

商用车混合动力变速箱湿式离合器设计

王娜娜,郭永明,张彤

(科力远混合动力技术有限公司,上海 201501)

摘要:针对商用车行星排式混合动力变速箱,完成湿式离合器的主要尺寸、参数计算及结构设计,采用平衡活塞消除离合器在结合过程中产生的离心压力。通过离合器台架试验,验证设计的可行性。

关键词:商用车;变速箱;湿式离合器;平衡腔;台架试验

中文分类号:U463.211 **文献标识码:**B **文章编号:**1671-5276(2020)06-0082-03

Design of Wet Clutch For Commercial Vehicle Hybrid Transmission

WANG Nana, GUO Yongming, ZHANG Tong

(Corun Hybrid Power System Co., Ltd., Shanghai 201501, China)

Abstract: For commercial vehicle hybrid transmission with planetary gear train, the main dimensions, parameters and structure of the wet clutch are designed and calculated. The balance piston is used to reduce the centrifugal pressure of the wet clutch in engagement process. The wet clutch bench testing is used to verify the applicability of the design of the wet clutch.

Keywords: commercial vehicle; transmission; wet clutch; balance chamber; bench test

0 引言

在国家大力提倡节能减排的政策下,商用车动力系统研发深入开展。从目前现状看,商用车电动化受限,而采用传统柴油机、离合器、驱动电机、行星排耦合机构的混合动力技术优势明显,城市路况纯电驱动,郊区路况油电混合,高速路况柴油发动机直驱,制动时发电能量回收,整体油耗与动力性较为理想。混合动力变速箱纯电与油电模式的切换离不开离合器,湿式离合器使用寿命、工作稳定性、可控性等各方面优势明显,故将其应用到混动变速箱中。本文对商用车混合动力变速箱湿式离合器进行设计、校核并通过台架试验验证其可行性。

1 离合器主要尺寸及参数计算

1.1 湿式离合器主要参数计算

a) 转矩容量计算

离合器设计输入条件:发动机最大转矩 $T_{\max} = 400 \text{ Nm}$,最高转速 $n_{\max} = 3\ 600 \text{ r/min}$,转矩摩擦系数 S_T 取值为 1.1。

$$T_c = S_T \cdot T_{\max} = 440 \text{ Nm}$$

b) 摩擦副的选择及计算

摩擦副传递转矩,是离合器的主要组成部分,其选择原则有:摩擦系数大且稳定,耐热、耐磨、传热性好,可承受高比压、高线速度、高转矩,价格合理等^[1]。综上,选取纸基类摩擦衬面。根据厂家提供的摩擦副性能条件作为设计要求及反验算标准,静摩擦系数 $\mu = 0.11$,许用面压应力 $p_{\text{lim}} = 4.5$

N/mm^2 ,许用线速度 $V_{\text{lim}} = 100 \text{ m/s}$ 。

1) 摩擦片尺寸的确定

摩擦接合元件首先要满足传递转矩的功能,转矩容量与摩擦副数及摩擦片外径成正比。但是摩擦副数多,轴向尺寸大,活塞行程大,空转时带排转矩损失大,分离时状况不好;摩擦片外径大,径向尺寸加大,除此之外还应考虑 c ($c = r_i/r_o$)值, c 值过小,说明内、外径尺寸相差较大,圆周速度相差较大,滑磨时温升不一致。摩擦片易变形,最终导致磨损不一致。一般 c 取值 0.8~0.9。根据转矩容量计算公式及空间结构布局限定,初步确定摩擦片内半径: $r_i = 59 \text{ mm}$,外半径: $r_o = 68.5 \text{ mm}$ 。

等效摩擦转矩半径(单位:mm)为:

$$r_m = 2(r_o^3 - r_i^3) / [3(r_o^2 - r_i^2)] = 63.87$$

摩擦片净面积(单位: mm^2)为(沟槽面积占 17.5%):

$$A = 0.825 \times \pi \times (r_o^2 - r_i^2) = 3\ 139$$

最大线速度(单位: m/s): $V_{\max} = \frac{2\pi r_o n_{\max}}{60 \times 1\ 000} = 25$

线速度安全系数: $Z_v = \frac{V_{\text{lim}}}{V_{\max}} = 4$

2) 摩擦片数量的确定

摩擦片数: $Z_n = \frac{F_n}{A \cdot P_{\text{lim}}} = 4.89$

总面压(单位: N/mm^2): $F_n = \frac{T_c S_T \times 1\ 000}{\mu r_m} = 69\ 106.3$

取整, $Z_n = 5$,即摩擦副数 $Z = 2 \times Z_n = 10$

摩擦副面压(单位: N/mm^2): $F_{\text{clamp}} = \frac{F_n}{Z} = 6\ 910.63$

最大面压(单位: N/mm^2): $P_{\max} = \frac{F_{\text{clamp}}}{A} = 2.2$

面压安全系数: $S_p = \frac{P_{\text{lim}}}{P_{\max}} = 2.05$

c) 活塞尺寸确定

变速箱液压系统允许的最高油压 $p_{\text{hy_max}} = 2 \text{ MPa}$, 活塞内半径 r_{pi} 等于其连接轴的半径 22.5 mm , 外半径 r_{po} 可通过下式计算^[2]:

$$r_{\text{po}} = \sqrt{\frac{F_n + 2F_{\text{seal}}}{\pi p_{\text{hy_max}}} + r_{\text{pi}}^2}$$

其中 F_{seal} 为密封圈摩擦阻力, 取值 75 N 。结合空间布局, 取 $r_{\text{po}} = 48 \text{ mm}$ 。

活塞面积(单位: mm^2): $A_p = \pi(r_{\text{po}}^2 - r_{\text{pi}}^2) = 5648$ 。

d) 回位弹簧力值确定

高压油撤掉后, 回位弹簧需要提供足够的弹簧力使活塞回到原位, 且设计过程中需要考虑避开电磁阀的 kiss-point。本设计选取蝶形弹簧, 其具有行程短、负荷大、所需轴向空间小等优点。本文最大弹簧力设为 $F_{\text{spring}} = 1000 \text{ N}$ 。

e) 活塞行程及工作油压的确定

活塞初始行程根据摩擦单边间隙 $0.15 \sim 0.25 \text{ mm}$ ^[3], 该间隙为最佳油膜形成间隙, 本设计取值为 0.2 , 则活塞初始行程为 $X = 0.2 \times Z = 2 \text{ mm}$ 。

工作油压(单位: MPa):

$$P_{\text{Kmax}} = \frac{F_{\text{clamp}} + F_{\text{seal}} + F_{\text{spring}}}{A_p} \times 10 = 1.278$$

1.2 平衡腔参数设计

由于离合器的油缸为旋转油缸, 油缸中的油产生离心压力, 离心压力的存在会导致摩擦片分离不彻底。目前有多种方法可消除离心压力的负面影响, 本文采用平衡活塞的方法消除离心压力。

活塞两侧都设有油腔, 无论是结合还是分离状态, 活塞所受两侧离心压力时刻保持平衡, 无倒拖及滞后现象^[4]。

离心压力的计算如下:

在 80°C 下, 高压油密度为 $\rho = 810 \text{ kg}/\text{m}^3$, 活塞腔及平衡腔建压半径如图 1 所示, 取微分环形 dr , 油压沿半径方向产生的离心压力为:

$$dp_c = \int_{r_{\text{api}}}^r \rho (2\pi n_{\text{max}})^2 r dr = \frac{1}{2} \rho (2\pi n_{\text{max}})^2 (r^2 - r_{\text{api}}^2)$$

整个环形活塞右侧所受到的活塞腔离心压力(单位: N)为:

$$P_{c1} = \int_{r_{\text{po}}}^{r_{\text{pi}}} 2\pi dp_c r dr = \int_{r_{\text{po}}}^{r_{\text{pi}}} 2\pi r \frac{1}{2} \rho (2\pi n_{\text{max}})^2 (r^2 - r_{\text{api}}^2) dr = 393$$

同理, 整个环形活塞左侧所受到的平衡腔离心压力(单位: N)为:

$$P_{c2} = \int_{r_{\text{co}}}^{r_{\text{ci}}} 2\pi dp_c r dr = \int_{r_{\text{co}}}^{r_{\text{ci}}} 2\pi r \frac{1}{2} \rho (2\pi n_{\text{max}})^2 (r^2 - r_{\text{aci}}^2) dr = 355$$

$$\Delta = \frac{P_{c2}}{P_{c1}} \times 100\% = 90.2\%$$

式中: r_{api} 为活塞腔建压半径; r_{aci} 为平衡腔建压半径; r_{co} 为平衡腔外半径; r_{ci} 为平衡腔内半径。

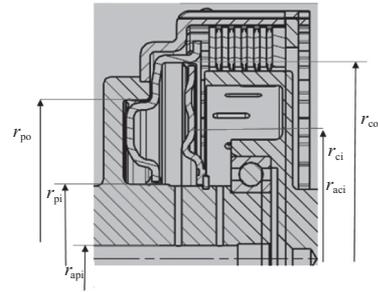


图 1 离心力分析图

经验证平衡率达到 80% 以上, 满足设计要求。

2 3D 数学模型

基于 UG10.0 绘制 3D 数模, 根据空间结构布局, 综合考虑加工工艺, 设计活塞、平衡活塞冲压骨架和硫化橡胶密封结构; 设计内、外毂旋压结构, 台型齿齿形, 开腰型过油槽; 设计油路、卡环选型、摩擦副开发等, 完成 3D 数模的绘制, 见图 2。

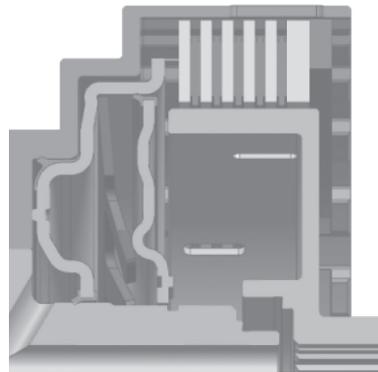


图 2 离合器 3D 数模结构

3 试验验证结果

3.1 搭建离合器台架

台架主要包括: 主、从动电机; 高、低压供油系统; 回油系统; 离合器试验工装; 恒温仓等台架辅助设备, 如图 3 所示。



图 3 离合器台架

3.2 试验结果分析

1) 离合器油压-转矩特性试验

试验结果表明,压力-转矩相应正常,充、泄油响应较快,转矩容量 400 Nm 以上,满足使用需求。

小油压下,没有转矩传递,原因是油压在 K_p 点以下,活塞未移动,故没有转矩传递^[5]。测试结果显示, K_p 点在 0.2 MPa 左右,如图 4 所示。

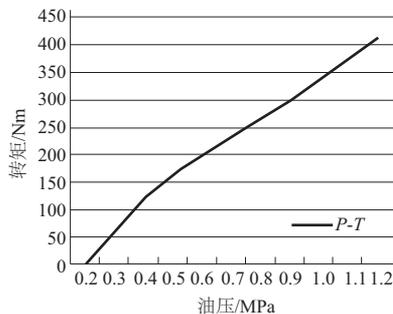


图4 油压与转矩传递曲线

2) 换挡滑摩极限工况试验

设定油温 80℃, 润滑流量 2 L/min, 主动端恒转速 2 000 r/min, 滑摩转矩 150 Nm, 滑摩时间 0.6 s。

滑摩前后 $P-T$ 曲线无变化, 同一油压下, 转矩波动 < 5 Nm, 拆解摩擦副表面无异常, 满足换挡使用需求。 $P-T$ 对比如图 5 所示, 拆解分析如图 6 所示。

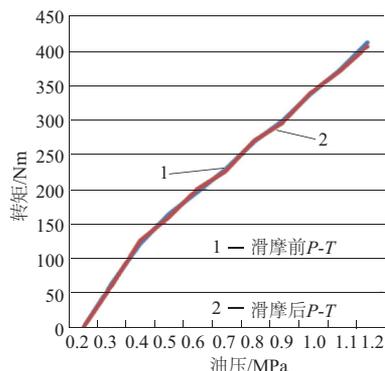


图5 换挡滑摩前后 $P-T$ 对比分析曲线



图6 换挡滑摩工况拆解图

3) 温升探索试验

设定油温 80℃, 润滑流量 2 L/min, 主动端转速 1 500 r/min, 滑摩转矩 270 Nm, 滑摩时间 1.5 s, 采集对偶片温度为 326℃, 理论计算滑摩功 1.57 J/mm²。拆解分析: 摩擦副表面无烧蚀; 增加转速至 1 600 r/min, 滑摩时间增加至 1.8 s, 理论计算滑摩功 2.65 J/mm², 采集对偶片温度 360℃, 摩擦副烧蚀。温度尽量控制在 300℃ 以下, 热容量尽量控制在 1 J/mm², 为后续控制策略的制定, 提供参考依据。

4 结语

本文结合设计空间及理论计算确定摩擦片、活塞的几何尺寸、摩擦副数量、工作油压及活塞行程等参数, 确定摩擦片材料、回位弹簧形式、消除离心力的选型及设计方法。通过计算安全系数及台架试验, 验证了离合器设计的可行性。

参考文献:

- [1] 黄宗益. 现代轿车自动变速器原理及设计[M]. 上海: 同济大学出版社, 2006.
- [2] 焦敏, 赵志国, 王晨, 等. 混合动力轿车变速箱湿式制动器设计研究[J]. 现代制造技术与装备, 2018(11): 88-91.
- [3] BERND Matthes. Dual clutch transmission lessons learned and future potential[J]. SAE Paper, 2005(1): 1021.
- [4] NAVNHEIMER Harald, BERSCHKE B. Automotive transmissions fundamentals, selection, design and application [M]. USA: Springer Berlin Heidelberg, 2011: 344-365.
- [5] 徐瑞雪, 尹良杰. 湿式双离合自动变速器充油控制[J]. 机械制造与自动化, 2016, 45(6): 248-250.

收稿日期: 2019-11-04

(上接第 72 页)

2) 通过对桥起主梁变形的仿真分析可得, 改进子模型分析法比原有的子模型分析法结果更加精确。

3) 通过对起重机主梁应力分析对比可得, 子模型分析法在应力集中处会有较大误差, 而改进子模型分析法有效地遏制了这种误差, 提高了子模型分析的精度。

参考文献:

- [1] 张质文, 虞和谦, 王金诺, 等. 起重机设计手册[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1998.
- [2] 宋佳雄, 郑新梅, 刘燕, 等. 基于有限元法桥式起重机主梁应力分析及优化设计[J]. 河北工业大学学报, 2019, 48(1): 35-43.
- [3] 梁赛, 杨冰, 吴亚运, 等. 有限元方法中实体单元选择策略研究[J]. 机械制造与自动化, 2019, 48(2): 79-83.
- [4] 崔磊, 毛江鸿, 金伟良, 等. 基于多边界切割插值的改进子模型分析方法[J]. 计算力学学报, 2015, 32(5): 619-626.
- [5] 任慧龙, 张清越, 胡雨蒙, 等. 基于参数化子模型的小水线面

双体船结构优化[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2015, 43(11): 88-92.

- [6] 许允, 张少雄, 张晨阳, 等. 子模型范围及边界条件对应力结果的影响[J]. 船海工程, 2016, 45(4): 19-23.
- [7] 张海平, 刘艾明, 陶瑛. ANSYS 子模型分析法在管磨机筒体结构应力分析中的应用[J]. 河南建材, 2017(1): 24-26.
- [8] 曹学兴, 何蕴龙, 迟福东, 等. 基于子模型分析法的高堆石坝坝基廊道抗震安全性研究[J]. 水利与建筑工程学报, 2018, 16(6): 87-93.
- [9] 肖斌, 李彪, 夏春燕, 等. 基于功率流法双层隔振系统振动传递[J]. 机械工程学报, 2011, 47(5): 106-113.
- [10] 徐格宁, 范小宁, 陆凤仪, 等. 起重机焊接箱形梁疲劳可靠度及初始裂纹的蒙特卡罗仿真[J]. 机械工程学报, 2011, 47(20): 41-44.
- [11] 于佳田, 聂春戈, 郝月, 等. 子模型技术在塔尖结构疲劳性能预测中的应用[J]. 机械工程学报, 2018(10): 76-79.

收稿日期: 2020-06-15