

减振与降噪

曲轴扭振减振器开发

郑国世¹, 朱连兵¹, 王 勇¹, 甘新刚², 肖祖玉²

(1. 东风康明斯发动机有限公司, 湖北 襄阳 441004; 2. 湖北广奥减振器制造有限公司, 湖北 十堰 442004)

摘 要: 介绍了 9.5 L 柴油机曲轴扭振减振器总成的开发过程, 包括外形设计、扭振计算、扭振附加应力计算、减振器紧固螺栓连接能力计算。试验结果表明: 所开发的减振器总成的减振性能满足设计指标, 即减振器总成可以使发动机曲轴传动系的扭振振幅小于 0.15 °C A, 从而确保发动机曲轴的工作可靠性; 同时, 曲轴扭振减振器总成本身的可靠性也满足设计要求。

关键词: 柴油机; 曲轴; 扭振减振器; 试验

中图分类号: U464.133.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4357(2013)02-0034-05

Crankshaft Torsional Vibration Damper Development

Zheng Guoshi¹, Zhu Lianbing¹, Wang Yong¹, Gan Xingang², Xiao Zuyu²

(1. Dongfeng Cummins Engine Co., Ltd., Hubei Xiangyang 441004;

2. Hubei Guang'ao Damper Co., Ltd., Hubei Shiyan 442004)

Abstract: The development process of a 9.5 L engine's crankshaft torsional vibration damper is introduced, including configuration design, torsional calculation, torsional subsidiary stress calculation, as well as the connecting performance of torsional vibration damper tap bolt. Test results show that the damper assembly's anti-vibration performance meets with the designed index, which means it can cut the torsional amplitude of crankshaft gear system down to less than 0.15 °C A, thus could guarantee the reliability of engine's crankshaft. Meanwhile, the damper assembly's reliability also meets with the design request.

Keywords: diesel engine; crankshaft; torsional vibration damper; test

0 引 言

常用的车用曲轴扭振减振器总成包括橡胶减振器总成和硅油减振器总成两种, 结构如图 1 所示。

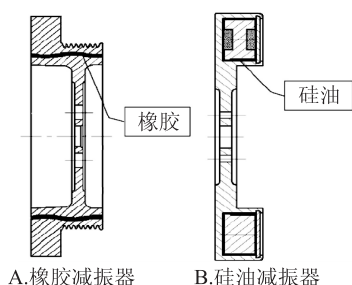


图 1 常用曲轴扭振减振器型式

橡胶减振器总成的橡胶层既有弹性又有阻尼, 其结构简单, 成本低; 但因阻尼较小, 一般不能满足最佳参数匹配的要求; 且橡胶的弹性和阻尼随温度变化较大, 故其性能不稳定。

硅油减振器总成的硅油黏度、惯量、硅油间隙等能较好地控制, 制造一致性较好, 而且硅油黏度的选择范围较大, 随温度变化较小, 性能稳定, 减振效果强于橡胶减振器总成。

9.5 L 柴油机曲轴扭振减振器总成参考同类相近柴油机, 选择了硅油减振器总成。

1 设计输入

9.5 L 柴油机曲轴扭振减振器总成的设计输入

收稿日期: 2012-10-15

作者简介: 郑国世(1961-), 男, 研究员, 主要从事发动机整机开发与零部件设计, E-mail: zheng.guoshi@deec.com.cn。

如表 1 所示。9.5 L 柴油机气缸内燃气压力曲线如图 2 所示。

表 1 曲轴扭振减振器设计输入

项目名称	参数
发动机型式	直列、水冷、四冲程、四气门
进气方式	增压空空中冷
燃油喷射系统	电控高压共轨直喷式
缸数	6
缸径/mm	116.5
冲程/mm	148
总排量/L	9.5
压缩比	16.6
点火次序	1-5-3-6-2-4
额定功率/kW(PS)	313(425)
额定转速/(r·min ⁻¹)	2 100
最大扭矩/(N·m)	1 810
最大扭矩转速/(r·min ⁻¹)	1 300-1 400
高怠速/(r·min ⁻¹)	2 385
低怠速/(r·min ⁻¹)	700
连杆大小头中心距/mm	216
连杆质量/kg	3.264
连杆大头质量/kg	2.324
连杆小头质量/kg	0.94
活塞、销、环组质量/kg	2.646
飞轮转动惯量/(kg·m ²)	1.37

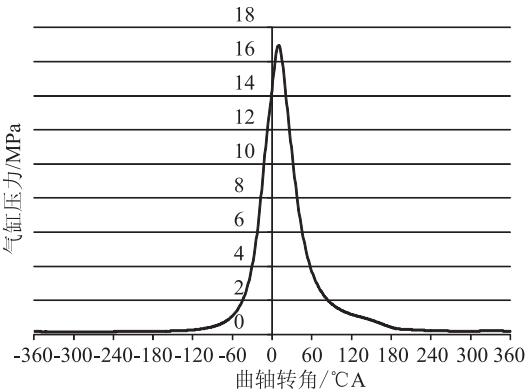


图 2 柴油机气缸内燃气压力曲线

2 外形设计

减振器的外形设计影响惯量环的转动惯量，它由柴油机允许安装减振器总成的空间确定，一般其值在许可范围内越大越好，因此，在减振器设计时可以首先优选惯量环的转动惯量。根据 9.5 L 柴油机曲轴扭振减振器总成的总体布置，并参考同类相近柴油机，初选三个外形设计方案(表 2)，曲轴扭振器总成外形如图 3 所示。

表 2 曲轴扭振减振器总成外形设计方案

外形参数	外径/mm	厚度/mm
方案一	280	45
方案二	290	45
方案三	300	45

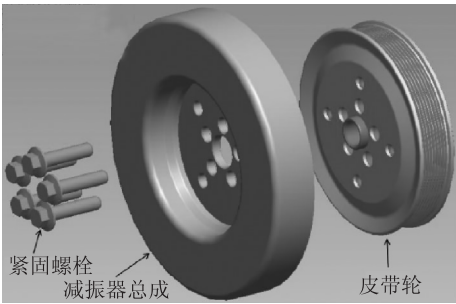


图 3 曲轴扭振减振器总成外形

3 扭振计算

扭振计算的第一步是建立曲轴轴系扭振分析模型，如图 4 所示。第二步是对曲轴前端不装减振器和三个减振器设计方案分别进行扭振计算，然后分析计算结果。

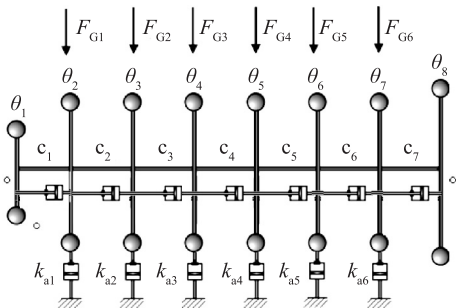


图 4 曲轴轴系扭振分析模型

为了使柴油机曲轴系的扭振振幅降低到最小程度，根据曲轴扭振减振器总成优化设计原则，通过对比计算，确定一组减振器最优参数值，即：减振器惯量环的转动惯量、弹性元件刚度及阻尼等，其中，惯量环的转动惯量是由柴油机允许安装减振器总成的空间确定的。因此，本次减振器优化设计时，通过外径的变化，优先改变惯量环的转动惯量，期望新设计的减振器总成能够满足设计要求。

根据内燃机曲轴扭振原理和以往的工程实践可知，直列六缸四冲程柴油机曲轴轴系扭振影响最大的是 4.5 阶和 6 阶激振，而其它阶次的激振影响较小。因此，本次减振器优化设计时，以减振器的设计参数惯量环的转动惯量为自变量，用柴油机外特性试验测得的气缸内燃气压力曲线做强迫扭振计算，得到各转速下曲轴前端的 4.5 阶和 6 阶激振的扭振振幅，然后绘制成曲轴扭振振幅-转速曲线，以便对比分析。

如前所述，9.5 L 柴油机选择了硅油减振器总成，其中弹性元件刚度和阻尼分别与硅油间隙和硅油黏度有密切关系。经过理论计算和参考以往成功的工程实践经验，认为：硅油间隙取 0.4 ~ 0.6 mm，

硅油黏度取 60 cSt 已是最优。所以,本次减振器优化设计时,不改变这两个设计参数,但是,刚度和阻尼有可能随着惯量环外径的变化而变化。

扭振计算结果如表 3 和图 5、图 6 所示。

表 3 曲轴扭振减振器设计计算结果

减振器	不装	方案一	方案二	方案三
惯量环惯量/(kg·m ²)	—	0.119 2	0.141 3	0.165 9
刚度/(N·m·rad ⁻¹)		56 409	65 975	76 509
阻尼/(N·m·s·rad ⁻¹)		59.73	69.86	81.01
4.5 阶最大振幅/转速/(℃A/(r·min ⁻¹))	超过发动机高怠速 2 385	0.123 /2 100	0.117 /2 100	0.110 /2 100
6 阶最大振幅/转速/(℃A/(r·min ⁻¹))	0.95 /1 900	0.157 /2 000	0.139 /2 000	0.123 /2 000
单位面积最大散热量/转速/((W·m ⁻²)/(r·min ⁻¹))	—	6 175 /2 000	5 618 /2 000	5 134 /2 000

由此可知,不装减振器时,曲轴 6 阶扭振振幅最大值 0.95 ℃A 远远大于设计限值 0.15 ℃A,即曲轴被扭断的可能性极大。换句话说,9.5 L 柴油机必须匹配曲轴扭振减振器总成。

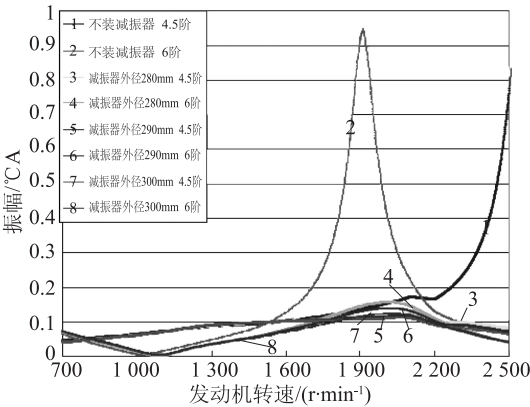


图 5 曲轴扭振计算曲线

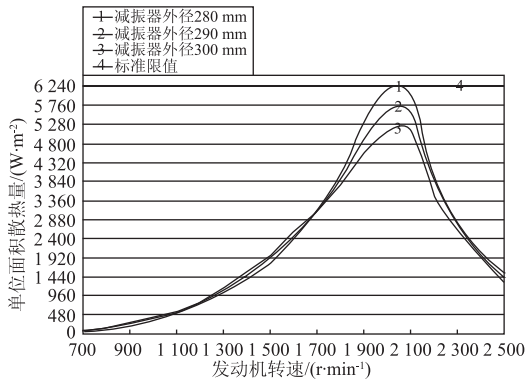


图 6 减振器单位面积散热量曲线

使用方案一减振器时,曲轴 6 阶扭振振幅最大值 0.157 ℃A 稍大于设计限值 0.15 ℃A,仍然存在曲轴被扭断的可能性;此外,单位面积最大散热量 6 175(W·m⁻²)略小于设计限值 6 240(W·m⁻²),给减振器总成可靠性留下的余量很小。

使用方案二减振器时,曲轴 6 阶扭振振幅最大值 0.139 ℃A 略小于设计限值 0.15 ℃A,曲轴被扭断的可能性较小,但是,技术上给批量生产减振器所留下的余量很小;此外,单位面积最大散热量 5 618(W·m⁻²)小于设计限值 6 240(W·m⁻²),但给减振器总成本身可靠性留下的余量并不宽裕。

使用方案三减振器时,曲轴 6 阶扭振振幅最大值 0.123 ℃A 小于设计限值 0.15 ℃A,曲轴被扭断的可能性更小,同时,技术上给批量生产减振器留下的余量较大;此外,单位面积最大散热量 5 134(W·m⁻²)小于设计限值 6 240(W·m⁻²),这给减振器本身可靠性留下的余量更多。

根据以上计算与分析,初选方案一和方案三开展进一步的研究工作。

4 曲轴扭振附加应力计算

发动机正常运转时,轴系因传递扭矩而承受扭转应力的同时,还承受由系统的扭转振动引起的扭振附加应力,扭振附加应力是周期变化的。为了确保曲轴轴系的疲劳强度,必须确定扭振应力的幅值。不同方案的扭振应力计算结果如表 4 和图 7 所示。

表 4 曲轴扭转应力计算结果 单位: MPa

减振器方案	扭转应力最大值	设计限值
不装	130	58.5
方案一	56	
方案二	52	

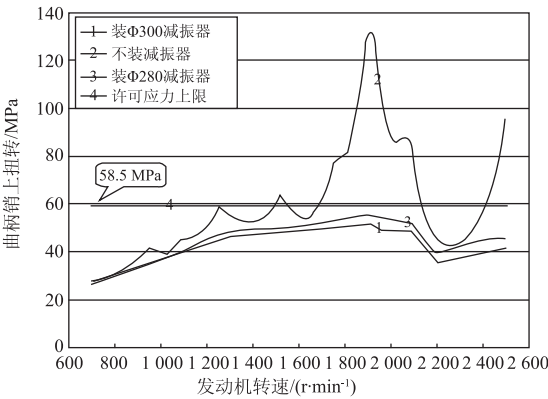


图 7 曲轴扭转应力计算曲线

由此可知,不装减振器时,曲轴扭转应力最大值 130 MPa 远远大于设计限值 58.5 MPa,即曲轴被

扭断的可能性极大。

采用方案一减振器时，曲轴扭转应力最大值 56 MPa 小于设计限值 58.5 MPa。但是，余量不大。

采用方案三减振器时，曲轴扭转应力最大值 52 MPa 小于设计限值 58.5 MPa。而且，余量较大，技术上有利于零部件的批量生产。

5 减振器紧固螺栓联接能力计算

如前所述，柴油机曲轴轴系在传递发动机扭矩的同时，还承受由气缸内燃气压力产生的强迫扭转振动。这种强迫扭转振动直接影响减振器和飞轮紧固螺栓的联接能力。其中，减振器紧固螺栓联接能力计算结果如表 5 所示。

表 5 减振器螺栓联接能力计算结果		
减振器设计方案	方案一	方案二
螺栓拧紧力矩/(N·m)	200	200
螺栓直径/mm	14	14
螺栓数量	5	5
螺栓孔所在圆直径/mm	55	55
螺母因子	0.14	0.14
摩擦系数	0.15	0.15
螺栓夹紧能力/(N·m)	2 105	2 105
最大工作力矩/(N·m)	1 178	1 235
设计余量	1.79	1.70

由此可知，采用方案一减振器时，设计余量 1.79 大于设计限值 1.5；采用方案三减振器时，设计余量 1.70 也大于设计限值 1.5，都满足设计要求。换句话说，减振器紧固螺栓联接能力是足够的。

6 发动机台架扭振性能试验

准备一台 9.5 L 柴油机样机和方案一和方案三减振器样件，样件分别装配到样机上，在柴油机全负荷状态下，在发动机试验台架上测量曲轴扭振减振器总成的扭振振幅。测量结果如表 6 和图 8 所示。

表 6 曲轴扭振振幅测量结果		
单位：℃A/(r·min ⁻¹)		
减振器方案	方案一	方案二
4.5 最大振幅/转速	0.112/2 050	0.116/1 650
4.5 阶振幅/额定转速	0.111/2 100	0.097/2 051
6 阶最大振幅/转速	0.171/2 250	0.122/2 100
6 阶振幅/额定转速	0.155/2 100	0.122/ 2 100

由此可知，采用方案一减振器时，6 阶最大振幅

0.171/2 250 ℃A/(r·min⁻¹) 大于设计限值 0.15 ℃A，虽然它接近于发动机高怠速 2 385(r·min⁻¹)，但仍然威胁着发动机曲轴传动系的工作安全性，而且发动机额定转速 2 100(r·min⁻¹) 时的 6 阶振幅为 0.155 ℃A，也大于设计限值 0.15 ℃A，不满足设计要求。4.5 阶最大振幅 0.112/2 050 ℃A/(r·min⁻¹) 小于设计限值 0.15 ℃A，不影响发动机曲轴传动系的工作安全性。综合考虑 6 阶和 4.5 阶扭振振幅的影响，可以认为方案一减振器不是 9.5 L 柴油机的最佳选择。

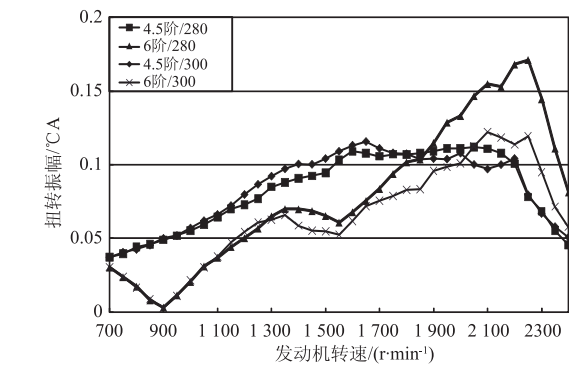


图 8 曲轴扭振振幅测量曲线

采用方案三减振器时，6 阶最大振幅 0.122 / 2 100 ℃A/(r·min⁻¹) 小于设计限值 0.15 ℃A；与方案一比较，发动机额定转速 2 100(r·min⁻¹) 时的 6 阶振幅相对降低了 0.033 ℃A，达 27%。4.5 阶最大振幅 0.116/1 650 ℃A/(r·min⁻¹) 小于设计限值 0.15 ℃A，满足发动机曲轴传动系工作安全性的要求。因此，方案三减振器的减振性能适合于 9.5 L 柴油机的曲轴传动系。

7 曲轴扭振减振器可靠性试验

准备一个方案三减振器总成和一个专用减振器扭振模拟台架，如图 9 所示。将被试验的减振器样件装入恒温箱内，保持恒温箱温度为 110 ℃，通过电机施加±1 ℃A 的激振振幅，转速控制在 2 000(r·min⁻¹) (接近发动机额定转速)，连续运转1 000 h，考核曲轴扭振减振器总成的可靠性。试验前后的测量结果如表 7 所示。可见，试验后的扭振振幅不超过设计限值 0.15 ℃A，可以认为曲轴扭振减振器总成的可靠性满足设计要求。

表 7 扭振减振器总成扭振测量结果				
测量时间	4.5 阶		6 阶	
	振幅/℃A	转速/(r·min ⁻¹)	振幅/℃A	转速/(r·min ⁻¹)
试验前	0.1	1 350	0.07	1 350
试验后	0.15	1 050	0.125	900



图 9 减振器扭振模拟台架

8 发动机 1 000 h 可靠性试验

将方案三减振器总成样件，装配在 9.5 L 柴油机样机上，样机在额定转速下，额定功率增加 10%，连续运转 1 000 h。该试验不仅增加发动机机械负荷和热负荷，而且给曲轴扭振减振器总成增加了激振力，使之工作在更加苛刻的条件下。试验前后的曲轴扭振减振器总成的扭振振幅变化如图 10 所示。

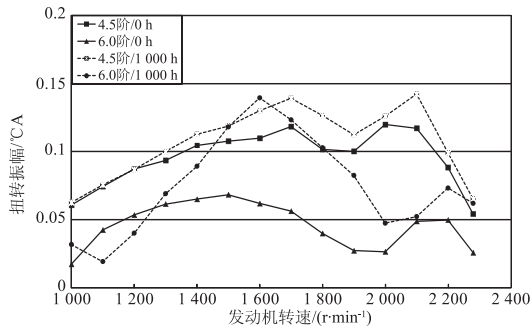


图 10 1 000 h 试验前后曲轴扭振振幅曲线

由图 10 可见，试验后 4.5 阶的扭振振幅不超过 0.14 °A，6 阶的扭振振幅也不超过 0.14 °A，两者均小于设计限值 0.15 °A，完全满足设计要求。

9 结论

(1) 外径 $\Phi 300$ mm 的扭振减振器总成可以使 9.5 L 柴油机曲轴传动系的扭振振幅小于设计限值，并且在技术上为减振器商品化留有余量。

(2) 匹配扭振减振器总成后，曲轴扭转应力小于设计限值，有利于曲轴可靠性和零部件的批量生产。

(3) 匹配扭振减振器总成后，减振器紧固螺栓联接能力满足设计要求。

(4) 曲轴传动系扭振计算结果与测量结果接近，具有指导设计的价值。

(5) 9.5 L 柴油机曲轴扭振减振器总成的可靠性满足设计要求。

参考文献

[1] 杨树刚,方劲松,郑国世,等. 康明斯 ISLe 柴油机硅油曲轴扭振减振器开发[J]. 汽车科技,2009(3):40-43.
[2] 郑国世,方劲松,高峻,等. EQB210 柴油机曲轴扭振减振器优化设计研究[J]. 内燃机,2008(5):5-10.
[3] 郑国世,方劲松,李玉圭. 柴油机曲轴皮带轮转动惯量限值研究[J]. 汽车科技,2007(4):16-20.
[4] 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京:中国农业机械出版社,1981.

(上接第 8 页)

表 4 康明斯船用发电机性能概述

顶级需求	CGT 提供
易于维护	YES
倾斜角能力	YES
不同转速要求	YES
优化的功率密度	YES
单双轴承可选	YES
持续可靠性	YES
绿色通行证	AvK®全部满足, STAMFORD®正在申请

3 全球服务网络

康明斯拥有遍布全球的服务网络，服务包括：1) 全球技术支持与售后服务（全年 365 天，24 小时响应；发电机现场调试；发电机现场绝缘检测）；2) 产品培训；3) 零部件支持。