



柴油机液压调速器动力学建模研究

陈 宏¹，刘振明²，欧阳光耀²

- (1. 海军驻洛阳四〇七厂军事代表室，河南 洛阳 471003；
2. 海军工程大学船舶与动力学院，湖北 武汉 430033)

摘 要：以计算多体系统动力学理论为指导，建立了柴油机液压调速系统的耦合动力学分析模型。分析并正确添加了构件间的约束关系、模型的初始条件以及边界条件，并以动力连杆为例构建其刚柔混合动力学模型；在此基础上模拟调速器的工作过程并对其动态特性进行分析。结果证明了该模型及求解过程的可行性，为调速系统的性能和结构优化奠定了一定基础。文中的耦合建模方法和求解过程也可以应用于其它液机耦合设备。

关键词：柴油机；调速器；液压调速系统；多体动力学

中图分类号：TK424.3⁺1 **文献标识码：**A **文章编号：**1001-4357(2012)04-0010-04

Dynamic Research on Diesel's Hydraulic Speed Governor by Dynamic Simulation Model

Chen Hong¹, Liu Zhenming², Ouyang Guangyao²

- (1. Naval Deputy Office of 407 Factory, Henan Luoyang 471003,
2. Ship and Power Engineering College, Naval University of Engineering, Hubei Wuhan 430033)

Abstract: With the reference of multi-body system dynamics, the coupling dynamic simulation model of diesel's hydraulic speed governor was built. Analysis was carried out to correctly input the constraint relationship between the components, starting condition and boundary condition. Dynamic connecting rod was chosen as an example to establish its mixed rigid and flexible dynamic model. Based on it, the working process of the speed governor was simulated and its dynamic characteristics were studied. The results show that this model is feasible and reliable, and sets the foundations for the optimization of speed governing system on its performance and construction. The coupling modeling and its calculation process is also applicable in other hydraulic coupling equipments.

Keywords: diesel engine; speed governor; hydraulic speed governing system; multi-body dynamics

0 引 言

柴油机作为船舶的主推进动力和发电机，是船舶的动力之源，在船用设备中占有重要地位。而调速器作为柴油机的一个极其重要的控制部件，对柴油机的整机性能以及船舶机桨的匹配特性起着关键的作用^[1]。随着现代控制技术的发展和，电子调速器已广泛应用于车用内燃机^[2]；但是目前船用大

型柴油机的调速系统仍然采用液压调速系统，而这些调速器在引进和生产时，并未对其动态特性做过多分析。目前，对液压调速器的研究主要建立在数学模型基础上的参数特性分析，由于耦合系统较为复杂并且非线性因素较多，导致该方法求解难度大且精确度和实时性难以保证。随着 CAX 技术特别是虚拟样机技术的发展，对液压调速器的三维实体精确建模以及耦合动态动力学特性分析成为可能。

收稿日期：2012-02-10；修回日期：2012-05-29
作者简介：陈宏(1966 -)，男，高级工程师，主要研究方向为船舶柴油机设计与制造技术。

本文以计算多体动力学理论为指导^[3]，在建立液压调速器三维实体模型的基础上建立其多刚体动力学模型，结合有限元分析技术，通过刚柔替换的方法建立调速系统刚柔混合多体动力学模型，之后构建其液机耦合系统并进行动力学特性分析。

1 基于多体动力学的液压调速器耦合模型的建立

1.1 多刚体实体模型的建立

液压调速器结构复杂、零件较多，对其进行物理建模是一项繁杂的任务，但能否准确、精确建模对计算结果有很大影响。本文基于计算多体动力学理论，以参数化控制的方式对调速器各个部件进行实体建模，特别是对其控制和执行元器件进行精确建模；利用三维建模与动力学分析软件之间的无缝接口软件传递模型数据信息。由于调速器结构复杂，在添加约束之前将没有相对运动的部件定义为一个刚体，从而减少了固定副的添加数量。刚体模型如图 1 所示，为了便于观察，将壳体进行半透明处理。

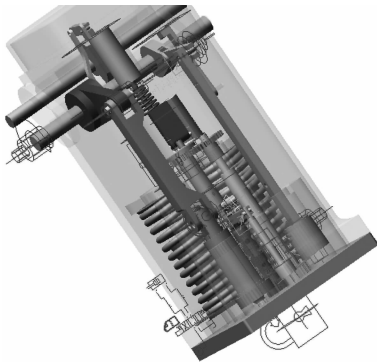


图 1 调速器多体系统模型

1.2 多刚体约束关系分析

调速系统一般由灵敏元件、执行元件以及调节元件组成；液压调速器结构复杂，基本上由速敏机构、液压伺服机构和液压补偿机构三部分组成。本文研究的调速器的速敏机构采用飞块弹簧组件；液压伺服机构由滑阀和动力活塞组成；液压补偿机构由反馈活塞、补偿活塞等组成。调速器各零部件间约束关系复杂，存在多个闭环控制，本文从自由度以及实际的约束关系出发，对各个运动部件进行分析，做了相应简化后抽象出其约束关系，如表 1 所示。

1.3 刚柔混合多体动力学模型的建立

在建立调速器多刚体系统模型的基础上，作者通过有限元分析方法，对调速系统中受力较大的部

件(文中选取动力活塞连杆)进行柔性化处理，以 MNF 的文件格式进行刚柔替换，从而实现调速系统的刚柔混合多体动力学模型的建立。考虑到六面体单元的优点，有限元网格划分时采用六面体单元，共划分 2115 个单元(如图 2 所示)。

表 1 刚体之间约束关系

刚体名称		约束关系
调速器壳体	转速输入传动轴	旋转副
滑阀	转速输入传动轴	圆柱副
滑阀	动力活塞	液压控制
动力活塞	调速器壳体	棱柱副
动力活塞	摇臂	旋转副
输出轴	摇臂	固定副
输出轴	大反馈活塞摇臂	固定副
大反馈活塞摇臂	大反馈活塞	旋转副
大反馈活塞	调速器壳体	棱柱副
大反馈活塞	小反馈活塞	液压油
小反馈活塞	调速器壳体	棱柱副
杠杆	调速弹簧导杆	点线副
调速弹簧导杆	调速弹簧大端	固定副
调速弹簧小端	齿筒杆	固定副
调速弹簧导杆	飞块(两个)	点面副
飞块(两个)	飞块座	旋转副
飞块座	传动轴	齿轮副
传动轴	转速输入传动轴	齿轮副

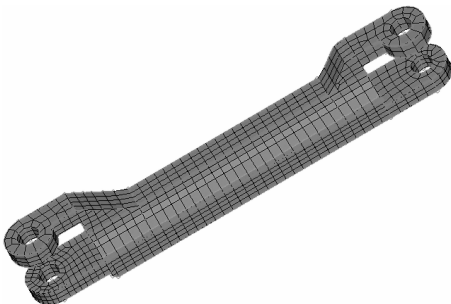


图 2 动力连杆的有限元模型

生成 MNF 文件时要添加多点约束，使得在刚柔替换时实现约束副正确替换。这种局部刚化的处理方法保证刚体和柔性体之间力、力矩、位移等的顺利传递，使得刚体与柔性体之间耦合的动力学方程能顺利求解。有限元分析时要考虑到后续刚柔替换时节点的位置。

1.4 液机耦合模型及控制系统的建立

由表 1 可知，其机械系统部分的约束关系较为复杂；液压系统与机械系统之间的耦合所关联的元件主要有滑阀、大反馈活塞和小反馈活塞，所以耦合系统的建立必须从所关联的元件入手。

本文以多体动力学分析软件为基础，结合其液

压模块建立其耦合模型。对于其控制系统来讲，滑阀在机械系统中其运动方式为单向运动，其位移的大小即控制压力油的流向和流量；在液压系统中由其功能可抽象为三位四通阀；液压和机械系统之间的直接耦合量为滑阀的位移大小；在多体动力学分析时通过多个 step 函数分段叠加实现滑阀位移的大小与液压油方向和流量的关联。对于其执行系统来讲，动力活塞在机械系统中通过单向运动带动输出轴转动从而调节油量；在液压系统中，其通过双液压缸来模拟，通过动力活塞下端一点与液压缸上一点建立力的关系，从而使得动力活塞在滑阀的控制下调节油量。对于反馈系统主要是通过输出轴到反馈活塞的一系列运动来实现。

柴油机组与液压调速器共同组成一个调速系统。当柴油机负荷不变处于稳定运行时，调速器飞块、导杆、滑阀和反馈活塞均在平衡位置，控制口由滑阀盖住，动力活塞和输出轴处于稳定状态。图 3 以柴油机负荷减小时为例，对整个液压耦合系统的各部件之间的运动行为进行说明。

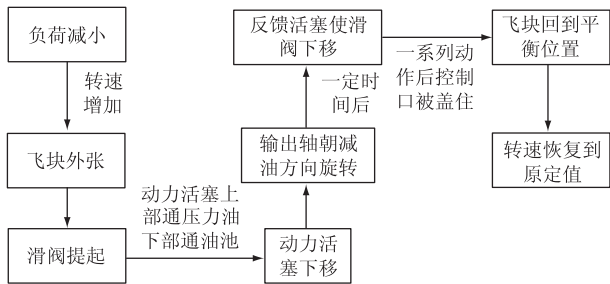


图 3 调速器工作原理流程图

2 初始条件及边界条件分析

对于数学模型来讲，其初始条件和边界条件可以由方程组和传递函数等来实现，其实现过程较为方便，但计算量较大；对于物理模型，其建模较为复杂，初始条件和边界条件的建立必须基于实际刚体的结构，添加较为困难，但其数字化建模、参数化控制等使得结构便于优化并且易于求解。

基于多体系统动力学的液压调速器其初始条件及边界条件较为繁杂，主要包括以下几点。(1)对于调速器来讲其主要通过油量的调节来改变输出功率，以至改变输出扭矩，从而稳定转速^[4]。本文中输出轴的转角和输出功率直接联系起来，又通过实时测量转速并通过功率和扭矩的计算关系式求得输出扭矩，其转角的变化即为输出扭矩的变化。将柴油机曲轴系简化为光轴，在其上分别添加输出扭矩和负载扭矩，这两个扭矩的平衡即表明转速稳

定。(2)对于调速器的速敏系统，其调速弹簧为塔型弹簧，为非线性弹簧，刚度是通过测量得到，并通过样条拟合曲线在多体动力学软件中实现。弹簧和飞块的平衡表现为转速的稳定，文中是通过调节塔型弹簧的预紧力来调节稳定转速的数值。(3)对于系统的初始条件，文中是通过多重 IF 函数来实现，首先使得输出扭矩和负荷扭矩的数值变化使得转速稳定在需要研究的数值，然后通过变负荷的方法来研究系统的相应特性。

3 耦合动力学特性分析

3.1 刚柔混合动力学模型强度分析

在模型合理建立以及初始边界条件正确添加的基础上对动力连杆的动态强度进行分析。额定工况时，由于动力活塞受力平衡，动力连杆基本不受力；只有在工况突变时，由于液压油的作用使得动力活塞带动动力连杆有较大的运动产生。本文以柴油机突降负荷这个动态过程为例，对动力连杆的强度进行分析。图 4 为动力活塞最大应力云图，最大值为 4.12 MPa；图 5 为动力连杆与动力活塞连接处的受力曲线。由图 4、5 可以发现：调速器工作时动力连杆的应力幅值并不是很大，在安全范围之内，但是由于液压油的反射压力以及控制系统的迟滞性导致其应力变化较快，会使动力活塞产生疲劳破坏的可能性增大。



图 4 动力连杆应力云图

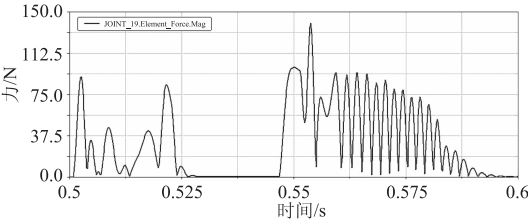


图 5 动力连杆与动力活塞连接处受力曲线

3.2 液机耦合动力学特性分析

调速系统和一般的自动控制系统一样，其基本技术性要求为稳定性和准确性；其评价参数主要有

不均匀度、不灵敏度等^[5]。对于数学模型和求解方法来讲，其可以直接控制传递函数以及动力学方程组系数进而研究调速器的评价参数^[6]，然而建立在数学模型上对调速器运行参数的评价并不一定能在调速器物理结构上实现。而本文的动力学分析是建立在物理结构模型基础上的，多体动力学模型的建立主要基于调速器的物理参数，故本文主要分析调速器工作过程的动态特性，其动态仿真过程更加接近实际。

通过对液压调速系统的耦合建模过程可以发现，从物理结构来讲，对调速系统性能的影响因素主要有：飞块的几何特征、调速弹簧的刚度特性、液压油工作压力、补偿系统的节流阀等。本文的补偿反馈系统做了一定的简化，主要通过反馈活塞和简单的线性函数来实现；其余系统与调速器实际结构基本一致，物理结构的正确性是保证传递函数正确性的前提。

调速器在工作过程中存在大量的非线性因素，例如调速塔型弹簧的刚度、飞块转速与惯性力之间的关系；整个杠杆的传递函数以及换向阀的工作等。每个因素对调速系统的性能都有相应的影响。本文以某型柴油机与调速器的匹配为研究对象，在建立液机耦合多体动力学模型的基础上，以柴油机额定工况时突减负荷为研究工况，对调速器的动态工作过程进行分析。

图6为柴油机额定工况(480 (r·min⁻¹), 8 826 kW)时, 负荷突卸时的输出扭矩及负载扭矩动态曲线(其中实线为负载扭矩曲线, 虚线为输出扭矩跟随曲线)。由图中可以发现: 当负荷突降时输出扭矩跟随突降, 但具有一定的迟滞作用, 从而在突降后产生振荡。图7为负荷突卸后瞬态转速波动曲线。可见当负荷突降时转速上升, 之后, 由于调速器的作用使得转速以一定的波动趋于稳定, 其瞬时调速率约为9.4%, 符合柴油机做推进主机的指标。多次试验发现: 稳定时间与瞬时调速率的大小与液压油的控制有很大关系, 即与控制油口的直径和位置相关; 另外, 转速稳定后其有小角度的波动, 与实测数值相比数值较小, 因为实际运行中转速波动由调速器、曲轴系变惯量系统以及曲轴系扭振等共同作用, 而文中所得的小波动主要与调速器的灵敏度和非线性因素有关。图8是调速过程中液压油压力变化曲线(虚线)与动力活塞受力曲线(实线)。由图中可以看出: 在调速过程中由于液压油反射波以及迟滞性导致油压及动力活塞受力有较大的波动, 与实际情况较为相符。

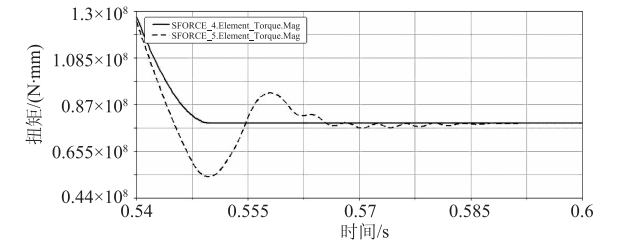


图6 输出扭矩随负载扭矩的跟随曲线

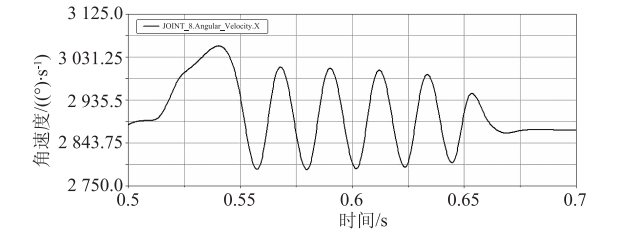


图7 负荷突卸时转速波动曲线

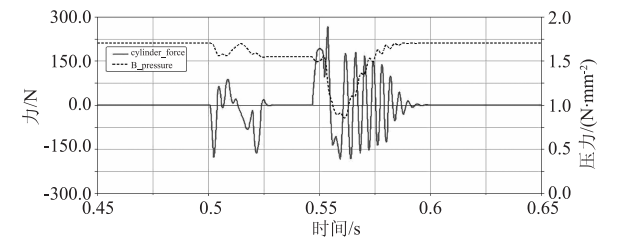


图8 液压油压力及动力活塞受力曲线

4 结 论

本文以计算多体系统动力学理论为指导，构建了调速系统刚柔混合动力学模型以及液压调速系统耦合模型并对其动力学特性进行分析。结果表明该建模方法可行并可靠，可为调速系统的国产化研究以及结构性能的改进提供参考。

文中的建模过程较为复杂，耗时较大，但模型的建立从结构上为系统特性的研究以及结构的优化奠定了基础。本文从液机耦合的物理层面较好地模拟了调速器的工作过程。与数学模型相比有以下特点：基于物理实体建模，人为因素影响较小，模型精度较高；直接对结构参数进行控制建模易于结构优化、形成可视化的动态分析过程；建模过程较为复杂，耗时大，但模型建成后自动生成微分-代数方程组进行求解；基于物理实体建模，结果可以以动画等方式输出，便于对整个调速过程的理解及后续的结构改进，并且可以得到模型中任意位置的力学特性，结果信息较为丰富。本文的模型还可以结合参数优化软件，对调速器的多结构参数同时进行分析，以实现性能优化。

(下转第 27 页)

表 6 优化前后机带泵流量和耗功参数

工况	高温淡水泵流量 /(m ³ ·h ⁻¹)		高温淡水泵压头 /m		高温淡水泵耗功 /kW		低温淡水泵流量 /(m ³ ·h ⁻¹)		低温淡水泵压头 /m		低温淡水泵耗功 /kW		
	优化前	优化后	优化后	优化前	优化后	优化前	优化后	优化前	优化后	优化前	优化后	优化前	优化后
25%	63.48	49.96	15	12	5.41	3.36	69.54	57.06	16	14	5.99	4.35	
50%	80.21	63.49	24	18	10.48	6.46	86.87	71.78	25	22	11.69	8.42	
75%	92.56	73.06	32	24	15.70	9.65	99.42	82.21	33	28	17.46	12.56	
90%	98.14	77.13	36	27	18.74	11.48	105.7	87.34	37	32	20.84	14.96	
100%	101.5	79.55	38	29	20.80	12.71	109.9	90.51	39	34	23.14	16.58	
110%	104.2	81.35	41	31	22.86	13.95	111.09	93.38	42	36	25.31	18.20	

从计算结果来看，原机冷却系统的配置在 25% 工况时，高温水出机温度较低为 62 ℃，不利于保证缸套和活塞的运动间隙，表面原机匹配的高温淡水泵流量偏大。

优化后，随着流量的减少，在各工况下高温水进出机、进出空冷器等温差更趋合理，高温水出机温度在 25% 工况时为 69 ℃，额定工况时控制在 83 ℃左右；中冷后的温度相对于优化前也明显降低，有利于保证柴油机的性能；海水出水温度在额定工况时控制在 44 ℃左右，满足实际要求。

另外，优化后机带淡水泵在各工况下流量和功率均减小，其中高温淡水泵流量减少约 21%，低温淡水泵减少约 28%；高温淡水泵耗功减少约 38% ~ 39%，低温淡水泵减少约 28%。优化后两台机带泵共可降低油耗情况如表 7 所示。

表 7 优化后两台机带泵可降低油耗数据

单位：(g·(kW·h) ⁻¹)						
工况	25%	50%	75%	90%	100%	110%
可降低油耗	0.77	0.68	0.66	0.68	0.68	0.70

(上接第 13 页)

参考文献

[1] J. B. Heywood. Internal combustion engines fundamentals [M]. New York: McGraw-Hill, 1988.

[2] 陈笃红,袁银南,朱磊,等. 柴油机数字电子调速器开发 [J]. 农业机械学报,2006,37(10):11-14.

[3] 洪嘉振. 计算多体系统动力学[M]. 北京:高等教育出版社,1999.

[4] 高浩鹏,黄映云. 柴油机动力学分析时转速边界条件施

5 结 论

综上所述，可得出如下结论。

(1) 本文形成的一维与三维 CFD 耦合仿真分析方法可方便快捷地进行船用柴油机冷却系统全工况运行条件下的性能预测和分析，为冷却系统设计和优化改进提供依据；同时也可指导对冷却系统的调节，具有一定的工程实际运用价值。

(2) 原机冷却系统匹配的高、低温机带淡水泵能力过大，导致耗功过多且在低负荷时出现过冷现象。优化后各参数匹配更加合理，在各工况下均较好地满足原机冷却要求，有效降低了机带泵的额外耗功及柴油机燃油消耗率。

参考文献

[1] 张金柱. 现代发动机冷却系统的发展趋势[J]. 山东内燃机,2005(3).

[2] 韩树,蔡锋,骆清国,等. 车用发动机冷却系统控制仿真研究综述[J]. 内燃机,2008(5).

加方法的改进与应用[J]. 小型内燃机与摩托车,2010,39(3):37-39,47.

[5] 刘永长. 内燃机原理[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2001.

[6] 宋百玲,李海涛. 柴油机电液复合式调速系统建模与仿真分析[J]. 小型内燃机与摩托车,2008,37(3):38-41.