

船用液力耦合器脱排时轴系带转现象研究

周佳宇¹, 翁建斌²

(1. 海军驻427厂军代表室, 广东广州510715; 2. 七一一研究所, 上海200090)

摘要: 介绍了液力耦合器的工作原理和特点以及在船舶推进系统中的运用实例, 着重对船用液力耦合器脱排时轴系带转现象进行研究。理论分析、码头试验及台架试验表明, 该现象是由液力耦合器固有的脱排鼓风转矩与轴系阻尼转矩大小决定的。提出了在使用过程中可采取的相应措施。

关键词: 液力耦合器; 轴系; 鼓风转矩

中图分类号: TH137.331 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2011)03-0048-03

Research on Unstoppable Shafting Rotation after Throw-out of Marine Fluid Coupling

Zhou Jiayu¹, Weng Jianbin²

(1. Naval Deputy Office of 427 Factory, GuangdongGuangzhou510715;

2. Sanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai200090)

Abstract: The working principle and characteristics of fluid coupling and its application in marine propulsion system is introduced. The research focuses on unstoppable shafting rotation after throw out of marine fluid coupling. Theoretical analysis, onboard test and bench test show that this phenomenon is determined by natural blast torque after throw-out of marine fluid coupling as well as damping torque of shafting. Based on the research results, solutions are given for the application of marine fluid coupling.

Keywords: fluid coupling; shafting; blast torque

0 液力耦合器的工作原理

液力耦合器是一种以液体为工作介质的非刚性联轴器(如图1所示), 液力耦合器的泵轮和涡轮组成一个可使液体循环流动的密闭工作腔, 泵轮装在输入轴上, 涡轮装在输出轴上。动力机(内燃机、电动机等)带动输入轴旋转时, 液体被离心式泵轮甩出, 高速液体进入涡轮后即推动涡轮旋转, 将从泵轮获得的能量传递给输出轴, 最后液体返回泵轮, 形成周而复始的流动, 从而完成从动力机到负载机的功率传递。

液力耦合器的液流示意图见图1。

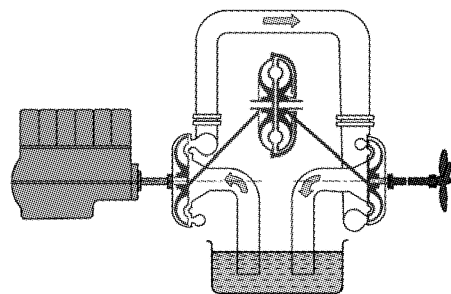


图1 液力耦合器液流示意图

1 液力耦合器在船舶推进系统中的运用

液力耦合器作为一种柔性传动设备能很好地实现减小起动负荷、过载保护、多机并车时协助维持

负荷平衡、部分隔离和吸收轴系扭振及减振降噪, 在船舶动力装置中具有不可替代的作用。当二台柴油机共同驱动螺旋桨时, 液力偶合器将发挥特殊的自动调节作用, 和监控系统共同实现二台柴油机承受均匀负载。

图 2 是船舶推进系统中典型的双机并车 (CODAD) 的简图, 两台柴油机的并车工作是通过监控系统给液力偶合器指令实现的。柴油机可空车起动, 此时液力偶合器工作腔内无工作油, 功率不会传递给齿轮箱内的齿轮; 当其中一台液力偶合器得到接排指令, 工作油充入工作腔, 齿轮箱得到功率, 螺旋桨开始旋转; 当进入并车工况时, 控制系统调整第二台柴油机的转速和第一台正在工作的柴油机转速一致后, 再控制工作油逐渐充满第二台柴油机的液力偶合器工作腔, 柴油机的功率也逐渐传递给齿轮箱, 直至两台柴油机功率达到均衡, 同时调整可变螺旋桨的螺距, 稳定航速。

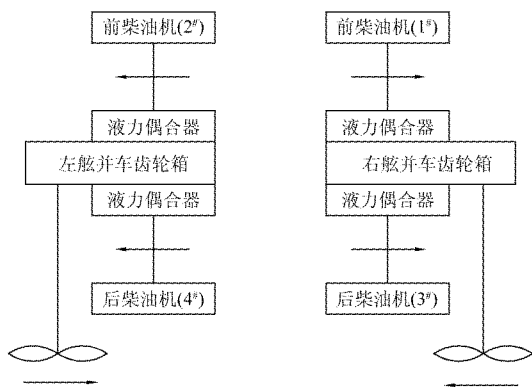


图2 液力偶合器布置图

2 液力偶合器脱排时轴系带转现象

实船使用中, 当液力偶合器脱排后, 轴系有时会出现带转现象, 例如装有双机并车液力偶合器的某型船在 2009 年的柴油机动车试验中, 发现在单机怠速运行工况下, 当液力偶合器脱排后, 1[#]、3[#]机出现轴系带转 20 r/min 左右, 2[#]、4[#]机则有时带转有时不转的现象, 具体表现为:

(1) 单机 400 r/min 起动, 液力偶合器脱排, 轴系不转。

(2) 单机 400 r/min 起动, 液力偶合器脱排, 逐步升速, 升至 740 r/min 时轴系开始转动。

(3) 双机 400 r/min 起动, 液力偶合器脱排, 轴系带转 40 r/min。

(4) 单机 400 r/min 起动, 液力偶合器接脱后脱排, 1[#]、3[#]机出现轴系带转 20r/min 左右, 2[#]、4[#]机则有时带转有时不转。

(5) 单机 400 r/min 起动, 液力偶合器接脱后脱排, 若轴系带转, 保持主机转速, 螺距加至 1.0 时轴系停转, 恢复零推力螺距后, 轴系未出现带转现象。

3 液力偶合器脱排时轴系带转现象分析

3.1 鼓风转矩是液力偶合器脱排时的固有特性

根据液力偶合器的工作原理, 液力偶合器靠液体与泵轮、涡轮的叶片相互作用产生动量矩的变化来传递转矩, 即使处于脱排状态并且假设滑油能完全排空, 泵轮以空气为介质, 依然会对涡轮有转矩作用, 这个转矩称为鼓风转矩, 此转矩大小决定于液力偶合器转子结构及泵轮的转速。

液力偶合器鼓风转矩计算公式见式(1)。

$$T = \lambda_{0\text{空气}} \rho g n^2 D^5 \quad (1)$$

式中: T 为泵轮转矩, Nm; $\lambda_{0\text{空气}}$ 为以空气为介质传动比为零时的转矩系数; g 为重力加速度, 值为 9.8 m/s^2 ; ρ 为工作液体密度, 值为 1.293 kg/m^3 ; n 为泵轮转速, r/min; D 为工作腔有效直径, 值为 1.275 m 。

$\lambda_{0\text{空气}}$ 随转速和油温的升高而增大, 但变化幅度不大, 德国 RENK 公司以 2.85×10^{-4} 的最大值计算出了液力偶合器带转矩限制曲线(图 3); 通过液力偶合器脱排鼓风转矩试验验证, 某船液力偶合器脱排鼓风转矩特性也见图 3。该液力偶合器在输入转速 400 r/min, 输出转速为零时, 脱排鼓风转矩为 $1\,615 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。德国 RENK 公司相同型号的液力偶合器在输入转速 400 r/min, 输出转速为零时, 脱排鼓风转矩上限为 $1\,950 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

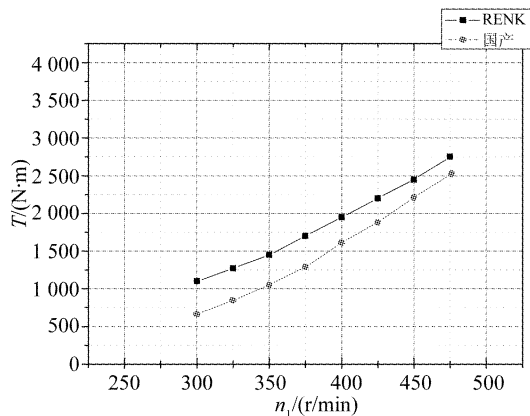


图3 鼓风转矩曲线对比

3.2 轴系是否带转还取决于轴系阻尼力矩的大小

根据轴系布置, 当轴系摩擦阻力矩大于液力偶合器鼓风转矩时, 轴系不会出现带转; 而当轴系摩擦阻力矩小于偶合器鼓风转矩时, 轴系就会出现带

转。具体分析如下:

(1) 液力耦合器在柴油机 400 r/min 空转时的脱排鼓风转矩数值为 1 615 N·m, 小于轴系静摩擦阻力矩, 不能克服静摩擦阻力矩, 所以在单机 400 r/min 启动且脱排时轴系不带转; 随着柴油机转速提高到 740 r/min 时, 液力耦合器脱排鼓风转矩逐步增大到克服静摩擦阻力矩, 带动轴系转动。

另外, 在二台柴油机 400 r/min 启动, 液力耦合器脱排, 这时液力耦合器的脱排鼓风转矩数值为单台机的 2 倍, 大于轴系静摩擦阻力矩, 所以轴系带转 40 r/min。

(2) 当液力耦合器在 400 r/min 空转时的脱排鼓风转矩大于轴系动摩擦阻力矩时, 液力耦合器在接排后再脱排的情况下, 鼓风转矩会克服轴系动摩擦阻力矩, 轴系会继续带转。由于不同分支轴系动摩擦阻力矩会有差别, 所以会出现 1[#]、3[#]机出现轴系带转 20 r/min 左右, 2[#]、4[#]机则有时带转有时不转的现象。

当螺旋桨螺距加至 1.0 时轴系停转现象, 说明此时轴系的阻力矩超过液力耦合器脱排鼓风转矩, 轴系从转动进入静止; 螺旋桨恢复零螺距后, 轴系未出现带转现象, 说明液力耦合器脱排鼓风转矩小于轴系静摩擦阻力矩, 无法使轴系从静止开始转动。

3.3 排除其它因素的影响

在分析某船液力耦合器鼓风转矩与轴系带转现象的关系时, 通过以下试验排除了液力耦合器真空度、脱排状态排油量、排油阀等其它可能的影响因素。

(1) 液力耦合器真空度试验验证

该试验的目的是为了验证液力耦合器的排油是否通畅。

在液力耦合器脱排时, 通过管路向耦合器型腔通入 0.6 MPa 的压缩空气, 带转情况没有任何变

化。说明不存在耦合器脱排时型腔内换气不畅形成真空度, 造成排油不彻底而导致传递转矩过大并产生带转的可能。

(2) 脱排工况下冷却润滑进油量检查试验

该试验的目的是为了验证是否存在脱排工况下液力耦合器冷却润滑进油量过大的问题。

共采用了三种方案进行试验: 封堵冷却油阀进油管路; 降低油压; 总进油管上加装 $\Phi 6.5$ mm 节流孔板。三种方案试验中, 带转现象没有任何变化。说明带转不是由于脱排冷却润滑进油量过大或者液力耦合器内部存油过多引起的。

(3) 排油阀检查试验

该试验的目的是为了验证是否存在液力耦合器快速排油阀没有打开或者没有完全打开导致型腔内存油量过大的问题。

采用三个步骤进行试验: 清洗快速排油阀; 将快速排油阀上控制油孔由 $\Phi 1.4$ mm 扩至 $\Phi 1.5$ mm; 将快速排油阀上控制油孔再由 $\Phi 1.5$ mm 扩至 $\Phi 2$ mm。三个步骤都是为了确保控制油顺利排空, 快速排油阀打开到位。经试验, 带转现象没有任何变化。说明带转不是由于快速排油阀没有打开或者没有完全打开导致型腔内存油量过大引起的。

4 结论和建议

为了确保船舶推进系统的高效率, 船用液力耦合器设计时, 一般以减小额定工况下的滑差率为目标, 进行叶轮结构的优化设计。这在提高额定工况下效率的同时, 也必然会增大液力耦合器脱排工况下的鼓风转矩, 从而导致某些情况下可能出现轴系带转现象。由于船舶轴系低速带转对轴系轴承建立油膜、水膜不利, 长时间运转会影响使用, 为确保安全, 建议采取液力耦合器脱排后主机尽快停机的措施来解决这一问题。

(上接第 36 页)

参考文献

- [1] 陈家瑞, 马天飞. 汽车构造[M]. 北京: 人民交通出版社, 2006.
- [2] 周龙保, 高宗英. 内燃机学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [3] 郝勇刚. 基于多体系统的配气机构动力学性能研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2006.
- [4] 李增刚. ADAMS 入门详解与实例[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.
- [5] 刘卫国, 陈家骅, 张立梅. 内燃机瞬时转速的测量[J]. 内燃机学报, 1999, 17(4): 388 - 390.

- [6] 舒歌群, 马维忍, 梁兴雨. 柴油机配气机构多体动力学的仿真研究[J]. 机械设计, 2009, 26(3): 49 - 51.
- [7] 曹晓辉, 姜树李, 郭晨海. 内燃机配气机构的动力学虚拟仿真研究[J]. 内燃机工程, 2009, 30(2): 65 - 68.
- [8] Gao Wenzhi. A design approach of asymmetrical cam profile and its effect on performance of high speed automotive engine[C]. SAE Paper, 2004 - 01 - 0610, 2004.
- [9] Mircea Teodorescu. Experimental analysis of dynamics and friction in valve train systems[C]. SAE Paper, 2002 - 01 - 0484, 2002.