文章编号:1000-8608(2021)02-0151-09

考虑大变形的汽车起重机受限空间下倾覆稳定性分析

滕儒民*1,姜宏图1,谢 涛2,王 欣1,王宏宇1

(1.大连理工大学 机械工程学院,辽宁 大连 116024;

2. 三一汽车起重机械有限公司 起重机研究院,湖南长沙 410600)

摘要:针对汽车起重机为减少地基投入或受到原有环境限制导致支腿无法完全伸展的现象,以QY25T汽车起重机为例,对其在受限空间内倾覆稳定性决定的最大起重量计算方法进行了研究,并考虑了支腿最大压力及臂架非线性变形对最大起重量的影响.结果表明,支腿最大压力会限制最大起重量,且臂架的非线性变形在臂架较长时,其变形情况可以使得倾覆 力矩最大增加了20.60%,因此需要添加合理的安全系数.

关键词:汽车起重机;受限空间;倾覆稳定性;支反力;臂架非线性变形 中图分类号:TH213.1 **文献标识码**:A **doi**:10.7511/dllgxb202102006

0 引 言

由于具备良好的机动性且作业稳定,汽车起 重机在实际工程中的应用越来越广泛,而这也使 得起重机的作业环境越来越复杂.在很多吊装作 业场地,为减少地基投入或受到原有环境限制,起 重机的支腿无法完全伸缩支撑作业,因此需要根 据特定场地,最大限度地进行支腿伸缩支撑.在这 种条件下,如果不能提供由倾覆稳定性决定的起 重量,力矩限制器就不能进行安全保护,仅凭操纵 人员的经验进行吊装操作,不仅无法充分发挥起 重机的性能,且更容易造成倾覆事故,导致无法挽 回的经济损失[1-2]. 国外的利勃海尔集团依据其产 品实际应用情况,将民间经验转化为实际应用,基 于汽车起重机倾覆稳定性工况发布了 VarioBase 技术,其主要是应用于空间受限场地施工,来减少 因操作不当而引起事故的危险,增加操作的安全 性及起重机对环境的适应性,同时也考虑提升支 腿全伸时部分作业工况的起重性能,从而为用户 带来额外效益,随后其他国外集团也发布了类似 技术,这项技术已经在欧美起重机吊装市场得到 普遍的认可.而目前国内起重机对于支腿在受限 空间下任意伸展情况的整机倾覆稳定性研究较少.为了保证作业安全,增强其环境适应性,对于 汽车起重机在受限空间下倾覆稳定性的研究十分 必要.

本次研究主要针对汽车起重机在受限空间下 的倾覆稳定性问题,以 QY25T 汽车起重机为例 进行倾覆稳定性分析研究,并分析支腿最大压力 及臂架非线性变形对倾覆稳定性决定的最大起重 量的影响.

1 基于力矩法的最大起重量计算方法

为了将倾覆稳定性计算方法应用到力矩限制 器上,文献[2-6]以力矩法计算了倾覆稳定性决定 的最大起重量.力矩法目前是《起重机设计规范》 (GB/T 3811—2008)^[7]所采用的计算流动式工程 机械倾覆稳定性的方法.其判别倾覆稳定性的基 本原则为:作用于机构上包括自重在内的各项荷 载对危险倾翻边的力矩代数和必须大于或至少等 于零,即 $\sum M \ge 0.$ 最大起重量计算公式如下:

$$F_{\text{load}} = (M_{\text{s}} - P_{\text{b}} \cdot d_{\text{b}})/d_{\text{load}}$$
(1)

式中:Fload为起重机最大吊载,Ms为稳定力矩,Pb

收稿日期: 2020-07-24; 修回日期: 2021-01-25.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51475068).

作者简介:滕儒民*(1973-),男,博士,副教授,硕士生导师, E-mail:tengrumin@163.com.

为臂架的重力,d_b为臂架重心到倾覆边界的水平 投影距离,d_{load}为吊载重心到倾覆边界的水平投 影距离.

由于本文主要研究的是在吊装开始阶段提供 汽车起重机基于支腿伸展位置的最大起重量的方 法,不同的风载和动载仅影响其倾覆力矩的变化, 对计算方法的改变影响较小,故本次分析过程中 不考虑风载和动载的影响.

2 支腿最大压力对最大起重量影响 分析

2.1 考虑车架主梁扭转和支腿弯曲的支反力计算

为了研究支腿最大压力对最大起重量的影响,利用力法及前后支腿相对于回转中心发生的转角相等的变形平衡条件,求得各支腿支反力计算式如下式所示^[8-12]:

$$\begin{split} X_{1} &= \frac{l_{4}}{l_{1} + l_{4}} \cdot \frac{D_{2}}{D_{1} + D_{2}} \cdot F_{all} - \frac{l_{4}}{l_{1} + l_{4}} \cdot \frac{M_{yall}}{D_{1} + D_{2}} - \\ &= \frac{M_{xall}}{2(l_{1} + l_{4})} \cdot (1 + \lambda); \\ X_{2} &= \frac{l_{3}}{l_{2} + l_{3}} \cdot \frac{D_{1}}{D_{1} + D_{2}} \cdot F_{all} + \frac{l_{3}}{l_{2} + l_{3}} \cdot \frac{M_{yall}}{D_{1} + D_{2}} - \\ &= \frac{M_{xall}}{2(l_{2} + l_{3})} \cdot (1 - \lambda); \\ X_{3} &= \frac{l_{2}}{l_{2} + l_{3}} \cdot \frac{D_{1}}{D_{1} + D_{2}} \cdot F_{all} + \frac{l_{2}}{l_{2} + l_{3}} \cdot \frac{M_{yall}}{D_{1} + D_{2}} + \\ &= \frac{M_{xall}}{2(l_{2} + l_{3})} \cdot (1 - \lambda); \\ X_{4} &= \frac{l_{1}}{l_{1} + l_{4}} \cdot \frac{D_{2}}{D_{1} + D_{2}} \cdot F_{all} - \frac{l_{1}}{l_{1} + l_{4}} \cdot \frac{M_{yall}}{D_{1} + D_{2}} + \\ &= \frac{M_{xall}}{2(l_{1} + l_{4})} \cdot (1 + \lambda) \end{split}$$

式中: l_i 为第i个支腿的伸展长度, D_1 为1、4支 腿距回转中心的距离, D_2 为2、3支腿距回转中心 的距离, F_{all} 为在回转中心的合力, M_{xall} 、 M_{yall} 分别 为回转中心绕x轴、y轴的合力矩.

$$\lambda = \left[((l_2 + l_3)^2 - 3l_3^2)(l_1 + l_4)I_1GJ - ((l_1 + l_4)^2 - 3l_4^2)(l_2 + l_3)I_2GJ + (D_2 - D_1)(l_2 + l_3)I_2 \cdot 6(l_1 + l_4)EI_1 \right] / \left[((l_1 + l_4)^2 - 3l_4^2)(l_2 + l_3)I_2GJ + ((l_2 + l_3)^2 - 3l_3^2)(l_1 + l_4)I_1GJ + ((l_2 + l_3)^2 - 3l_3^2)(l_1 + l_4)I_1GJ + ((l_3 + l_4))I_3GJ + ((l_3 + l_3)^2 - 3l_3^2)(l_3 + l_4)I_3GJ + ((l_3 + l_4)^2 - 3l_4)I_3GJ + ((l_3 + l_4)^2 - 3l_4)I_4)I_3GJ + ((l_3 + l_4)^2 - 3l_4)I_4)I_3GJ + ((l_$$

 $(D_1+D_2)(l_1+l_4)I_1 \cdot 6(l_2+l_3)EI_2$](3) 式中:G为主梁回转惯性矩,E为弹性模量, I_1 为 固定支腿的惯性矩, I_2 为活动支腿的惯性矩,J为 扭转惯性矩.

2.2 汽车起重机支腿支反力有限元分析

为了验证四点支撑支腿支反力计算式的正确 性,建立了汽车起重机底架模型并进行分析.比较 有限元分析得到的仿真值和根据计算式得到的理 论值^[13-14].底架有限元模型如图 1 所示,为了减少 横向摩擦的影响,约束各支腿 *x、y、z* 方向的位 移,活动支腿与支腿箱采用节点耦合的方法.



图 1 底架有限元模型 Fig. 1 Finite element model of chassis

底架各部分截面几何属性如表 1 所示.分析 工况如表 2 所示.

表 1 底架截面几何属性 Tab. 1 Geometric attributes of chassis section

名称	面积 A/ 10 ⁴ mm ²	惯性矩 I _y / 10 ⁹ mm ⁴	惯性矩 I _z / 10 ⁹ mm ⁴	扭转惯性矩 J/10 ⁹ mm ⁴
主梁	3.59	4.67	1.08	1.81
支腿箱	1.04	0.13	0.23	0.25
活动支腿	1.24	0.08	0.11	0.13

表 2 支反力分析典型工况

Tab. 2 Typical working conditions of support reaction force analysis

工况	臂长/m	幅度/m	吊重/kg	吊臂仰角/(°)
工况 1	10.60	5	20 000	50
工况 2	23.46	7	10 400	68
工况 3	40.00	9	5 600	75

因此得到 3 个工况臂架旋角(β)-支腿支反力 (*X_i*)曲线图如图 2~4 所示. 从上述分析可以看到,有限元分析支腿支反 力仿真值与计算式得到的支腿支反力理论值相对



图 2 工况 1 各支腿支反力

Fig. 2 Support reaction force of each outrigger under working condition 1



图 3 工况 2 各支腿支反力

Fig. 3 Support reaction force of each outrigger under working condition 2



图 4 工况 3 各支腿支反力

Fig. 4 Support reaction force of each outrigger under working condition 3

误差不大,大体上在5%以下;支腿支反力计算式 能够很好地反映各支腿支反力的变化趋势;在幅 值处有一定的误差,这可能与水平约束有关,但其 误差值在可以接受的范围内.

2.3 汽车起重机支腿最大压力对最大起重量的 影响

为了研究汽车起重机支腿最大压力对最大起 重量的影响,分别选取各支腿完全伸展以及上侧 支腿完全伸展而下侧支腿不完全伸展两种情况及 支腿任意伸展时的两个工况进行分析,其工况情况如表3所示.然后分别得到各工况考虑支腿最大压力和不考虑支腿最大压力的臂架旋角-最大起重量极坐标图.

各工况未考虑支腿最大压力和考虑支腿最大 压力臂架旋角-最大起重量极坐标图如图 5 所示, 各工况在支腿附近未考虑支腿最大压力的最大起 重量远大于考虑支腿最大压力的最大起重量,因 此支腿最大压力会限制倾覆稳定性决定的最大起

表 3 倾覆稳定性分析典型工况

名称		臂架 长度/m	吊臂仰角/ (°)	支腿 1 伸展 长度/m	支腿 2 伸展 长度/m	支腿 3 伸展 长度/m	支腿 4 伸展 长度/m
支腿全伸	工况 1	23.46	50	1.8	1.8	1.8	1.8
	工况 2	40.00	50	1.8	1.8	1.8	1.8
支腿一侧半伸	工况 3	23.46	50	1.8	1.8	0.9	0.9
	工况 4	40.00	50	1.8	1.8	0.9	0.9
支腿任意伸展	工况 5	40.00	50	1.5	1.2	0.9	1.1
	工况 6	40.00	50	1.2	1.7	0.6	1.0

Tab. 3 Typical working conditions of overturning stability analysis

 $F_{\rm load}/{\rm kN}$

 $F_{\rm load}/{\rm kN}$

 $F_{\rm load}/{\rm kN}$

 $\beta/(^{\circ})$

 $\beta/(^{\circ})$

 $\beta/(^{\circ})$

(e) 工况 5 未考虑支腿最大压力

(b) 工况 2 未考虑支腿最大压力



(a) 工况1未考虑支腿最大压力



(d) 工况 4 未考虑支腿最大压力



(g) 工况1考虑支腿最大压力





(c) 工况 3 未考虑支腿最大压力



(f) 工况 6 未考虑支腿最大压力



(i) 工况 3 考虑支腿最大压力







Fig. 5 Polar coordinate diagram of boom swing angle-maximum lifting capacity under various working conditions

重量,若要应用此方法指导吊装,对于已生产 产品,需要考虑现有的支腿最大压力,而在设计时 也应以此为依据设计支腿强度;同时臂架在各位 置作业时的最大起重量并不相同,臂架在支腿附 近的最大起重量远高于臂架垂直或平行于主梁位 置的最大起重量,其在全伸时最大可以高出 69.44%;且对于支腿任意伸展状态,仍可以快速 计算出臂架在各位置的最大起重量,有效地指导 吊装作业.

3 臂架变形对倾覆稳定性影响

由于臂架变形对于倾覆稳定性的影响主要是 在吊载一定时使倾覆力矩增加,因此需要利用 ANSYS 对臂架变形进行分析^[15-17],研究臂架变 形对倾覆稳定性的影响,臂架截面几何属性如表 4 所示.

Tab. 4 Geometric attributes of boom section						
名称	长度 l/mm	质量 m/kg	面积 $A/10^4$ mm ²	惯性矩 I _y /10 ⁹ mm ⁴	惯性矩 $I_z/10^9 \text{ mm}^4$	扭转惯性矩 $J/10^9 \text{ mm}^4$
第1节臂架	9 915	2 234	1.66	0.82	1.11	1.68
第2节臂架	9 640	1 175	1.45	0.61	0.84	1.27
第3节臂架	9 380	829	1.04	0.37	0.53	0.78
第4节臂架	9 275	687	0.89	0.26	0.39	0.57
第5节臂架	9 325	638	0.76	0.13	0.27	0.33

表 4 臂架截面几何属性

臂架有限元模型如图 6 所示.

从起重性能表选取 3 个臂长中力和力矩最大的工况进行分析^[18-20],其工况情况如表 5 所示.

由于研究臂架变形对倾覆稳定性的影响,仅 考虑臂架 *x* 轴向的变形.各工况荷载-*x* 轴向位移 如图 7 所示.从图中可以看出,当臂架臂长为 10.60 m时,其非线性变形与线性变形相似,且使 得其倾覆力矩最大增加了 0.79%,对于倾覆稳定 性的影响较小;而当臂架臂长为 40.00 m时,其 非线性变形比线性变形在 *x* 轴向最大增加了



图 6 臂架有限元模型 Fig. 6 Finite element model of boom

		51 8	5	
工况	臂长/m	幅度/m	吊重/kg	吊臂仰角/(°)
工况 1	10.60	3	25 000	63
工况 2	10.60	5	20 000	50
工况 3	23.46	5	12 200	73
工况 4	23.46	10	7 750	60
工况 5	40.00	9	5 600	75
工况 6	40.00	15	3 750	65

表 5 臂架分析典型工况 Tab.5 Typical working conditions of boom analysis



图 7 各工况荷载-x 轴向位移图 Fig. 7 Load-x axial displacement diagram of each working condition

23.92%,且使得其倾覆力矩最大增加了20.60%, 在此时臂架变形对于倾覆稳定性有较大的影响, 需对刚体求解结果进行修正.

由于理论计算结果是起重机的倾覆力矩,对 于风载、动载、变形的影响可以根据倾覆力矩不变 的条件,来计算考虑这些因素后倾覆稳定性决定 的最大起重量.

4 结 语

本文以 QY25T 汽车起重机为例,基于汽车 起重机受限空间下倾覆稳定性决定的最大起重量 计算方法,研究了支腿最大压力及臂架非线性变 形对倾覆稳定性决定的最大起重量的限制.对于 已生产产品,其支腿最大压力会限制最大起重量 的数值,在应用力矩限制器时需要考虑支腿最大 压力,同时也为起重机支腿设计提供了依据.而对 于臂架非线性变形,当臂架较长时,其变形情况使 得倾覆力矩最大增加了 20.60%,因此不能忽略 臂架非线性变形的影响,应基于倾覆力矩不变的 条件来修正最大起重量.本文研究成果可增强起 重机对环境的适应性,并对汽车起重机在空间有 限条件下的吊装作业提供一定指导,保证吊装的 安全性.

参考文献:

- [1] 石琪晟,杨 峰,虞 杰.汽车起重机倾覆事故分析及其抗倾覆能力研究[J].中国设备工程,2017(13):166-167.
 SHI Qisheng, YANG Feng, YU Jie. Analysis of overturning accident of truck crane and research on its anti-overturning ability [J]. China Plant Engineering, 2017(13):166-167. (in Chinese)
 [2] 王文军. 简述国内外汽车起重机的发展趋势[J].
 - 科技与企业, 2014(1): 2. WANG Wenjun. Description of the development trend of domestic and foreign truck cranes [J]. **Technology & Business**, 2014(1): 2. (in Chinese)
- [3] 姜宏图,滕儒民,王殿龙.汽车起重机在受限空间 整机稳定性计算方法研究 [J].起重运输机械, 2020(7): 31-35, 41.

JIANG Hongtu, TENG Rumin, WANG Dianlong. Research on the stability calculation method of truck crane in confined space [J]. **Hoisting and Conveying Machinery**, 2020(7): 31-35, 41. (in Chinese)

- [4] 侯卫斌、矿用专用吊装起重机倾覆稳定性分析[J]. 机械管理开发, 2019, 34(7): 83, 111.
 HOU Weibin. Analysis of overturning stability of mining special hoisting crane [J]. Mechanical Management and Development, 2019, 34(7): 83, 111. (in Chinese)
- [5] 熊 飞,于海亮.履带式起重机抗倾覆稳定性分析[J].山西建筑,2009,35(10):350-351.
 XIONG Fei, YU Hailiang. Overturn resistant stability analysis of crawler crane [J]. Shanxi Architecture, 2009,35(10):350-351. (in Chinese)
- [6] JENG S L, YANG C F, CHIENG W H. Outrigger force measure for mobile crane safety based on linear programming optimization [J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2010, 38(2):145-170.
- [7] 全国起重机械标准化技术委员会.起重机设计规范:GB/T 3811—2008 [S].北京:中国标准出版社,2008.

National Technical Committee for Hoisting Machinery Standardization. Design Rules for Cranes: GB/T 3811-2008 [S]. Beijing: China Standard Press, 2008. (in Chinese) [8] 房晓文,陈学东,周振华,等.汽车起重机支腿反 力简化计算方法与实验验证 [J].起重运输机械, 2012(3):89-92.

FANG Xiaowen, CHEN Xuedong, ZHOU Zhenhua, *et al.* Simplified calculation method and experimental verification of the reaction force of truck crane outriggers [J]. **Hoisting and Conveying Machinery**, 2012(3): 89-92. (in Chinese)

- [9] ZHOU Zhaofa, LI Feng, HUANG Xianxiang. Safety monitoring method of hoisting equipment based on pressure measuring [C] // 2007 8th International Conference on Electronic Measurement and Instruments, ICEMI. Washington D C: IEEE Computer Society, 2007: 502-507.
- [10] ROMANELLO G. Stability analysis of mobile cranes and determination of outriggers loading [J].
 Journal of Engineering, Design and Technology, 2019, 16(6): 938-958.
- [11] 张雪敏. 超静定结构常用解法的比较与合理选用[J]. 智库时代, 2018(24): 228.
 ZHANG Xuemin. Comparison and reasonable selection of common solutions for hyperstatic structures [J]. Think Tank Era, 2018(24): 228. (in Chinese)
- [12] 刘 东.考虑大变形因素的高空作业车倾覆稳定性研究 [D].大连:大连理工大学,2011.
 LIU Dong. Overturning stability analysis of aerial work platform based on large deflection [D].
 Dalian: Dalian University of Technology, 2011. (in Chinese)
- [13] 苗玉彬, 屈福政, 滕弘飞. 结构静力反问题求解逆 摄动算法 [J]. 大连理工大学学报, 2001, 41(1): 67-72.

MIAO Yubin, QU Fuzheng, TENG Hongfei. Inverse perturbation solution method for structure static inverse problems [J]. Journal of Dalian University of Technology, 2001, 41(1): 67-72. (in Chinese)

- [14] NGUYEN D K. Large displacement response of tapered cantilever beams made of axially functionally graded material [J]. Composites Part B: Engineering, 2013, 55: 298-305.
- [15] ORAN C. Tangent stiffness in space frames [J]. Journal of the Structural Division, 1973, 99 (6):

987-1001.

- [16] 代丽丽. 起重机桁架臂几何非线性稳定性分析[D]. 大连:大连理工大学,2016.
 DAI Lili. Geometrical nonlinear stability analysis of crane truss boom [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2016. (in Chinese)
- [17] 刘俊汝. 起重机超起臂架系统几何非线性及稳定性研究 [D]. 沈阳: 沈阳建筑大学, 2019.
 LIU Junru. Research on geometric nonlinearity and stability of the super-lifting boom system of crane [D].
 Shenyang: Shenyang Jianzhu University, 2019. (in Chinese)
- [18] 王晓明. 钢筋混凝土结构非线性有限元分析简述 [J]. 建筑监督检测与造价, 2017, 10(4): 45-48.

WANG Xiaoming. Brief introduction of nonlinear

finite element analysis of reinforced concrete structures [J]. Supervision Test and Cost of Construction, 2017, 10(4): 45-48. (in Chinese)

- [19] 潘家英,张国政,程庆国.大跨度桥梁极限承载力的几何与材料非线性耦合分析[J]. 土木工程学报,2000,33(1):5-8,14.
 PAN Jiaying, ZHANG Guozheng, CHENG Qingguo. Geometrical and material nonlinear analysis for determining ultimate load capacity of long-span bridges [J]. China Civil Engineering Journal, 2000, 33(1): 5-8, 14. (in Chinese)
- [20] BATOZ J L, DHATT G. Incremental displacement algorithm for nonlinear problems [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1979, 14(8): 1262-1267.

Analysis of overturning stability of truck crane in confined space considering large deformation

TENG Rumin^{*1}, JIANG Hongtu¹, XIE Tao², WANG Xin¹, WANG Hongyu¹

(1. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. Crane Research Institute, Sany Automobile Lifting Machinery Co., Ltd., Changsha 410600, China)

Abstract: Aiming at the phenomenon that the outriggers of truck crane cannot be fully extended due to the reduction of the foundation investment or the original environmental restrictions, taking QY25T truck crane as an example, the calculation method of the maximum lifting capacity determined by its overturning stability in a confined space is studied. The influence of the maximum pressure of the outriggers and the nonlinear deformation of the boom on the maximum lifting capacity is considered. The results show that the maximum pressure of the outriggers limits the maximum lifting capacity, and when boom is long the biggest growth rate of overturning moment can be 20.60% due to boom nonlinear deformation. Therefore reasonable safety factor is needed.

Key words: truck crane; confined space; overturning stability; support reaction force; boom nonlinear deformation