

不同功率下柴油机主轴承弹性流体动力润滑分析

陈亮¹, 薛冬新¹, 宋希庚^{*1}, 明章杰²

(1. 大连理工大学 能源与动力学院 内燃机研究所, 辽宁 大连 116024;

2. 四川宏华石油设备有限公司 技术部, 四川 广汉 618300)

摘要: 计算了某 16 缸 V 形机车柴油发电机组滑动主轴承在不同功率(2 000、2 430、2 650、2 940 kW)下的润滑情况. 将曲轴设为弹性体, 以考虑曲轴弹性变形对主轴承润滑状态的影响. 对主轴承在工作过程中发生的摩擦接触, 采用 Greenwood-Tripp 粗糙接触模型来计算, 并用 AVL 相关标准评价了润滑计算结果. 由计算结果看出, 4 个计算工况中的 2 940、2 650 和 2 000 kW 工况均存在个别轴承处于半干摩擦状态的情况, 而 2 430 kW 工况的润滑情况相对最好; 第 8、7、1 主轴承为工作中相对危险的主轴承, 危险主轴承位置和摩擦接触发生的部位与实际情况接近. 试分析了造成第 8、7、1 主轴承出现摩擦接触的结构性原因.

关键词: 主轴承; 弹性流体动力润滑; 曲轴; 弹性变形; 粗糙接触

中图分类号: TK421.9 **文献标志码:** A

0 引言

近年来研究人员将有限元、多体动力学、摩擦学联合应用于发动机动力学分析. Mourelatos^[1]为研究曲轴旋转中的微观变形、机体的弹性变形和主轴承润滑油的流体动力润滑效应, 就综合使用了这 3 种分析方法, 使仿真计算更贴近实际情况. 孙军等^[2]、何芝仙等^[3]的相关研究指出是否考虑曲轴弯曲倾斜对润滑计算结果有很大的影响. 曲轴的弯曲倾斜会影响到局部位置的轴心轨迹、最大油膜压力、最小油膜厚度、油膜压力分布状况等. 本文也采用把结构动力学和流体动力润滑耦合起来分析的办法, 将曲轴、机体设为弹性体, 以考虑轴和轴承受力变形对润滑油膜分布的影响; 并采用弹性流体动力润滑算法计算主轴承润滑. 曲轴工作过程中受到外力作用会发生弹性变形, 使主轴承在主轴承内倾斜. 倾斜增大到一定程度时会造成主轴承与主轴承瓦边缘发生摩擦接触, 接触位置处变成半干摩擦状态. 本文对摩擦接触采用 Greenwood-Tripp 粗糙接触模型来计算. 计算并比较某机车柴油发电机组 9 个主轴承在不同功

率(2 000、2 430、2 650、2 940 kW)下的润滑结果, 确定润滑相对危险的主轴承位置和摩擦接触部位, 并分析造成主轴承出现摩擦接触的结构性因素.

1 基础理论

1.1 弹性流体动力润滑

主轴承润滑模型基于扩展雷诺方程建立, 采用弹性流体动力润滑算法求解, 能够考虑轴颈轴瓦的弹性变形和机油填充状态的影响. 具体如下:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{12\eta} h^3 \theta \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{12\eta} h^3 \theta \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \theta \frac{u_1 + u_2}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + h \frac{u_1 + u_2}{2} \frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{\partial(h\theta)}{\partial t} \quad (1)$$

式中: p 为油膜压力; θ 为机油填充率; h 为油膜厚度; η 为机油黏度; u_1 、 u_2 分别代表轴颈、轴瓦沿圆周方向的速度; t 为时间; x 、 z 分别代表沿着圆周方向的坐标和沿着轴向的坐标(轴瓦固定)^[4].

1.2 Greenwood-Tripp 粗糙接触模型

当润滑油膜的厚度减小到与轴颈轴瓦表面间的复合粗糙度相接近时, 就会发生摩擦接触. 本文采用 Greenwood-Tripp 模型来计算粗糙接触摩

擦力. 假设轴颈、轴瓦表面轮廓高度对基准平面的随机变化服从高斯分布, 接触面上的名义压力可表示为

$$p_a = \frac{16\sqrt{2}\pi(\sigma_s\beta\eta_s)^2E^*}{15}\sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta}}F_{5/2}\left(\frac{e}{\sigma_s}\right) \quad (2)$$

式中

当 $h/\sigma_s < 4$ 时

$$F_{5/2} = 4.408\ 6 \times 10^{-5}(4 - e/\sigma_s)^{6.804}$$

当 $h/\sigma_s \geq 4$ 时

$$F_{5/2} = 0$$

式中的 E^* 采用下式计算:

$$E^* = \frac{1}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}$$

其中 σ_s 为粗糙接触面间的复合间隙的方差; β 为接触点半径; η_s 为接触面峰值密度; e 为接触面间的名义间隙; E_1 、 E_2 分别为上下接触表面的弹性模量; ν_1 、 ν_2 分别为上下接触表面的泊松比.

2 计算模型

本文采用带有弹性流体动力润滑分析功能的发动机动力学商业软件 AVL EXCITE 进行计算. 用有限元软件 MSC. Patran 和 MSC. Nastran 做有限元建模和接口文件的转换, 如图 1 所示, 建立了曲轴、机体等部件的有限元模型.

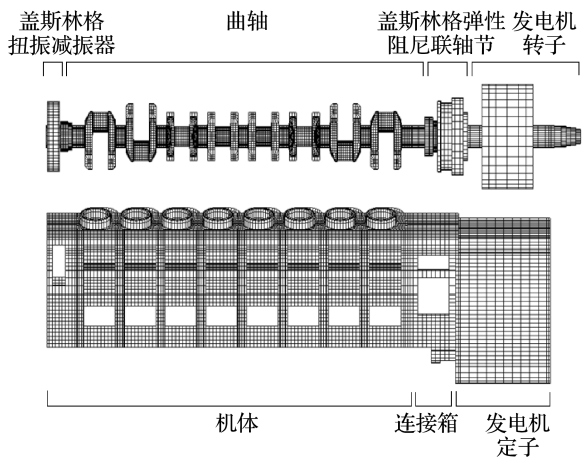


图 1 曲轴、机体等的有限元模型

Fig. 1 Finite element models of crankshaft, block, etc.

图 2 显示了 EXCITE 模型中各部件间的连接关系. 该模型中包含曲轴、机体、活塞、连杆和发电机转子等. 曲轴、机体、转子设成弹性体, 由有限元模型转换后导入. 本研究关注的主要对象是曲

轴, 对活塞、连杆等其他部件只在 EXCITE 软件中建立了简化模型, 模拟出这些部件对曲轴、机体的动力学效应. 主轴承润滑是研究关注的重点, 采用弹性流体动力润滑算法求解. 考虑到润滑中可能会出现摩擦接触情况, 采用了 Greenwood-Tripp 粗糙接触模型来计算接触摩擦力. 为减少计算量, 对非主要关心的连杆大端轴承采用了弹簧连接来模拟.

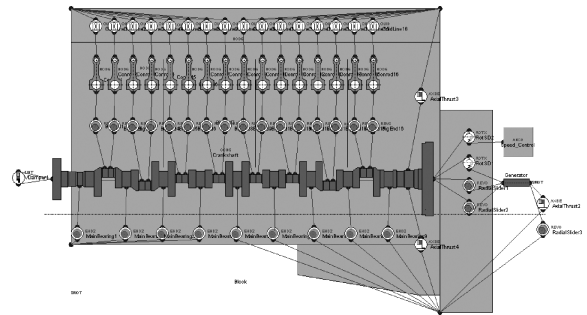


图 2 EXCITE 模拟模型

Fig. 2 EXCITE simulation model

主轴承主要结构参数见表 1. 9 个主轴承按着从自由端到输出端的排列顺序编号为 1 到 9. 每次仿真计算所包含的柴油机工作循环数应足够多, 以减少初始参数选取不当对结果的影响. 根据经验取 6 个柴油机工作循环计算, 即 $0^\circ\text{CA} \sim 4\ 320^\circ\text{CA}$. 取第 6 个工作循环的计算结果作为评价依据.

表 1 主轴承结构参数

Tab. 1 Specifications of the main bearings

参数	数值
主轴承瓦宽度 w/mm	83 (第 1 主轴承), 90 (第 2~8 主轴承), 88 (第 9 主轴承)
主轴承颈直径/ mm	220
主轴承半径间隙/ mm	0.1
主轴承的轴瓦油槽宽度/ mm	22
主轴承颈上的油孔直径/ mm	20
润滑油进油温度/ $^\circ\text{C}$	60~75
轴承进油压力/ MPa	0.4~0.6
主轴承颈表面粗糙度/ μm	0.5
主轴承瓦表面粗糙度/ μm	1.0

3 计算结果

本文计算了柴油发电机组在固定转速、固定功率下的 4 种工况, 分别是代表柴油机最大做功

能力的小时功率 2 940 kW、代表持续做功能力的额定功率 2 650 kW、使用中的最大运用功率 2 430 kW 和部分负荷下的功率 2 000 kW,转速均为 1 000 r/min. 对润滑结果的评价借鉴了 AVL 对民用车发动机中高级轴瓦的评价标准,即当 EXCITE 计算结果的峰值液动油膜压力小于

100~150 MPa、峰值粗糙接触压力小于 50 MPa、最小油膜厚度大于 1.5 μm 时,可认为工作状态是正常的. 在 4 种工况下算得的第 6 工作循环中各轴承最高峰值液动油膜压力、最高平均液动油膜压力、最高峰值粗糙接触压力、最高平均粗糙接触压力、最小油膜厚度等结果见表 2.

表 24 种工况下各轴承润滑计算结果

Tab. 2 Simulation results of all main bearings in four operation conditions

No.	最高峰值液动油膜压力/MPa				最高平均液动油膜压力/MPa				最高峰值粗糙接触压力/MPa			
	2 940 kW	2 650 kW	2 430 kW	2 000 kW	2 940 kW	2 650 kW	2 430 kW	2 000 kW	2 940 kW	2 650 kW	2 430 kW	2 000 kW
1	31.248	27.003	27.210	32.675	6.674 8	6.267 4	6.017 3	5.562 0	4.604 8	2.253×10 ⁻³	1.402 20	47.98
2	49.430	44.352	41.829	42.665	14.723 0	13.219 0	12.303 0	10.515 0	17.412 0	1.595 4	3.303 1×10 ⁻¹⁰	0
3	46.381	40.954	38.740	37.257	15.099 0	14.178 0	13.542 0	12.737 0	0	0	0	3.511 5×10 ⁻³
4	43.372	39.520	37.311	34.160	12.656 0	11.354 0	10.427 0	8.974 7	0	0	0	0
5	35.246	33.653	33.685	34.281	12.645 0	11.652 0	11.052 0	10.512 0	11.973 0	0	0	0
6	45.037	40.650	37.646	34.451	13.605 0	12.314 0	11.375 0	9.788 1	0	0	0	0
7	44.466	39.489	36.472	31.661	13.005 0	12.190 0	11.518 0	10.593 0	40.350 0	36.041 0	0.670 14	4.753×10 ⁻⁵
8	46.263	43.015	40.843	36.691	15.786 0	14.157 0	13.158 0	11.288 0	40.231 0	12.524 0	1.925 40	1.249 1×10 ⁻²
9	28.501	24.338	23.271	21.269	5.984 4	5.557 3	5.370 3	4.931 8	0	0	0	0

No.	最高平均粗糙接触压力/MPa				最小油膜厚度/μm			
	2 940 kW	2 650 kW	2 430 kW	2 000 kW	2 940 kW	2 650 kW	2 430 kW	2 000 kW
1	0.018 429	6.640 4×10 ⁻⁶	6.727 8×10 ⁻³	0.256 19	2.019 3	3.623 6	2.400 0	1.038 7
2	0.255 480	0.011 895	6.676 9×10 ⁻¹³	0	1.503 6	2.361 5	4.344 6	7.567 4
3	0	0	0	1.624 3×10 ⁻⁴	5.675 3	6.532 5	7.263 1	4.657 3
4	0	0	0	0	10.565 0	11.066 0	11.856 0	10.498 0
5	0.038 277	0	0	0	3.013 0	8.838 9	9.531 4	10.415 0
6	0	0	0	0	7.150 2	7.924 7	8.124 6	8.302 8
7	0.722 720	0.471 66	1.798 8×10 ⁻³	1.210 8×10 ⁻⁷	1.122 8	1.233 3	2.628 9	4.979 5
8	0.805 700	0.113 00	0.032 797	2.672 7×10 ⁻⁵	1.124 3	1.640 5	2.304 4	3.421 1
9	0	0	0	0	6.164 3	7.094 9	7.043 6	9.683 5

根据 AVL 的评价标准,液动油膜压力要小于 100~150 MPa,从表 2 的最高峰值液动油膜压力一项中可以看到各工况下 9 个轴承的最高液动油膜压力均小于 100~150 MPa,满足 AVL 相关要求.

图 3 为 2 430 kW 工况下 9 个轴承平均液动油膜压力 p 分布云图(其他工况下的类似). 图中横坐标代表轴承内表面一圈的周向长度 l ,以圆心角度 0°~360°来表达,取垂直向上方向为起始位置 0°,则 0°~90°和 270°~360°范围为上轴瓦,90°~270°范围为下轴瓦. 图中的纵坐标代表轴瓦的宽度 w . 该云图是对轴瓦上的每个点在一个工作循环内的油膜压力累加后再取时间上的平均值得到的. 从该云图能直观地看出轴瓦上的高

油膜压力区(即图中的深色部分). 由图 3 可见各轴瓦中的高油膜压力区的分布位置都很一致,即集中在下瓦中央位置 180°处的附近. 而且各个轴瓦的高油膜压力区的分布范围都比较广,有利于曲轴在各轴承的下瓦中部得到较好的润滑油膜支撑.

从表 2 的最高峰值粗糙接触压力一项来看,9 个轴承在 4 种计算工况下的粗糙接触压力最高为 47.98 MPa,出现在 2 000 kW 工况下的第 1 轴承处. 2 940 kW 工况下的第 7、8 轴承和 2 650 kW 工况下的第 7 轴承的峰值粗糙接触压力分别为 40.350 0、40.231 0 和 36.041 0 MPa,也都较高. 但以上各轴承的峰值粗糙接触压力均没超过 AVL 规定的 50 MPa 的标准.

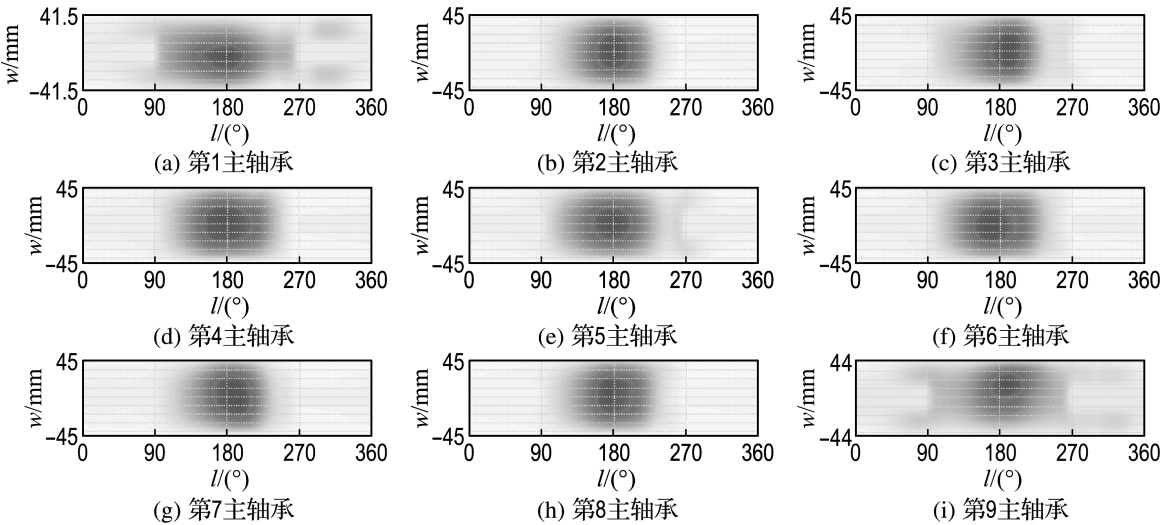


图 3 2 430 kW 工况下 9 个主轴承平均液动油膜压力云图

Fig. 3 Average of hydrodynamic pressure of 9 main bearings in 2 430 kW operation condition

再从表 2 的最高平均粗糙接触压力一项上看,从高到低的平均粗糙接触压力依次为 2 940 kW 下的第 8、7 主轴承,2 650 kW 下的第 7 主轴承,2 000 kW 下的第 1 主轴承和 2 940 kW 下的第 2 主轴承,其他主轴承的平均粗糙接触压力相比之下或是不高或是没有. 平均粗糙接触压力越高则相同时间内轴瓦受到的摩擦力越大,轴瓦出现疲劳的可能性也越大. 图 4 所示为第 8、7、1 主轴承平均粗糙接触压力云图. 图中箭头所指部分代表发生粗糙接触的区域. 由图 4 可见发生粗糙接触的区域只占整个轴瓦工作面积中很小的比例;第 8、7 主轴承的接触位置是在下瓦 180°附近的轴瓦边缘. 而第 1 主轴承发生接触的位置是在上瓦 320°附近的轴瓦边缘.

在 2 940、2 650 kW 等高负荷下第 8、7 主轴承处出现较高的粗糙接触压力,在较低的 2 000 kW 时,第 1 主轴承处出现较高的粗糙接触压力. 2 430 kW 介于两种情况之间,其自由端、输出端的轴承润滑都较好. 所以 2 430 kW 为 4 组工况中润滑最好的工况.

从表 2 的最小油膜厚度指标上看,第 3、4、5、6、9 主轴承在各个工况下的最小油膜厚度都比 AVL 标准要求的 $1.5\text{ }\mu\text{m}$ 大得多,反映了这些轴承在各个工况下润滑油膜都能有效地隔开主轴颈主轴瓦间的工作表面,使两表面间的间隙足够大,两表面间没有或只有很小的摩擦接触. 故这些轴

承润滑良好,运行稳定.

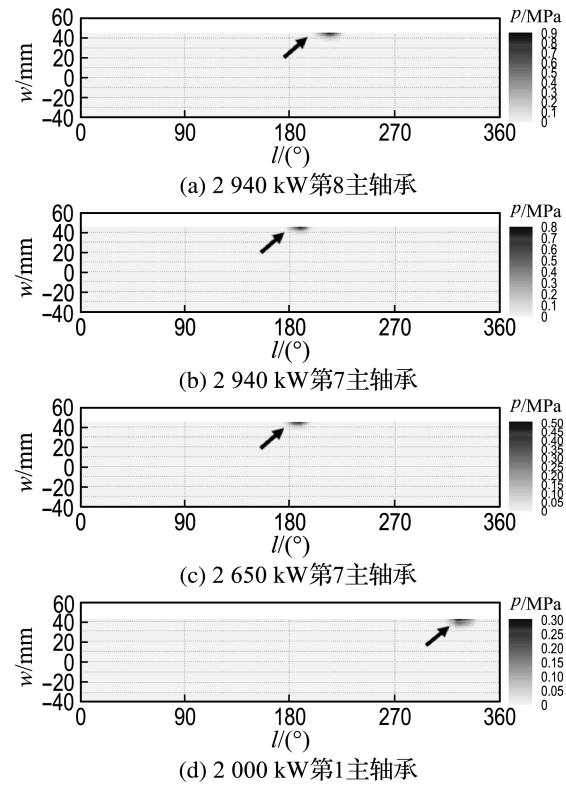


图 4 第 8、7、1 主轴承的平均粗糙接触压力云图

Fig. 4 Average of asperity contact pressure of the Nos. 8, 7, 1 main bearings

第 2 主轴承在 2 940 kW 下最小油膜厚度偏低,为 $1.503\text{ }6\text{ }\mu\text{m}$,但仍超过了 $1.5\text{ }\mu\text{m}$,可正常运行. 而 2 940 kW 下的第 7、8 主轴承,2 650 kW 下

的第 7 主轴承和 2 000 kW 下的第 1 主轴承的最小油膜厚度均低于 AVL 相应标准的要求, 这和这些轴承在相应工况下存在着很高的峰值粗糙接触压力的情况是相一致的, 油膜厚度过小则主轴颈主轴瓦间易发生摩擦接触. 所以第 8、7、1 主轴承为工作中的危险主轴承位置, 这一结论与柴油发电机组生产厂家的实践经验相符合.

图 5 所示为柴油发电机组在实际运用过程中柴油机自由端的主轴瓦因局部过载发生疲劳损伤的情况. 发生疲劳的部位在上瓦, 磨损最严重的部分在轴瓦边缘, 这和 2 000 kW 工况计算结果中第 1 主轴承发生粗糙接触的位置相接近. 由表 2 的计算结果可看出, 第 1 主轴承只在 2 000 kW 这种部分负荷下润滑差, 而在高负荷下润滑好. 而铁路机车的特点恰好是在线路上运行时, 由于线路坡度、弯道、限速、临时停车、到站、发车等情况需要经常变换转速功率, 机车柴油机在标定工况下运转的时间并不多, 大部分是在部分负荷甚至空负荷情况下工作. 如果柴油机长时间持续地在 2 000 kW 这种部分负荷下工作, 则第 1 主轴承的局部长时间持续地受到高摩擦接触压力作用, 就容易造成疲劳损伤.

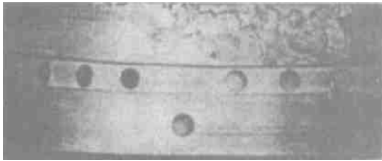


图 5 主轴瓦上瓦边缘局部过载疲劳
Fig. 5 Local overload wear at an edge in the upper part of main bearing shell

计算时所用的主轴颈、主轴瓦的表面粗糙度是根据轴颈轴瓦工作表面的加工工艺要求选取的, 为“名义”粗糙度, 反映的是零件工作表面未磨合前的粗糙度情况. 有文献^[5]考虑了磨合对工作表面粗糙度的影响, 认为如果轴承在工作时所建立起来的最小油膜厚度大于轴颈表面和轴承表面粗糙度之和, 则可以断定轴承能长期可靠地工作. 而实际情况往往是柴油机经过适当的初磨合运转工况之后, 轴颈和轴承的表面粗糙度得到改善, 所以最小油膜厚度还可以小到其和的一半, 但延续角度则不应超过整个工作循环角的 20% (这是半干

摩擦状态), 则轴承也有可能可靠地工作.

本例中曲轴主轴颈的表面粗糙度为 0.50 μm , 主轴瓦表面粗糙度为 1.00 μm , 其和的一半为 0.75 μm . 由表 2 可知, 所有的主轴承在各个工况下的最小油膜厚度均超过了 0.75 μm . 如果再检查轴承处于半干摩擦状态下的持续角度的话, 如图 6 所示, 第 8、7 主轴承在 2 940 kW 下出现摩擦接触的持续角度分别为 46°CA 和 50°CA, 第 7 主轴承在 2 650 kW 工况下出现摩擦接触的持续角度为 43°CA, 第 1 主轴承在 2 000 kW 工况下出现摩擦接触的持续角度为 11°CA, 都远低于整个工作循环角的 20% (即 144°CA).

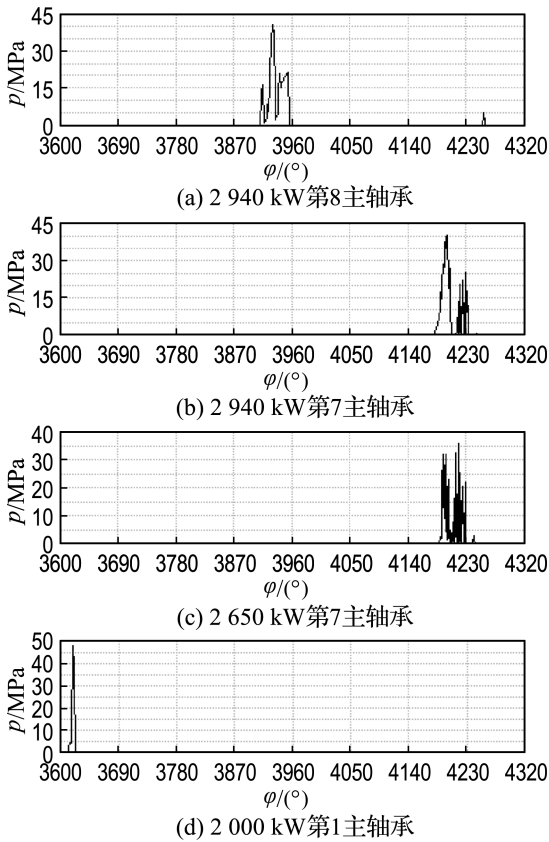


图 6 第 8、7、1 主轴承峰值粗糙接触压力曲线
Fig. 6 Peak asperity contact pressure curves of the Nos. 8, 7, 1 main bearings

综上所述, 尽管第 8、7、1 主轴承最小油膜厚度值低于 AVL 标准所要求的 1.5 μm , 但如果考虑主轴颈主轴承经初磨合后带来的表面粗糙度改善, 这些轴承在较高的摩擦接触压力下的最小油膜厚度仍不低于轴颈轴瓦表面粗糙度之和的一半, 而且摩擦接触持续时间也远小于一个工作循

环的 20%，故可断定这些轴承有可能可靠地运行。

4 结果讨论

输出端的第 7、8 主轴承的润滑较差，这与该柴油发电机组的结构形式有关。如图 7 所示，该柴油发电机的转子一侧由发电机定子处的滚柱轴承支撑，另一侧通过联轴节由柴油机输出端的主轴承支撑，这种结构布置形式会使输出端轴承的负荷加大。输出端的第 7、8、9 主轴承中，第 7、8 主轴承不仅要承受其两侧共 4 个气缸气体爆发压力的作用，还要承担起支撑发电机转子的部分负荷。而第 9 主轴承虽离转子最近，承担转子负荷也最大，但因其只受单侧两个相邻气缸的气体爆发压力作用，故总的主轴承负荷没有第 7、8 主轴承高。所以第 7、8 主轴承为 9 个主轴承中负荷最重的，润滑也相对较差。在 2 430 kW 和 2 000 kW 工况下，因气体爆发压力降低，第 7、8 主轴承的润滑相应得到改善。

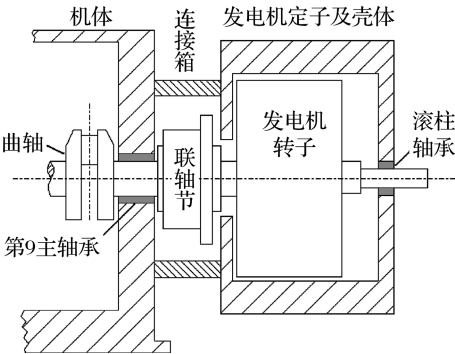


图 7 发电机转子支撑情况示意图

Fig. 7 Instruction of the support condition of generator rotor

自由端的第 1 主轴承出现了较高的摩擦接触，是因为，如图 1 中所示，曲轴自由端带有一个质量、惯量很大的盖斯林格扭振减振器，减振器与曲轴形成了一个轮轴系统，在一定的条件下会产生一个陀螺力矩，引起主轴颈挠度和倾角的耦合^[6]，见图 8(a)。由于陀螺效应，第 1 主轴颈在轴承内边旋转边挠曲摆动，造成主轴颈变形倾斜，如图 8(b)所示。2 000 kW 与 2 430、2 650、2 940 kW 等工况相比，转速仍为 1 000 r/min，挠曲摆动程度不变；而功率的降低、气体爆发压力的下降，使

得主轴颈不容易被“约束”在轴承下部。另外由图 3 可以看到，液动油膜压力的高压区主要集中在下瓦中部，当主轴颈处在下瓦时能得到有效承托，当主轴颈运动到上瓦时，缺乏有效的油膜力来承载，容易造成主轴颈与主轴瓦上瓦边缘直接接触。

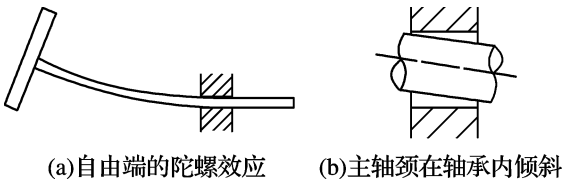


图 8 第 1 主轴承支撑情况示意图

Fig. 8 Instruction of the support condition of the No. 1 main bearing

图 9 所示为第 1、2 主轴颈轴心轨迹的对比。可见第 2 主轴颈轴心轨迹基本上位于轴承下方，而第 1 主轴颈的轴心轨迹有明显向轴承上方运动的趋势。

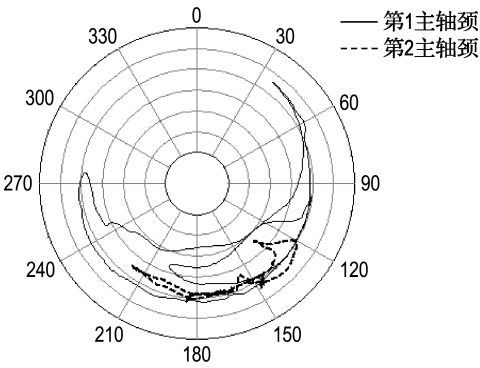


图 9 第 1、2 主轴颈的轴心轨迹

Fig. 9 Orbital path of main journals 1 and 2

5 结 论

(1) 比较 4 种不同功率下的润滑计算结果，可发现 2 430 kW 工况下各轴承都能达到 AVL 标准的各项要求，为 4 种计算工况中润滑情况最好的工况，能长期可靠地运行。在柴油发电机组实际运行过程中可多选择运行在该工况下。2 940 和 2 650 kW 工况比 2 430 kW 工况的功率高，气体爆发压力大，润滑相对较差，尤其是在第 7、8 主轴承位置，故不宜为追求高功率而使柴油机长时间连续运转在这两种高负荷状态下。而第 1 主轴承在 2 000 kW 工况下润滑较差，有发生疲劳损伤

的风险,在实际使用过程中也不宜一味追求经济性而使柴油机长时间持续地在 2 000 kW 部分负荷下运转.

(2)根据 AVL 的相关标准评价了 4 种功率下 9 个主轴承的润滑情况,发现第 2、3、4、5、6、9 主轴承在各功率下润滑良好,而第 8、7、1 主轴承在某些功率下润滑不好,为工作中的危险轴承,较容易发生事故,这和生产厂家的实际情况基本相符.如考虑到主轴颈主轴瓦工作表面经初磨合后的改善,则第 8、7、1 主轴承也有可能可靠地工作,在柴油发电机组需运转在 2 000、2 650、2 940 kW 工况时应多留意这几个主轴承的工作情况,发现异常,及时采取措施.

(3)第 8、7、1 主轴承润滑效果不好与柴油发电机组的结构布置形式有一定关系,要改善这几个主轴承的润滑可从改变柴油发电机组的结构布置形式着手,也可通过换用更好的曲轴材料、改进曲轴结构等措施来提高曲轴弯曲刚度,或换用较高黏度机油等.

Analysis of elastohydrodynamic lubrication of diesel engine main bearings in different power conditions

CHEN Liang¹, XUE Dong-xin¹, SONG Xi-geng^{*1}, MING Zhang-jie²

(1. Institute of Internal Combustion Engine, School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. Department of Technology, Honghua Petroleum Equipment Co. Ltd. of Sichuan, Guanghan 618300, China)

Abstract: The lubrication conditions of the main bearings of a 16 cylinders V form diesel generator set in four operation conditions (2 000, 2 430, 2 650, 2 940 kW) were simulated. The crankshaft was assumed as an elastic body to consider the deformation influence on lubrication performance of main bearings. Greenwood-Tripp asperity contact model was used to calculate the contact force in the friction area. Simulation results were examined by AVL criterion. Generator set is in the best lubrication condition at 2 430 kW work state, and there exists semi-dry friction in other work states. Nos. 8, 7, 1 main bearings are the vulnerable ones among all main bearings. The calculation results of the asperity contact place are identical with the real wearing location. The reasons of the asperity contact at Nos. 8, 7, 1 main bearings are discussed.

Key words: main bearing; elastohydrodynamics lubrication; crankshaft; elastic deformation; asperity contact

参考文献:

[1] MOURELATOS Z P. A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines [J]. *Computers & Structures*, 2001, **79**(20-21):2009-2027

[2] 孙 军,桂长林,汪景峰,等. 曲轴-轴承系统计入曲轴变形的轴承摩擦学性能分析[J]. *内燃机学报*, 2007, **25**(3):258-264

[3] 何芝仙,桂长林,李 震,等. 计入轴倾斜的曲轴-轴承系统动力学摩擦学耦合分析[J]. *农业机械学报*, 2007, **38**(12):5-10

[4] 蓝 军. 径向滑动轴承载荷和磨损分析[C] // AVL AST 2006 年中国用户大会论文集. 上海:AVL, 2006

[5] 牟恕宽. 16V240ZJB 型柴油机轴承计算结果分析与改进[J]. *内燃机车*, 1995(3):30-35

[6] 汤姆逊 W T. 振动理论及应用[M]. 哈尔滨:哈尔滨船舶工程学院出版社, 1985