

高弹性联轴器弹性元件偏心下的 扭转刚度放大系数研究

王 森, 顾智超, 褚洪森, 刘国花, 谢华银

(七一一研究所, 上海 200090)

摘 要: 扭转刚度是高弹性联轴器弹性元件的重要性能参数。针对橡胶弹性元件向圆心方向偏移的情况, 分别基于橡胶等强度理论和有限元仿真分析方法得到了弹性元件偏心后的扭转刚度放大系数。两种计算结果与试验结果均很接近, 表明: 上述两种方法用于弹性元件偏心后的扭转刚度放大系数的研究是可行的。

关键词: 高弹性联轴器; 弹性元件; 扭转刚度; 放大系数

中图分类号: TH133.4 文献标识码: A 文章编号: 1001-4357(2016)02-0042-03

Study on the Torsional Stiffness Amplification Coefficient at Eccentric Positions for Highly Flexible Coupling's Rubber Element

Wang Sen, Gu Zhichao, Chu Hongsen, Liu Guohua, Xie Huayin

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 200090)

Abstract: Torsional stiffness is one of the key parameters for highly flexible coupling's rubber element. According to the displacement of rubber element towards the center of the circle, the torsional stiffness amplification coefficient at eccentric positions was estimated based on two methods, namely rubber strength theory and finite element simulation analysis. Both estimated values were comparable with the experimental results, suggesting the usefulness of these methods for such estimation.

Key words: highly flexible coupling; rubber element; torsional stiffness; amplification coefficient

0 引 言

高弹性联轴器作为一种常用的机械传动部件, 具有较好的阻尼性能和位移补偿性能, 常用于调整轴系的固有自振频率, 降低扭转振动幅值, 补偿轴系的径向位移及轴向位移。因此高弹性联轴器在船舶、起重、交通运输等领域得到广泛应用。

扭转刚度是高弹性联轴器弹性元件的重要性能参数。针对高弹性联轴器扭转刚度的研究已经有很多成果。谢华银采用粘弹性滞后阻尼模型作为联轴器的阻尼模型^[1], 试验研究了弹性联轴器的有关特性参数。奚曹良利用 ABAQUS 仿真软件建立了某型高弹性联轴器橡胶弹性元件的仿真模型, 对轴

向力和轴向位移进行了分析, 仿真分析结果与经典 Rivlin 橡胶扭转理论计算结果有很好的符合性^[2]。本文以 LS3110 型高弹性联轴器为例, 分别基于橡胶等强度理论和有限元仿真分析方法, 研究了橡胶弹性元件向圆心方向偏移一定距离后的扭转刚度放大系数。

1 橡胶等强度理论计算

在材料力学中, 定义 γ 为剪切应变, G 为剪切弹性模量, τ 为剪切应力^[3], 则

$$\tau = G\gamma \quad (1)$$

如图 1, 橡胶弹性元件工作时其一个微单元

ABCD - A₂B₂C₂D₂ 受到转矩作用时, 边 BC 发生小位移, 由 AB 变为 AE, 同理, B₂C₂ 也变形, A₂B₂ 变化至 A₂E₂, 即 AE 与 AB 形成一个夹角 R₁, A₂E₂ 与 A₂B₂ 形成一个夹角 R₂。由于三角形 ABE 相似于三角形 A₂B₂E₂。

故有 R₁ = R₂ (2)

又 γ₁ = R₁, γ₂ = R₂, 则:

$$\tau_1 = G\gamma_1 = GR_1 = GR_2 = G\gamma_2 = \tau_2 \quad (3)$$

因此, 两处的切应变相同, 又因为材料各向同性, 所以剪应力也相同。

图2为扇形块的积分示意图, 根据几何公式, 可得:

$$ds = \theta r dr \quad (4)$$

式中: ds 为微小单元面积; θ 为扇形块角度; r 为扇形块积分处半径; dr 为微小单元处半径增量。

$$dF = \tau \theta r dr \quad (5)$$

式中: dF 为扭转微小单元所需要的剪切力; τ 为剪切应力。

$$dM = r dF = \tau \theta r^2 dr \quad (6)$$

式中: dM 为扭转微小单元所需要的转矩。

$$M = \int_{R_1}^{R_2} dM = \int_{R_1}^{R_2} \tau \theta r^2 dr = \frac{1}{3} \tau \theta (R_2^3 - R_1^3) \quad (7)$$

$$\begin{aligned} F = \tau S &= \tau \frac{1}{2} (\theta R_1 + \theta R_2) (R_2 - R_1) \\ &= \frac{1}{2} \theta (R_2^2 - R_1^2) \end{aligned} \quad (8)$$

设剪切力所作用的圆心半径为 R_c:

$$R_c = \frac{M}{F} = \frac{\frac{1}{3} \tau \theta (R_2^3 - R_1^3)}{\frac{1}{2} \theta (R_2^2 - R_1^2)} = \frac{2}{3} \frac{R_2^2 + R_2 R_1 + R_1^2}{R_2 + R_1} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{设 } \lambda = \frac{R_1}{R_2}, \text{ 则: } R_c &= \frac{2}{3} R_2 \frac{1 + \frac{R_1}{R_2} + (\frac{R_1}{R_2})^2}{1 + \frac{R_1}{R_2}} \\ &= \frac{2}{3} R_2 \frac{1 + \lambda + \lambda^2}{1 + \lambda} \\ &= \frac{2}{3} R_2 (\frac{1}{1 + \lambda} + \lambda) \end{aligned} \quad (10)$$

设弹性元件向圆心偏移距离为 d, 根据力矩的定义可得到放大系数:

$$\mu = (\frac{R_c}{R_o})^2 = (\frac{R_c}{R_c - d})^2 \quad (11)$$

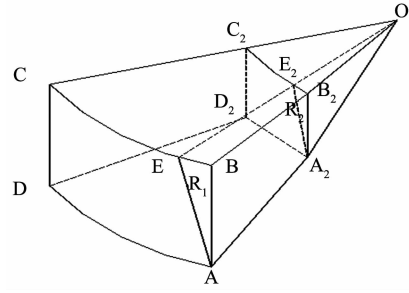


图1 橡胶等强度理论示意图

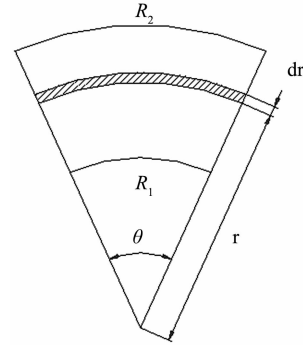


图2 扇形块的积分示意图

2 有限元仿真计算

2.1 有限元建模

采用 ABAQUS 建立 LS3110 高弹性联轴器橡胶弹性元件有限元模型, 如图3所示。橡胶外径为 802 mm, 内径为 375 mm, 直法兰外径为 895 mm, 斜法兰外径为 920 mm, 斜直法兰内径均为 360 mm, 法兰厚度均为 10 mm, 斜法兰倾斜角为 13°46'。在进行网格划分时, 金属法兰部分采用三维八结点六面体单元 C3D8, 橡胶部分采用三维八结点杂交单元 C3D8H。

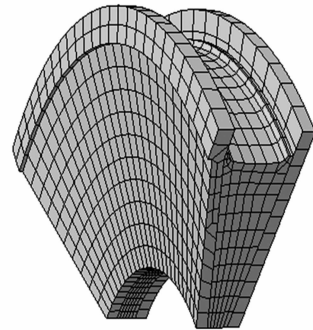


图3 有限元模型

2.2 材料性质定义

对于橡胶材料, 超弹性模型选用 Mooney-Rivlin 模型。根据橡胶试样试验数据, 采用 ABAQUS 软件拟合出模型参数: C10 = 0.775 493 192, C01 = -0.198 682 755; 粘弹性模型根据经验数据选用

Prony 模型: $g_i = 0.8$, $\tau_i = 0.000\ 1$; 橡胶密度设置为 $1\ 300\ (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$, 斜直法兰的材料为铸钢, $E = 2.09 \times 10^5\ \text{MPa}$, 泊松比 $\mu = 0.3$ 。

2.3 边界条件

橡胶部分与直法兰和斜法兰之间均采用 Tie 约束, 分别以与橡胶接触的直法兰和斜法兰平面为 Master Surface, 再以与直法兰、斜法兰接触的橡胶平面为 Slave Surface; 施加 Coupling 约束将斜法兰外圈与 set1 耦合, 直法兰与 set2 耦合; 加载时, set1 固定, 在 set2 上施加扭转载荷。

3 试验验证

本文采用七一一研究所的高弹性联轴器扭转性能试验台 (图 4) 进行 LS3110 高弹性联轴器橡胶弹性元件的扭转性能试验。

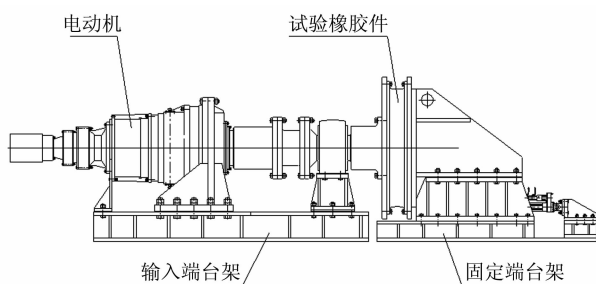


图 4 高弹性联轴器橡胶弹性元件扭转性能试验台

将橡胶弹性元件向圆心方向分别偏移 33、66、99 mm, 通过试验可以得到扭转刚度的放大系数。基于橡胶等强度理论和有限元仿真分析得到的扭转刚度放大系数与试验值的比较见表 1。

从表 1 可以看出, 在不同偏心值的情况下, 基

于橡胶等强度理论和有限元仿真分析方法得到的高弹性联轴器橡胶弹性元件的扭转刚度放大系数, 与试验得到的放大系数的误差在 7% 以内, 误差较小。采用这两种方法均可以预测同系列的高弹性联轴器在不同偏心值时扭转刚度的放大系数; 且简单快捷, 可在保证一定准确性的前提下, 省去加工设计试验夹具的工作。

表 1 不同偏心值时扭转刚度放大系数

偏心值/mm	理论计算	有限元仿真	试验结果	理论值与 试验值比较	仿真值与 试验值比较
33	1.25	1.22	1.24	0.8%	1.6%
66	1.62	1.52	1.59	1.9%	4.4%
99	2.17	1.91	2.05	5.9%	6.8%

4 结 论

本文分别基于橡胶等强度理论和有限元仿真分析方法, 预测高弹性联轴器弹性元件偏心后的扭转刚度放大系数, 预测值与试验值的误差较小, 验证了这两种方法在预测高弹性联轴器弹性元件偏心后的扭转刚度放大系数时具有一定的可行性, 可用于新型高弹性联轴器的设计开发。

参考文献

- [1] 谢华银, 高顶云. 弹性联轴器动态特性的试验研究 [J]. 传动技术, 2004, 14 (3): 10-16.
- [2] 奚曹良, 褚洪森. 高弹性联轴器橡胶弹性元件轴向力仿真分析 [J]. 振动与噪声控制, 2009, 29 (6): 72-75.
- [3] 顾智超, 高晓敏. 高弹性联轴器橡胶弹性元件温度场研究 [D]. 北京: 中国舰船研究院, 2012.

(上接第 35 页)

3 结论

针对大型燃气机实现可靠起动的目标, 开展了起动空气系统原理及技术方案分析, 以及控制策略改进设计及起动试验验证等工作。得到以下主要结论:

(1) 对于增压器前预混进气方式的燃气机采用压缩空气起动系统是可行的。

(2) 全新的三缸起动系统采用机械诱导起动原理, 合并采用发动机控制系统, 可实现大型燃气机的可靠起动。

(3) 该燃气机研发基于尽量减少对原型机结

构改动的宗旨, 因此研制成本降低, 具有一定的推广价值。

参考文献

- [1] 陈大荣. 船舶内燃机设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1995.
- [2] 刘永长. 内燃机原理 [M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2001.
- [3] T. Baufeld. Concept for conversion of SXD40/46 diesel engine to coal mine methane gas operation [R]. AVL, 2009.