

发动机齿轮传动机构激励载荷分析研究

朱美琳¹, 王小慧¹, 武晓峰², 许永泽²

(1. 中国北方发动机研究所, 山西大同 037036; 2. 山西柴油机厂, 山西大同 037300)

摘要: 针对某柴油机齿轮传动机构两种不同结构布置方案, 对各对齿轮副之间的啮合冲击力进行了分析研究, 得到了齿轮副之间的激励载荷水平, 并将两种设计方案在工作中产生的激励载荷进行对比分析, 分析表明, 新方案的激励载荷水平明显优化于原方案, 为工程设计的方案选择提供了充足的依据。

关键词: 柴油机; 齿轮传动机构; 激励载荷

中图分类号: TH132.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2010)02-0038-05

Analysis and Research on Excitation Load of Engine's Gear Driven Mechanism

Zhu Meilin¹, Wang Xiaohui¹, Wu Xiaofeng², Xu Yongze²

(1. China North Engine Research Institute; Shanxi Datong 037036;

2. Shanxi Diesel Engine Factory, Shanxi Datong 037300)

Abstract: A certain diesel engine has two layout program for gear driven mechanism. The meshing impact force between gear pairs of each layout are analyzed, and the excitation load level are obtained and compared. The analysis results show that the new layout boasts obviously better excitation load level, and provides sufficient foundations for the program selection of engineering design.

Keywords: diesel engine; gear driven mechanism; excitation load

1 概述

发动机齿轮传动是通过齿与齿之间的啮合运动来传递动力的, 每一次在新的一对齿的啮入和前面一对齿的啮出过程中会产生较大的啮合冲击, 整个动力传递过程是在持续不断的啮合冲击中完成的, 因此齿轮传动中的啮合冲击力和由此产生的振动水平直接影响了传动机构的性能优劣。本文以某柴油机齿轮传动机构为例进行了齿轮传动机构激励载荷计算分析, 并根据激励力计算结果对不同结构方案的优劣情况进行评价。

2 齿轮传动机构 3D 模型和计算模型的建立

2.1 3D 模型建立

根据某型号柴油机齿轮传动机构两种方案的结

构设计, 完成其 3D 模型的建立。具体如下: 原方案(图 1)中左下角和右下角的两个齿轮分别驱动高温水泵和低温水泵, V 型夹角中间的齿轮是变量泵驱动齿轮, 左上角和右上角的两个齿轮是直接联结凸轮轴的配气齿轮。新方案(图 2)中高温水泵和低温水泵由右下角的齿轮同轴驱动, 变量泵驱动齿轮由 V 型夹角中间移到左下角, 其余为传递惰轮。

2.2 计算模型建立

利用 Pro/E 与 ADAMS 的接口软件 Mech/pro2005 将装配好的模型导入到 ADAMS/View 中。定义各个齿轮绕旋转中心的旋转副, 并在各个接触齿轮之间添加 solid to solid 的接触碰撞。根据齿轮传动机构的受力情况施加边界载荷, 建立带有碰撞副的计算模型。

齿轮传动机构的近似恒定载荷:

机油泵: $P=8\text{ kW}$, $r=3\ 511\text{ r/min}$;

收稿日期: 2009-10-13

作者简介: 朱美琳(1972-), 女, 工程师, 主要研究方向为柴油机可靠性设计, E-mail: zhumeilinww@163.com。

低温水泵: $P=2.5\text{ kW}$, $r=3\ 511\text{ r/min}$;

高温水泵: $P=5\text{ kW}$, $r=4\ 371\text{ r/min}$;

高压共轨泵: $P=20\text{ kW}$, $r=3\ 511\text{ r/min}$ 。

根据功率和转速换算成齿轮扭矩, 将这四个恒定负载以扭矩形式添加到对应的齿轮上。将配气机构的计算结果凸轮轴扭矩特性加到凸轮轴齿轮上, 如图 3、4。

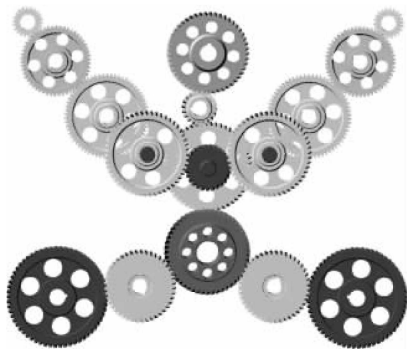


图 1 原方案



图 2 新方案

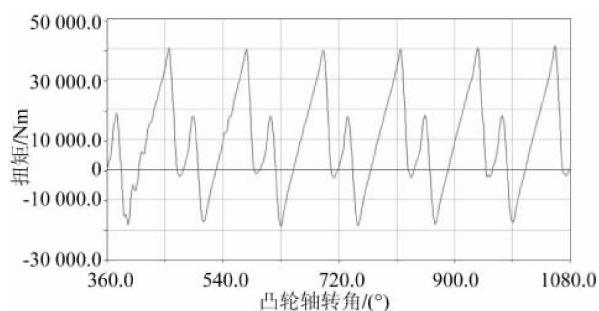


图 3 左排凸轮轴总扭矩

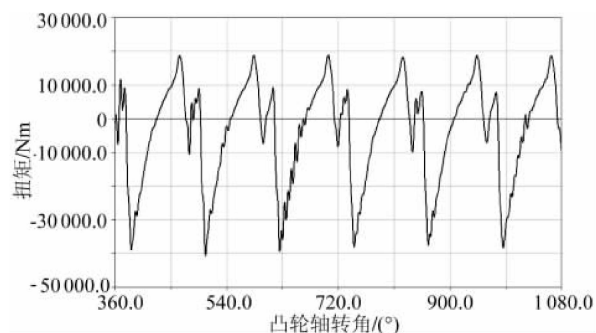


图 4 右排凸轮轴总扭矩

根据上述条件建立该齿轮传动机构激励载荷计算模型如下：

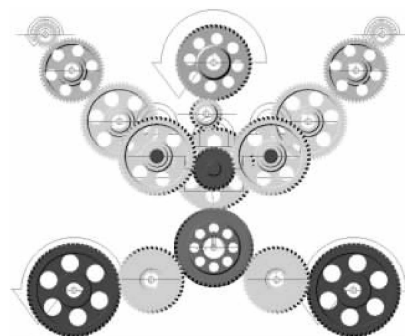


图 5 原方案计算模型



图 6 新方案计算模型

3 计算结果对比分析

3.1 驱动凸轮轴的各齿轮副激励载荷

新方案计算结果如图 7 ~ 图 14 所示。

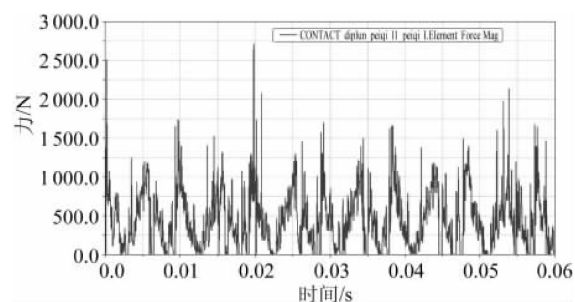


图 7 左配气齿轮与左配气小惰轮之间的激励力

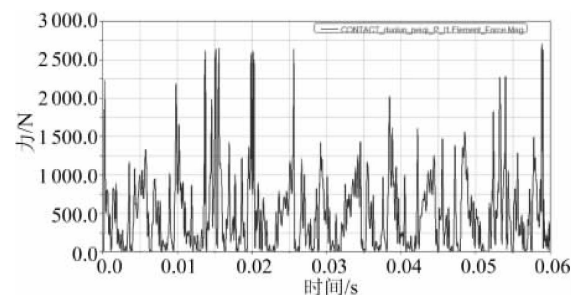


图 8 左配气小惰轮 1 与左配气小惰轮 2 之间的激励力

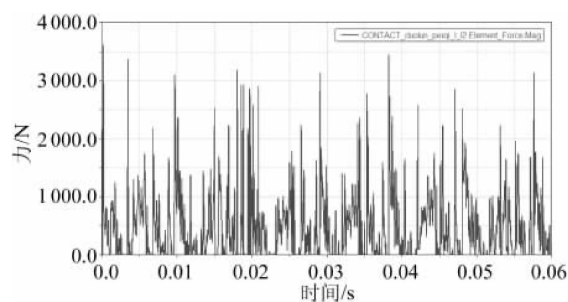


图 9 左配气小惰轮与左配气大惰轮之间的激励力

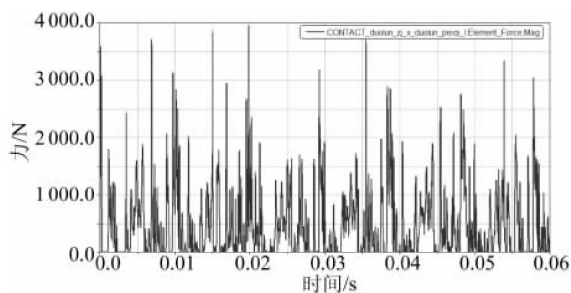


图 10 左配气大惰轮与中间小惰轮之间的激励力

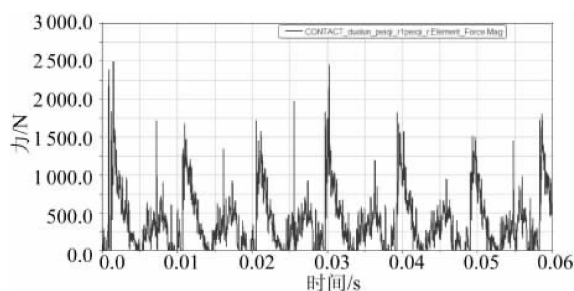


图 11 右配气齿轮与右配气小惰轮之间的激励力

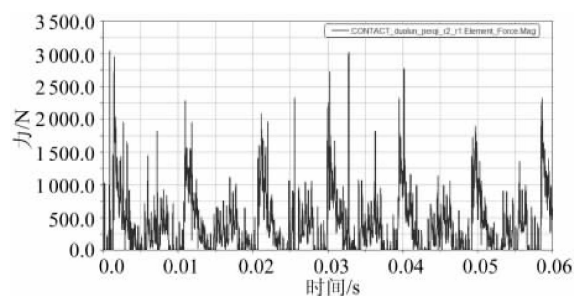


图 12 右配气小惰轮 1 与右配气小惰轮 2 之间的激励力

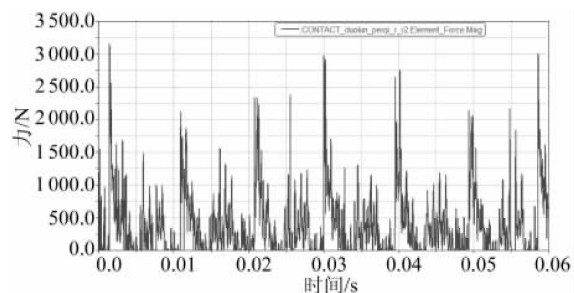


图 13 右配气小惰轮与右配气大惰轮之间的激励力

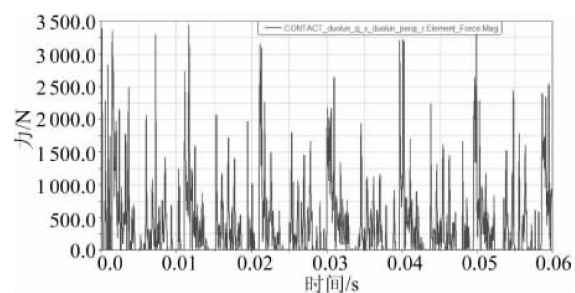


图 14 右配气大惰轮与中间小惰轮之间的激励力

原方案计算结果如图 15 ~ 图 22 所示。

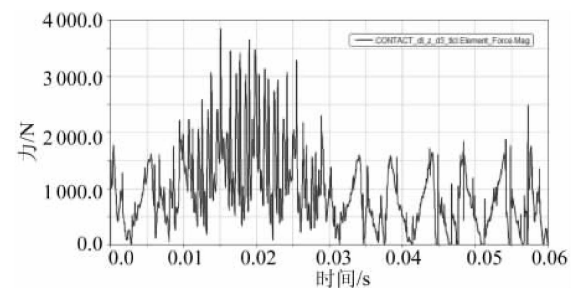


图 15 左配气齿轮与左配气惰轮 2 之间的激励力

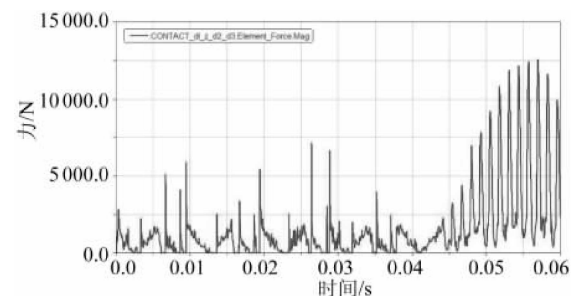


图 16 左配气惰轮 1 与左配气惰轮 2 之间的激励力

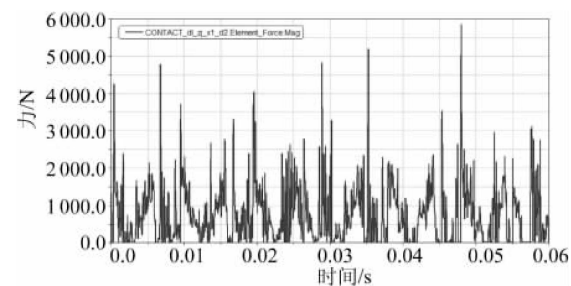


图 17 左配气小惰轮与左配气惰轮 1 之间的激励力

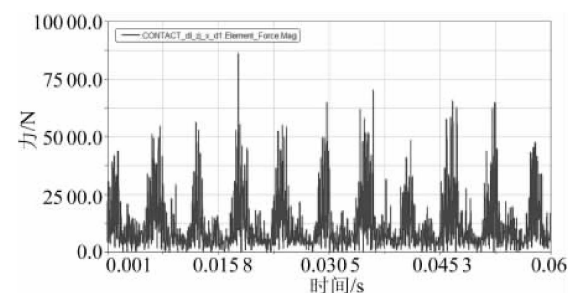


图 18 左配气大惰轮与中间小惰轮之间的激励力

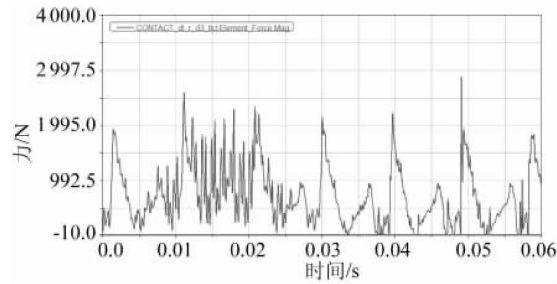


图 19 右配气齿轮与右配气惰轮 2 之间的激励力

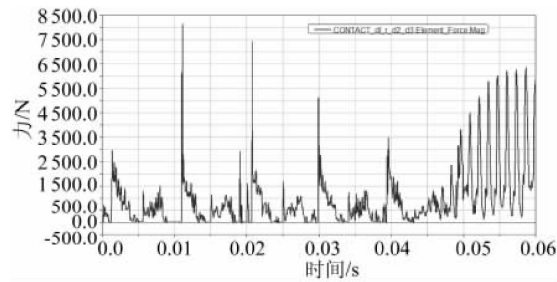


图 20 右配气惰轮 1 与右配气惰轮 2 之间的激励力

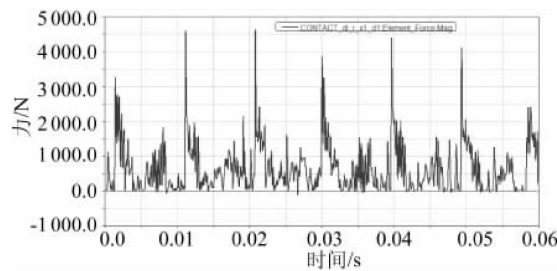


图 21 右配气惰轮 1 与右配气小惰轮之间的激励力

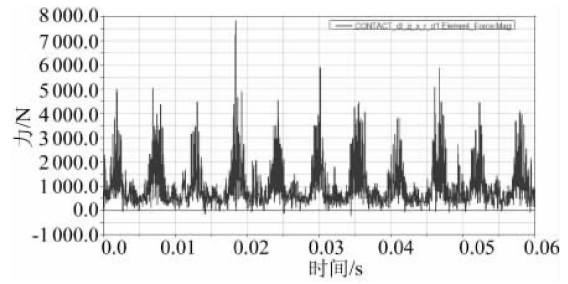


图 22 右配气大惰轮与中间小惰轮之间的激励力

从上述计算结果中可以得到两种方案下驱动凸轮轴的各啮合副的最大啮合力和平均啮合力如表 1。

从表 1 中的数据可以看到：对于凸轮轴驱动来说，两种方案传递力矩完全相同，但对于不同的结构布置，驱动链上各齿轮副工作中产生的最大激励力和平均激励力却有很大的不同。新方案齿轮副之间的激励载荷力与原方案的相比平均可降低 50%，对应的振动噪声也会大幅度降低，整个齿轮机构的工作寿命和工作性能都得到了大幅提升；而且对凸轮轴的驱动将更加平稳，凸轮轴的工作状况也会大大改善。

3.2 曲轴齿轮各啮合副激励载荷及其他附件驱动齿轮啮合副激励载荷

曲轴齿轮与曲轴惰轮之间的载荷如图 23 ~ 图 25 所示，高压泵齿轮与惰轮之间的载荷如图 26 所示。水泵机油泵齿轮与惰轮之间的载荷如图 27 所示。

表 1 两种方案的对应齿轮啮合副的最大激励力和平均激励力

新方案齿轮啮合副名称	最大激励力/N	平均激励力/N	原方案齿轮啮合副名称	最大激励力/N	平均激励力/N
左配气齿轮与左配气小惰轮	2 713	424	左配气齿轮与左配气惰轮 2	3 853	934
左配气小惰轮与左配气小惰轮	2 704	495	左配气惰轮 1 与左配气惰轮 2	12 548	1 394
左配气小惰轮与左配气大惰轮	3 619	440	左配气小惰轮与左配气惰轮 1	5 858	739
左配气大惰轮与中间小惰轮	3 956	471	左配气大惰轮与中间小惰轮	8 614	1 134
右配气齿轮与右配气小惰轮	2 501	533	右配气齿轮与右配气惰轮 2	2 877	713
右配气小惰轮与右配气小惰轮	3 045	378	右配气惰轮 1 与右配气惰轮 2	8146	881
右配气小惰轮与右配气大惰轮	3 080	380	右配气小惰轮与右配气惰轮 1	4 624	627
右配气大惰轮与中间小惰轮	3 449	415	右配气大惰轮与中间小惰轮	7 831	979

原方案曲轴齿轮各啮合副激励力及其他附件驱动齿轮啮合激励力响应曲线不再列出。只将计算结果提取到表 2 中。

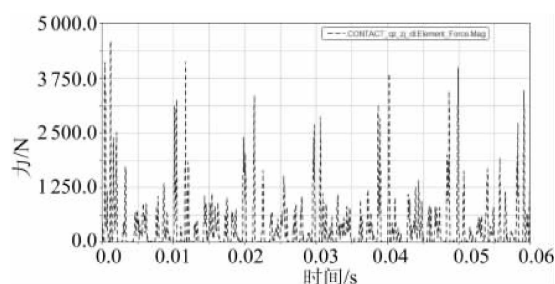


图 23 曲轴齿轮与中间大惰轮之间的啮合力

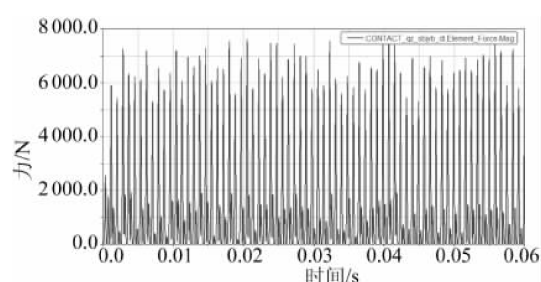


图 24 曲轴齿轮与水泵机油泵惰轮之间的啮合力

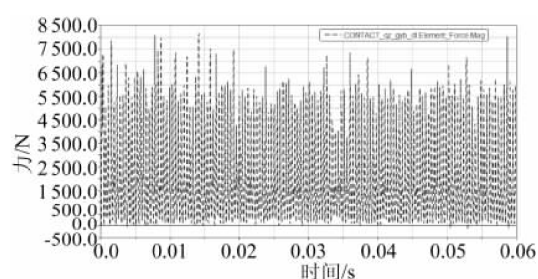


图 25 曲轴齿轮与高压泵惰轮之间的啮合力

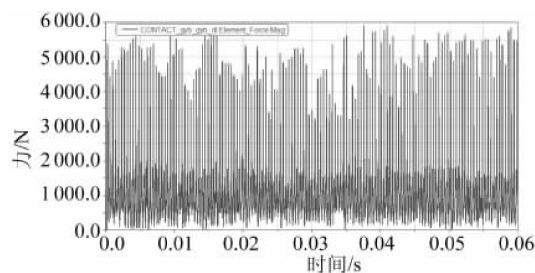


图 26 高压泵齿轮与高压泵惰轮之间的啮合力

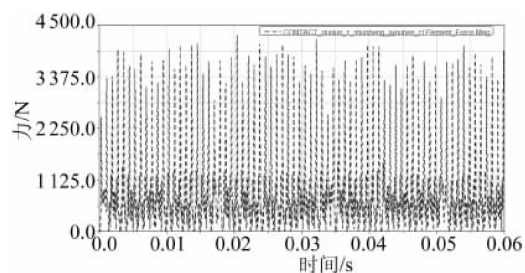


图 27 水泵机油泵齿轮与水泵机油泵惰轮之间的啮合力

从表 2 可以看到新方案与原方案的附件驱动以及惰轮布置都发生了改变,不能象凸轮轴驱动那样可以一一对比分析。但从总体激励力数据(原方案的最大激励力达到 240 kN,而新方案的最大激励力只有 8 kN)来看,原方案的附件驱动以及曲轴同惰轮之间的啮合激励力都远远高于新方案的。局部载荷的突然加大是设计中的大忌,整个机构的可靠性往往会由于局部点的设计不合理而大幅降低,或最终导致整个机构的功能失效。新方案的布置恰恰体现了载荷均匀分布、强度合理分配的这一设计理念。整个齿轮机构的啮合激励力都保持在 5 kN 上下。最小的 2.7 kN,最大的 8.1 kN。新方案结构设计的合理性通过齿轮副啮合激励力的分析可以得到充分的肯定。

表 2 曲轴齿轮各啮合副激励力及其他附件驱动齿轮啮合激励力

名称	新方案最大啮合力/N	原方案最大啮合力/N	新方案平均啮合力/N	原方案平均啮合力/N
曲轴齿轮与中间大惰轮	4 592	13 111	347	13 111
曲轴齿轮与水泵机油泵惰轮	7 616		1 490	
曲轴齿轮与高压泵惰轮	8 157		1 949	
高压泵惰轮与高压泵齿轮	5 912	51 178	1 134	70 287
水泵机油泵齿轮与惰轮	4 269		887	
曲轴齿轮与右惰轮		8 985		735
曲轴齿轮与左惰轮		5 489		1 029
高压泵惰轮与中间大惰轮		240 200		23 975
水泵齿轮 1 与左惰轮		4 283		915
水泵齿轮 2 与右惰轮		2 927		449

(下转第 53 页)

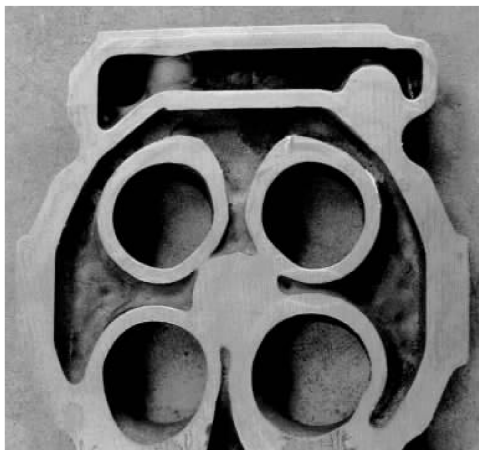


图8 改进后缸盖座圈孔周围水道

(2) 针对缸盖水道粘砂问题,在缸盖铸造工艺中完善了清砂工艺:①落砂处理;②粗抛丸处理、

精抛丸处理;③时效处理;④振动处理;⑤二次落砂处理;⑥精抛丸处理、风洗;⑦用清砂工具人工再清砂。经解剖检查,按此工艺清砂的缸盖水道粘砂现象基本消除。

(3) 在气门座圈技术条件中增加了 X 射线检测需达到关于铸件质量评级相关标准规定的一、二级的要求。

经以上改进措施,该型机的气门座圈脱落故障得以排除。

参考文献

- [1] 成大先. 机械设计手册,第三版[M]. 北京:化学工业出版社,1994.
- [2] 李树满. 最新柴油机选型设计、故障诊断及国内外标准实用手册. 第一版[M]. 北京:中国知识出版社,2006.

(上接第 42 页)

4 结 论

根据以上齿轮传动机构激励载荷的计算分析,在 ADAMS 环境下成功模拟了整个传动机构在工作过程中的动态载荷响应情况。根据两种方案激励载荷分析情况,可以很明显地看到新方案的动力学性能优于原方案。通过齿轮副的啮合激励力来对比分析不同结构方案的动力学性能的方法,为齿轮传动机构的方案设计和优化评价提供了新思路。而且通过动态激励载荷分析方法可以实现在满足强度要求的情况下,预测整个传动机构的振动、噪声情况,

并力求达到最小。

参考文献

- [1] 廖琪梅,张弛云. 内燃机配气机构 ADAMS 虚拟样机技术研究[J]. 内燃机工程,2003(3):23~26.
- [2] 吴兆汉等. 内燃机设计[M]. 北京:北京理工大学出版社,1990.
- [1] 齿轮手册编委会,齿轮手册[M]. 北京:机械工业出版社,2000.
- [2] 蔡耀辉,实用机械手册[M]. 北京:机械工业出版社,1998.