

# 基于 AMESim 的柴-燃联合传动系统瞬态响应特性研究

宋少雷<sup>1</sup>, 马博昭<sup>2</sup>, 戴光昊<sup>2</sup>, 韩天尧<sup>2</sup>, 王梦琪<sup>2</sup>

(1. 海装沈阳局, 黑龙江 哈尔滨 150028; 2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

**摘要:** 柴燃联合传动系统结构复杂、负载工况多变, 在工况切换过程中存在明显的瞬态冲击情况, 容易影响传动系统的长期稳定运行。为此, 基于 AMESim 平台对柴燃联合传动系统中齿轮、轴系等传动元件以及同步自动离合器、摩擦离合器等工况切换执行元件进行了零件级的动力学建模, 并在模型中考虑了摩擦、碰撞等非线性因素, 计算传动系统在工况切换的瞬态过程中齿轮系统转速、扭矩等参数的波动情况, 分析系统发生转速、扭矩波动的机理, 在此基础上优化离合器相关参数以减小齿轮系统在接合瞬态过程中的响应波动。系统仿真结果表明: 自动同步离合器接合时, 由于棘轮棘爪机构碰撞以及螺旋同步机构扭矩瞬态变化导致传动系统出现扭矩波动, 燃气轮机工况下传动系统最大扭矩波动达到 56 040 N·m; 摩擦离合器接合时, 在同步瞬间离合器后端加速度迅速降到零, 在转动惯量作用下产生扭矩波动, 最大扭矩波动达到 74 300 N·m; 为控制扭矩波动, 通过优化同步自动离合器螺旋同步机构导程角将一级输入齿轮扭矩冲击降低 37.2%, 通过控制摩擦离合器液压缸油压加载曲线将水泵输入增速齿轮扭矩冲击降低 24.4%, 有效提高了柴-燃联合传动系统运行平稳性。

**关键词:** 柴燃联合传动; 同步自动离合器; 摩擦离合器; 动力学仿真

中图分类号: U664.16

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2026.02.018

[引用本文格式] 宋少雷, 马博昭, 戴光昊, 韩天尧, 王梦琪. 基于 AMESim 的柴-燃联合传动系统瞬态响应特性研究[J]. 热能动力工程, 2026, 41(2): 163-172. SONG Shaolei, MA Bozhao, DAI Guanghao, HAN Tianyao, WANG Mengqi. Transient response characteristics analysis of CODAG transmission system based on AMESim[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2026, 41(2): 163-172.

## Transient Response Characteristics Analysis of CODAG Transmission System based on AMESim

SONG Shaolei<sup>1</sup>, MA Bozhao<sup>2</sup>, DAI Guanghao<sup>2</sup>, HAN Tianyao<sup>2</sup>, WANG Mengqi<sup>2</sup>

(1. Shenyang Military Representative Bureau of Navy Equipment Department, Harbin, China, Post Code: 150028;

2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

**Abstract:** The structure of combined diesel and gas (CODAG) transmission system is complicated and the load conditions are varied, and there is obvious transient impact in the process of working condition switching, which is easy to affect the long-term stable operation of the transmission system. Therefore, based on the AMESim platform, the research was conducted on component-level dynamic modeling of transmission components such as gears, shaft systems, as well as condition switching execution components such as synchronized-self-shift (SSS) clutches and friction clutches in the CODAG transmission system. Nonlinear factors such as friction and collision were considered in the model. The fluctuations of parameters such as the rotational speed and torque of the gear system during the transient process of condition switching were calculated, and the mechanism of rotational speed and torque fluctuations in the

system was analyzed. On this basis, the parameters of the clutch were optimized to reduce the response fluctuations of the gear system during the transient engagement process. The simulation results of the system show that when the SSS clutch engages, due to the collision of the ratchet and pawl mechanism and the transient change of the torque of the helical synchronizing mechanism, the transmission system experiences torque fluctuations, and the maximum torque fluctuation of transmission system under the gas turbine operating condition reaches 56 040 N·m. When the friction clutch engages, the acceleration at the rear end of the clutch rapidly drops to zero at the moment of synchronization, and torque fluctuations occur due to the effect of the moment of inertia, with the maximum torque fluctuation reaching 74 300 N·m. To control the torque fluctuations, by optimizing the lead angle of the helical synchronous mechanism of the SSS clutch, the torque impact of the first stage input gear of is reduced by 37.2% , and by controlling the hydraulic cylinder oil pressure loading curve of the friction clutch, the torque impact of the input speed-increasing gear of the water pump is reduced by 24.4% , effectively improving the operational stability of the CODAG transmission system.

**Key words:** CODAG; SSS clutch; friction clutch; dynamic simulation

## 引 言

柴-燃联合传动形式是中大型水面船舶的主要推进形式之一,船舶在低速巡航工况下由柴油机单独驱动,高速工况下切换至燃气轮机驱动,这种传动形式在保证经济性的同时也使船舶具备了较高的机动性能<sup>[1]</sup>。柴-燃联合传动形式传动系统主要由自动同步离合器、二级传动齿轮等核心部件构成,基于自动同步离合器可随转速差自动脱开与接合的特性实现工作模式切换<sup>[2]</sup>。由于这种传动结构较为复杂,在不同工况下切换时,系统将表现出冲击、振荡等一系列复杂的动态响应<sup>[3]</sup>,而且为了满足某些功能需求,还会在系统中增加其他负载,多种复杂负载会给系统运行带来更多瞬态冲击,影响系统运行稳定性<sup>[4]</sup>。

目前已有众多学者对此开展了相关研究。姚黎明<sup>[5]</sup>采用准静态法求解传动系统的数学模型,对转速、功率等基本运行参数进行仿真分析。肖民等人<sup>[6]</sup>建立了考虑内部结构作用的同步自动离合器仿真模型,并通过试验验证了模型中传动元件、阻尼元件的建模准确性<sup>[7]</sup>。陈宇<sup>[8]</sup>通过建立柴-燃联合传动系统简化模型得到冲击响应特性,重点分析了湿式摩擦离合器接合特性,但模型中未考虑同步自动离合器接合时的非线性因素。刘强<sup>[9]</sup>基于集中质量法建立了传动系统动力学模型,求解了高、低速摩擦离合器工况切换时的冲击响应。曹安港<sup>[10]</sup>

利用仿真软件构建了传动系统动力学仿真模型与控制模型,简化了齿轮系统的啮合特性。

现有相关研究中,对于柴燃联合传动系统中同步自动离合器、摩擦离合器的动力学建模精细程度普遍不够,其中部分关键部件由于模型简化缺失了动力学特性,且对非线性因素考虑较少。为深入了解并掌握柴-燃联合传动系统复杂负载工况切换运行的动态特性,本研究在以往研究基础上,通过零件级建模充分考虑各关键部件元件的动力学特性以及零件间摩擦、碰撞等非线性因素<sup>[11]</sup>,求解工况切换过程中转速、扭矩及轮齿啮合力的波动情况,为柴-燃联合传动系统的稳定运行提供有效指导。

## 1 柴-燃联合传动系统结构

以设有复杂负载的某型柴-燃联合齿轮传动系统作为研究对象进行不同工况切换运行过程中的瞬态响应特性研究。

传动系统的结构如图 1 所示,主要包含同步自动离合器、摩擦离合器以及柴油机输入与燃气轮机输入一、二级输入、输出齿轮对。在柴油机工况下,柴油机通过同步自动离合器与一级输入齿轮接合,在带动一级输出齿轮的同时也带动燃气轮机侧一级输入齿轮,此时燃气轮机侧同步自动离合器的输出端转速大于燃气轮机转速,自动脱开,负载最后经过二级齿轮输出。输出负载包括推进负载以及水泵负载,其中其他负载通过摩擦离合器接合进行加载。

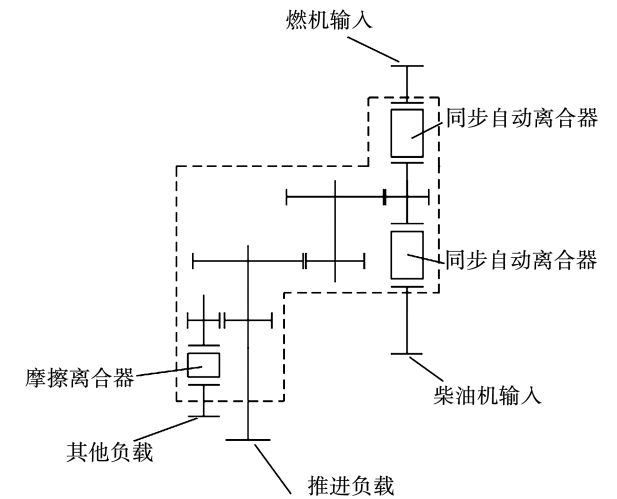


图 1 柴 – 燃联合传动系统结构

Fig. 1 Schematic diagram of CODAG transmission system structure

燃气轮机工况下传动系统的运行情况与柴油机工况同理。当柴油机工况向燃气轮机工况切换时,燃气轮机输入转速升高,柴油机侧同步自动离合器的输出端转速也随之升高并高于柴油机的转速而自动脱开。各工况具体参数见表 1。

表 1 运行工况参数		
Tab. 1 Parameters of operating condition		
参 数	柴油机	燃气轮机
柴油机转速输入/( $r \cdot \min^{-1}$ )	1 000	0
燃气轮机转速输入/( $r \cdot \min^{-1}$ )	0	2 000
达到额定转速的时间/s	15	12
其他负载/kW	900	900
推进负载/kW	1 000	2 000

2 传动系统仿真模型

传动系统的仿真模型主要由齿轮传动部套、摩擦离合器、同步自动离合器以及信号控制元件组成。齿轮传动及信号控制元件利用 AMESim 软件库中元件建模。摩擦离合器、同步自动离合器根据其功能进行建模。采用龙格 – 库塔数值积分方法对模型进行显式求解,步长设置为 0.05 s,相对误差为 0.1%。

摩擦离合器仿真模型如图 2 所示。由图 2 可知,当离合器开始工作时,首先液压油缸接收到油压曲线的压力,从而推动液压油缸活塞产生推力作用到离合器作动执行机构,当克服弹簧预紧力之后,推

动摩擦盘接合,在接合的初始瞬间产生较大的冲击力。随着摩擦片缓慢接合,从动盘转速缓慢上升,同时将传输扭矩、负载传递给主动端,从而施加到输入轴的反馈力矩也随之增大。

仿真过程中利用摩擦片模块建立摩擦离合器模型,设置摩擦片和对偶片的直径以及摩擦副的动静摩擦系数,并在主动和从动端添加相应转动惯量做为边界条件。设置液压缸直径以及油压曲线做为驱动条件。作动机构包括平动副、限位与复位弹簧,需要设定平动副摩擦系数、限位距离、复位弹簧刚度等主要参数。

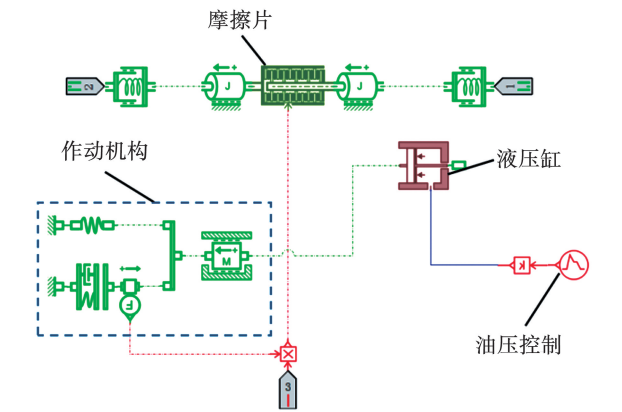


图 2 摩擦离合器仿真模型

Fig. 2 Simulation model of friction clutch

摩擦离合器的接合速度和扭矩冲击很大程度上取决于油缸压力曲线的控制输入。同时整个系统的阻尼特性对离合器的冲击起到缓冲作用,通过适当增加弹性元件的阻尼可降低摩擦离合器抖动。

同步自动离合器主要通过螺旋同步机构与棘轮机构实现其随转速差的接合与脱开,其仿真模型如图 3 所示。

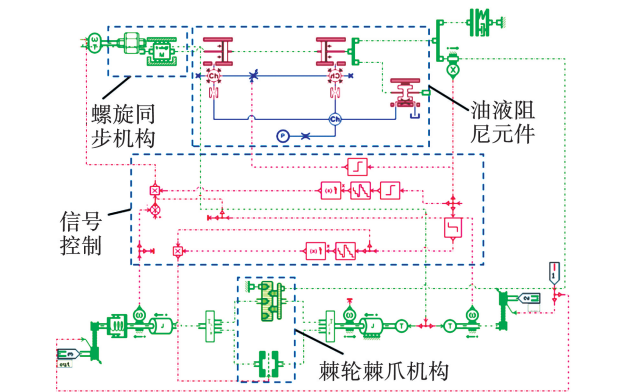


图 3 同步自动离合器仿真模型

Fig. 3 Simulation model of SSS clutch

模型中各主要组成部分工作原理及模型设置为:

(1) 内圈和外圈螺旋花键,二者的工作原理与螺栓、螺母相同,所以由螺栓元件模块来实现螺旋花键的建模。外圈花键运动位移达到 0.03 m 时,内外圈螺旋花键接触,接触后外圈花键推动内圈花键向前运动 0.02 m,此时达到位移上限,内、外圈螺旋花键均停止运动。通过相对运动元件模块内外花键建模。内、外螺旋花键螺旋副需设定导程角与摩擦系数,用于计算相对运动时产生的轴向力以及摩擦力。

(2) 外螺旋花键设有棘爪,当输入件转速高于输出件转速时,棘爪可使输入件与中间件实现连接。输入件与中间件的连接与否由螺旋花键的位移决定,当位移达在 0 ~ 0.025 m 时低速棘轮工作,即到达棘爪与棘轮可以结合的位置时,实现二者的接合。棘轮棘爪机构通过组合离合器元件与同步齿元件建模,设置同步齿元件的齿数、齿形以及接触刚度和阻尼等主要参数。

(3) 信号处理部分主要作用是确认减速差,确认中间件及内、外花键的位移。包含乘法元件、减法元件、过滤元件等信号元件。

(4) 油液阻尼元件的作用是在同步自动离合器工作时利用油液产生的阻尼缓冲瞬态冲击<sup>[12]</sup>。因此需要根据实际结构设置油液阻尼元件,其主要由液压油、油缸组成。建模时以螺旋同步机构、棘轮棘爪机构的输出位移作为推动油缸运动产生油压的输入,再通过溢流阀动作指令调控油压大小,实现油液的阻尼效果。

将搭建好的摩擦离合器与同步自动离合器模型封装为超级元件,在传动系统相应位置与齿轮传动部分进行组装。通过输入信号控制柴-燃输入转速,以及摩擦离合器的接合/脱开动作,以模拟各工况的切换。整体传动系统仿真模型如图 4 所示,图中,元件 1 和 1' 分别为柴油机和燃气轮机一级输入齿轮,2 和 2' 分别为柴油机和燃气轮机一级输出齿轮,3 和 3' 分别为柴油机和燃气轮机二级输入齿轮,4 为二级输出齿轮,5 和 6 分别为水泵输入输出齿轮对,7 和 8 分别为水泵增速输入、输出齿轮对。

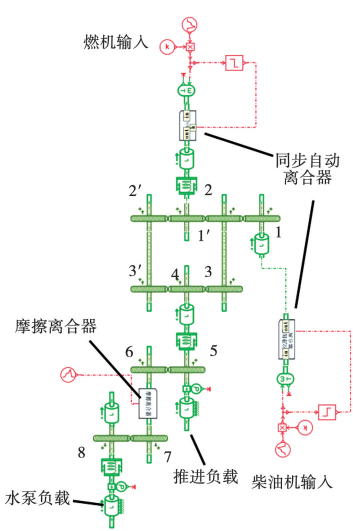


图 4 传动系统仿真模型

Fig. 4 Simulation model of transmission system

3 柴油机工况瞬态响应特性分析

3.1 柴油机工况传动系统瞬态特性分析

基于 AMESim 柴-燃联合传动系统仿真模型,利用数值积分计算方法对柴油机工况加载过程中的传动系统动力学特性进行计算与分析。初始时刻,齿轮传动部分各轴转速均为零,运行时间  $t > 0$  s 后,柴油机转速开始升高,自动同步离合器开始接合,同时推进负载功率随转速升高逐渐增加至 15 00 kW。当运行时间  $t > 25$  s 时,摩擦离合器在液压缸的推动下开始接合,水泵负载随转速升高逐渐增加至 800 kW。

图 5 为柴油机同步自动离合器转速曲线。

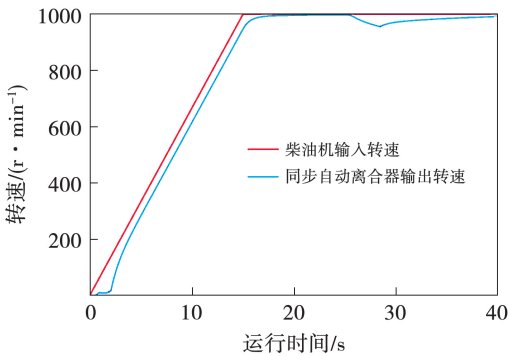


图 5 柴油机同步自动离合器转速曲线

Fig. 5 Speed curve of diesel engine SSS clutch

从柴油机自动同步离合器主动端与从动端转速变化可以看出,在启动初期,同步自动离合器从动端随柴油机输入转速的升高而逐渐上升,且落后主动端。主动端在 1.5 s 时达到额定转速 1 000 r/min,从动端在 17.5 s 时达到稳定状态。

摩擦离合器启动 25 s 后,其他负载之前的齿轮系由于负载扭矩的增加,系统的转速有一个下降过程。从动端转速相较于输入端最大下降了 50 r/min,其他负载功率达到最大后系统转速逐渐恢复到摩擦离合器接合前的水平。

图 6 为二级输出端大齿轮转速、扭矩及啮合力曲线。

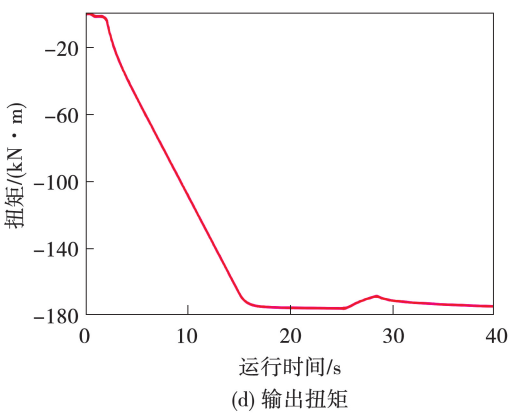


图 6 二级输出大齿轮转速、扭矩及啮合力曲线  
Fig.6 Speed, torque and meshing force curves  
of secondary output gear

从图 6 转速、啮合力及扭矩曲线可看出,在自动同步离合器接合以及摩擦离合器接合阶段表现出冲击、振荡等复杂瞬态特性。

3.2 自动同步离合器接合阶段瞬态响应分析

在自动同步离合器接合初始阶段,由于棘轮棘爪机构的接触冲击以及螺旋同步机构在同步瞬间输入、输出扭矩差所带来的扭矩冲击,导致传动系统发生一定的扭矩波动。图 7 为柴油机工况齿轮系初始阶段扭矩曲线。在初始的 2 s 时间内,齿轮系扭矩出现多次的波动,在 1.8 s 时出现较明显的扭矩冲击现象。根据表 2,冲击扭矩波动最大的是二级输入大齿轮,其波动范围为 -19 100 N·m 到 3 750 N·m,该齿轮在齿轮系中转速最低,承受扭矩及其冲击波动也最大,最大波动幅值为 22 850 N·m。

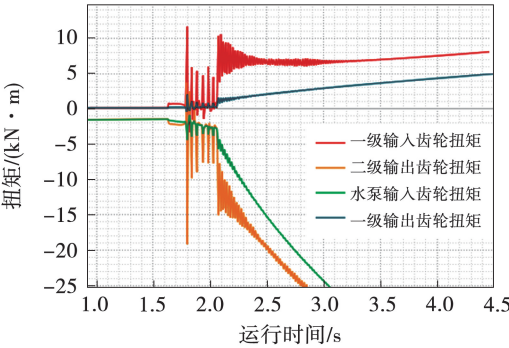
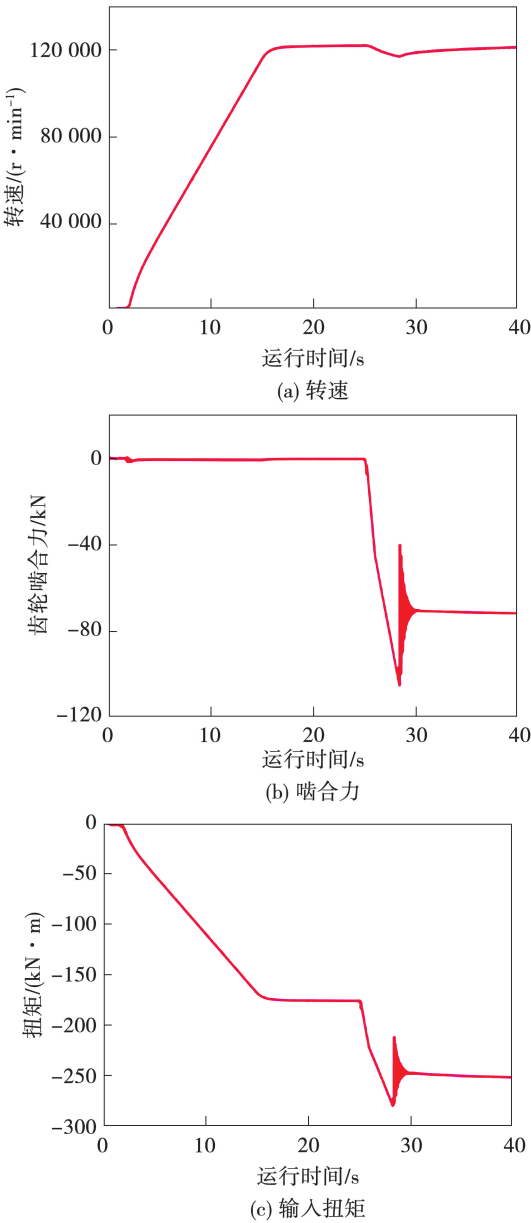


图 7 柴油机工况齿轮系初始阶段扭矩曲线  
Fig.7 Gear train torque curve at initial stage under  
diesel engine operating condition

表 2 初始阶段齿轮系扭矩波动

Tab.2 Gear train torque fluctuation at initial stage

齿轮系	扭矩波动范围/ $\text{N}\cdot\text{m}$	波动幅值/ $\text{N}\cdot\text{m}$
一级输入齿轮	-3 240 ~ 11 600	14 840
一级输出齿轮	-400 ~ 2 000	2 400
二级输入大齿轮	-19 100 ~ 3750	22 850
水泵输入大齿轮	-4 350 ~ -880	5 230

3.3 摩擦离合器接合阶段瞬态响应分析

由图 6(b) 和 (d) 可知,摩擦离合器开始接合时,齿轮系啮合力与输出扭矩在摩擦离合器的突然带动下出现轻微波动,随后扭矩随其他负载的增大而逐渐增加。在完成同步接合瞬间,齿轮系的扭矩发生明显冲击,出现往复波动,随后扭矩波动逐渐减小,最终达到稳定。摩擦离合器完成同步时产生较大冲击的主要原因为,传动系统在升速过程中离合器后端受到的摩擦片驱动扭矩始终大于负载扭矩,离合器后端保持加速状态,在转速同步的瞬间,摩擦离合器从滑动摩擦状态转为静摩擦状态,摩擦离合器后端的加速度迅速降到零,在惯量作用下系统出现明显扭矩波动。

摩擦离合器接合过程的瞬态响应特性主要取决于对摩擦片压紧力的控制,因此需要结合摩擦片液压油缸的作动过程展开分析。图 8 为液压油缸压力曲线。在图 8 所示的油压设定曲线下,离合器在第 25 s 开始接触,油缸压力开始上升。

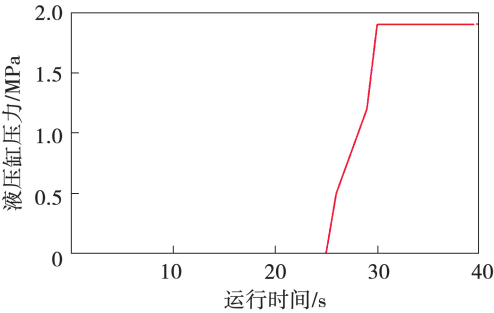


图 8 液压油缸压力曲线

Fig.8 Pressure curve of hydraulic cylinder

图 9 所示为摩擦离合器过程转速曲线。由图 9 可见,摩擦离合器在 28.5 s 完成转速同步,接合时间约为 3.5 s,此时的油缸压力为 1.9 MPa。

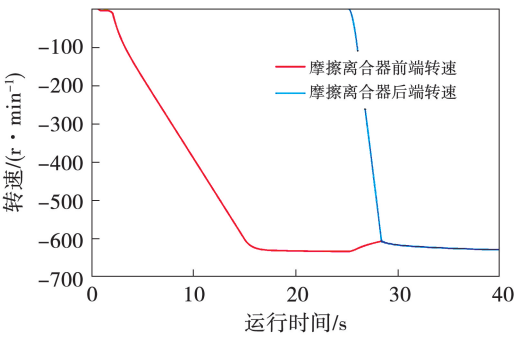


图 9 摩擦离合器接合过程转速曲线

Fig.9 Speed curve during friction clutch engaging process

从图 10 所示的离合器反馈力矩曲线可以看出,在摩擦离合器开始接触和完成同步的瞬间都存在一定的扭矩冲击。在接合瞬间扭矩冲击幅值为 2 360  $\text{N}\cdot\text{m}$ ,完全同步时扭矩最大达到 21 900  $\text{N}\cdot\text{m}$ 。扭矩波动 13 800  $\text{N}\cdot\text{m}$ 。

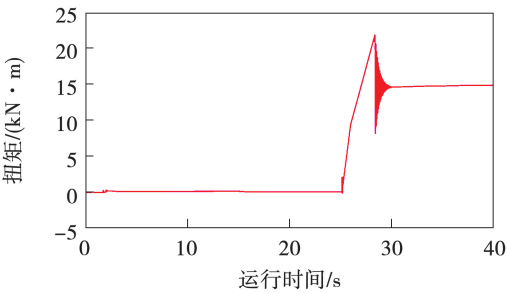


图 10 摩擦离合器反馈力矩曲线

Fig.10 Friction clutch feedback torque curve

图 11 为摩擦离合器接合阶段齿轮系扭矩曲线。

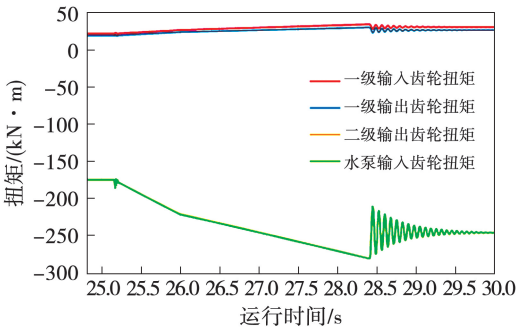


图 11 摩擦离合器接合阶段齿轮系扭矩曲线

Fig.11 Torque curve of gear train during friction clutch engagement

根据图 11 齿轮系扭矩曲线,在转速同步瞬间扭矩发生剧烈波动,齿轮系各部分的扭矩波动情况见表 3。由于二级输出大齿轮处于水泵负载上游,直接受到扭矩冲击的影响,所以在齿轮系中扭矩波动最大,扭矩最大达到  $-282\,400\text{ N}\cdot\text{m}$ 。扭矩波动  $71\,200\text{ N}\cdot\text{m}$ 。

表 3 摩擦离合器接合阶段齿轮系扭矩波动

Tab.3 Gear train torque fluctuation during friction clutch engagement

齿轮系	扭矩波动范围/( $\text{N}\cdot\text{m}$ )	波动幅值/( $\text{N}\cdot\text{m}$ )
一级输入齿轮	27 500 ~ 34 000	6 500
一级输出齿轮	22 500 ~ 29 800	7 300
二级输入大齿轮	-282 000 ~ -212 800	69 200
水泵输入大齿轮	-282 400 ~ -211 200	71 200

4 燃气轮机工况瞬态响应特性分析

4.1 燃气轮机工况传动系统瞬态特性分析

燃气轮机工况加载过程与柴油机工况一致,具体工况参数见前文表 1。

图 12 为燃气轮机自动同步离合器主动端与从动端转速变化曲线。由图可知,接合初始阶段离合器从动端经过 0.6 s 转速开始上升,在 17 s 从动端转速达到燃气轮机输入端转速,实现同步。25 s 后摩擦离合器开始启动,在离合器接合过程中燃气轮机自动同步离合器从动端的转速基本保持稳定。

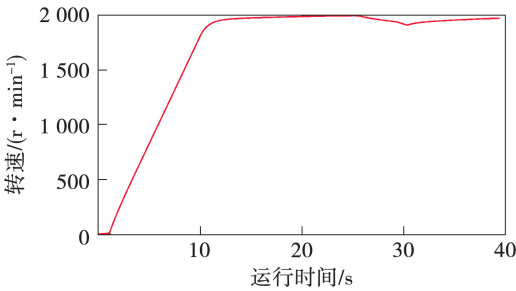


图 12 燃气轮机同步自动离合器转速曲线

Fig.12 Speed curve of gas turbine SSS clutch

图 13 为燃气轮机工况齿轮系转速曲线。从齿轮系转速变化可知,在启动初期,齿轮系转速逐渐上升,大约在 13.2 s 时各齿轮系均达到稳定状态。在

25 s 时,根据图 8 摩擦离合器液压油缸压力曲线,摩擦片接合,摩擦离合器开始启动,水泵齿轮转速逐步上升,在 29.5 s 时水泵齿轮转速达到稳定状态,实现摩擦离合器主动端与从动端速度同步。

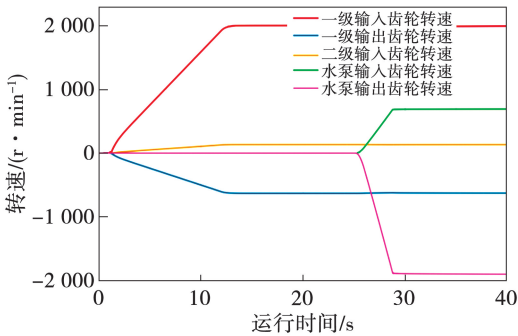


图 13 燃气轮机工况齿轮系转速曲线

Fig.13 Speed curve of gear train under gas turbine operating condition

4.2 燃气轮机工况齿轮系瞬态响应分析

图 14 为燃气轮机工况齿轮系扭矩曲线。

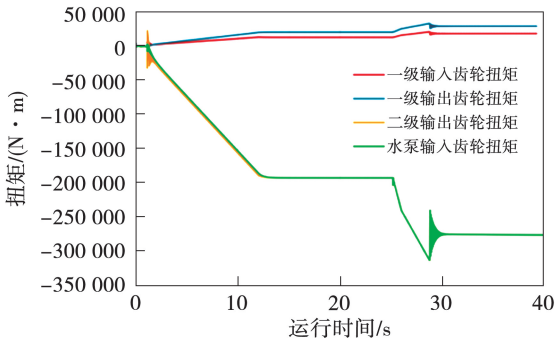


图 14 燃气轮机工况齿轮系扭矩曲线

Fig.14 Torque curve of gear train under gas turbine operating condition

从图 14 中看出,在自动同步离合器开始接合初期的 1 s 时间内,齿轮系存在一个扭矩波峰,其中二级输入大齿轮波动幅值最大,达到  $56\,040\text{ N}\cdot\text{m}$ ,明显高于柴油机工况的最大扭矩波动值,这是由于燃气轮机工况下系统转速上升速度更快,负载扭矩的变化更大,棘轮棘爪机构的接触冲击以及螺旋同步机构受到输入、输出扭矩差所带来的扭矩冲击也更大。随后扭矩开始随负载增加而逐渐上升,直至达到稳定状态。燃气轮机工况自动同步离合器结合过程中齿轮系扭矩波动情况见表 4。

表 4 初始阶段齿轮系扭矩波动

Tab.4 Gear train torque fluctuation at initial stage

齿轮系	扭矩波动范围/N·m	波动幅值/N·m
一级输入齿轮	-5 040 ~ 6 600	11 640
一级输出齿轮	-2 450 ~ 3 480	5 930
二级输入大齿轮	-32 920 ~ 23 120	56 040
水泵输入大齿轮	-8 500 ~ 3 450	11 950

摩擦片离合器接合阶段燃气轮机工况与柴油机工况的瞬态响应特性相似,在接触和完成同步的瞬间均出现了明显扭矩波动。根据表 5 可知,二级输出大齿轮受水泵负载的影响扭矩波动最大,达到 74 300 N·m。由于燃气轮机工况相较柴油机工况转速更高,在摩擦离合器相同压紧力下齿轮系表现出更大的扭矩波动。

表 5 摩擦离合器接合阶段齿轮系扭矩波动

Tab.5 Gear train torque fluctuation during friction

clutch engagement		
齿轮系	扭矩波动范围/N·m	波动幅值/N·m
一级输入齿轮	16 100 ~ 20 910	4 810
一级输出齿轮	25 400 ~ 33 200	7 800
二级输入大齿轮	-313 900 ~ -240 350	73 550
水泵输入大齿轮	-314 000 ~ -239 700	74 300

5 柴 - 燃联合传动系统瞬态响应优化

5.1 同步自动离合器瞬态响应优化

同步自动离合器接合过程的瞬态冲击响应主要来自于棘轮、棘爪接触瞬间的冲击响应以及螺旋同步机构同步瞬间的冲击响应。根据同步自动离合器的工作原理,减小螺旋同步机构的导程角能够降低瞬态冲击;其一,导程角越小,输出部分的阻力矩越小,输入侧棘爪带动输出侧棘轮所产生的冲击更小;其二,导程角减小后螺旋同步所需时间增加,螺旋副轴向运动速度减小,同时受到轴向油液阻尼力减小,由此产生的摩擦加速力矩更小,因而同步时的冲击响应也更小。

因此,通过改变螺旋同步机构导程角大小对瞬态响应进行优化,以实现减小燃气轮机工况中一级输入齿轮冲击扭矩波动的优化目标,不同导程角下的一级输入齿轮扭矩对比曲线,如图 15 所示。由图

15 可见,导程角减小后扭矩波动幅值由 11 860 N·m 降至 7 450 N·m,同步自动离合器接合冲击响应明显降低,从扭矩对比曲线可知,螺旋同步所需时间从 1.1 s 增加至 1.2 s,首次冲击及后续冲击扭矩均有所减小。

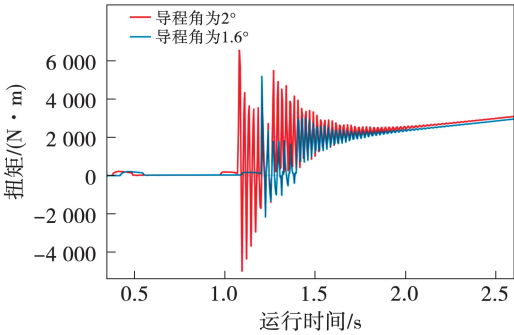


图 15 一级输入齿轮扭矩对比曲线

Fig.15 Torque comparison curve of primary input gear

5.2 摩擦离合器瞬态响应优化

摩擦离合器接合过程中的主要冲击响应发生在摩擦离合器完成同步的瞬间,为降低冲击响应,需要控制升速阶段驱动扭矩的大小,以减小同步瞬间与负载扭矩之间的差值。通过调节摩擦离合器液压缸的油压曲线可以调整摩擦片压紧力,从而控制升速时的驱动扭矩。以减小燃气轮机工况中摩擦离合器后端水泵输入增速齿轮扭矩波动为优化目标,通过调节油压曲线对系统瞬态响应进行优化。图 16 为液压缸油压对比曲线,图 17 为水泵增速输入齿轮扭矩对比曲线。

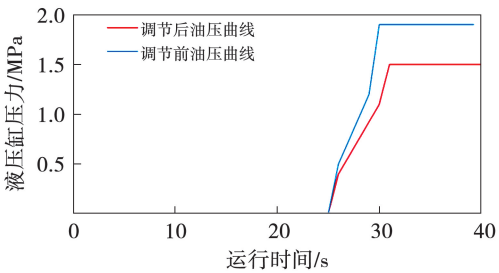


图 16 液压缸油压对比曲线

Fig.16 Hydraulic cylinder oil pressure comparison curve

由图 16 和图 17 可知,调节液压缸油压曲线后,摩擦加速力矩减小 31.6%,水泵输入增速齿轮的扭矩波动幅值由 12 900 N·m 降至 9 750 N·m,减低了 24.4%,符合理论预期,有效减小了摩擦离合器接合

过程中的瞬态响应。

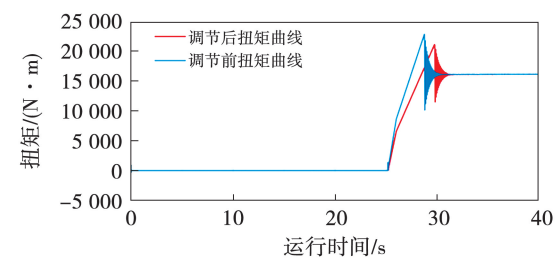


图 17 水泵增速输入齿轮扭矩对比曲线

Fig. 17 Torque comparison curve of water pump speed-increasing input gear

根据以上优化分析可知,减小柴 - 燃联合传动系统瞬态响应的关键在于降低离合器接合时产生的冲击。对于同步自动离合器,减小其螺旋同步机构导程角会增大同步的时间,同步时的冲击加速度会减小,所带来的棘轮棘爪等瞬态冲击响应也将减小,带来系统运行稳定性提升,但一定程度上会减小同步自动离合器的响应速度;对于摩擦离合器,通过控制油压的加载曲线,尽量在转速同步前将被接合端的角加速度减小到零,能够避免转速同步瞬间离合器两端角加速度发生突变所导致的瞬态冲击,提高摩擦离合器耐用性,但必然也会增加离合器接合所需的时间,因此还应结合工程实际需求进行优化设计。

6 结 论

- (1) 在自动同步离合器接合阶段,由于棘轮棘爪机构碰撞以及螺旋同步机构扭矩瞬态变化,传动系统表现出较大扭矩波动。柴油机工况与燃气轮机工况最大扭矩波动分别为 22 850 N·m 与 56 040 N·m,燃气轮机工况由于其转速与负载扭矩变化更大,产生的扭矩波动更大。
- (2) 在摩擦离合器接合阶段,在接触和完成同步的瞬间均出现了明显的扭矩波动,且传动系统的转速存在小幅下降。完成接合后传动系统扭矩表现出振荡波动,燃气轮机工况由于转速更高,冲击响应大于柴油机工况,柴油机工况与燃气轮机工况最大扭矩波动分别为 71 200 N·m 与 74 300 N·m。
- (3) 通过减小螺旋同步机构导程角将同步自动

离合器接合初期的扭矩波动幅值降低了 37.2%;通过调节液压缸油压曲线将摩擦离合器同步时的扭矩波动降低了 24.4%,有效提高了传动系统工况切换时的运行平稳性。

参考文献:

[1] 张会生,翁史烈,刘永文,等.舰船动力装置传动系统动态仿真研究[J].系统仿真学报,2005,17(2):504-506.  
ZHANG Huisheng, WENG Shilie, LIU Yongwen, et al. Dynamic simulation on power transmission system of ship[J]. Journal of System Simulation, 2005, 17(2): 504-506.

[2] 毛欢,马捷.基于 AMESim 的双机并车仿真研究[J].船海工程,2012,41(2):105-108.  
MAO Huan, MA Jie. Simulation research on twin-engine incorporation based on AMESim[J]. Ship & Ocean engineering, 2012, 41(2): 105-108.

[3] 王志涛,于海超.柴-燃联合动力装置稳态工作特性仿真研究[J].船舶工程,2021,43(S1):223-227.  
WANG Zhitao, YU Haichao. Simulation research on steady-state operating characteristics of CODAG power plant[J]. Ship Engineering, 2021, 43(S1): 223-227.

[4] 张琪.基于 AMESim 的装载机变速箱换挡性能研究[D].吉林:吉林大学,2012.  
ZHANG Qi. Research on shift performance for transmission based on AMESim of loaders[D]. Jilin: Jilin University, 2012.

[5] 姚黎明.船舶柴-燃联合主动力推进装置及其控制系统的建模与仿真研究[D].大连:大连海事大学,2008.  
YAO Liming. The study of modeling and simulation for marine main combined powered plant of diesel or gas turbine and its control system[D]. Dalian: Dalian Maritime University, 2008.

[6] 肖民,施佳君,张玮.基于 AMESim 的燃燃联合动力装置并车仿真研究[J].船舶工程,2015,37(7):26-29.  
XIAO Min, SHI Jiajun, ZHANG Wei. Simulation study of COGAG power plant paralleling process based on AMESim[J]. Ship Engineering, 2015, 37(7): 26-29.

[7] 肖民,吴启泉.基于 AMESim 的 SSS 离合器的建模与仿真[J].机电工程,2013,30(3):288-291.  
XIAO Min, WU Qiquan. Modeling and simulation of SSS clutch based on AMESim[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2013, 30(3): 288-291.

[8] 陈宇.柴燃联合动力传动系统冲击特性研究与仿真[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2016.  
CHEN Yu. Research and simulation of CODAG Jerk's characteristics[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2016.

[9] 刘强.柴燃联合动力传动装置运行切换冲击仿真研究[D].北京:中国舰船研究院,2018.

LIU Qiang. Study of simulation on switching impact of CODAD transmission. [D]. Beijing:China Ship Research and Development Academy,2018.

[10] 曹安尧. 柴-燃联合动力并车系统冲击及频响特性仿真分析 [D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2014.

CAO Angang. Impact and frequency simulation analysis of combined diesel and gas power joint system [D]. Harbin:Harbin Engineering University,2014.

[11] 周 晓,马秋成,等. 大功率自动同步离合器棘轮棘爪碰撞过程仿真分析 [J]. 机械科学与技术,2015,34(6):836-839.

ZHOU Xiao,MA Qiucheng,et al. Simulation analysis of ratchet and pawl collision process in high-power synchronous-self-shifting clutch [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering,2015,34(6):836-839.

[12] 高天顺. 船舶自动同步离合器特性分析及优化设计 [D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2022.

GAO Tianshun. Characteristics analysis and optimization design of ship synchronous-self-shifting clutch [D]. Harbin:Harbin Engineering University,2022.

(姜雪梅 编辑)

(上接第 139 页)

[14] ANTONIN B,JAN J,JINDRICH L. Rotor thermal stress monitoring in steam turbines [J]. Journal of Physics:Conference Series, 2015,659(1):012044.

[15] 王 行. 大型调峰机组热态启动最佳温升率的确定研究 [D]. 吉林:东北电力大学,2015.

WANG Hang. Study on determination of the optimum temperature rising rate for hot startup of large thermal power units [D]. Jilin:Northeast Electric Power University,2015.

[16] ZHAO T X ,HE Q,DU M D. Thermal stress analysis of rotor of ultra supercritical steam turbine [J]. Applied Mechanics and Materials,2014,2963(494/495):529-532.

[17] 黄柳燕. 汽轮机转子热应力及疲劳损伤监测系统开发 [D]. 上海:上海交通大学,2014.

HUANG Liuyan. Turbine rotor thermal stress and fatigue monitoring system development [D]. Shanghai:Shanghai Jiao Tong University,2014.

[18] 栾东存. 1 000 MW 超超临界汽轮机转子热应力在线监测系统开发 [D]. 北京:华北电力大学,2012.

LUAN Dongcun. Development of thermal stress monitors system of 1 000 MW ultra-supercritical steam turbine rotor [D]. Beijing:North China Electric Power University,2012.

[19] 李舜酩. 机械疲劳与可靠性设计 [M]. 北京:科学出版社,2007

LI Shunming. Mechanical fatigue and reliability design [M]. Beijing:Science Press,2007.

[20] 中国动力工程协会. 火力发电设备技术手册:第 2 卷:汽轮机 [M]. 北京:机械工业出版社,2007

China Power Engineering Association. Thermal power equipment technical manual:Volume 2:Steam turbine [M]. Beijing:China Machine Press,2007.

(刘 颖 编辑)