

关于轻型高速船用齿轮箱油路系统设计研究

江增辉^[1] 殷少华^[1] 刘文广^[2] 孙雁梁^[1] 石岳林^[1]

(1. 杭州前进齿轮箱集团股份有限公司, 浙江 杭州 311203;

2. 杭州而然科技有限公司, 浙江 杭州 310051)

摘要 齿轮是机械设备重要的传动器件, 直接关系到机械设备最终的传动效果, 而许多机械传动失效的事故都是齿轮导致的。在船体研究制造过程中始终追求高输出功率动力系统、更低的空间占有率。船体的传动效率最终取决于齿轮箱效果, 高转速、高功率密度、高性能的齿轮箱是现阶段我国舰船制造所追求的目标, 因此需要在现有的基础上对齿轮箱进行优化设计。

关键词 舰船制造 齿轮箱 结构设计 传动效率

中图分类号: TU986

文献标识码: A

文章编号: 1007-0745(2022)05-0010-03

齿轮的润滑效果、结构是关系到齿轮系最终效果的主要因素, 齿轮箱的油路直接关系到齿轮的润滑效果, 齿轮减速器结构关系到齿轮的传动效果, 充足的润滑油可以避免齿轮面之间直接接触, 在降低摩擦系数的同时也提升了齿轮的承载力。本次研究中对轻型高速船齿轮箱油路系统、齿轮箱减速器结构进行优化设计。

1 常规船用离合器油路系统

油路控制系统需要为离合器供应相应的工作油满足扭矩传递需求。齿轮箱在运作时主泵率先启动, 怠速状态下的系统油路最低压力一般 $\leq 0.4\text{MPa}$ 。前进状态下离合器接排控制操纵阀, 此时控制油经过二级压力调节阀进入到离合器油缸与活塞接触, 这种状态下的工作油压开始增加到 2MPa 并足以推动活塞, 离合器摩擦光片与对偶片被压紧, 可以提供有效的动力输出, 脱排状态下的离合器操纵阀会再次被切换到怠速状态, 此时离合器不需要工作油且速泄阀启动, 而残留在离合器油缸内的工作油会快速流回油池进而达到离合器脱排的目的, 倒挡状态下离合器接排的原理与前进离合器接排一致。常规状态下离合器油路控制系统当中, 借助操纵阀可以实现离合器接排, 不过仅限于单个离合器运作控制, 双机并连系统主机离合器作业。

2 多离合器油路控制系统

多离合器油路控制系统当中的每个离合器都有对应的独立油泵、压力调节阀、操纵阀。从理论上讲多离合器油路控制系统可以实现每个离合器的独立运作, 不过实际上因为船体机舱空间有限, 齿轮箱使用多挂件、管系布置难度极高并且不够美观。使用多机带油泵驱动并不现实, 因此从实际需求出发需要在船体机

舱内部配备相应的电动泵组, 无论是布置还是控制都具有极高的难度, 因此需要在常规离合器油路系统基础上对多离合器油路控制系统进行优化。

优化后的离合器控制油路系统二级压力调节阀反馈增压油路需要设置在操纵阀之前, 启动主泵以后控制油会直接进入二级压力调节阀当中, 此时油压会迅速达到 2MPa , 满足离合器接排的油压条件。如果油压已经达到高压水平, 此时的油路控制系统可以对多个离合器工件进行控制。

为了将离合器接排冲击控制在最低水平, 需要在操作阀与离合器之间配备节流阀, 在此基础上实现离合器的软接排。^[1]不过优化后的离合器控制油路系统结构依然具有结构风险, 离合器接排完成后其他的离合器依然会陆续接排。操纵阀后管路、油缸充油需要消耗一定的时间, 因此在离合器接排的一瞬间压力会显著下降。有时在第二个离合器接排成功以后, 首个接排成功的离合器会导致系统的压力下降、离合器摩擦片摩擦力下降进而出现滑动。

3 齿轮箱受力分析与边界条件

3.1 齿轮箱参数设计

具体内容如表1。

3.2 齿轮箱边界条件

实际作业过程中, 任何产品都不可以独立于环境之外单独进行运作, 而是势必与环境之间产生相互作用。常见的产品间相互作用关系为物理性质与电磁固定连接, 不过在对产品进行有限元建模分析过程中, 并不能对准备分析的结构、结构相互作用所处的外界环境进行完全建模, 进而不可以完全以实际情况为依据开展建模的模拟, 致使研究分析对象和外界环境互

表1 本次研究减速器主要技术参数

输入功率 p	79	输入转速 n	1000
一级	齿轮模数	3	
	小齿轮齿数	26	
	大齿轮齿数	65	
	齿轮螺旋角	12°	
二级	齿轮模数	4	
	小齿轮齿数	27	
	大齿轮齿数	70	
	齿轮螺旋角	12°	
三级	齿轮模数	6	
	小齿轮齿数	20	
	大齿轮齿数	71	
	齿轮螺旋角	12°	

联、相互作用,不能在原有情况的基础上接受模拟。所以在对产品开展有限元分析时,往往将分析结构、外界环境的相互作用分别作为独立的分析对象。

分析边界条件是为了实现对实际问题的准确模拟,边界条件加载方式可以直接反映在有限元计算结果当中,很大程度上影响最终的计算精度,倘若边界处理没有达到理想效果,会进一步增加计算结果误差,严重影响未来的数据处理效果。

可见,实际作业情况向抽象模型边界条件的转化可以加载于有限元模型当中,同时也是使用计算机进行建模作业的重点和难点。通常将模型上施加的所有外界条件称作边界条件,边界条件进一步划分为实际作业过程中施加的载荷与分析对象的约束位置,在构建边界条件时明确边界条件施加位置是首要任务,随即进一步分析明确对象与外界环境之间的连接方式,在此基础上进一步构建可以实现模拟实际作业情况的边界条件。

3.3 载荷约束施加位置

齿轮箱体主要起到固定、支撑作用,本次设计的减速器采取底座固定的方式,齿轮箱所有载荷源于自重与内部结构自重,齿轮轴承、齿轮箱体接触面、齿轮箱体底座下表面均是齿轮箱载荷施加位置。使用螺栓连接的方式固定齿轮箱,约束 X、Y、Z 方向移动,底座下平面约束与平面垂直方向运动。

3.4 明确边界条件

明确边界条件需要通过有限元分析的方式进行,齿轮箱在实际作业过程中通常安装在固定支架上,底座下表面与机体直接接触,相当于底座下表面直接固

定于接触面。鉴于此,在约束边界条件时可以选择直接约束接触面三个自由度,采用刚度耦合的方式约束底座螺栓孔面,使结构质点与螺栓孔面节点直接构建连接,六个方向的自由度相同(mass21)。

齿轮箱施加载荷需要以轴承与齿轮箱体的结合面作为主要的作用位置,mass21是齿轮箱模型结构质点,动力、静力分析均可以形成一种质量矩阵,简化齿轮结构仅需使用一个质点来表示齿轮、轴承等一系列复杂结构,在模型中也仅需表示出其质量即可。^[2]

4 齿轮箱结构性能

为了对齿轮箱在工作条件下的强度、刚度、变形以及固有频率等多方面特性进一步了解,以及齿轮箱结构在工作状态下是否可以满足动力条件,同时对最薄弱环节进行分析,以便于后续开展一系列的模型改进,因此需要在齿轮箱的原模型基础上进行动态的有限元分析计算。有限元基本思想就是将目标分析连续求解区域分解为有限个,同时确保通过某种特定关系将每个有限单元相互连接组成单元个体,每个单元体仅通过有限个单元节点相互连接。任意单元借助节点状态开展数学插值,并在此基础上将每个方向的位移、力表达出来。MSC.Patran 是现阶段学术界使用较为广泛的一种有限元分析软件,因此本次研究中使用 MSC.Patran 开展对齿轮箱的有限元分析。

4.1 有限元模型

将简化完成的齿轮箱三维模型导入 MSC.Patran,对模型进行一系列属性处理与网格划分,即可得到齿轮箱有限元模型。

本次研究的对象是空间结构相对复杂的齿轮箱,因此选择实体单元对于后期网格划分更加便捷,网格增强可以适当减少运算时间,结合齿轮箱实际受力情况,本次研究最终使用四面体四节点单元进一步定义齿轮箱实体。

该单元具有十个节点,并且每个节点 x、y、z 方向都具有灵活、可塑性强的自由度,更加适用于对类似于齿轮箱复杂实体进行定义、网格划分工作。本次研究的齿轮箱为铸铁制造,所以材料属性为铸铁。

4.2 齿轮箱动力学分析

通常对结构进行动力学分析会使用模态分析,首先需要将齿轮箱三维模型导入 MSC.Patran 有限元分析软件当中,不需要施加载荷仅需施加约束。齿轮箱动态性能主要取决于低阶频段振型,对于机械结构而言,通常在低阶频段更容易出现耦合,最终引发的高阶频段会带来更加明显的振型。

本次研究的齿轮箱以底座下平面、底座螺栓孔的方式施加位移约束,致使齿轮箱上方动刚度效果相对较差。齿轮箱初期阶段振型沿 X、Y、Z 方向移动,并未出现扭转阵型。鉴于此,要提升齿轮箱动刚度就需要强化轴层安装面与底座连接刚度。

5 齿轮箱油路油量

确定齿轮箱的结构性能与油路控制方式以后,开始对齿轮箱油路系统的油量进行计算。已知本次研究的齿轮箱输入转速为 1000r/s,额定功率 79Pa,摩擦片外径 173mm,内径 68mm。

5.1 油缸流量

油缸活塞端面积 A 与最大移动速度 V_{max} ,对油缸最大流量 Q_{kmax} 进行计算:

$$Q_{kmax} = \eta_v A V_{max} / 10 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) \times 0.05 \eta_v \quad (1)$$

式中:

η_v ——油缸容积效率(0.98-1)。

A——油缸活塞端面积。

V_{max} ——活塞最大移动速度(0.5m/min)。

d_1 ——摩擦片外径。

d_2 ——摩擦片内径。

本次研究专门对轻型高速船离合器进行设计,使用多离合器油路控制系统。结合离合器的实际传递能力规定的活塞轴向压紧力、活塞以动摩擦力、确定实际的活塞端面积以及活塞断面总油压力。鉴于液压系统沿程压力损失与局部压力损失,将油缸油压设计为 20bar。

5.2 润滑散热部位流量

轻型高速船为柴油机驱动,齿轮箱怠速状态下为额定功率 79Pa,通常规定每个润滑散热部位油压在怠

速状态下 $P_n \geq 0.5\text{bar}$; 中转 $p_m \geq 2\text{bar}$; 工转 $p \geq 4\text{bar}$ 。润滑散热部位主要有齿轮副、离合器摩擦片、滚动轴承:

$$Q_s = \sum Q_z + \sum Q_R + \sum Q_L \quad (2)$$

Q_z ——齿轮副流量:分度圆线速度 $\leq 10\text{m/s}$ 的情况下,此时 $Q_z = (0.6-1.2)b$ 。

分度圆线速度 $\leq 40\text{m/s}$,此时 $Q_z = (1.8-2.3)b$ 。

计算出 Q_z 以后在此基础上对齿轮副一系列参数进行确定,本次研究的齿轮箱通过搅油、飞溅实现润滑,并未设置强制喷油点,因此最终 $Q_z = 0$ 。

离合器摩擦片摩擦副流量 Q_R :

$$Q_R = 7.5 \times 10^{-3} \sum F_r = 7.5 \times 10^{-3} n S \quad (3)$$

式中:

F_r ——单离合器一擦副总有效摩擦面积。

n ——擦副有效接触面数量。

S ——摩擦副实际接触面积。

最后对滚动轴承润滑流量 Q_L 进行计算。在滚动轴承结构形式、轴承外径、安装部位基础上,根据无需散热轴承流量上限、对称型结构轴承实现润滑所需要的上限流量、非对称型结构轴承实现润滑所需要的上限流量确定滚动轴承外径与油路关系。本次研究的齿轮箱每个润滑点需要流量为 0.2L/min,共计需要流量 0.4L/min。代入齿轮箱一系列参数以后计算得出 $Q_{kmax} = 10.2\text{L/min}$, $Q_R = 13.28\text{L/min}$, $\sum Q_L = 0.4\text{L/min}$ 。在结合齿轮箱实际运作的基础上得知, $Q_{kmax} = Q_{油泵 800\text{r/min}}$,最终计算得出实际油泵流量为 21.25L/min,实际流量 25L/min,最终选择使用 30L/min 的油泵避免低转速情况下油压过低引发报警。

6 结论

本次研究专门对轻型高速船离合器齿轮箱油路系统进行设计。对比常规离合器油路系统与多离合器油路控制系统,结合实际需求最终使用多离合器油路控制系统。本次研究设计了一种适用于轻型高速船的减速器并对其进行分析,明确齿轮箱的边界条件与结构性能。完全了解齿轮箱参数、性能以后对齿轮箱的油路流量进行计算,最终计算得出实际流量 25L/min,选择使用 30L/min 的油泵避免低转速情况下油压过低引发报警。

参考文献:

- [1] 姚壮.船用齿轮箱减速比自动调节系统分析[J].内燃机与配件,2021(06):64-65.
- [2] 黄帅,洪荣晶,崔君君,等.减速齿轮箱试验台监控系统设计及实现[J].机械设计与制造,2020(08):108-111,116.