

某柴油机曲轴扭振合成应力控制计算分析

徐聪聪¹, 刘凯¹, 焦亚飞¹, 刘大江², 周国强³(1. 七一一研究所, 上海 201108; 2 长江航运科学研究所, 湖北 武汉 430000;
3. 中国船级社武汉规范所, 湖北 武汉 430000)

摘要: 针对某新型柴油机轴系扭振计算中曲轴扭振附加应力过大问题, 对激励进行分析并开展扭转振动计算; 尝试采取不同途径消减过大扭振合成应力。得到如下结论: 当今柴油机强化指标不断提高, 而 CCS 推荐的气体激励简谐分量幅值相对偏小, 从安全角度出发, 扭转振动计算时应按照柴油机厂提供的激励数据进行。共振区域的过大振动应力可通过确定主要贡献的谐次分量, 调整节点位置部件参数的方法来消减; 非共振区域的过大振动属正常的振动响应, 可通过增强曲轴的抗扭振疲劳强度来适应, 但其可行性应综合考虑柴油机设计因素。

关键词: 柴油机; 轴系; 扭转振动

中图分类号: TK421+.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2019)06-0028-03

Analysis on the Composite Stress Control for Torsional Vibration of a Diesel Engine Crankshaft

Xu Congcong¹, Liu Kai¹, Jiao Yafei¹, Liu Dajiang², Zhou Guoqiang³(1. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108;
2. Changjiang Shipping Science Research Institute, Hubei Wuhan 430000;
3. CCS Wuhan Rules & Research Institute, Hubei Wuhan 430000)

Abstract: To deal with the excessive torsional vibration excitation force in the torsional vibration calculation of a new type of diesel engine, the excitation was analyzed and torsional vibration calculation was carried out. To reduce excessive torsional vibration compound stress, different methods were tried. The following conclusions were obtained. The diesel engine strengthening index has been improved continuously, but the amplitude of the gas excitation harmonic component recommended by CCS is relatively small. From the perspective of safety, the calculation of torsional vibration should be calculated according to excitation data provided by diesel engine manufacturers. The excessive vibration stress in resonance region can be reduced by determining the harmonic component of the main contributor and adjusting the component's parameters of the node position. Excessive vibration in the non-resonant region is normal vibration response, which can be adapted by enhancing the torsional vibration fatigue strength of the crankshaft, but the feasibility of the diesel engine design should be considered comprehensively.

Key words: diesel engine; shafting; torsional vibration

0 引言

当前, 高性能柴油机的研发方向之一就是高

燃烧压力和大功重比, 整机强化程度愈来愈高, 激励力愈来愈大, 对曲轴等承受弯扭负载的关键部件的压力加剧。因此, 在提升发动机强化指标

收稿日期: 2018-12-21; 修回日期: 2019-03-11

作者简介: 徐聪聪(1985-), 女, 工程师, 主要研究方向为发动机动力单元零部件结构设计, xucongcong@csic711.com。

的同时，如何有效控制并减缓曲轴的荷载强度，尤其是因扭转振动引发的交变应力，就尤为重要。在某型柴油机研发过程中，进行扭振计算时发现：曲轴的扭振合成应力过大。本文对此进行分析，并尝试采取不同途径进行消减，力图找到行之有效的解决办法。

1 激励分析计算

本文计算分析对象为 V 型四冲程柴油机，其 V 型夹角为 90° 。给出的柴油机参数中仅提供了不同负荷（转速）下的缸内压力变化（离散点）。基于该数据，采用公式 (1)^[1] 可以计算出作用在曲柄上的切向力数据。

$$P_c = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} = P \sin\alpha \left(1 + \frac{\lambda \cos\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}} \right) \quad (1)$$

式中： P 为作用于活塞上的气体压力； α 为曲柄转角， $\alpha = \omega t$ ， ω 为曲轴角速度； β 为连杆摆角； λ 为曲柄半径 R 与连杆长度 L 之比。

对切向力进行简谐分析后可得到气体激励简谐分量 a_v 、 b_v ^[1]，其简谐分析公式如下：

$$\begin{aligned} a_v &= \frac{1}{n} \sum_{k=0}^{2n-1} f(k\Delta t) \cos \frac{vk\pi}{n} \\ b_v &= \frac{1}{n} \sum_{k=0}^{2n-1} f(k\Delta t) \sin \frac{vk\pi}{n} \end{aligned} \quad (2)$$

式中： a_v 、 b_v 为简谐分量； $k = 0, 1, 2, \dots, 2n$ ； $\Delta t = T/2n$ ，为采样间隔； $2n$ 为一个周期内的采样量。

中国船级社（CCS）在其规范中也推荐有发动机气体激励简谐分量幅值的计算方法，为了便于后续分析，笔者对由这二种方法获得的气体简谐分量幅值 C_v 进行对比。额定负荷（转速）下的简谐分量幅值对比见表 1。结果表明：在 9 谐次以下（通常情况下，谐次越低对振动响应的幅值贡献越大），船级社推荐的简谐分量幅值较小，最大相差 50%。其原因在于中国船级社所推荐的简谐分量是在统计 20 世纪 90 年代发动机产品的基础上得出的，而当时发动机的强化程度与现在的柴油机相比要相差很多。

2 扭转振动计算

采用实例柴油机所提供的参数简谐分析后得到的简谐分量进行扭振计算。曲轴的扭振应力计算结果如图 1 所示。对图进行分析，可以发现 2 个问题：

(1) 在工作转速范围内，5 谐次出现 2 个共振峰，其中一个共振峰导致合成应力值超过 50 MPa（以下简称问题 1）。

(2) 额定转速附近无明显共振谐次，但合成应力值超过 50 MPa（以下简称问题 2）。

表 1 简谐分量 C_v 对比

谐次 V	简谐分量 C_v /MPa		误差/%	谐次 V	简谐分量 C_v /MPa		误差/%
	CCS	本文分析			CCS	本文分析	
0.5	0.99	1.29	-23.3	5	0.19	0.36	-47.6
1	1.03	2.01	-48.6	5.5	0.14	0.29	-50.8
1.5	0.95	1.49	-36.5	6	0.11	0.23	-51.8
2	0.77	1.24	-38.5	6.5	0.09	0.17	-49.9
2.5	0.63	1.02	-38.0	7	0.07	0.13	-48.3
3	0.52	0.87	-39.9	7.5	0.06	0.105	-43.0
3.5	0.42	0.73	-42.5	8	0.05	0.08	-39.8
4	0.33	0.57	-42.7	8.5	0.04	0.06	-30.3
4.5	0.26	0.46	-43.9	9	0.03	0.04	-15.2

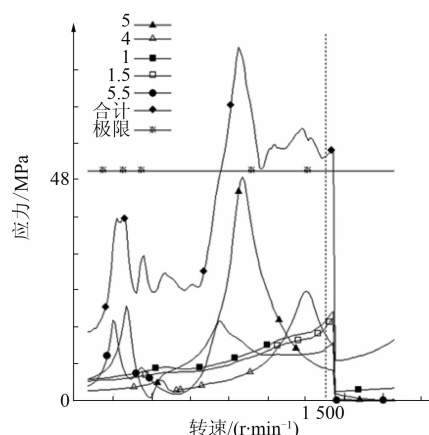


图 1 曲轴扭振应力计算结果

3 计算结果分析

3.1 问题 1 分析

问题 1 是应力偏大，超过中国船级社规范标准的限值，主要是由于 5 谐次在 $1\ 100\ (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$ 附近产生共振导致，因此要降低该处的合成应力值，应着重解决 5 谐次的共振问题。通过自由振动计算结果分析各节点振型、频率，确定其属于 4 节点 5 次。4 节点振型图如图 2 所示。可尝试调整减振器相关参数来降低或消除该有害振动。根据该柴油机所配减振器减振机理，确定主要调整参数（如刚度、阻尼及惯量）及范围，并在调整范围内，通过采用不同的参数组合进行试算。发现：当减振器刚度为 $1.0\text{E} + 6 \sim 1.2\text{E} + 6\ (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1})$ ，阻尼为 $600 \sim 800\ (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$ 时，

问题 1 可消除, 结果见图 3 (减振器刚度 $1.2E+6$ ($N \cdot m \cdot rad^{-1}$), 阻尼 700 ($N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}$))。

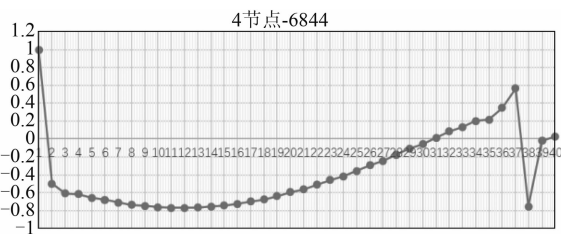


图 2 4 节点阵型图

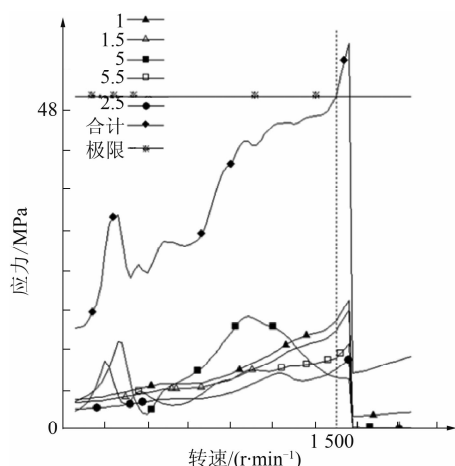


图 3 重新匹配减振器后扭振应力

3.2 问题 2 分析

在进行问题 2 分析时, 笔者最初尝试按照问题 1 的解决方式进行试算, 希冀能找到有效降低 1 谐次振幅的方法, 然而经过三十余次参数或组合调整, 如: 调整减振器惯量、刚度、阻尼、飞轮惯量、弹性联轴器刚度; 减振器前增加副飞轮等, 但无论是上述参数增大或减小, 或组合方式调整, 1 谐次在额定转速附近的应力值始终未有明显变化。这说明 1 谐次振动虽然量级较大, 但并非因额定转速附近存在共振区使然, 否则不可能对各种调整无动于衷。即便 1 谐次振动属于某节点共振振型, 额定转速附近也仅为该共振的波峰区域, 其共振转速也要远高于额定转速; 同时自由振动计算的结果也证实在额定转速附近不存在 1 次共振区。因此, 笔者认为造成这一现象的原因可能有以下两种情况之一或二者皆有:

(1) 随着转速升高并接近额定转速, 激励力矩也相应增大, 导致各谐次响应增大, 1 次也不例外;

(2) 合成应力的主要贡献者 1 谐次处于某强共振峰的波坡阶段, 虽未处于强共振区域, 但数值却很大, 导致额定转速附近合成应力居高不下。

为进一步验证上述观点, 笔者收集到一份参考机型发电机组的扭振计算书, 其曲轴应力如图 4 所示。由图 4 可见: 在额定转速附近其曲轴合成应力也接近 50 MPa。这也在一定程度上验证了该类强化机型在额定转速附近曲轴应力的确都较大。

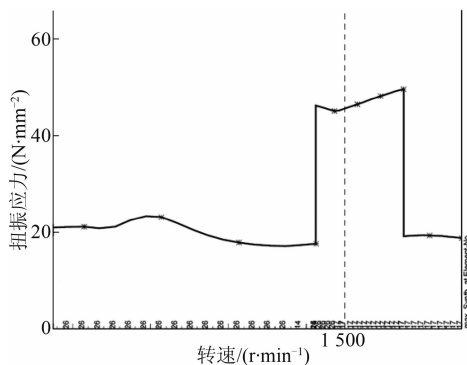


图 4 参考机型扭振应力

由于对非共振区域的振动响应解决手段有限, 所以问题 2 较为棘手, 目前暂未找到比较理想的处理方法, 除非是提高曲轴材料的抵抗性能或者增大曲轴直径。两者均是为了增强曲轴的抗扭振疲劳强度, 进而提升对扭振应力的耐受能力。笔者尝试将曲轴直径增大 5 mm, 计算结果如图 5 所示。由图可见: 在额定转速附近, 曲轴合成应力满足限值要求。当然该方式的可行性还须结合柴油机设计方面的因素综合考虑。

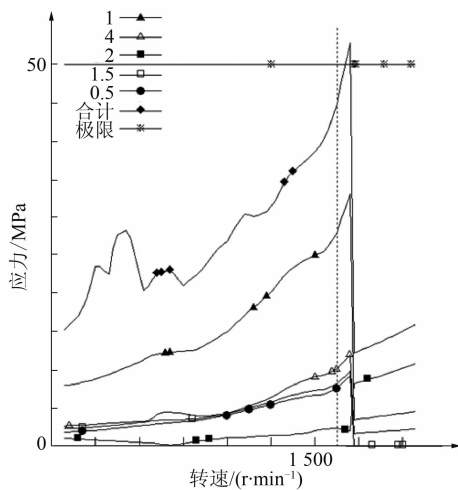


图 5 增大轴颈后的扭振应力

4 结论

(1) 中国船级社规范中所推荐的气体激励简谐分量幅值较小, 在低谐次时小 30% ~ 50%, 从安全的角度出发, 扭转振动计算时应按照柴油机厂提供的激励数据进行计算。

(下转第 38 页)

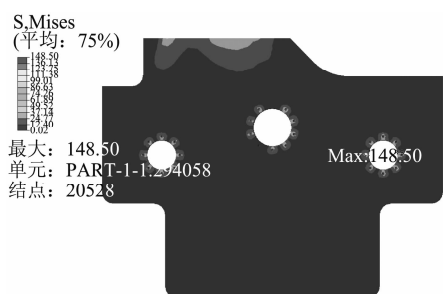


图 18 A 侧箱体壁应力云图

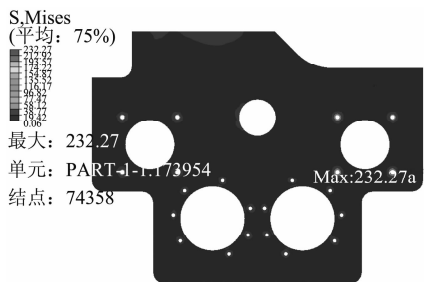


图 19 B 侧箱体壁应力云图

3 总结

本文通过对改进后的燃油齿轮箱进行有限元计

算分析,验证了齿轮箱改进设计的合理性,为后续的结构优化打下了良好的基础。

参考文献

- [1] 濮良贵,纪名刚.机械设计[M].8版.北京:高等教育出版社,2006.
- [2] 颜峰,黄映云,邢宪峰.某型大功率柴油机活塞热机耦合研究[J].小型内燃机与车辆工程,2015(5): 26-30.
- [3] Saeed Moaveni.有限元分析—ANSYS 理论与应用[M].北京:机械工业出版社,2007.
- [4] 齐威.ABAQUS6.14 超级学习手册[M].北京:人民邮电出版社,2016.
- [5] 罗伯特·D·库克.有限元分析的概念与应用[M].关正西,强洪夫译.西安:西安交通大学出版社,2007.
- [6] 高长银,万全,刘丽.ANSYS Workbench14.5 建模与仿真从入门到精通[M].北京:电子工业出版社,2014.

(上接第 30 页)

(2) 扭共振区域的过大振动应力,如实例中 5 谐次扭共振应力,可通过确定主要贡献的谐次分量,结合自由振动计算结果,分析振型图,调整节点位置的部件参数(主要是刚度、惯量、阻尼等)的方法来消减。一般情况下,可取得较为明显的消减效果。

(3) 非共振区域的过大振动,如实例中额定转速附近的 1 谐次振动造成曲轴应力较大,属正常的振动响应,可通过增强曲轴的抗扭振疲劳强度来适应。但其可行性还应综合考虑柴油机设计方面的因素。

参考文献

- [1] 聂德耀.船舶柴油机轴系扭转振动[M].北京:国防工业出版社,2017.
- [2] 许云秀,李宗焜.船舶柴油机轴系扭转振动[M].人民交通出版社,1984.
- [3] 聂德耀.长江船舶消减轴系扭振的实践[J].噪声与振动控制,1985(1): 19-23.
- [4] 刘大江.推进用柴油机气体激励简谐量计算方法[J].武汉造船,1996(3): 26-36.