

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.07.017

T 型端面齿对法兰螺纹连接的影响研究*

张垒垒¹, 踪雪梅^{1,2}, 王 灿^{1,2}, 张冬梅¹

(1. 江苏徐工工程机械研究院有限公司, 江苏 徐州 221004;

2. 高端工程机械智能制造国家重点实验室, 江苏 徐州 221004)

摘要:针对带有 T 型端面齿的法兰的螺纹连接问题,分析了 T 型端面齿的结构、法兰工作过程中螺纹连接系统内部载荷的传递方式和螺纹紧固件的受力情况。建立了法兰扭矩、端面齿参数等与螺纹连接附加工作载荷之间的数学关系模型,并与平面法兰螺纹连接系统进行了对比;此外,采用有限元数值方法对 T 型端面齿法兰螺纹连接系统进行了仿真计算,研究了 T 型端面齿的结构和分布对螺纹连接附加载荷的影响规律。研究表明:端面齿改变了法兰连接系统中螺纹紧固件的功能,降低了螺纹连接上的附加载荷以及载荷的波动;端面齿的形状和分布对螺纹连接附加载荷有着重要的影响,其中齿形角、齿数影响较显著,其它参数影响较小。

关键词:T 型端面齿;工作机理;螺纹连接;有限元分析

中图分类号:TH131

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)07-0826-05

Research on the effects of cross-tooth type T on flange bolted joint

ZHANG Lei-lei¹, ZONG Xue-mei^{1,2}, WANG Can^{1,2}, ZHANG Dong-mei¹

(1. Jiangsu XCMG Construction Machinery Research Institute Co., Ltd., Xuzhou 221004, China; 2. State Key Laboratory of Intelligent Manufacturing of Advanced Construction Machinery, Xuzhou 221004, China)

Abstract: Aiming at the problem of bolted joint offlange with Cross-tooth type T, the Cross-tooth structure, load transfer mode and force condition of flange joint system were analyzed. The mathematical model of flange loading, Cross-tooth structure parameters and bolted joint loading were built and compared with flat flange. With the method of finite element simulation, the simulation calculation of the screw connection system of T-type face gear flange was carried out, the effects of Cross-tooth structure parameters on bolted joint loading were investigated. The results indicate that Cross-toothtype T change the function of bolted joint. The load and load fluctuation on bolted joint are reduced. In addition, the bolted joint loading are influenced by Cross-toothstructure. The impacts of pressure angle and tooth number are more significant than others.

Key words: cross-toothtype T; working mechanism; bolted joint; finite element analysis

0 引 言

法兰是变速器、传动轴等元件与其他元件进行衔接的主要零件。法兰与法兰之间一般采用螺纹紧固件进行连接和紧固。然而,随着服役时间的增加,螺纹连接逐渐失去紧固功能,甚至导致严重的安全事故^[1]。探索螺纹连接防松技术,改善螺纹连接的质量和可靠性成为工程实际中最重要的研究方向之一^[2]。

对于螺纹连接的防松,国内外学者和工程技术人员进行了大量的研究和探索^[3-5],相关成果可总结为以下几类:增大预紧力矩、提高螺栓等级强度、使用带有防松功能的紧固件(如楔形防松垫片)、破坏运动副关系(如冲点螺母)、涂抹螺纹胶等。上述方法虽可以在一定程度上提升螺纹连接的防松效果,但并没有从根本上解决螺纹连接失效的问题。

T 型端面齿法兰是近年来出现的一种特殊结构法

收稿日期:2019-09-10

基金项目:江苏省自然科学基金资助项目(BK20180175);徐州市重点研发计划资助项目(KC18096)

作者简介:张垒垒(1987-),男,江苏徐州人,工程师,主要从事工程机械装配、检测方面的研究。E-mail:leizhjs@126.com

兰,被广泛应用于重型汽车等产品中。工程实践表明,端面齿法兰提高了传动轴连接的安全性,降低了螺纹连接失效的概率。目前,针对T型端面齿法兰的研究较少且主要集中在加工和制造方面^[6-7],很少涉及螺纹连接。人们对T型端面齿法兰的认识还停留在减少紧固件数量和法兰盘尺寸的层面。上述认识并没有完全地揭示端面齿的工作原理及对连接系统的影响。因此,有必要对T型端面齿法兰螺栓连接问题进行更系统的分析和研究。

本研究依据T型端面齿的结构及工作方式,基于静力学理论,建立法兰扭矩、端面齿参数和螺纹连接附加工作载荷的关系模型;通过与平面法兰的对比,分析端面齿的功能及其对螺纹连接的影响;最后,借助有限元法对端面齿法兰连接系统进行仿真,研究端面齿齿形、分布对螺纹连接上附加工作载荷的影响规律。

1 T型端面齿的结构

目前,国内汽车、工程机械等行业进行T型端面齿法兰选择和设计时,主要参考《GB/T33520 传动轴T型端面齿》^[8],其推荐的T型端面齿法兰结构如图1所示。

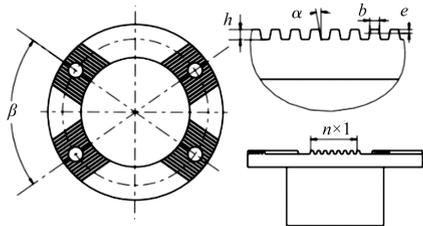


图1 T型端面齿法兰结构

与传统平面法兰相比,T型端面齿法兰底部增加了4组相互对称的齿条。每组齿条均由8个截面为梯形的齿组成,齿与齿之间互相平行且对称。端面齿主要参数为:齿形角 α 、齿条夹角 β 、齿数 n 、齿宽 b 、齿高 h 、齿间距 l 和齿顶高 e 等。

GB/T 33520 推荐的端面齿参数如表1所示。

表1 GB/T33520 推荐端面齿参数

项目	代号	量值
齿数	n	8
齿条夹角	β	70°
齿形角	α	10°
齿宽	b	3.4 mm
齿高	h	3.4 mm
齿间距	l	6.8 mm
齿顶高	e	1.5 mm

2 T型端面齿法兰工作原理

平面法兰和端面齿法兰的连接方式如图2所示。由图2可知:

(1)对于平面法兰连接,配对的法兰盘之间通过法兰端面接触。法兰之间力矩的传递主要借助接触面

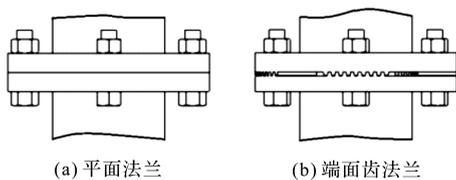


图2 平面法兰和端面齿法兰的连接方式

间的摩擦实现;

(2)端面齿法兰之间通过相互啮合的端面齿连接。当法兰旋转时,作用在主动法兰上的力矩经由啮合的齿传递到从动法兰上。

法兰工作时端面齿的受力如图3所示。

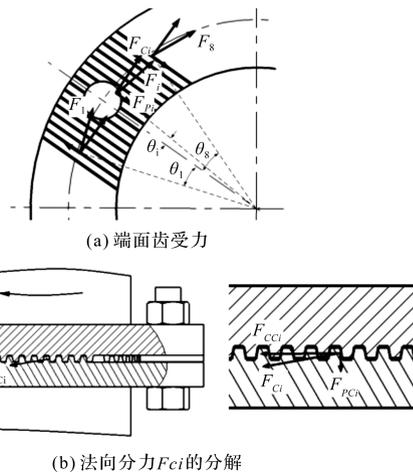


图3 法兰工作时端面齿受力

由图3(a)可知:由于端面齿并不完全对称,当法兰旋转时,相邻齿的运动趋势和轨迹存在差异,其所受载荷也不同。

以第 i 齿为例,假设其所受载荷为 F_i ,此力可分解为平行于齿面的径向分力和垂直于齿面的法向分力,即存在如下关系:

$$\begin{cases} F_{Ci} = F_i \cos\theta_i \\ F_{Pi} = F_i \sin\theta_i \end{cases} \quad (1)$$

式中: F_{Ci} —齿 i 上垂直于齿面的法向分力; F_{Pi} —齿 i 上平行于齿面的径向分力; θ_i —齿 i 等效作用点和回转中心连线与齿条中心对称面间的夹角。

由图3(b)可知,受齿形的影响,法向分力又可分解为平行于法兰盘轴线的分力和垂直于法兰盘轴线的分力,即:

$$\begin{cases} F_{Pci} = F_i \cos\theta_i \sin\alpha \\ F_{Cci} = F_i \cos\theta_i \cos\alpha \end{cases} \quad (2)$$

式中: F_{Ci} —平行于法兰盘轴线的分力; F_{Cci} —垂直于法兰盘轴线的分力。

依据力矩平衡原理可知,在法兰盘端面所在平面内,法兰上的扭矩与端面齿上载荷存在如下关系:

$$\cos\alpha \sum_{i=1}^n F_i r_i \cos^2\theta_i + \sum_{i=1}^n F_i r_i \sin^2\theta_i = \frac{M}{4} \quad (3)$$

式中: M —法兰扭矩; r_i —第 i 齿的等效载荷作用半径。

为了保证法兰之间连接的稳固, 法兰盘上必须有一个沿轴线方向的外力来平衡端面齿上的分力。

考虑到各齿的形状相同, 仅长度和位置有细微差距, 可推知各齿等效载荷作用半径相差不大。为了便于后续分析, 文中假设其都相等。

螺纹连接上的附加工作载荷与法兰扭矩之间存在如下关系:

$$F_L = \sin\alpha * \sum_{i=1}^n F_i \cos\theta_i < \frac{M}{4r_e} \tan\alpha \quad (4)$$

式中: r_e —端面齿等效载荷作用半径的均值; F_L —螺纹连接上的附加工作载荷。

当法兰为平面盘式法兰时, 为了平衡负载扭矩, 法兰盘端面上需要有足够大的摩擦力才能防止相对滑动, 实现稳固连接。上述摩擦力的生成完全依赖于螺纹连接提供的夹紧力。

故螺纹连接上的附加工作载荷和法兰扭矩之间存在下述关系:

$$F'_L = \frac{M}{mr_f \mu} \quad (5)$$

式中: μ —法兰盘接触面间的摩擦系数, 对于钢质法兰, 一般为 0.1 ~ 0.5; m —法兰上螺纹紧固件组的数量; r_f —螺纹紧固件所在分度圆半径。

当外形尺寸、紧固件数量、法兰扭矩相同时, T 型端面齿法兰和平面法兰上螺纹连接承受的附加工作载荷 F_L 和 F'_L 满足如下关系:

$$F_L < F'_L \quad (6)$$

通过上述分析可知: 对于带有 T 型端面齿的法兰, 负载扭矩的传递主要借助啮合的齿实现。由于齿形的影响, 端面齿齿面上存在一个平行于回转轴线的分力, 驱使配对的齿分离。该力的大小与法兰负载扭矩、齿的形状和分布有关。因此, 对于 T 型端面齿法兰连接系统, 其螺纹紧固件的功能是提供足够的夹紧力, 防止啮合的端面齿分开。

此外, 与平面法兰对比, T 型端面齿法兰还具备以下优点:

(1) 可以减少影响螺纹连接性能的外部因素, 如表面粗糙度、防腐处理方式等, 有利于提升螺纹连接性能的一致性;

(2) 具备“滤波”的功能, 可以减小作用到螺纹连接上的附加工作载荷及载荷的波动, 提升螺纹连接的工况稳定性和抗疲劳失效能力, 并降低连接系统对紧固件数量、强度等的需求。

3 有限元模型的建立

考虑到载荷的分配方式和预紧力的影响^[9], 直接检测螺纹连接上承受的附加工作载荷难度较大, 准确

性也不易保证。有限元法的出现, 为上述问题的解决提供了很好的思路。笔者利用有限元软件对法兰螺栓连接系统进行仿真计算^[10-11], 使研究端面齿和螺纹连接工作载荷之间的关系成为可能。

端面齿法兰螺纹连接的有限元模型如图 4 所示。

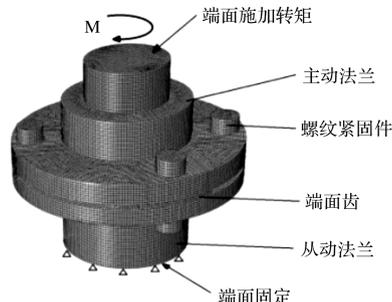


图 4 端面齿法兰螺纹连接有限元模型

螺纹紧固件内部的相互作用不是本文分析的焦点, 建模过程中将其简化为一个零件。法兰和螺纹紧固件的材料均设定为 45 钢, 对应的弹性模量和泊松比分别为 206 GPa 和 0.3, 不考虑材料塑性的影响。有限元模型的网格都采用六面体网格单元, 最终网格数量为 154 169。

端面齿法兰连接共有 3 组接触对: 齿和齿之间的接触、螺纹紧固件与主动法兰的接触、螺纹紧固件与从动法兰的接触。以上接触对都采用库伦摩擦模型, 摩擦系数为 0.15。分析过程中, 对从动法兰端面施加固定约束, 在主动法兰端面上施加旋转扭矩。

4 端面齿参数的影响

基于上述模型, 笔者以端面齿齿形和齿数为对象, 研究不同条件下螺纹连接附加工作载荷的变化规律。其中, 齿形参数包括齿条夹角、齿形角、齿宽、齿高、齿间距和齿顶高, 齿宽、齿高和齿间距之间存在等比关系, 分析中等效为一个参数。

仿真试验中, 法兰扭矩为 20 000 Nm, 螺栓孔分度圆直径为 150 mm, 端面齿内缘直径 112 mm, 外缘直径 180 mm。如无特殊说明, 分析中涉及的端面齿其他参数均采用 GB/T33520 中推荐值。

4.1 端面齿形参数的影响

以齿条夹角、齿形角、齿宽和齿顶高为对象进行分析, 得到的端面齿齿形对螺纹连接工作载荷的影响如图 5 所示。

由图 5 可知:

(1) 齿条夹角由 65° (不发生干涉的临界齿条夹角) 逐渐增大到 90° 时, 螺纹连接工作载荷没有明显变化, 仅发生微小波动, 这表明齿条夹角对螺纹连接工作载荷的影响较小。仅从对螺纹连接影响角度考虑, 国标推荐的 70° 角没有显著优势, 齿条夹角介于临界夹

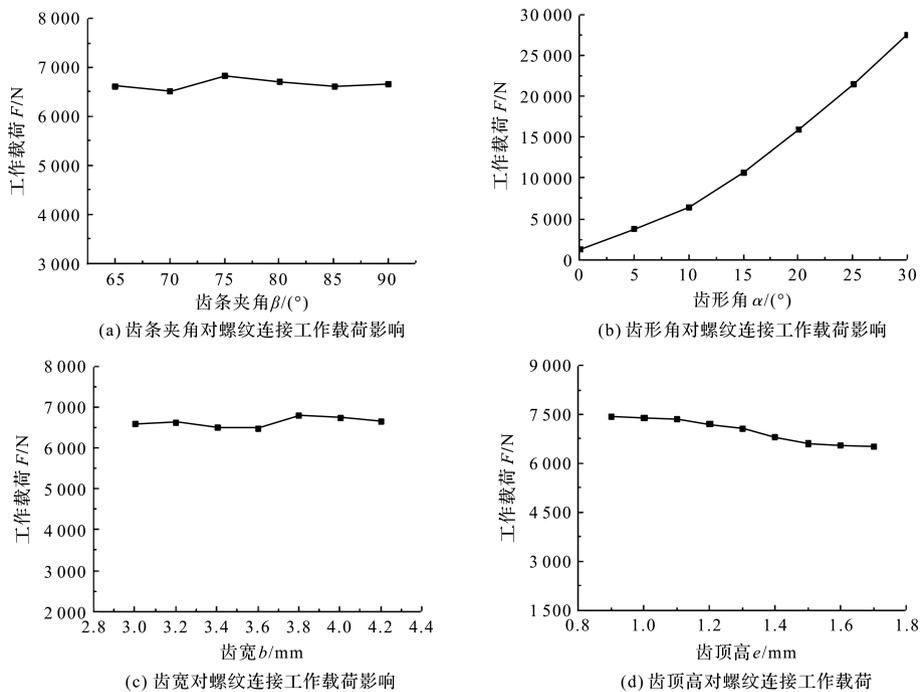


图5 端面齿齿形对螺纹工作载荷的影响

角 65° 和 90° 之间都可以;

(2) 以齿形角为研究对象, 齿形角在 $0^\circ \sim 30^\circ$ (不发生干涉的临界齿形角) 区间范围内, 齿形角越大, 工作载荷越大, 而且, 随着齿形角的变大, 工作载荷的增加速度逐渐加快。这一结论也在一定程度上验证了 2 中的分析。因此, 为了提升法兰螺纹连接性能, 从降低工作载荷的角度考虑, 应尽量选用小的齿形角, 若条件允许, 0° 齿形角更好;

(3) 以齿宽为研究对象, 在选定区间范围内, 螺纹连接上的附加工作载荷无明显增加或减小, 仅有微小波动。因此, 可以认为齿宽(齿高/齿间距)对工作载荷没有影响。在进行 T 型端面齿设计时, 可以忽略其对螺纹连接的影响, 优先从其他角度(如强度)或齿形要素进行考虑;

(4) 在 $0.9 \text{ mm} \sim 1.7 \text{ mm}$ (端面齿齿面完全接触的临界尺寸) 区间范围内, 随着齿顶高的变大, 螺纹连接上的附加工作载荷逐渐减小, 但减小量较小, 共计约 10%。由此推知, 端面齿磨损后, 螺纹连接附加工作载荷会小幅增加, 适当增大齿顶高, 利于减小螺纹连接上的工作载荷, 也利于增加磨损层余量, 延长使用寿命。但齿顶高过大, 端面齿之间无法有效啮合, 反而不利于提升螺栓连接性能。

因此, 从对纹连接性能影响方面考虑, 齿顶高介于 $1.5 \sim 1.7$ 之间较为合适。

4.2 端面齿齿数的影响

在齿条夹角 90° 条件下, 齿数由 2 逐步增加到 12 时, 端面齿齿数对螺纹连接工作载荷的影响如图 6 所示。

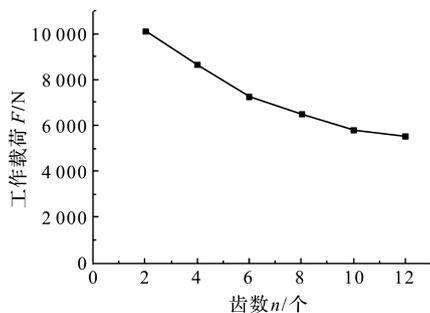


图6 端面齿齿数对螺纹连接工作载荷的影响

由图 6 可知: 随着齿数的增加, 作用到螺纹连接上的载荷逐渐减小, 但减小趋势逐渐放缓。这表明, 齿数越多越有利于降低螺纹连接上的工作载荷, 但当齿数超过一定范围后, 增加齿数对降低载荷不再有显著效果。试验表明, 这一临界齿数为 10 齿。

因此, 在进行端面齿设计时, 应尽量增大端面齿齿数, 以利于降低螺栓连接承受的工作载荷。综合考虑加工成本、法兰尺寸等因素, 将齿数控制在 10 齿以内, 性价比较好。

5 结束语

针对带有 T 型端面齿的法兰螺纹连接问题, 本文分析了 T 型端面齿的结构、工作方式及对法兰连接系统的影响, 基于有限元法研究了端面齿结构和螺纹连接上承受的附加工作载荷之间的关系, 并得到以下结论:

(1) T 型端面齿改变了法兰之间力矩的传递方式和螺纹连接的功能, 减少了影响螺纹连接的外部因素,

如法兰表面粗糙度、防腐处理方式等;

(2) T 型端面齿具有“滤波”功能,可以减小作用到螺纹连接上的附加工作载荷以及载荷的波动,提升螺纹连接的工况稳定性和抗疲劳失效能力,并可以降低连接系统对于紧固件数量、强度等的需求;

(3) 端面齿的形状和分布对螺纹连接上承受的附加工作载荷有着重要的影响。相同条件下,齿形角越大、齿数越少、齿顶高越小,附加工作载荷越大。而齿条夹角、齿宽、齿高和齿间距对附加工作载荷的影响较小。

参考文献 (References):

[1] BICKFORD JH. An introduction to the design and behavior of bolted joints [M]. London: Taylor & Francis Group, 1995.

[2] 刘检华, 孙清超. 产品装配技术的研究现状、技术内涵及发展趋势 [J]. 机械工程报, 2018, 54(11): 2-28.

[3] 田岛二郎. 高强度螺栓摩擦连接概论 [M]. 北京: 人民铁

道出版社, 1978.

[4] 王兆友, 柳超. 汽车底盘用不同螺栓防松结构的振动试验分析及应用 [C]. 2015 中国汽车工程学会年会. 天津: 机械工业出版社, 2015: 1178-1182.

[5] 莫易敏, 梁绍哲. 汽车高强度螺栓的防松性能的影响因素研究 [J]. 机械设计与制造, 2015, 9(9): 89-92.

[6] 王莉. 端面齿拉刀的设计 [C]. 2007 中国汽车工程学会年会. 天津: 机械工业出版社, 2007: 877-880

[7] 周永新, 阮小兵. 万向联轴器端面连接方式的改进 [J]. 黑龙江冶金, 2013, 33(6): 16-20.

[8] 全国机器轴与附件标准技术委员会. 传动轴 T 型端面齿. GB/T 33520-2017 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2017.

[9] 杨国庆, 王飞, 洪军. 螺栓被连接件刚度理论的计算方法 [J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(7): 50-56.

[10] 黄敬尧, 彭军. 仿真分析中螺栓连接件的简化方法 [J]. 机械研究与应用. 2019, 32(1): 62-67.

[11] 孙丹, 李玩幽, 吕秉琳. 螺栓连接结构力学建模方法概述 [S]. 噪声与振动控制. 2012, 12(6): 8-12.

[编辑: 方越婷]

本文引用格式:

张垒垒, 蹇雪梅, 王灿, 等. T 型端面齿对法兰螺纹连接的影响研究 [J]. 机电工程, 2020, 37(7): 826-830.

ZHANG Lei-lei, ZONG Xue-mei, WANG Can, et al. Research on the effects of cross-tooth type T on flange bolted joint [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020, 37(7): 826-830. [《机电工程》杂志; http://www.meem.com.cn](http://www.meem.com.cn)

(上接第 763 页)

次为: 液压调平子系统、承船厢结构子系统、主提升子系统、浅水晃动子系统。

参考文献 (References):

[1] 于庆奎, 方晓敏. 液压技术在现代升船机工程上的应用 [J]. 人民长江, 2008(20): 71-72.

[2] 国家标准化工作委员会. GB51177-2016. 升船机设计规范 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2016.

[3] 阮诗伦, 程耿东. 三峡升船机船-水-厢耦合系统的非线性有限元时域计算 [J]. 计算力学学报, 2003(3): 290-294.

[4] 程耿东, 李海涛, 阮诗伦. 重力全平衡提升式升船机的自振特性和稳定性分析 [J]. 机械强度, 2005, 27(3): 276-281.

[5] LIAO L. Safety analysis and design of full balanced hoist vertical shiplifts [J]. **Structural Engineering and Mechanics**. 2014, 49(3): 517-522.

[6] CHENG X, SHI D, LI H, et al. Stability and parameters influence study of Fully Balanced Hoist Vertical Ship Lift [J]. **Structural Engineering and Mechanics**, 2018(66): 583-594.

[7] ZHANG Y, SHI D, LIAO L, et al. Pitch stability analysis of high-lift wire rope hoist vertical shiplift under shallow water sloshing-structure interaction [J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multibody Dynamics**. 2019, 233(4): 942-955.

[8] 陆严, 姚香根, 曲以义. 用于三峡升船机模型试验的液压均衡系统 [J]. 液压气动与密封, 1995(4): 26-29.

[9] 陆严, 姚香根. 模糊控制在三峡升船机自动调平问题中的应用 [J]. 液压气动与密封, 1994(4): 2-5.

[10] 王刚. 大型升船机安全保障装置电液控制技术研究报告 [D]. 杭州: 浙江大学机械工程学院, 2017.

[11] 彭华伟, 潘尔顺, 钟廷修. 升船机多钢丝绳受力液压均衡特性研究 [J]. 机械工程学报, 2004, 40(1): 155-159.

[12] 潘尔顺, 彭华伟, 孙小明. 三峡升船机卷扬提升系统和液压平衡系统的动态耦合分析 [J]. 上海交通大学学报, 2003, 37(1): 84-87.

[13] FALTINSEN O M, TIMOKHA A N. Sloshing [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2009.

[14] 汪首坤. 液压控制系统 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2016.

[编辑: 方越婷]