交换模型

图10为活塞环在环槽中的相对位置变化曲线，横坐标为曲轴转角，0°曲轴转角对应1缸燃烧上止点时刻，纵坐标为0表示环与环槽底部接触。从图10中可知，由于气体力的主导作用，一环和二环在大多数时间紧贴环槽底部，但在90°曲轴转角左右，由于气体力减小，一环脱离环槽下端而呈悬浮状态，且悬浮时间较长，这对密封是极其不利的。

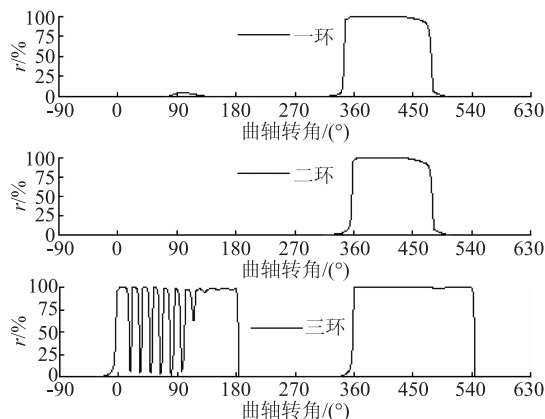


图10 各环在环槽中的相对运动

1.5.2 环组机油消耗

活塞环组机油消耗主要有4种途径，如图11，(a)缸套表面蒸发；(b)一环顶部累积机油在惯性力的作用下被甩进燃烧室；(c)通过顶环开口间隙窜入燃烧室；(d)活塞顶岸刮油。

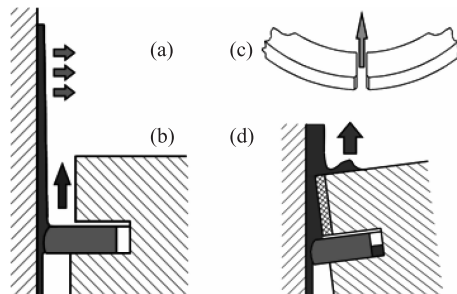


图11 机油消耗途径

图12为各部分机油消耗随曲轴转角的变化关系，从图中可以看出通过缸套表面蒸发引起的机油消耗主要集中在膨胀过程，这是因为此时缸内气流运动剧烈，缸内换热系数较大，同时燃气温度高，导致蒸发速率较大。结合图13顶岸和二岸气体力变化曲线，不难看出当二环岸压力大于顶岸压力时，部分机油通过顶岸开口间隙上窜；在非燃烧上止点时，附着在顶岸的机油由于自身惯性力和环岸压力差的作用，大量进入燃烧室。

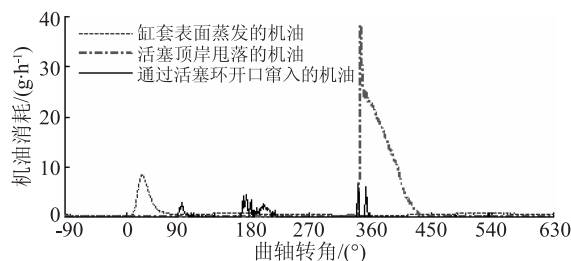


图12 机油消耗数值模拟结果

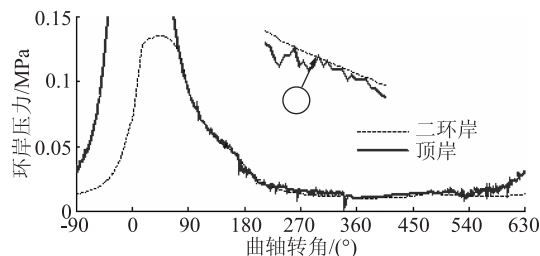


图13 环岸压力变化曲线

通过仿真结果可发现，各环岸及环槽间的压力变化是引起环组泵油的主导因素，结合活塞环的轴向运动及不同途径机油消耗发生时刻，可判断引起机油消耗增大或减小的原因，为机油消耗改进设计提供了参考依据。

2 活塞-缸套系统改进设计

2.1 活塞改进设计

参考同类机型并结合 CAE 仿真结果,对活塞各环岸尺寸和裙部型线进行了调整,以降低机油消耗。其中第一环岸和第二环岸改进前后见图 14、图 15 所示。

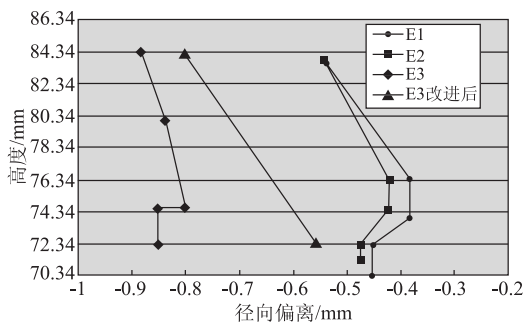


图 14 第一环岸改进

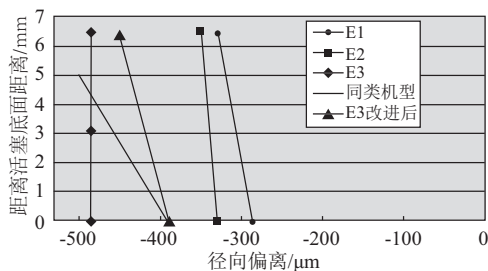


图 15 第二环岸改进

通过活塞系统动力学分析,同时优化了活塞火力岸(图 16)、环岸、裙部型线(图 17)和活塞配缸间隙(直径配缸间隙减少 $10\ \mu\text{m}$)。

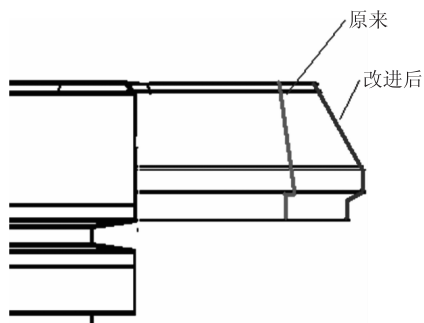


图 16 活塞火力改进

2.2 活塞环改进设计

活塞环改进前后见图 18 所示。改进一：一环运动侧下倒角由机加工工艺改为电镀工艺，此举虽不利于活塞环刮油，但电镀后活塞环加工成本极大下降，单台套可降低 10% 左右，目前已经通过发动机 1 200 h 耐久试验验证，满足发动机机油消耗、窜气量等要求。改进二：为降低机油消耗，在活塞

环后端切去一角，以减轻重量和改善机油消耗。这是因为，重量减轻后降低了活塞环运动时的惯性力，使得一环尽可能地与下环槽接触，避免活塞颤振；另外，环后端容积腔增大，改善了窜气特性，亦对降低机油消耗有好处。

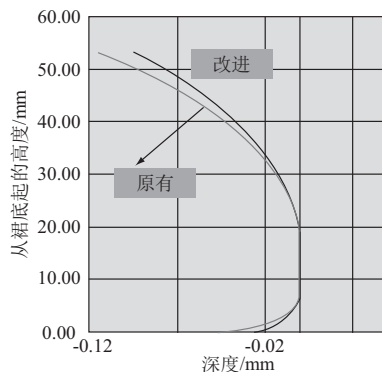


图 17 JX493 裙部型线改进

改进三：第二道气环增加氮化处理，提高其耐磨性和改善机油消耗。

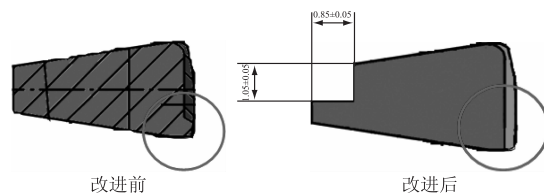


图 18 第一道气环改进前后对比

2.3 改进后 CAE 仿真值与试验值对比

CAE 预测机油消耗减小量和试验值对比见图 19，图 20 和表 2 为改进前后机油消耗对比情况，从图中可以看出改进后机油消耗朝着预期的方向发展，CAE 虽不能精确预测机油消耗，但可以指导改进设计。

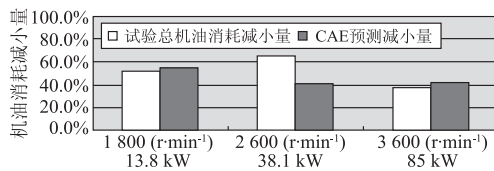


图 19 机油消耗 CAE 预测与试验对比

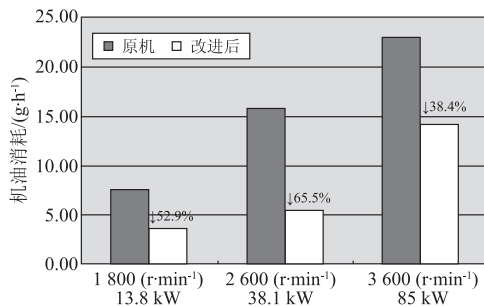


图 20 改进前后机油消耗试验对比

表 2 同一台发动机改进前后机油消耗对比(多次试验平均值)

项目	原机机油消耗			优化活塞、活塞环、气缸盖罩后机油消耗		
	1 800 (r·min ⁻¹) 13.8 kW	2 600 (r·min ⁻¹) 38.1 kW	3 600 (r·min ⁻¹) 85 kW	1 800 (r·min ⁻¹) 13.8 kW	2 600 (r·min ⁻¹) 38.1 kW	3 600 (r·min ⁻¹) 85 kW
小时总机油消耗/(g·h ⁻¹)	7.60	15.80	23.08	3.58	5.44	14.22
窜出机油/(g·h ⁻¹)	0.61	1.35	1.75	0.51	0.70	1.02
小时燃油消耗/(g·h ⁻¹)	3 615.65	9 240	24 483.52	3 615.65	9 240	24 483.52
机燃比/%	0.210	0.171	0.094	0.099	0.059	0.058
机燃比(AVL 要求)/%	<0.20	<0.20	<0.17	<0.20	<0.20	<0.17
总 LOC 减小量/%				52.89	65.57	38.39

活塞和活塞环改进前后,发动机功率未发生明显变化,见图 21 所示;窜气量特性有所变化,低转速窜气量增大,高转速有所下降;而曲轴箱压力与原设计基本一致,均在设计要求范围内,详见图 22 所示。

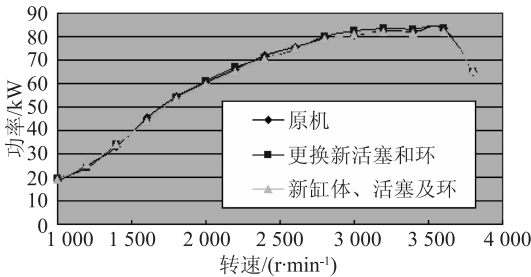


图 21 改进前后发动机外特性对比

3 发动机和整车耐久试验结果

3.1 发动机 1 200 h 耐久试验结果

表 3 为改进后发动机 1 200 h 耐久试验前后机油消耗试验结果,试验后机油消耗满足设计要求。

表 3 改进后发动机 1 200 h 耐久试验前后机油消耗试验结果

参数	转速/(r·min ⁻¹)	扭矩/(N·m)	功率/kW	小时油耗量/(kg·h ⁻¹)	燃油消耗率/(g·(kW·h) ⁻¹)	机油消耗/(g·h ⁻¹)	机油燃油消耗比	AVL 标准(机燃比)
耐久试验前	1 800	51.2	9.7	3.26	337.789 886	2.28	0.07%	<0.2%
	2 602	106	28.9	7.87	272.479 034	6.16	0.08%	<0.2%
	3 601	172.8	65.2	18.200 001	279.303 314	23.92	0.13%	<0.17%
耐久试验后	1 800	51	9.5	3.26	337.789 886	6	0.18%	<0.2%
	2 600	106	28.8	7.87	272.479 034	10	0.13%	<0.2%
	3 600	173	65.0	18.200 001	279.303 314	31.8	0.17%	<0.17%

3.2 整车 4.5 万 km 耐久试验结果

该发动机进行了整车 4.5 万 km 试验验证,总行程为 47 641 km,总机油消耗 5.7 L,总燃油消耗 4 890.51 L,机燃比=5.7/4 890.51=0.116%,每升机油可行驶里程为:47 641/5.7=8 358 (km·L⁻¹),比改进前提升了 20% 以上。

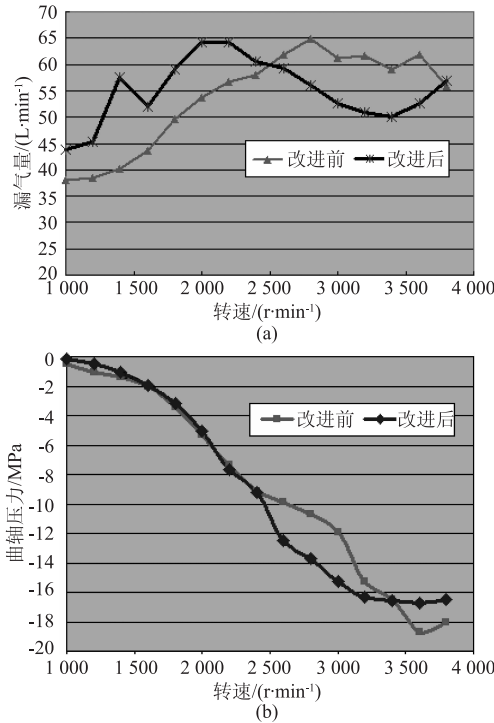


图 22 改进前后窜气量和曲轴箱压力对比

4 结 论

(1) 阐述了活塞环组机油消耗的机理,建立了活塞环组 CAE 分析模型,并用试验数据对仿真模型进行了标定,基于标定后的模型对各工况下的机油消耗情况进行了预测和分析。

(下转第 38 页)

有牢固的保护膜；(3)磨合表面的磨损速度、摩擦系数和工作温度均稳定在较低水平；(4)磨合部位形成稳定的润滑油膜；(5)整个磨合表面均匀反光，没有机械加工痕迹，无损伤。

根据上述 5 点，结合实际两台柴油机分别按两种磨合规范磨合后的零件状态可知，按双重递增磨合规范磨合的发动机轴瓦磨损较重，轴瓦有划道，气缸内壁有划痕，表明由于发动机转速和载荷同时快速增加，摩擦零件相互作用产生的法向应力和切向应力的频率增长过快，表面的贴合未达到理想状态，造成了零件机加工后摩擦表面的微显峰面或点的加速磨损，继而出现轴瓦磨损、划道等早期磨损现象。相对而言，按回环阶梯磨合规范磨合的发动机由于转速的变化规律为回环变化，摩擦表面承受的载荷成缓慢阶梯状增长，摩擦面承受的法向应力和切向应力按由小到大、由慢到快的顺序增长，更有利于零件表面的相互磨合，使得磨合后的摩擦表面的磨损速度、摩擦系数均稳定在较低的水平，使得摩擦面初始加工的微显峰谷面得到很好的消除，从而使摩擦面形成新的较稳定的耐磨表层，达到磨合的目的。

(上接第 31 页)

(2) CAE 分析结果表明，各环岸及环槽间的压力变化是引起环组泵油的主导因素，结合活塞环的轴向运动及不同途径机油消耗发生时刻，可判断引起机油消耗变化情况，为机油消耗改进设计提供参考。

(3) 结合 CAE 分析结果，对活塞各环岸尺寸和裙部型线进行了调整；同时，对第一和二道活塞环进行了改进设计，以改善活塞的二阶运动和降低机油消耗。改进前后对比试验表明：改进后发动机机油消耗特性改善显著，由原来的 $0.41 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ (三个工况平均值) 降低到 $0.19 (\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ ，达到国内先进水平；且试验结果与 CAE 预测趋势一致，说明 CAE 能够有效指导环组的改进设计。

(上接第 35 页)

3 结 论

(1) 采用一维二维耦合计算不仅能了解发动机的整体特性，又能清晰地了解关注部位的内部流速、压力在不同时刻的分布情况；

(2) 计算结果与试验结果趋势一致，高速时左侧压力较低，中低速时左侧压力较高；

(3) 在左右两侧进排气管路一致的情况下，两

4 小 结

(1) 发动机的载荷、转速升高均会加速磨合进程，但应遵循逐级提高的原则，否则将影响磨合的品质。

(2) 柴油机的磨合规范不尽相同，应针对发动机的强化程度和标定参数来确定磨合的转速、载荷以及磨合时间。

(3) 在进行磨合规范的探索试验时，利用润滑油光谱分析技术，可有效了解发动机的磨合效果。

参考文献

- [1] 万德玉. 柴油机出厂试车磨合规范研究[J]. 山东柴油机, 2002(2).
- [2] B. A. 弗拉基米罗夫. 船舶柴油机磨合运转[M]. 王宝忠. 北京: 国防工业出版社, 1986.
- [3] 周龙保. 内燃机学. 第二版[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [4] 李树生、万德玉. 中高速大功率柴油机故障诊断与排除[M]. 呼和浩特: 远方出版社, 2003.

计。

(4) 目前，优化后的活塞、活塞环已通过所有相关的零部件试验、发动机耐久试验和整车耐久试验，并投入批量生产。

参考文献

- [1] 仲志全等. 发动机缸内机油消耗途径及影响因素分析[J]. 车用发动机, 2003(5): 16-18.
- [2] Chui B. Computational analysis of piston ring wear and oil consumption for an internal combustion engine[D]. Michigan State University, 2001.

侧进气不均匀依然很严重；左右两侧进气不均匀主要是由于各缸进气间隔角度不一致(从右到左间隔角度为 90° ，这个角度是由发动机 V 型夹角决定的，从左到右间隔角度为 150°) 引起的；

(4) 要改善两侧进气均匀性，建议在空间布置允许的情况下，将左右两侧的进排气系统独立布置。