

结构与可靠性

YC12VC 型高速柴油机发火顺序的分析研究

陈悦, 沈捷, 黄永仲, 覃明智

(广西玉柴机器股份有限公司, 广西 玉林 537005)

摘要: 基于 AVL-EXCITE 软件搭建了 YC12VC 发电用高速柴油机轴系动力学模型, 其模拟值与试验值吻合性较好, 验证了该模型可以较好地模拟不同工况条件下轴系的运动情况。基于平衡性和均匀发火等原则, 设计了 8 种不同的发火顺序, 并针对轴承受力、轴承润滑、轴系扭振和转速不均匀性开展影响规律研究。结果表明: 通过发火顺序的优化, 在保证最大主轴承受力和最小油膜厚度满足设计要求的前提下, 标定工况下的曲轴扭振总振幅从 0.465° 降低到 0.259° , 转速不均匀系数从 0.018 降低到 0.009。

关键词: 高速柴油机; 发火顺序; 扭振; 主轴承; 润滑

中图分类号: TK423.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2020)02-0045-06

The Analysis and Research on Firing Order of YC12VC High Speed Diesel Engine

Chen Yue, Shen Jie, Huang Yongzhong, Qin Mingzhi

(Guangxi Yuchai Machinery Co., Ltd., Guangxi Yulin 537005)

Abstract: By using AVL-EXCITE software, the dynamic model of crank train on an YC12VC generating engine was developed. The simulated data coincided well with the experimental data. Therefore, its was verified that this model could simulate the motion of crank train under different working conditions. Based on the principles of external balancing and equidistant firing, 8 types of firing order were designed to analyze the influence rule of bearing load, bearing lubrication, torsional vibration of crank train and speed irregularity. Through the optimization of firing order, the crankshaft torsional vibration amplitude was reduced from 0.465° to 0.259° and speed irregularity coefficient reduced from 0.018 to 0.009 under rated condition.

Key words: high speed diesel engine; firing order; torsional vibration; main bearing; lubrication

0 引言

曲轴是柴油机中最重要、负荷最大、成本最高的零件之一。它与连杆、活塞等组成曲柄连杆机构, 同时还须驱动配气机构、喷油泵、机油泵、水泵、发电机、压缩机等附属装置; 承受着缸内燃气爆发压力、往复及旋转运动质量的惯性力引起的交变载荷, 以及扭转振动产生的交变弯曲应力和扭转应力。

随着科学技术的不断进步, 柴油机正朝着高功率密度和轻量化方向发展。在 20 世纪 80 年代, 高速柴油机的平均有效压力和最高燃烧压力仅为 $1.5 \sim 2.0 \text{ MPa}$ 和 $13 \sim 15 \text{ MPa}$, 而目前已分别提升至 $2.5 \sim 3.0 \text{ MPa}$ 和 $22 \sim 25 \text{ MPa}$ ^[1-2]。这意味着曲柄连杆机构所承受的压力、离心力和惯性力等均有所增加, 从而加速了曲轴、连杆和活塞等运动件的磨损和变形。研究表明: 随着发动机最高燃烧压力的提高, 不同谐次的扭振激励均有大幅升高, 某些谐次甚至超过 150%^[3]。

收稿日期: 2019-02-21; 修回日期: 2019-03-28

基金项目: 广西科技重大专项项目(桂科 AA17025008)。

作者简介: 陈悦(1987—), 工程师, 主要研究方向为柴油机设计与试验研究, chenyuadadi@126.com。

发火顺序的可选种类会随着气缸数的增加而急剧上升,例如 V16 和 V20 发动机,可选择的发火顺序可达成百上千种^[5]。高速大功率发动机可应用于船舶主机、船舶辅机、陆用发电机组和机车动力等领域,工作特点的不同导致轴系振动系统的动态响应也不一致,因此发火顺序的选择是一项艰巨的任务。

对于 V 型 12 缸发动机,在不考虑平衡块的前提下,为了使曲轴达到静平衡,一般将 V 型夹角定为 60° ,曲拐设计成纵向对称的形式,其曲柄星型一般为 1/6、2/5 和 3/4,曲拐呈 120° 均匀分布。如图 3 所示。

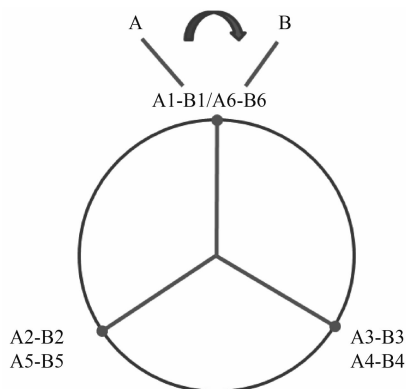


图 3 曲拐布置

即使在确定上述曲柄星型的情况下,曲轴仍存在两种不同的曲拐结构,共计有 64 种不同的发火顺序。假设 1/6 曲拐位于正上方,两种曲拐结构的差异在于 2/5 和 3/4 曲拐调换位置。通过前期的研究发现:上述两种结构的计算结果存在一定的相似性,因此最终仅选择图 3 所示的曲拐结构开展研究。为了进一步节省计算成本,可根据下述一些基本的设计原则将范围缩小,例如:1) 各缸发火间隔一致;2) V 型发动机左右两列气缸交替发火,避免进气行程发生抢气现象等。基于以上考虑,本文选取了 8 种不同的发火顺序 (FO1 ~ FO8) 对主轴承负荷、主轴承油膜润滑和扭转振动等进行对比分析。

3 发火顺序对轴系强度和扭振的影响

为了满足高强度、轻量化设计需求,发动机的布置越来越紧凑,轴承和减振器尺寸也越来越小,这意味着轴承载荷和曲轴扭振应力的提高。发动机长期在高速、高负荷下运行,其曲轴轴颈和主轴承均会发生变形和磨损,导致润滑条件不断恶化^[6]。因此,对发动机轴系的润滑性能、强度和扭振进行研究,确定其影响因素,对改善发动机的动力性、经济性和使用寿命具有十分重要的意义。

3.1 主轴承润滑分析

3.1.1 主轴承受力分析

表 2 为不同发火顺序各主轴承受力的计算结果。可以看出:第 4 主轴承 (中间档) 的受力最小,第 2、3、5、6 主轴承的受力较大。一般来说,某一气缸发火时,曲轴载荷主要由相邻的两个主轴承承担,且距离发火气缸越远,影响越小。例如 FO1 和 FO2,两种发火顺序的区别主要在于 2/3 缸和 4/5 缸之间的发火间隔不一致,其最大主轴承负荷在第 3、5 主轴承有所区别,这与主轴承的实际载荷状态是吻合的。随着发火顺序的改变,各档主轴承的最大主轴承负荷呈现此消彼长的现象,相比之下,FO1 的主轴承受力更为均匀,其最大负荷为 29.7 MPa。总体来说,不同发火顺序的最大主轴承负荷的差值在 $\pm 6\%$ 以内,且均小于轴瓦材料的许用应力值 $p_{\max}$ (55 MPa)。

表 2 不同发火顺序各主轴承负荷

发火顺序	主轴承负荷/MPa						
	MB1	MB2	MB3	MB4	MB5	MB6	MB7
FO1	24.2	29.3	29.3	21.7	29.7	29.7	24.5
FO2	24.2	29.3	27.8	21.7	30.2	29.7	24.5
FO3	24.2	27.8	27.8	21.7	30.2	30.2	24.5
FO4	24.2	27.8	29.3	21.7	29.7	30.2	24.5
FO5	24.6	27.5	27.5	21.2	30.6	30.6	25.3
FO6	24.6	27.5	30.4	21.2	31.5	30.6	25.3
FO7	24.6	30.4	30.4	21.2	31.5	31.5	25.3
FO8	24.6	30.4	27.5	21.2	30.6	31.5	25.3

3.1.2 最小油膜厚度/最大油膜压力分析

曲轴运动副润滑油膜的最高油膜压力约为 $p_{\max}$ 的 5 ~ 10 倍,其使主轴承和连杆瓦的合金表层承受较高的压缩应力,并且随曲轴转角呈周期性变化;若考虑曲轴轴颈和轴承的变形情况,还会导致局部应力集中^[7]。此外,最小油膜厚度也是决定轴承工作可靠性的关键因素。考虑到曲轴轴颈、轴承孔表面的粗糙度和变形量,以及陆用发电柴油机在标定工况运行时间较长等因素,最小油膜厚度应取较为安全的数值。

图 4 为不同发火顺序下最小油膜厚度和最大油膜压力的模拟结果。FO1 ~ FO4 的最大油膜压力较小,约为 120 MPa; FO6 ~ FO8 的最大油膜压力较大,约为 172 MPa; FO5 在上述两者之间,约为 160 MPa。对比表 2 的数据可知,最大油膜压力与主轴承负荷的变化趋势基本一致。不同发火顺序的最小油膜厚度差别不大,约为 2.8 ~ 2.9 μm ,且均出现在中间轴承 (即第 4 轴承)。由此可见,最小

油膜厚度出现的位置与最大油膜压力出现的位置并不一致,这是由于最小油膜厚度不仅与最大油膜压力有关(油楔效应),还与轴心运动速度有关(挤压效应)。

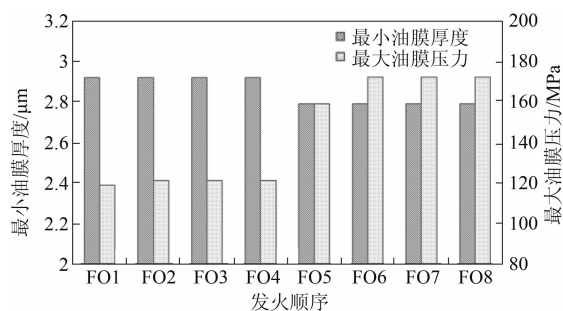


图4 不同发火顺序下的最小油膜厚度、最大油膜压力

3.1.3 轴心轨迹分析

曲轴主轴承载荷的大小和方向均随时间做周期性变化,所以轴心的位置也是变化的,即所谓轴心轨迹。上文中提到:第4主轴承的最小油膜厚度较小,润滑条件最为恶劣,且不同发火顺序对最小油膜厚度的影响不大。因此仅针对FO1的第4主轴承的轴心轨迹进行分析。

如图5所示:4号主轴承的轴承负载主要集中在轴承的下半部分,轴心轨迹也几乎全落在该区域,因此润滑性能较差。另外,轴心轨迹在不同区域均有明显的向心运动和离心运动,这有可能导致润滑油来不及充满迅速增大的轴承间隙而产生气泡,并在油膜挤压时突然破裂,引起穴蚀。为此,轴瓦油槽和曲轴油孔应尽量开设在轴承负载较小、油膜厚度较大的区域,从而使得轴颈、轴瓦磨损的可能性降到最低。

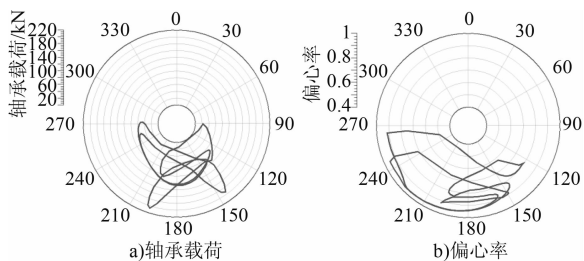


图5 FO1第4主轴承轴心轨迹图

3.2 扭振分析

为了减小其他因素对轴系振幅、频率的影响,在对比不同发火顺序的扭振时采用相同的减振器和飞轮。通过轴系强迫振动计算,得到曲轴自由端减振器壳体的扭振振幅,如图6所示。可见:高阶次的扭振振幅较小,1.5、2.5、3.5和4.5谱次振幅对总振幅起主要影响。因此仅统计这几个主要谱次的模拟结果。

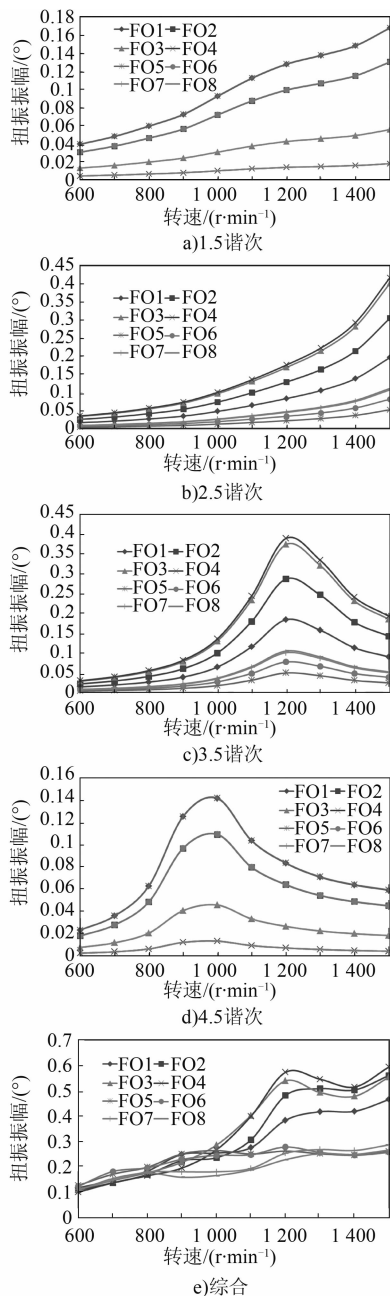


图6 曲轴扭振振幅计算结果

从总振幅上来看:FO5~FO8的最大扭振振幅约为 0.3° ,相比FO1~FO4(约为 0.6°)降低了50%,优化效果非常明显。对于不同的发火顺序,1.5、2.5谱次的扭振振幅值均随着转速的增大而增大;3.5和4.5谱次在转速范围内存在共振,分别出现在1200 r/min和1000 r/min。2.5和3.5谱次对总振幅的贡献最大,FO5在这两个谱次的扭振最小,峰值分别为 0.053° 和 0.049° ,因此其在合成扭振上体现出较大的优势。

对比图6a)~6d)发现:发火顺序变化对各谱次下的相对振幅矢量和的影响是不同的。之所以出现上述规律,是因为发火顺序引起的第 N 气缸

与第 1 气缸之间的发火间隔角 $\theta_{1,N}$ 发生了变化, 进而影响了相对振幅矢量和^[8]。对于 1.5 和 4.5 谐波, 其相对振幅矢量图上部分矢量方向是一致的, 而发火顺序只有部分 $\theta_{1,N}$ 有所变化, 因此振幅矢量和出现两两相同的情况。对于 2.5 和 3.5 谐波, 其相对振幅矢量图上的矢量方向完全不一致, 因此振幅矢量和各不相同。

轴段应力是衡量扭振大小的重要指标, 通过研究不同发火顺序对扭振应力的影响, 可以进一步了解轴段应力的变化和扭振振幅的关联性。由于计算结果较多, 仅以连接减振器的轴段为例, 选取主谐波 (6 谐波) 谐量和非主谐波 (3.5 谐波) 谐量进行对比分析。从图 7a)、7b) 可以看出: 发火顺序的变化主要通过非主谐波振动对轴段应力产生影响, 而主谐波扭振应力保持不变。此外, 对比图 6 和图 7 发现: 扭振应力的变化趋势和扭振振幅基本一致, 说明轴段应力的变化与相邻两集中质量的实际振幅直接相关。从综合扭振应力 (图 7c)) 上看: 应力峰值均出现在 1 500 r/min; FO5 ~ FO8 的扭振应力相比 FO1 ~ FO4 降低了 50% 左右; FO5 的综合扭振应力最小, 仅为 21.3 MPa。

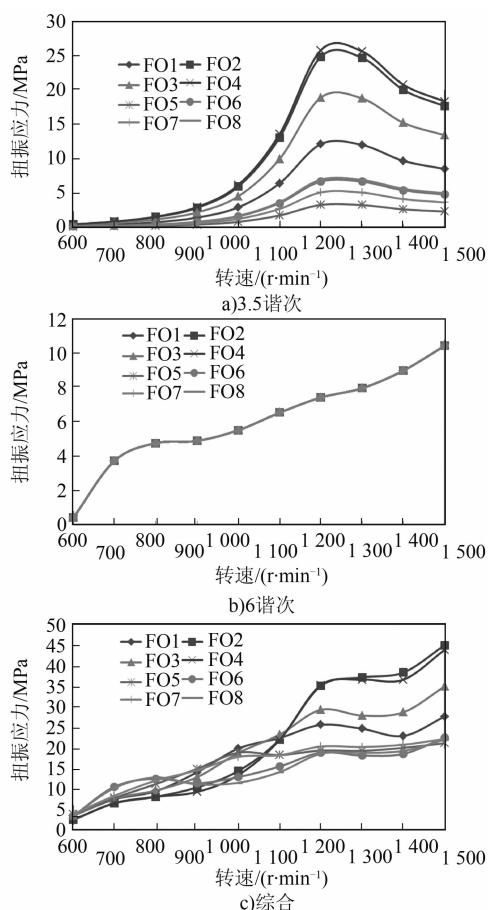


图 7 曲轴扭振应力计算结果

3.3 转速不均匀性分析

YC12VC 为陆用发电柴油机, 其对转速均匀性的要求较高。柴油机转速不均匀会导致发电机的频率和电压不稳定, 从而对机组的性能造成影响。一般来说, 通过飞轮的作用就可以保证发动机运转平稳, 但如果飞轮的转动惯量设计得过大, 轴系扭振的一个结点常常发生在靠近飞轮的曲轴轴段上, 从而导致较大的扭振应力。因此, 在飞轮匹配设计前, 应通过发火顺序的调整尽可能改善转速均匀性。

图 8 为不同发火顺序的转速不均匀系数对比。从图中可以看出: FO1 ~ FO4 在高速段的转速不均匀系数较大, 约为 0.17 ~ 0.23; FO5 ~ FO8 的转速不均匀系数峰值出现在 700 r/min, 并随着转速的升高略有减小。对于恒转速发电机型, 标定转速下的转速均匀性须重点关注, 从这一角度考虑, FO5 和 FO8 在 1 500 r/min 的转速不均匀系数最小, 仅为 0.009, 可以满足设计需求。

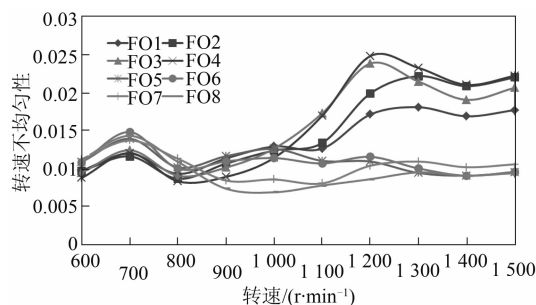


图 8 转速不均匀系数

3.4 曲轴疲劳强度校核

曲轴运转时须承受缸内爆发压力、运动机构的往复和旋转惯性力等交变载荷。曲轴的破坏往往是由疲劳产生的。因此, 对曲轴进行疲劳强度校核, 不仅可以确保曲轴安全稳定的运转, 而且能充分利用材料的疲劳强度, 实现轻量化设计。

对于陆用发电机型, 标定工况的负荷最大、转速最高, 因此仅对标定工况下的曲轴疲劳强度进行分析, 如图 9、图 10 所示。可以看出: 在各曲柄上, 主轴颈圆角处的当量综合应力均大于曲柄销圆角的; 在弯曲应力和扭转应力的共同作用下, 曲轴中间部位的曲柄臂的安全系数较低。最大应力值出现在第八曲柄臂的主轴颈处, 为 234.2 MPa; 对应的, 此处的安全系数也最小, 为 1.22, 略大于经验值 1.14。总体而言, 曲轴设计中主轴颈直径、连杆颈直径和圆角大小的选取是合理的, 在保证安全可靠的前提下最大程度地减轻了重量。

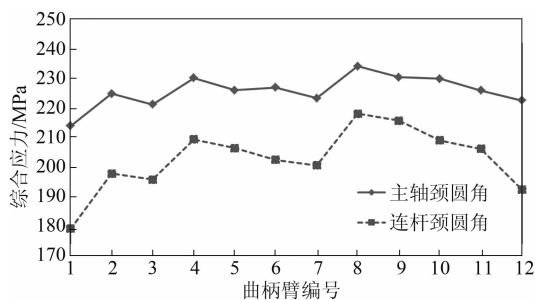


图 9 主轴颈和连杆颈综合应力

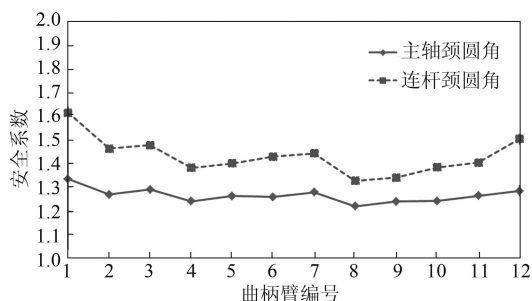


图 10 主轴颈和连杆颈安全系数

4 结论

(1) 本文以新型 YC12VC 发电用柴油机为研究对象, 利用 AVL-EXCITE 软件建立了 YC12VC 轴系的运动学模型, 并通过试验验证了模型的准确性, 表明该模型可较好地模拟发动机的轴承受力、轴承润滑和轴系扭振等。

(2) 基于平衡性和均匀发火等原则, 设计了 8 种不同的发火顺序, 并针对轴承受力、轴承润滑、轴系扭振和转速不均匀性开展影响规律研究。结果表明: 不同发火顺序的最大主轴承负荷的差值在 $\pm 6\%$ 以内; 最小油膜厚度差别不大, 均出现在中

间轴承位置; 发火顺序对轴系扭振和转速均匀性的影响较大, 最大差值超过 50%。总体来说, FO5 种发火顺序在扭振、转速均匀性方面的优势明显, 综合效果最佳。

(3) 对 YC12VC 柴油机曲轴的疲劳强度校核显示: 最薄弱的位置出现在第八曲柄臂的主轴颈处, 最大应力值和最小安全系数分别为 234.2 MPa 和 1.22, 可以满足设计需求。

参考文献

- [1] RUSCHMEYER K, BERNDT B, RULFS H. The potential of extremely high cylinder pressures in diesel engines [J]. MTZ Industrial, 2012, 2 (2): 64-71.
- [2] TSCHÖKE H. 75 Years of large engine development as reflected in MTZ [J]. MTZ Worldwide, 2015, 76 (11): 36-41.
- [3] BUCZEK K, LAUER S. Firing order optimization in FEV virtual engine [C]. CIMAC, 2016, Paper No. 322.
- [4] CIMAC CRANKSHAFT WORKING GROUP (WG4). Calculation of crankshafts for internal combustion engines [R]. IACS UR M53, 2010.
- [5] HENNINGER C. Firing sequence optimization for a V20 cylinder diesel engine [C]. Torsional Vibration Symposium, Salzburg, 2014.
- [6] 陈新红, 祖炳锋, 徐玉梁, 等. 高增压对柴油机主轴承工作性能的影响研究 [J]. 内燃机工程, 2015, 36 (3): 6-11.
- [7] 陶文辉. 某型 16V 柴油机曲轴的强度计算及性能分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2008.
- [8] 张庆丰. 船用柴油机轴系扭转振动的分析研究 [D]. 大连: 大连海事大学, 2011.