

结构与可靠性

ACD320DF 双燃料发动机调速执行机构设计分析

陈 涛, 陈世林, 王 辉

(安庆中船柴油机有限公司, 安徽 安庆 246003)

摘 要: 针对 ACD320DF 发动机进行调速执行机构设计; 采用 PROE 软件对所设计的调速执行机构进行建模并做仿真分析。分析结果表明: 现有燃油供给系统能灵活加减油门, 实现对发动机的有效控制; 起动瞬间是弹簧连接杆受力最大时刻, 此刻的受力可作为弹簧连接杆设计的主要依据; 优化后的结构能适应双倍的齿条阻力。

关键词: 发动机; 调速执行机构; PROE 软件

中图分类号: TK424.3⁺¹ **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2018)03-0026-03

Design and Analysis of ACD320DF Dual Fuel Engine Speed Regulating Actuator

Chen Tao, Chen Shilin, Wang Hui

(Anqing CSSC Diesel Engine Co., Ltd., Anhui Anqing 246003)

Abstract: PROE software was employed in the design of the speed regulation mechanism of ACD320DF engine to carry out modeling and simulation. The results show that the available fuel supply system can be modified to achieve effective control of the accelerator and thus realize effective control of the engine; the starting moment is the maximum force moment of the spring connecting rod, which can be the main reference for the spring connecting rod and the optimized structure can adapt to double rack resistance.

Key words: engine; speed regulation mechanism; PROE software

0 引 言

柴油机转速的控制是通过改变柴油循环供给量实现的, 调速就是以改变高压油泵的齿条位置实现对供油量的控制^[1-2]。一般情况下, 调速器会根据发动机的转速和负荷特性改变输出轴的转角以实现对发动机转速的控制^[3]。齿条与调速器之间通过执行机构连接, 若执行机构设计不合理, 则无法正常调节高压油泵齿条位置, 直接影响发动机的运转特性^[4-6]。因此, 合理设计调速执行机构是柴油机设计的重要内容。

本文基于 PROE 软件, 建立所设计的 ACD320DF 六缸机调速系统的模型, 通过机构仿真及力学仿真, 分析该调速系统的性能特性, 在此基础上优化调速系统结构, 并对优化结果进行分析。

1 调速执行机构设计

调速执行机构的设计要综合考虑发动机缸径、缸距、空间位置等因素, 初步确定各段力臂的长度, 进行概念设计; 然后对模型进行仿真分析, 并根据受力分析结果进行弹簧的初步选型设计。从安全方面考虑, 燃油公共杆系统设计了套调速执行机构, 一套是调速器自动调速执行机构, 另一套则是为了确保紧急情况下能够手动停车的手动调速机构(操作手柄)。在确定调速器输出轴至齿条段杠杆比时, 考虑到柴油机其他部件的空间位置关系, 在不产生干涉的前提下, 使用了尽可能大的杠杆比。同时, 为了使手动操作省力、易操作, 设计操作手柄段的力臂长于调速器段的力臂。

本文基于 PROE 软件, 以简化的方式建立所设

收稿日期: 2017-07-07; 修回日期: 2017-09-26

作者简介: 陈涛(1989-), 男, 工学硕士, 主要研究方向为发动机结构设计, jcbxdt@163.com。

计的调速执行机构的三维模型(如图1所示),在各转动副处添加销钉约束;在齿条与高压油泵连接处添加滑动杆约束;约束齿条运动阻力 $F_p = 10\text{ N}$ (供应商提供数据)。在进行受力分析时,为简化模型,将弹簧连接杆处设置为刚性。仿真过程从齿条零位向满油门位置进行。调速器输出轴转动,通过中间执行机构(主要为连杆机构)将运动传递至高压油泵齿条,使齿条做平移运动,从而实现对高压油泵供油量的控制。

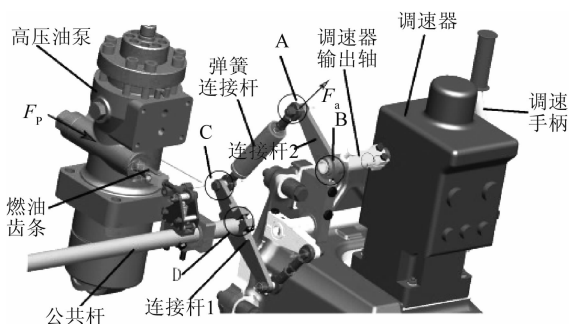


图1 调速执行机构模型

弹簧连接杆的设计选型是调速执行机构设计的一个重要内容。弹簧连接杆由弹簧和刚性元件组成,其结构如图2所示。弹簧连接杆可以在加油门过程中起到一个缓冲作用,若齿条出现卡死,弹簧将被压缩,调速器输出轴仍能转动,对调速器起到保护作用;在减油门过程中,刚性元件间的限位使其成为刚性连接,能快速减油。虽然在建模时简化了弹簧连接杆模型,但弹簧连接杆的设计关系到整个调速执行结构,所以通过简化模型受力的仿真结果来验证弹簧连接杆的设计很有必要。

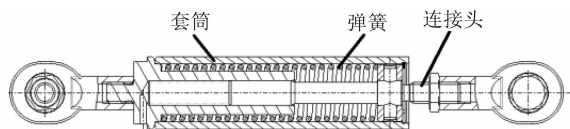


图2 弹簧连接杆结构

2 调速执行机构仿真分析

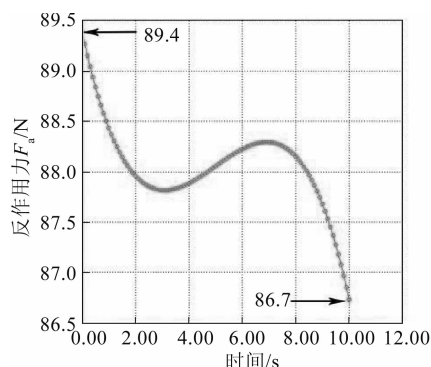
2.1 A点反作用力

如图1所示,A点是连接弹簧连接杆和调速器输出轴的关键点,因此,可以通过分析此处的受力来进行弹簧连接杆和调速器的设计验证。图3(a)是A点受力的仿真结果。以时间为横坐标,随着时间的推移,油门位置从零位逐渐增大到满油门。从图中可以看出:在仿真的起始点,反作用力最大, $F_{a\max} = 89.4\text{ N}$,即加油门初始位置阻力最大;随着油门位置的增大,A点作用力虽出现先下降后

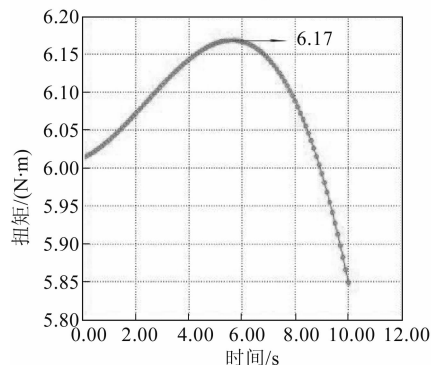
上升而后再下降的过程,但整体仍呈现出下降趋势;在仿真的末段,即油门最大位置时,A点反作用力最小, $F_{a\min} = 86.7\text{ N}$ 。由仿真结果可以得出:在加油门的初始时刻(即起动时刻)A点受力最大,换句话说,正常情况(不存在某个齿条卡死)下,在起动加油门瞬间,弹簧连接杆中的弹簧受力最大,此时,弹簧弹力应大于或接近于作用力 F_a ,这样才能迅速将调速器的动作传递至齿条,实现柴油机的起动。反之,将会影响柴油机的起动性能,甚至导致无法起动。

2.2 调速器输出轴扭矩及转角

该型发动机采用了WOODWARD公司的UG-25+调速器,该调速器输出轴转角范围为 $0 \sim 42^\circ$,最大输出扭矩 $42\text{ (N} \cdot \text{m)}$ 。通过仿真可知:在整个油门加减过程中,调速器的输出轴转动角 $\theta = 31.6^\circ < 42^\circ$ 。因此,调速器转角范围满足要求。对调速器输出轴的实际扭矩进行仿真,其结果如图3(b)所示。从图中可以看出:最大扭矩并不出现在起动时刻;随着油门的增大,扭矩曲线呈先上升后下降的趋势;最大扭矩出现在 5.6 s 处(调速器输出轴转过 17.7°), $T_{\max} = 6.17\text{ (N} \cdot \text{m)} < 42\text{ (N} \cdot \text{m)}$,调速器输出轴扭矩远小于其额定输出扭矩,裕度较大。因此,此调速执行机构的设计与所选调速器完全匹配。



(a) A点反作用力 F_a 仿真结果



(b) 调速器输出轴扭矩

图3 A点反作用力及调速输出轴扭矩仿真结果

2.3 弹簧性能

表1列出了所选弹簧的规格参数。由A点的受力分析可知：在起动初期，弹簧连接杆受力最大， $F_{a_{\max}} = 89.4 \text{ N}$ 。从表中可以看出弹簧在安装后的弹力为118.9 N，大于89.4 N。因此，在加油门的过程中，所选弹簧不会继续压缩，调速器的动作将被迅速传递至齿条处，不存在油门滞后现象。

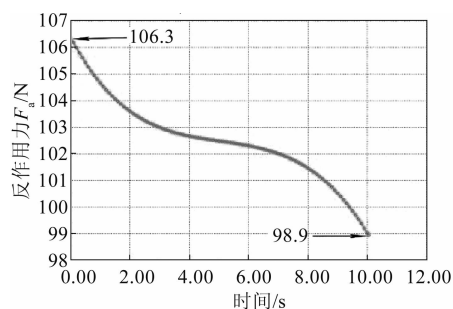
表1 弹簧螺旋规格参数

金属丝直径 d/mm	2.5 ± 0.05
中径 D_m/mm	25 ± 0.2
刚度 $K/(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$	1.021 5
最大弹力 $F_{\max}/\text{N}$	158
最大负荷下压力 t/MPa	730
无负载长度 L_0/mm	221.47
安装后长度 L_1/mm	105.1
安装后弹力 F_1/N	118.9
最大压缩长度 L_2/mm	66.8

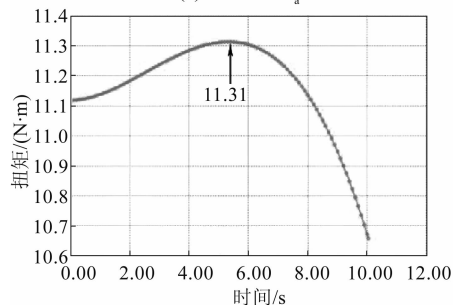
2.4 优化设计

以上分析是基于高压油泵厂家所提供的齿条阻力所进行的，考虑到实际应用中齿条的阻力可能大于此数值，也即当齿条阻力为20 N（原数据的两倍）时，仿真得出a点作用力 $F_a = 179 \text{ N}$ ，远大于118.9 N，难以满足使用要求。因此，假设齿条阻力 $F_{pl} = 20 \text{ N}$ ，在保持调速器输出轴转角不变的情况下（仍为 31.6° ），对 L_{ab} （A点至B点长度）、 L_{cd} （C点至D点长度）进行优化设计（按一定比例加长），并进行仿真分析。仿真结果如图4所示。

从图4（a）可以看出：优化后A点作用力曲线平稳，呈持续下降趋势，说明优化后的机构受力优于原机构。A点最大作用力仍出现在起动瞬间， $F_{a_{\max}} = 106.3 \text{ N} < 118.9 \text{ N}$ ，弹簧的选型满足要求。从图4（b）中可以看出：优化后调速器输出轴的扭矩在5.3 s时达到最大， $T_{\max} = 11.31 (\text{N} \cdot \text{m})$ ，远小于调速器的额定输出扭矩。因此，经过优化，即使齿条阻力增加两倍，此套调速执行机构仍能满足性能要求。



(a) 优化后的 F_a 曲线



(b) 优化后的扭矩曲线

图4 优化结构后的仿真结果

3 结 论

(1) ACD320DF 发动机现有调速执行机构能实现灵活调速，满足发动机的调速性能要求。

(2) 起动瞬间是弹簧连接杆受力最大时刻，此时刻的受力可作为弹簧连接杆设计的主要依据。

(3) 优化后调速执行机构在齿条阻力翻倍的情况下仍能满足使用性能，优化设计合理。

参考文献

- [1] 帅英梅. 涡轮增压柴油机电控调速系统的模型与仿真 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2004.
- [2] 周龙宝. 内燃机学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [3] 卢贤基. 船舶发电柴油机调速系统的研究与设计 [D]. 大连: 大连海事大学, 2013.
- [4] 高书堂, 高国强. 柴油机燃油系统和匹配 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2005.
- [5] 黄曼磊, 唐嘉亨, 郭镇明. 柴油机调速系统的数学模型 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 1997 (6): 20-25.
- [6] 李伟华, 卓斌, 金昶明, 等. 柴油机调速系统动态调节过程的计算机仿真及参数优化 [J]. 内燃机学报, 1999, 17 (4): 356-360.