

基于不同润滑油的内燃机轴承性能研究

黄第云

(广西玉柴机器股份有限公司工程研究院, 广西 玉林 537005)

摘要: 对内燃机连杆轴承和主轴承进行动力学分析, 得到了轴承最大载荷和最小油膜厚度等可靠性参数, 进而评估了轴承润滑油消耗和摩擦损失等性能指标。研究发现, 与使用 15W-40 润滑油相比, 使用高黏度 20W-50 润滑油的轴承, 其最小油膜厚度、润滑油消耗量和摩擦损失等参数都有很大的改善。

关键词: 内燃机; 轴承; 润滑油

中图分类号: TK423.3+1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2014)01-0043-04

The ICE Bearing Performance Research Based on Different Lube Oil

Huang Diyun

(Engineering Research Institute, Yuchai Machinery Co., Ltd., Guangxi Yulin 537005)

Abstract: Dynamics analysis on the bearing of ICE connecting rod and main bearing is carried out, and the reliability parameters such as maximum load and minimum oil film thickness are obtained. Furthermore, the lube oil consumption rate of bearing and frictional loss are assessed. The research results show that compared with 15W-40 oil, the adoption of high viscosity lube oil 20W-50 boasts great improvement on minimum oil film thickness, oil consumption and frictional loss.

Keywords: ICE; bearing; lube oil

0 引言

内燃机连杆轴承和主轴承的工作耐久性直接影响内燃机的可靠性和技术指标。理论和实践证明, 轴承工作可靠与否, 取决于其润滑情况^[1]。本文通过应用发动机动力学软件 AVL EXCITE 研究了某乘用车柴油机使用不同润滑油对其轴承的影响, 为柴油机润滑油选型做参考。

1 计算模型

1.1 发动机相关参数

研究用发动机的主要参数如表 1 所示。

1.2 分析模型

AVL EXCITE 软件为 AVL 公司开发的发动机模拟动力学软件^[2]。应用该软件进行计算可以得

出各个轴承运动副实时的润滑特性。计算模型包括曲轴、活塞、连杆、飞轮及齿圈等曲柄连杆机构零件, 轴承动力学模型如图 1。本文中主要选取标定转速工况 4 000 ($r \cdot \min^{-1}$) 的缸内压力激励做分析, 最高燃烧压力达 15.7 MPa, 示功图如图 2。

表 1 发动机主要参数

发动机形式	直喷水冷柴油机
气缸总排量/L	1.99
发动机标定功率/kW	100
发动机标定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	4 000

内燃机轴承的可靠性评估主要基于轴承最大单位承载和最小油膜厚度。最大轴承承载须低于所用轴瓦材料疲劳强度的许可值; 最小油膜厚度也必须大于某一确定值, 以防止轴承的过度磨损。在轴承

载荷计算中，气体力、旋转及往复惯性力是必须考虑的。轴承油膜计算基于 J. Holland 的理论^[3]，其轴承承载能力的计算方法也考虑了轴承的挤压效应。对于轴承的润滑油消耗及摩擦损失考虑了内燃机润滑系统的功能参数和标准润滑油的黏度等特性。

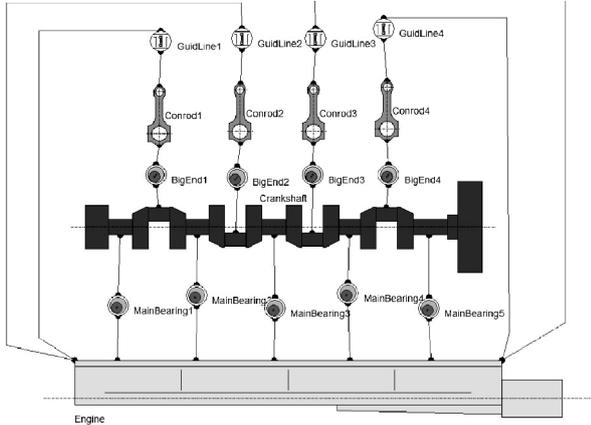


图 1 轴承动力学模型

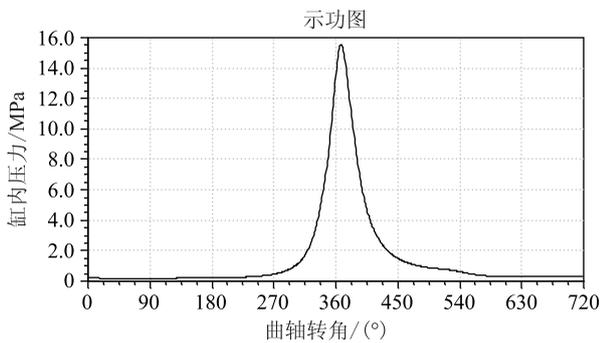


图 2 标定点火功图

1.3 轴承数据

轴承及轴瓦的坐标定义见图 3。

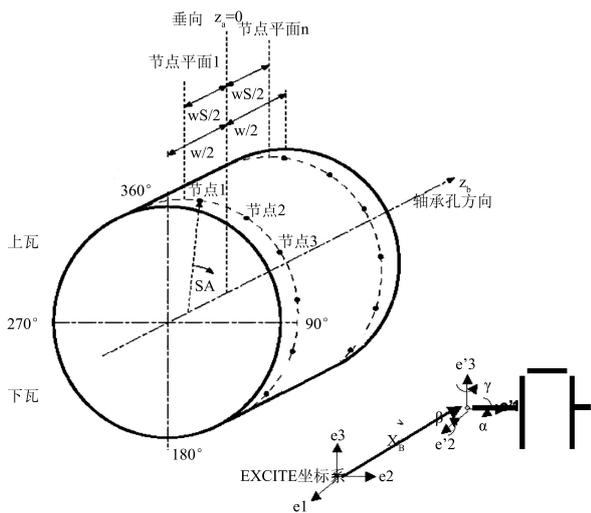


图 3 轴承坐标系及轴瓦角度的定义

连杆轴承及主轴承的相关参数见表 2。

表 2 轴承参数

轴承尺寸	轴承宽度/mm	20
	轴承直径/mm	59
轴瓦定义	油槽/mm	4
	分布角度/(°)	90 ~ 270
	分割线/(°)	89 ~ 91; 269 ~ 271
轴颈定义	油孔直径/mm	5(60°, 249°)

供油压力与供油温度的参数如表 3。

表 3 供油压力及温度

转速/(r·min ⁻¹)	供油压力/MPa	供油温度/°C
1 000	0.25	105
2 000	0.3	110
3 000	0.4	120
4 000	0.5	130

1.4 润滑油数据

润滑油选取玉柴高级润滑油公司生产的符合 SAE 标准的 15W-40 和 20W-50 机油。两种牌号机油的物理特性如密度、比热和传热系数均相同，具体见表 4。

表 4 润滑油物理特性

密度/(t·mm ⁻³)	比热/(N·mm)·(t·K) ⁻¹	传热系数/(N·mm)·(s·mm·K) ⁻¹
8.64E-10	2.083	0.14

润滑油的动力黏度-温度特性由 VOGEL 公式计算，黏度 $\eta(T) = A \cdot \exp(\frac{B}{T+C})$ ，其中 A、B、C 均为 VOGEL 常数，T 为温度，两种牌号的润滑油特性如表 5 和图 4。20 W-50 的 VOGEL 常数 A 约为 15W-40 的 2.8 倍；对温度的敏感性也相对较低，在发动机标定工况，机油工作温度为 130 °C，这时 20W-50 的动力黏度为 8.374 88 (MPa·s)，15 W-40 的动力黏度为 6.130 76 (MPa·s)。

表 5 润滑油黏度特性

SAE 标准	A/(N·s·m ⁻²)	B/°C	C/°C
15 W-40	0.0334E-03	1 381.10	135.0
20 W-50	0.0930E-03	1 146.25	124.7

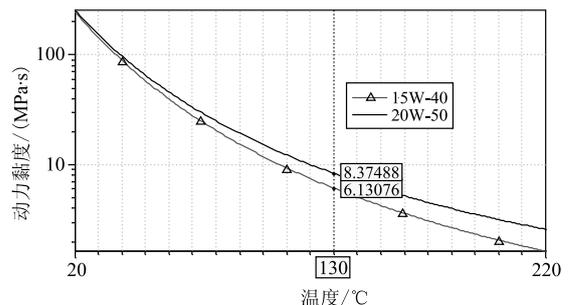


图 4 黏度与温度的关系

2 轴承计算结果

通过轴承动力学计算，可以得到轴承的最大承压和最小油膜厚度，在这里，选取第一档连杆轴承和第一档主轴承作为分析对象。

由图 5 和图 6 可知，两个牌号机油在发动机各转速下的承压曲线重合在一起，无论使用 15 W-40 还是 20 W-50 润滑油，连杆轴承和主轴承的承压能力没有变化，因此润滑油的牌号对轴承承压无影响。

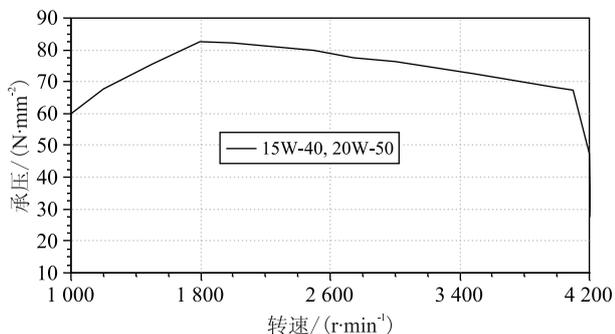


图 5 连杆轴承承压比较

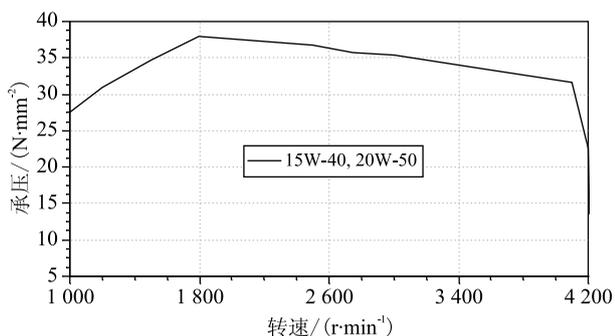


图 6 主轴承承压比较

由图 7 和图 8 可知，使用高黏度的 20 W-50 润滑油，连杆轴承和主轴承的最小油膜厚度要比使用 15 W-40 的增大 18% 左右，对轴承油膜形成非常有好处。

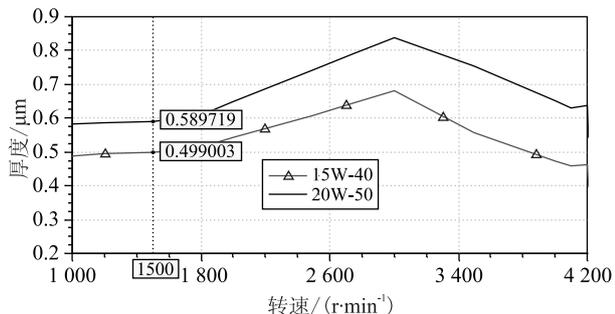


图 7 连杆轴承的最小油膜厚度比较

3 润滑油消耗计算结果

影响轴承润滑油消耗的主要因素有：轴颈旋转、油膜挤压效应和供油压力；影响轴承摩擦损失

因素有供油压力、润滑油流动、轴承阻尼。以标定工况为例选取第一连杆轴承和第一主轴承做润滑油消耗及摩擦损失的分析对比。

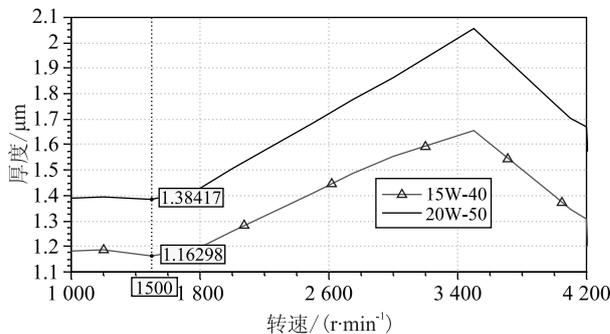


图 8 主轴承的最小油膜厚度比较

由表 6 和表 7 可知，对于连杆轴承，20 W-50 的总润滑油消耗要比 15 W-40 低 7.2%，其中关键的因素为轴颈旋转的影响，由于供油压力导致润滑油消耗比率最大。对于主轴承，20 W-50 的总润滑油消耗比 15 W-40 要低 15.1%，其中关键的因素为供油压力的影响，导致润滑油消耗的比率也最大。

表 6 连杆轴承润滑油消耗 单位：(L·min⁻¹)

因素	15W-40	20W-50	变化率
轴颈旋转	0.334 3	0.320 3	-4.2%
挤压效应	0.051 9	0.052 4	1%
供油压力	0.075 3	0.055 7	-26.1%
总消耗	0.461 5	0.428 4	-7.2%

表 7 主轴承润滑油消耗 单位：(L·min⁻¹)

因素	15W-40	20W-50	变化率
轴颈旋转	0.260 2	0.247 6	-4.8%
挤压效应	0.048 5	0.047 9	-1.2%
供油压力	0.383 9	0.292 8	-23.7%
总消耗	0.692 9	0.588 4	-15.1%

由表 8 和表 9 可知，对于连杆轴承，20W-50 的总摩擦损失比 15W-40 要低 12%，对于主轴承，20W-50 的总摩擦损失比 15W-40 要低 13.6%，其中关键的因素为油流动的影响，由于油流动导致摩擦损失最大。

表 8 连杆轴承的摩擦损失 单位：W

因素	15W-40	20W-50	变化率
供油压力	10.77	9.99	-7.2%
油路流动	380.40	333.68	-12.3%
阻尼影响	29.45	26.63	-9.6%
总摩擦损失	420.60	370.3	-12%

表 9 主轴承的摩擦损失 单位: W

因素	15W-40	20W-50	变化率
供油压力	2.95	2.85	-3.4%
油路流动	494.25	426.44	-13.7%
阻尼影响	13.53	12.04	-11.1%
总摩擦损失	510.73	441.33	-13.6%

4 结 论

对内燃机连杆轴承和主轴承进行了动力学分析,得到了轴承最大载荷和最小油膜厚度等可靠性

(上接第 29 页)

通过两路转速的测算后得到差值,如果差值小于设定值则输出转速,如果大于设定值则认为转速信号出现问题,假设以 50 (r·min⁻¹)作为转速故障判断条件,如果两路转速相差超过 50 (r·min⁻¹)则予以告警,并以上次采样时的转速为依据稳定油门输出。

2.3 试验结果

通过方法二获取某实际转速控制折线图。

在某控制系统中运用转速比较方法来测速,当两路转速相对稳定时转速控制输出也相对稳定(如图 13)。当其中一路转速,如图 14 转速 2 测量出现失真时,此时两路信号相差超过 50 (r·min⁻¹),经过程序判断后,转速转而使用之前的正确采样数据为判断依据,输出转速。

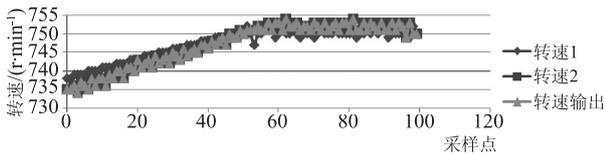


图 13 转速控制折线图(两路转速相对稳定时)

3 结 语

综上所述,这种采用数据比对以提高系统可靠性的方法,在主推进装置控制监测系统中使用能很

参数,对轴承润滑油消耗和摩擦损失等性能指标进行了评估。研究发现,与 15W-40 润滑油比较,使用高黏度 20W-50 的轴承,其最小油膜厚度、润滑油消耗量和摩擦损失性能都有了很大的改善。

参考文献

- [1] 陈伯贤,裘祖干. 动载滑动轴承润滑状况的预测-弹性流体动力润滑理论的应用[J]. 内燃机学报,1983(4).
- [2] 蓝军. AVL. Glide 软件培训教程[R]. 2005.
- [3] Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse in Verbrennungskraftmaschinen[C]. VDI-Forschungsheft No. 475.

好地提高系统的可靠性和稳定性,减少在实际使用中由于误动作而引发的险情。

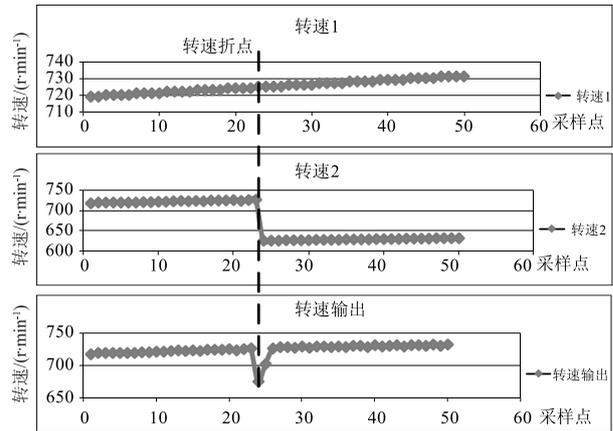


图 14 转速控制折线图(一路转速失真时)

参考文献

- [1] 纪伟. 低速柴油机测速系统的设计与应用[J]. 机械工程与自动化,2012(2).
- [2] 郭长春. 一种基于 80C196 单片机的转速测量系统[J]. 武汉大学学报(工学版),2003,36(4).
- [3] 刘丹. 例说 8051[M]. 北京:人民邮电出版社,2006.
- [4] 王琼. 单片机原理及应用实践教程[M]. 合肥:合肥工业大学出版社,2005.