

DOI: 10.14056/j.cnki.naoe.2017.03.008

轮机与辅机

# 基于 ANSYS-WORKBENCH 的绞车卷筒 受力分析与试验研究

孙 凯, 柳 胜

(武汉船用机械有限责任公司, 湖北 武汉 430084)

**摘要:** 根据液压张力/锚泊绞车的实际使用工况, 采用 ANSYS-WORKBENCH 对液压张力/锚泊绞车的卷筒建立有限元模型, 并对制动力和支持负载 2 种使用工况下的应力应变进行分析。分析结果表明: 卷筒最大综合应力均小于材料的许用应力, 满足强度要求。同时, 采用油缸加载的方式对液压张力/锚泊绞车的制动力和支持负载进行试验, 验证绞车卷筒的强度和刚度是否满足使用要求。试验结果表明: 卷筒无明显变形, 试验完成后绞车运行无卡滞, 绞车卷筒的强度和刚度满足使用要求。

**关键词:** 绞车; 有限元; 制动力; 支持负载; 试验研究

中图分类号: P754.3; P715.1

文献标志码: A

文章编号: 2095-4069 (2017) 03-0035-05

## ANSYS-WORKBENCH Based Load Analysis and Experimental Study of Winch Drum

SUN Kai, LIU Sheng

(Wuhan Marine Machinery Plant Co., Ltd., Wuhan 430084, China)

**Abstract:** According to the actual working conditions of hydraulic tension/anchorage winch, the finite element model of the hydraulic tension/anchorage winch drum is established with ANSYS-WORKBENCH, and the stress-strain is analyzed for two loading conditions, i.e. braking force condition and sustaining load condition. The maximum overall stresses obtained are smaller than the allowed stress of the material, which meets the strength requirement. Meanwhile, the braking force and the sustaining load of the hydraulic tension/anchorage winch are tested with the hydro-cylinder loading method to see if the winch strength and stiffness comply with the requirement. The experiment result shows that the winch drum hasn't obvious deformation, and there isn't clamping stagnation in the experiment, so both the strength and stiffness of the winch drum meet the application requirement.

**Key words:** winch; finite element; braking force; sustaining load; experiment research

## 0 引 言

配备在升降平台上的液压张力/锚泊绞车的工作原理与配备在船舶上的锚绞机有相似之处, 但前者除了具备锚泊定位、拖拽等功能之外, 对控制精度和水密性的要求更高, 主体结构和工况与锚绞机不同。目前国内外对船用锚绞机整机及各部件的研究已趋于成熟。例如: 汪宏等<sup>[1]</sup>运用 ANSYS 对锚机在各种组合载荷工况下的强度进行分析; 胡庸才<sup>[2]</sup>对大型锚绞机的卷筒进行额定工况和失效工况下的有限元计算, 确定卷筒载荷的外载荷分布规律。虽然液压张力/锚泊绞车的结构和功能与常规锚绞机有所不同, 但仍可在已有

收稿日期: 2016-12-15

**作者简介:** 孙凯, 男, 高级工程师, 1978 年生。2001 年毕业于昆明理工大学机械工程及自动化专业, 现从事船舶机械研究工作。

研究的基础上对液压张力/锚泊绞车的卷筒在制动力和支持负载工况下的应力应变分布情况进行分析, 结合相关试验对绞车卷筒的强度和刚度进行验证。

## 1 液压张力/锚泊绞车使用工况分析

### 1.1 液压张力/锚泊绞车设计输入条件

此处所述升降平台包含 4 台 250kN 液压张力绞车和 4 台 250kN 液压锚泊绞车。在升降平台四角各布置 1 台张力绞车、1 台锚泊绞车及 1 只锚; 每只锚与 1 台张力绞车直连, 与 1 台锚泊绞车对角斜连。250kN 液压张力/锚泊绞车在机械结构和使用工况完全相同的情况下, 因采用的液压阀组不同, 功能略有不同。

250kN 液压张力/锚泊绞车的主要技术参数为: 额定拉力 250kN; 制动力 375kN; 机械支持负载 800kN; 缆绳卷入速度 2m/min; 缆绳放出速度 4m/min; 钢丝绳直径 36mm (公称抗拉强度 1870MPa, 最小破断力 1000kN)。

### 1.2 液压张力/锚泊绞车工况分析

250kN 液压张力/锚泊绞车主要应用于平台升降、收放锚、姿态调整、固定平台位置和拔锚等工况中, 各工况对应的载荷见表 1。

表 1 液压张力/锚泊绞车各工况对应的载荷

序号	工况	载荷	载荷值/kN
1	平台升降	额定载荷	250
2	收放锚	额定载荷	250
3	姿态调整	额定载荷	250
4	固定平台位置	制动力	375
5	拔锚	支持负载	800

### 1.3 液压张力/锚泊绞车设计模型

根据液压张力/锚泊绞车的技术参数及使用工况, 对绞车电动机、制动器和减速机等进行选型, 液压张力/锚泊绞车设计模型见图 1。绞车由电动机、制动器、减速机、卷筒、支座板和销轴等部件组成。

绞车卷筒的直径  $D$  应大于 16 倍的钢丝绳直径  $d$ , 即

$$D \geq 16d \quad (1)$$

由式(1)可得卷筒直径最小为 576mm, 圆整后取 1500mm, 滚筒节圆直径为 1536mm。

卷筒宽度  $B$  的计算式为

$$B = \frac{Ld}{2.85n[D + 1.1d(0.134 + 0.866n)]} \quad (2)$$

式(2)中:  $n$  为钢丝绳缠绕层数, 取  $n=1$ ;  $L$  为卷筒容绳量, 取  $L=150$ m。由式(2)可得  $B=1231$ mm, 圆整后取 1200mm。卷筒选用的材料为 DH36, 钢板厚度取 50mm。

在确定卷筒后, 根据工作负载、减速比和钢丝绳出/入绳速度等参数对绞车电动机、制动器、减速机、液压泵站及阀组等部件进行选型。

在固定平台位置工况下, 绞车通过电动机制动器对绞车卷筒进行刹车制动, 绞车制动力由电动机制动器产生并通过减速机传递至绞车卷筒上。

在拔锚 (即张力/锚泊绞车将锚从土中拔出) 工况下, 钢丝绳的张力为 784N, 仅依靠制动器的制动力矩不能满足要求, 且减速机的负载过大, 易使减速机的使用寿命减少甚至遭到损坏。设计时, 在卷筒的一个侧板上设置一圈共计 24 个  $\phi 90$  的孔, 在该侧下面设置锁定座, 在锚破土前用锁定销将卷筒侧板上的孔和

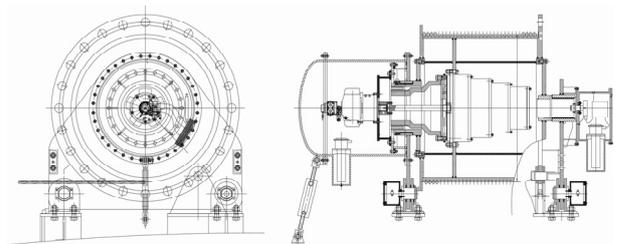


图 1 液压张力/锚泊绞车设计模型

底座的孔穿起来, 这样锚破土的钢丝绳的张力即可通过卷筒侧板与销轴的作用而产生。该工况即为绞车支持负载, 对绞车整体强度进行考核。液压张力/锚泊绞车卷筒设计模型见图 2。

在液压张力/锚泊绞车的 5 种工况中, 制动力工况和支持负载工况最为恶劣, 且这 2 种工况存在不同之处, 因此分别对液压张力/锚泊绞车在制动力工况下和支持负载工况下的受力进行有限元分析, 完成对卷筒强度和刚度的校核。

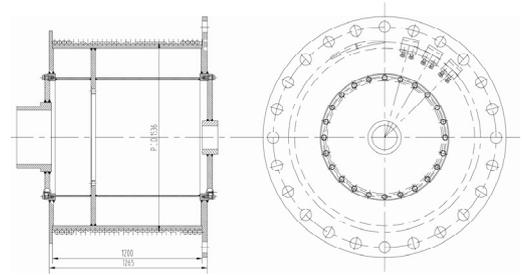


图 2 液压张力/锚泊绞车卷筒设计模型

## 2 绞车卷筒有限元模型建立

### 2.1 绞车卷筒体几何模型

绞车卷筒材料为 DH36, 其厚度取 50mm, 基本性能见表 2。

表 2 卷筒材料的基本性能

序号	基本性能	取值
1	屈服强度/MPa	355
2	弹性模量 $E$ /MPa	$2.05 \times 10^5$
3	泊松比 $\nu$	0.3

张力绞车的卷筒体几何模型见图 3。在 ANSYS-WORKBENCH 中, 采用实体-壳单元“SOLSH190”来模拟主体板结构。模型采用光卷筒, 在卷筒上切割小面模拟绳槽。张力绞车的卷筒体网格模型见图 4。

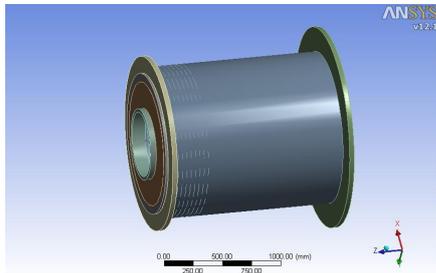


图 3 张力绞车的卷筒体几何模型

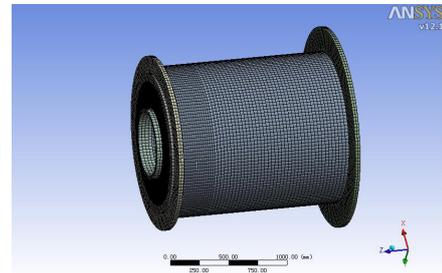


图 4 张力绞车的卷筒体网格模型

### 2.2 约束与工况载荷的施加

卷筒受到钢丝绳挤压力和钢丝绳出绳端拉力的作用。

1) 钢丝绳拉力根据式(3)衰减得到, 越远离出绳端, 钢丝绳拉力越小。

$$s = 2.5s_{\max} / e^{2n\pi\mu} \quad (3)$$

式(3)中:  $\mu = 0.115$ ;  $s_{\max}$  为出绳端钢丝绳拉力;  $n$  为钢丝绳圈数。

2) 钢丝绳挤压力根据钢丝绳拉力得到, 不同圈上的钢丝绳的拉力是不一样的, 呈逐圈衰减态势, 从而使得作用在卷筒上的挤压应力不同, 出绳处钢丝绳的挤压应力最大。

$$\sigma = 2s / (Dd) \quad (4)$$

式(4)中:  $D$  为卷筒直径, 取 1320mm;  $d$  为钢丝绳直径, 取 36mm。

#### 2.2.1 制动力载荷下约束和载荷的施加

根据卷筒在制动力载荷下的受力特点, 对卷筒两端施加轴承的径向约束, 对卷筒内筋板进行全约束(见图 5)。

施加的制动力载荷  $F = 375 \text{ kN}$ , 根据式(4)计算该工况下的钢丝绳挤压应力见表 3。因此, 在卷筒切割小面上施加表 3 中的载荷(见图 6)。

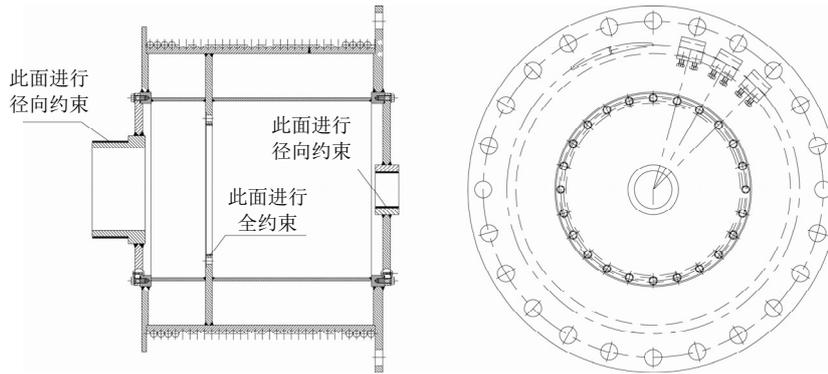


图 5 制动力载荷下对卷筒施加的约束

表 3 制动力载荷下钢丝绳各圈挤压应力

圈数	1	2	3	4	5	6	7
挤压应力/MPa	15.78	9.30	4.52	2.19	1.06	0.52	0.25

### 2.2.2 支持负载下约束和载荷的施加

根据卷筒在支持负载作用下的受力特点,对卷筒两端施加轴承的径向约束,对销轴孔处进行全约束(见图 7)。

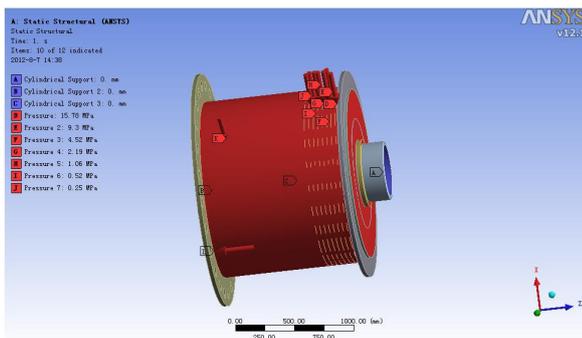


图 6 制动力载荷下卷筒的约束和载荷施加

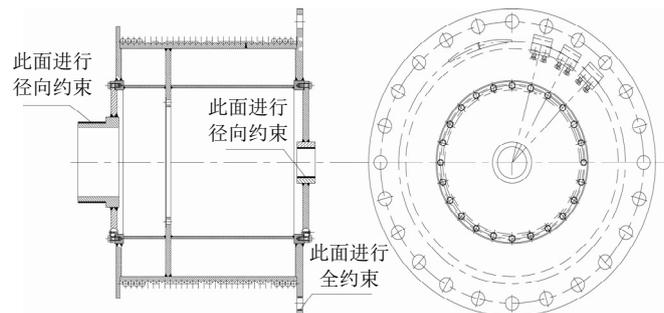


图 7 支持负载下卷筒的约束的施加

施加的支持负载  $F = 800 \text{ kN}$ , 根据式(4)计算该工况下的钢丝绳挤压应力见表 4。因此,在卷筒切割小面上施加表 4 中的载荷(见图 8)。

表 4 支持负载下钢丝绳各圈挤压应力

圈数	1	2	3	4	5	6	7
挤压应力/MPa	33.67	19.84	9.63	4.68	2.27	1.10	0.54

## 2.3 有限元分析结果

### 2.3.1 在制动力载荷下的有限元分析结果

在 ANSYS-WORKBENCH 中对卷筒在制动力载荷下的有限元模型进行计算。卷筒的最大综合应力为  $123.54 \text{ MPa}$ , 出现在卷筒轮毂端部(见图 9), 小于材料的屈服强度  $355 \text{ MPa}$ , 可满足设计要求。卷筒的最大变形量为  $1.03 \text{ mm}$ , 出现在卷筒轮毂端部(见图 10)。通过有限元分析可知, 卷筒强度满足要求。

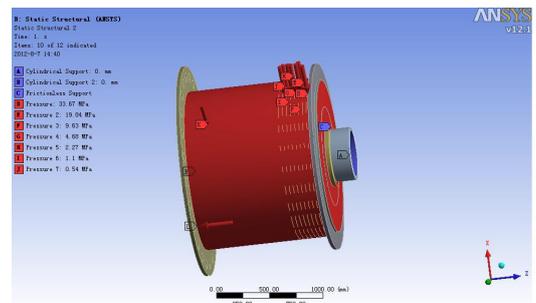


图 8 支持负载下卷筒的约束和载荷施加

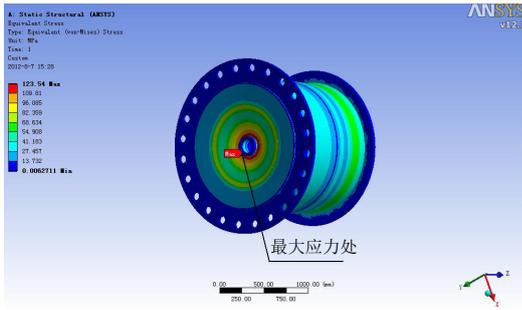


图 9 制动力载荷下卷筒的应力云图

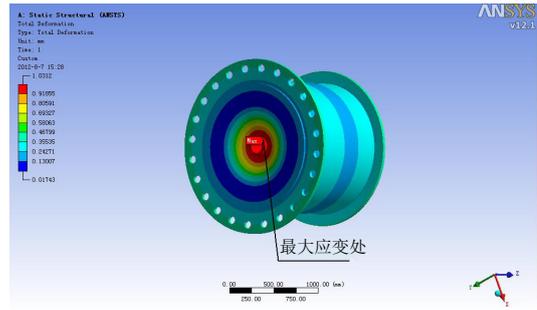


图 10 制动力载荷下卷筒的变形图

### 2.3.2 在支持负载下的有限元分析结果

在 ANSYS-WORKBENCH 中对卷筒在支持负载下的有限元模型进行计算。卷筒最大综合应力为 155.06 MPa, 出现在卷筒出绳端内表面处 (见图 11), 小于材料的屈服强度 355 MPa, 可满足设计要求。卷筒的最大变形量为 1.20mm, 出现在卷筒轮毂端部 (见图 12)。通过有限元分析可知, 卷筒的强度满足要求。

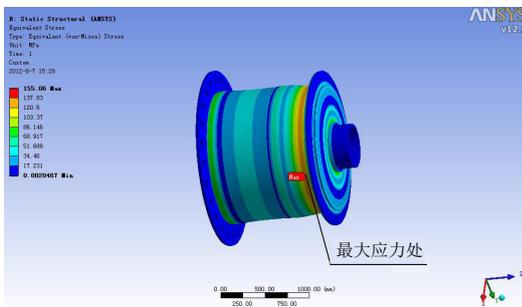


图 11 支持负载下卷筒的应力云图

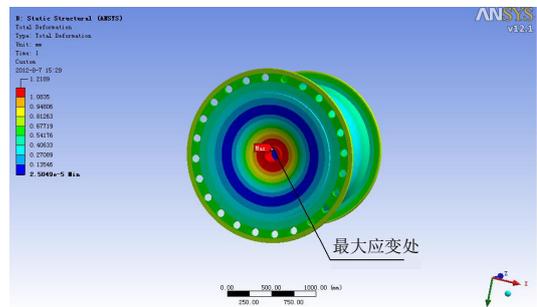


图 12 支持负载下卷筒的变形图

## 3 液压张力/锚泊绞车试验验证

为验证绞车在制动力和支持负载下的强度及刚度的可靠性, 设计试验方案 (见图 13) 为对卷筒施加预定的载荷, 通过观察试验后绞车的结构是否良好、有无变形及运行过程中是否卡滞来判定设计是否满足强度和刚度要求。

将卷筒上的钢丝绳与油缸活塞杆连接, 缸体通过工装铰接, 保持钢丝绳为水平状态, 确保各铰点连接可靠。对油缸有活塞杆的一端缓慢加压, 按照式(5)进行制动力载荷/支持负载和压力的折算<sup>[5]</sup>。

$$p = \frac{F}{s} = \frac{4F}{\pi(D'^2 - d'^2)} \quad (5)$$

式(5)中:  $p$  为所述预定压力值;  $F$  为制动力或支持负载;  $s$  为油缸的作用面积;  $D'$  为油缸的内径;  $d'$  为活塞杆直径。试验选用油缸内径  $D' = 220\text{mm}$ , 活塞杆直径  $d' = 110\text{mm}$ 。

通过上述试验装置对液压张力/锚泊绞车的制动力载荷和支持负载进行试验, 油缸对应压力值见表 5。

表 5 油缸对应压力值

试验内容	载荷/kN	压力值/MPa
制动力载荷	375	13.5
支持负载	800	28.0

试验完成后, 分别对卷筒直径及卷筒外观进行检查。卷筒直径变形极小, 属于弹性变形; 卷筒无损坏, 绞车运行无卡滞。绞车卷筒强度和刚度可满足制动力和支持负载工况下的要求。

## 4 结 语

采用 ANSYS-WORKBENCH 对液压张力/锚泊绞车卷筒进行有限元建模, 对制动力载荷和支持负载作用下的应力应变进行分析, 并通过油缸加载的方式对液压张力/锚泊绞车进行制动力和支持负载的试验验证, 得出以下结论:

1) 在给定的制动力载荷和支持负载 2 种工况下, 采用有限元模型计算的液压张力/锚泊绞车卷筒最大综合应力均低于材料的屈服强度, 从理论上验证了卷筒的结构满足强度要求。采用油缸加载的方式对液压张力/锚泊绞车施加预定的制动力和支持负载, 卷筒无明显变形, 试验完成后绞车运行无卡滞。由试验验证了绞车卷筒的强度和刚度满足使用要求。

2) 通过经验公式确定绞车卷筒的直径和宽度之后, 采用 ANSYS-WORKBENCH 对卷筒结构的受力情况进行分析, 该方法可为后续同类绞车卷筒结构的设计和优化提供参考。

### 【参 考 文 献】

- [1] 汪宏, 刘安来. 船体起锚机强度的有限元分析[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2008, 22(3): 1-4.
- [2] 胡庸才. 大型锚绞机关键零部件失效机理分析和试验研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2007.
- [3] 徐秉业, 刘信声. 应用弹塑性力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2007.
- [4] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
- [5] 柳胜, 刘智雄, 黎明智. 一种绞车刹车力试验装置和方法: ZL201310606356.5[P]. 2016.