DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.01.021

盾构机前盾翻身吊装静力学分析与研究

毋焱磊,张磊, 李怀,陈少华

(中铁隧道局集团有限公司设备分公司,河南 洛阳 471009)

摘　要:以盾构机前盾为研究对象,对其翻身吊装进行受力分析和研究,推导出各个吊绳的受力函数和变化规律,并得出各个吊耳的受力函数。利用 ANSYS Workbench 软件对各个吊耳施加载荷函数,进行有限元静力学仿真分析,验证了各个吊耳的强度和刚度满足使用要求,为盾体等大型设备的翻身吊装提供参考计算方法。

关键词:前盾;翻身吊装;吊绳;吊耳;静力学分析

中图分类号:TB121　　**文献标志码**:B　　**文章编号**:1671-5276(2025)01-0095-09

Static Analysis and Research on Turnover Lifting of Front Shield of Shield Machine

WU Yanlei, ZHANG Lei, LI Huai, CHEN Shaohua

(Equipment Branch Company of China Railway Tunnel Bureau Group Co., Ltd., Luoyang 471009, China)

Abstract:Taking the front shield of shield machine as the research object, analyzes and studies its turnover hoisting stress, deduces the stress function and change law of each lifting rope and obtains the force function of each lifting lug. The load function of each lifting lug is applied by using the ANSYS Workbench software, and the finite element static simulation analysis is carried out, which verifies that the strength and stiffness of each lifting lug meet the use requirements and provides a reference calculation method for the turnover hoisting of large equipment such as shield.

Keywords:front shield; turnover lifting; lifting rope; lifting lug; static analysis

0　引言

随着国家隧道建设行业的快速发展,盾构机因具有人力投入少、施工速度快和安全性高等特点,被广泛应用在铁路、公路、地铁和水利等隧道建设等工程领域[1]。

盾构机主要由盾体和后配套设备组成,由于盾体作为隧道开挖的主要零部件,其上安装有大量的核心零部件,故盾体整体功能复杂且质量大。为方便盾构机的制造、整修、组装、拆解和运输,在其过程中,必要时需要对其进行变换零部件的位置和姿态,因此需要对盾构机的零部件进行吊装作业,尤其是对大件进行翻身吊装作业,其难度最大,需要采用 2 个吊钩协同作业进行翻身调整其位置和姿态(图 1)。为减少和杜绝吊装作业事故的发生,作业前必须要进行分析计算,选取合适的吊装设备和锁具等用具,来保障人员和设备的安全[2]。

基于此,本文以中铁号某台盾构机中质量最大的前盾为依托,进行盾体前盾翻身受力分析与研究,探讨盾体翻身过程中各吊绳的受力变化及规律,并对吊装吊耳进行强度校核计算与仿真,为其他盾构机等大型设备的吊装翻身计算提供参考依据。

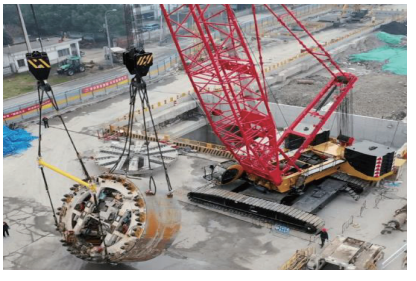


图 1　盾体前盾现场翻身作业图

1　盾体前盾翻身作业过程

在盾构机所有零部件的吊装作业中,盾体前盾的翻身吊装作业难度最大,通常需要采用主、副两个吊钩进行配合作业,如图 2 所示。在实际现场需要根据现场的作业空间合理选择吊装设备进行吊装作业。目前常见的前盾翻身吊装作业主要有两种方式:一种是采用带主、副 2 个吊钩的吊车独立完成;另一种是采用 2 台吊车协调作业完成。无论采用何种作业方式,前盾等盾构机其他大件的翻身作业过程基本相似,故本文以盾构机前盾翻身作业过程为例,进行分析和研究,具体作业过程如下所述[3-4]。

第一作者简介:毋焱磊(1995—),男,河南新密人,助理工程师,学士,研究方向为隧道机械设备研发工作,2910397814@qq.com。

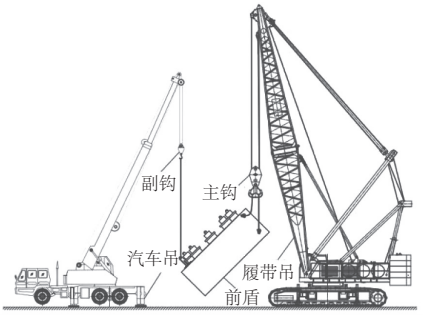


图 2　主、副吊钩协同吊装作业翻身前盾图

1.1　吊装准备

按照作业图样要求在盾体对应位置安装或焊接吊耳,其中采用螺栓连接的吊耳需进行螺栓预紧,采用焊接连接的吊耳需进行焊缝探伤检测。在起重设备到位且支撑稳定后,将主、副吊钩与盾体吊耳用钢丝绳和卸扣进行连接。

1.2　起重试吊

主、副两个吊钩同时平稳起吊,使前盾脱离地面或工装微小高度后静置,检查起重设备和各个吊索用具等是否正常。确认一切正常后,主、副两个吊钩方可继续同时起吊,将盾体提升至一定高度,该高度需要满足后续翻身作业空间要求。

1.3　盾体翻身

副钩缓慢下落,主钩缓慢提升,同时主、副钩不断缓慢调整,确保主、副钩钢丝绳保持竖直状态,使前盾缓慢翻转,直至副钩吊绳不再受力,前盾整体完全由主钩吊起,处于直立状态。

1.4　平稳放置

前盾翻转直立稳定后,拆除副钩绳索连接处的卸扣,断开副钩连接。通过主钩将前盾平稳吊装至支撑工装或作业平台上方,缓慢下放盾体,使盾体稳定支撑。最后,拆除主钩绳索连接处的卸扣,断开主钩连接,完成整个前盾的翻身(图 3)。

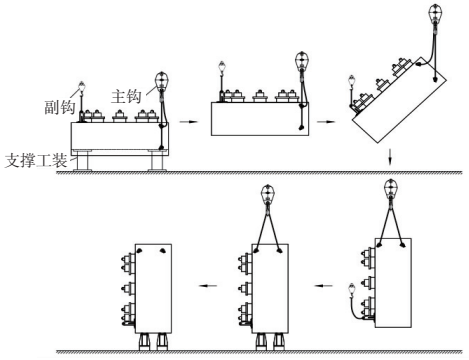


图 3　前盾翻身过程图

以上是前盾由平放到直立的吊装翻身过程,而前盾由直立到平放的翻身是上述过程的逆向吊装,且盾构机其他大件的吊装翻身过程与上述前盾的吊装翻身过程基本类似,这里不再详细论述。

2　盾体前盾翻身受力分析

以盾构机前盾为研究对象,建立数学模型,分析和计算前盾翻身过程各个吊绳的受力变化,并在此基础之上对其进行强度校核。根据《起重机械安全规程 第 1 部分:总则》要求,抬吊起重要确保起升钢丝绳保持竖直状态[5],因此,在分析计算时,不考虑主、副钩吊绳的倾角,假定主、副钩吊绳始终与地面垂直。

2.1　整体受力分析

前盾吊耳安装布置如图 4 所示。

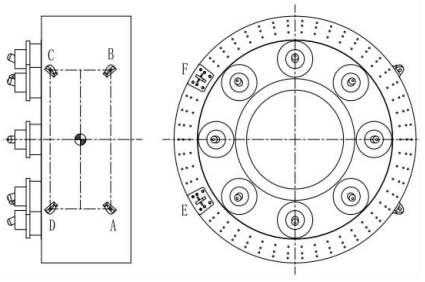


图 4　前盾吊耳安装布置示意图

简化模型,将所有受力向盾体中心对称面简化,对前盾翻身吊装进行受力分析[6],如图 5 所示。列出力学平衡方程,如式(1)所示。根据受力分析示意图可以看出,吊绳的受力分析主要分为主钩侧的吊绳受力分析和副钩侧的吊绳受力分析。

$$\begin{cases} Fl_1\cos\beta_1 = Pl_2\cos\beta_2 \\ F+P=G \end{cases} \tag{1}$$

式中:F 为副钩总拉力;P 为主钩总拉力;G 为前盾盾体的总重力;l_1、l_2 为结构尺寸参数,取 l_1 = 3 128 mm,l_2 = 2 884 mm。

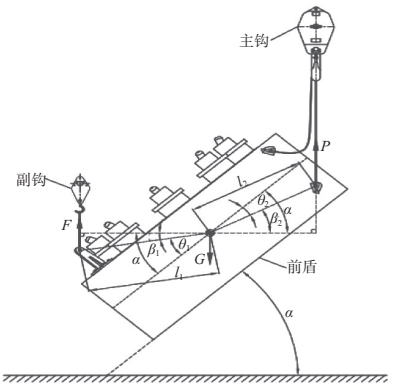


图 5　前盾吊装受力分析示意图

2.2　主钩侧受力分析

简化受力分析模型,分析主钩侧的吊绳受力,由图6受力分析示意图可知:主钩侧的吊绳受力在盾体吊装翻身过程中,吊绳由起吊开始的2根吊绳受力到最后的4根吊绳受力,主要经历两个不同受力的阶段,具体如式(2)—式(4)所示。

1)当$0\leqslant\alpha\leqslant\delta$时,2根吊绳受力。

a)当$0\leqslant\alpha\leqslant\theta_2$时

$$\begin{cases}Fl_1\cos\beta_1=Pl_2\cos(\theta_2-\alpha)\\F+P=G\end{cases}\tag{2}$$

b)当$\theta_2\leqslant\alpha\leqslant\delta$时

$$\begin{cases}Fl_1\cos\beta_1=Pl_2\cos(\alpha-\theta_2)\\F+P=G\end{cases}\tag{3}$$

式中:α为前盾相对于地面的翻身角度;θ_2、δ分别为结构尺寸参数,取$\theta_2=16.2°$,$\delta=80°$。

2)当$\delta\leqslant\alpha\leqslant\pi/2$时,4根吊绳受力。

$$\begin{cases}Fl_1\cos\beta_1=Pl_3\sin(\pi/2-\alpha)\\F+P=G\end{cases}\tag{4}$$

式中l_3为结构尺寸参数,取$l_3=7\ 354$ mm。

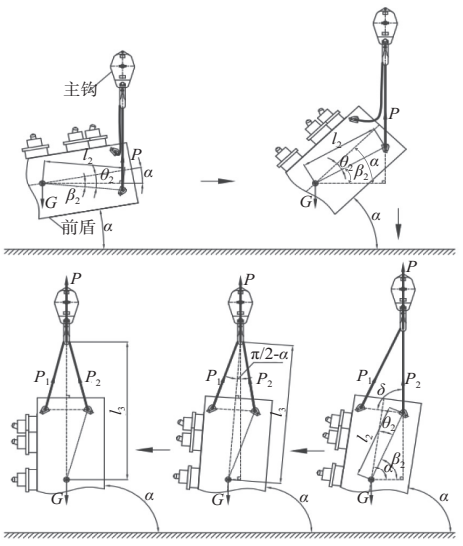


图6　主钩侧吊装受力分析示意图

2.3　副钩侧受力分析

如图7所示,简化受力分析模型,分析副钩侧的吊绳受力,具体如式(5)和式(6)所示。

1)当$0\leqslant\alpha\leqslant\theta_1$时

$$\begin{cases}Fl_1\cos(\theta_1-\alpha)=Pl_2\cos\beta_2\\F+P=G\end{cases}\tag{5}$$

2)当$\theta_1\leqslant\alpha\leqslant\pi/2$时

$$\begin{cases}Fl_1\cos(\alpha-\theta_1)=Pl_2\cos\beta_2\\F+P=G\end{cases}\tag{6}$$

式中θ_1为结构尺寸参数,为一定值,取$\theta_1=35°$。

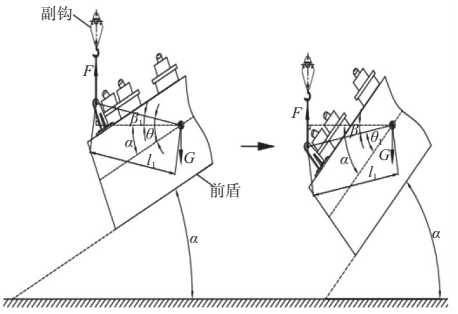


图7　副钩侧吊装受力分析示意图

2.4　受力分析总结

结合式(1)—式(6),代入已知各个参数,可得知前盾整体翻身吊装受力分析主要分以下4个阶段。

1)阶段1:当$0\leqslant\alpha\leqslant(\theta_2=16.2°)$时

$$\begin{cases}Fl_1\cos(\theta_1-\alpha)=Pl_2\cos(\theta_2-\alpha)\\F+P=G\end{cases}\tag{7}$$

2)阶段2:当$(\theta_2=16.2°)\leqslant\alpha\leqslant(\theta_1=35°)$时

$$\begin{cases}Fl_1\cos(\theta_1-\alpha)=Pl_2\cos(\alpha-\theta_2)\\F+P=G\end{cases}\tag{8}$$

3)阶段3:当$(\theta_1=35°)\leqslant\alpha\leqslant(\delta=80°)$时

$$\begin{cases}Fl_1\cos(\alpha-\theta_1)=Pl_2\cos(\alpha-\theta_2)\\F+P=G\end{cases}\tag{9}$$

4)阶段4:当$(\delta=80°)\leqslant\alpha\leqslant90°$时

$$\begin{cases}Fl_1\cos(\alpha-\theta_1)=Pl_3\sin(\pi/2-\alpha)\\F+P=G\end{cases}\tag{10}$$

由式(7)—式(10)可得主、副钩总拉力P和F的受力函数,如式(11)和式(12)所示。

$$P=\begin{cases}\dfrac{1}{1+\dfrac{2\ 884\cos(\alpha-16.2°)}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G,\ 0\leqslant\alpha\leqslant80°\\[2ex]\dfrac{1}{1+\dfrac{7\ 354\cos\alpha}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G,\ 80°\leqslant\alpha\leqslant90°\end{cases}\tag{11}$$

$$F=\begin{cases}\dfrac{1}{1+\dfrac{3\ 128\cos(\alpha-35°)}{2\ 884\cos(\alpha-16.2°)}}G,\ 0\leqslant\alpha\leqslant80°\\[2ex]\dfrac{7\ 354\cos\alpha}{7\ 354\cos\alpha+3\ 128\cos(\alpha-35°)}G,\ 80°\leqslant\alpha\leqslant90°\end{cases}\tag{12}$$

根据主、副钩总拉力P、F与盾体翻转角度α的函数关系式,做出总拉力函数及其变化率曲线,如图8和图9所示。由此可得知,前盾翻身吊装整个过程中分为2个阶段,主钩总拉力P在盾体翻转角度α为0°~90°范围内,从$0.481G$~$1.000G$

连续增大,副钩总拉力 F 从 $0.519G\sim0$ 连续减小,这与实际现场吊装受力情况一致。在 $\alpha=11.8°$ 时,主、副钩拉力达到平衡,$P=F=0.5G$。主、副钩在盾体翻转角度 α 为 0°~80°范围内,总拉力变化率变化平缓;在 α 为 80°~90°范围内,变化较快;尤其在 $\alpha=80°$ 时,主、副钩总拉力变化率发生突变。因此在盾体翻转角度 α 接近 80°和在 80°~90°范围内变化时,主、副钩应该放慢,以避免出现拉力急剧增大,引起吊装安全事故。

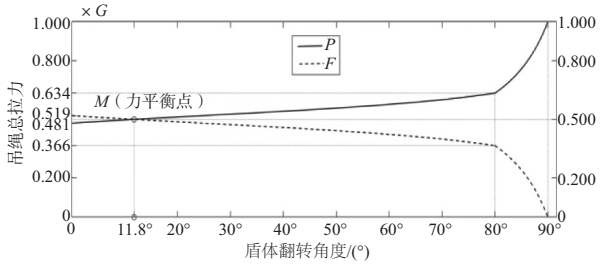


图 8　前盾翻身吊装主、副钩总拉力 F/P 曲线

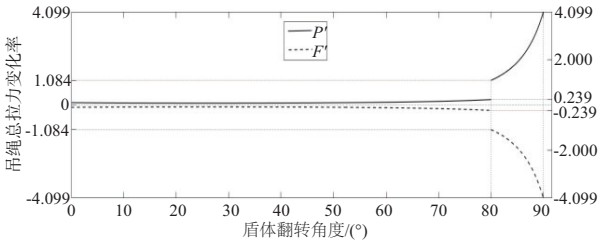


图 9　前盾翻身吊装主、副钩总拉力变化率曲线

3　吊绳受力计算

分析出前盾翻身过程中不同的受力阶段,在此基础上便可分析和计算各个吊绳的具体受力大小,根据前盾翻身过程的受力分析可知,吊绳分析主要分为主钩侧的吊绳受力分析和副钩侧的吊绳受力。

3.1　主钩侧的吊绳受力计算

前盾吊装主钩侧的吊绳有 4 根,根据 2.2 节分析可知,主钩侧的吊绳受力主要分为 2 个阶段,因此应分别对 2 个阶段的吊绳进行分析计算。在进行受力分析计算前,先对盾体主钩侧的吊绳受力进行简化,如图 10 所示。主钩吊绳受力点随盾体翻转角度 α 从点 O_0 移动至点 O,曲线 O_0O 为主钩吊绳受力点的移动轨迹线。

1)当 $0\leqslant\alpha\leqslant(\delta=80°)$ 时,2 根吊绳受力。

根据图 11 可得出,吊耳 A、吊耳 B 上的吊绳受力,如式(13)所示。

$$P_A=P_B=\frac{P}{2\cos\varphi}=\frac{P}{2\cos\left(\arcsin\dfrac{l_{AB}}{2l_{OB}}\right)} \tag{13}$$

式中:l_{AB} 为前盾上吊耳 A、吊耳 B 的距离,取 $l_{AB}=3\ 650$ mm;l_{OB} 为吊绳长度,取 $l_{OB}=5\ 000$ mm。

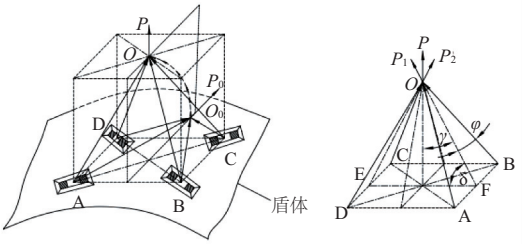


图 10　主钩侧吊绳受力分析示意图

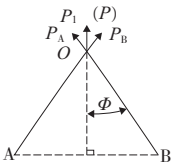


图 11　主钩侧 2 根吊绳受力分析示意图

将式(13)和式(11)联立,代入已知相关参数,得

$$P_A=P_B=\frac{1/(2\cos21.4°)}{1+\dfrac{2\ 884\cos(\alpha-16.2°)}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G,\quad 0\leqslant\alpha\leqslant80° \tag{14}$$

2)当 $(\delta=80°)\leqslant\alpha\leqslant90°$ 时,4 根吊绳受力如图 12 所示。

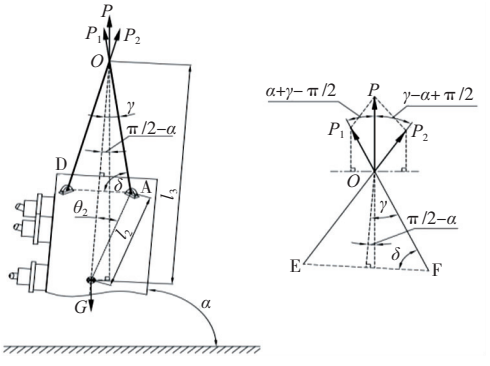


图 12　主钩侧 4 根吊绳受力分析示意图 1

根据图 12,列出力学平衡方程,可以得出吊耳 A、吊耳 B 的吊绳合力 P_1 和吊耳 C、吊耳 D 的吊绳合力 P_2,如下式所示。

$$\begin{cases}P_1\sin(\alpha+\gamma-\pi/2)=P_2\sin(\gamma-\alpha+\pi/2)\\P_1\cos(\alpha+\gamma-\pi/2)=P_2\cos(\gamma-\alpha+\pi/2)=P\end{cases} \tag{15}$$

解得:

$$P_1=P\cos(\alpha-\gamma)/\sin2\gamma \tag{16}$$

$$P_2=-P\cos(\alpha+\gamma)/\sin2\gamma \tag{17}$$

结合图 10 和图 12,代入相关参数,求参数 δ、γ 和 l_3。

$$\delta=\arccos\left(\frac{l_{EF}}{2l_{OF}}\right)=\arcsin\left(\frac{l_{AD}}{2\sqrt{l_{OB}^2-\left(\frac{l_{AB}}{2}\right)^2}}\right)=80° \tag{18}$$

式中 l_{AD}为前盾上吊耳 A、吊耳 D 的中间距离,取 $l_{AD}=l_{EF}=1\ 610$ mm。

$$\gamma=90°-\delta=10° \tag{19}$$

$$l_3=l_2\cos\theta_2+l_{OF}\sin\delta=7\ 354\ \text{mm} \tag{20}$$

结合图 13,代入已知参数,得

$$P_A=P_B=\frac{\cos(\alpha-10°)}{2\cos21.4°\sin20°}\times\frac{1}{1+\frac{7\ 354\cos\alpha}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G,$$

$$80°\leqslant\alpha\leqslant90° \tag{21}$$

$$P_C=P_D=\frac{-\cos(\alpha+10°)}{2\cos21.4°\sin20°}\times\frac{1}{1+\frac{7\ 354\cos\alpha}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G,$$

$$80°\leqslant\alpha\leqslant90° \tag{22}$$

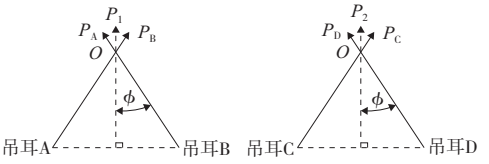


图 13　4 根吊绳受力分析示意图 2

由式(14)、式(21)和式(22),得出主钩侧各吊绳拉力受力函数,如式(23)和式(24)所示。

$$P_A=P_B=\begin{cases}\dfrac{1/(2\cos21.4°)}{1+\dfrac{2\ 884\cos(\alpha-16.2°)}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G, & 0\leqslant\alpha\leqslant80°\\ \dfrac{\cos(\alpha-10°)}{2\cos21.4°\sin20°}\times\dfrac{1}{1+\dfrac{7\ 354\cos\alpha}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G, & 80°\leqslant\alpha\leqslant90°\end{cases} \tag{23}$$

$$P_C=P_D=\begin{cases}0, & 0\leqslant\alpha\leqslant80°\\ \dfrac{-\cos(\alpha+10°)}{2\cos21.4°\sin20°}\times\dfrac{1}{1+\dfrac{7\ 354\cos\alpha}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G, & 80°\leqslant\alpha\leqslant90°\end{cases} \tag{24}$$

根据主钩侧各吊绳拉力 P_n 与盾体翻转角度 α 的函数关系式,作出吊绳拉力 P_n 函数及其变化率曲线图,如图 14 和图 15 所示。

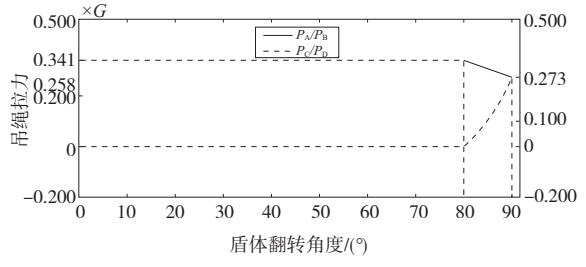


图 14　主钩侧吊绳拉力 P_n 曲线

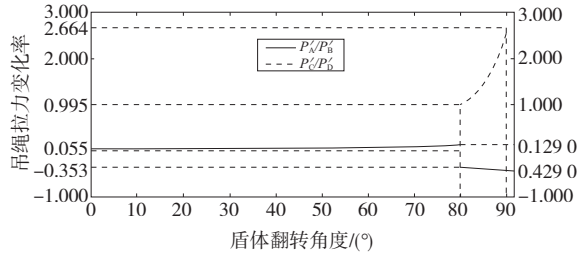


图 15　主钩侧吊绳拉力变化率 P'_n 曲线

由此可得知,前盾翻身吊装整个过程中分为 2 个阶段,盾体翻转角度 α 在 0°~80°范围内,主钩侧只有 2 根在吊耳 A、吊耳 B 处吊绳受力,吊耳 C、吊耳 D 的吊绳不受力;当 $\alpha=80°$时,吊耳 C、吊耳 D 的才开始受力;在 α 为 80°~90°范围内,4 根吊耳 A、吊耳 B、吊耳 C、吊耳 D 处吊绳全部受力。主钩侧吊绳拉力 P_A/P_B 在盾体翻转角度 α 为 0°~80°范围内,从 0.258G~0.341G 连续增大;在 α 为 80°~90°范围内,从 0.341G~0.273G 连续减小。主钩侧吊绳拉力 P_C/P_D 在 α 为 0°~80°范围内不受力,一直为 0;在 α 为 80°~90°范围内,从 0~0.273G连续增大;当 $\alpha=90°$时,4 根吊绳受力相等。

主钩侧吊绳拉力 P_A/P_B 在盾体翻转角度 α 为 0°~80°和 80°~90°范围内,拉力变化率变化平缓,在 $\alpha=80°$时,吊绳拉力 P_A/P_B 变化率发生突变。主钩侧吊绳拉力 P_C/P_D,拉力变化率在 α 为 0°~80°时未变,一直为 0;在 α 为 80°~90°时,变化较快;在 $\alpha=80°$时,吊绳拉力 P_C/P_D 变化率发生突变。因此,在盾体翻转角度 α 接近 80°和在

80°~90°范围内变化时,也应该注意放缓吊钩提升速度,保证吊装的平稳性,避免引起吊绳拉力 P_A/P_B 和 P_C/P_D 急剧变化,引起吊装安全事故。

3.2　副钩侧的吊绳受力计算

前盾吊装副钩侧的吊绳有 2 根,根据 2.2 节分析可知,副钩侧的吊绳受力也分为 2 个阶段,因此应分别对 2 个阶段的吊绳分开进行分析计算(图 16)。

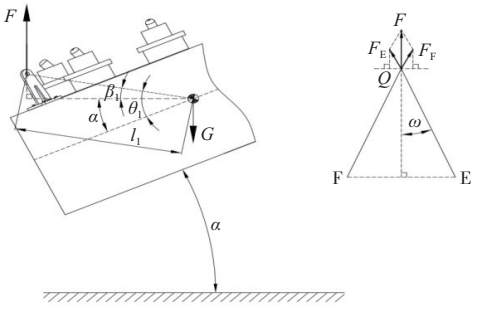


图 16　副钩侧 2 根吊绳受力分析示意图

根据图 16 可得出,吊耳 E、吊耳 F 上的吊绳受力,如式(25)所示。

$$F_E=F_F=\frac{F}{2}\cos\omega=\frac{F}{2}\cos\left(\arcsin\frac{l_{EF}}{2l_{QE}}\right)\quad(25)$$

式中:l_{EF}为前盾上吊耳 E、吊耳 F 的距离,取 l_{EF} = 3 237 mm;l_{QE}为吊绳长度,取 l_{QE} = 5 000 mm。

将式(25)和式(12)联立,代入已知相关参数,得出副钩侧各吊绳拉力受力函数,如式(26)所示。

$$F_E=F_F=\begin{cases}\dfrac{1/(2\cos18.9°)}{1+\dfrac{3\ 128\cos(\alpha-35°)}{2\ 884\cos(\alpha-16.2°)}}G, & 0\leqslant\alpha\leqslant80°\\[2ex]\dfrac{7\ 354\cos\alpha/(2\cos18.9°)}{7\ 354\cos\alpha+3\ 128\cos(\alpha-35°)}G, & 80°\leqslant\alpha\leqslant90°\end{cases}\quad(26)$$

根据副钩侧各吊绳拉力 F_n 与盾体翻转角度 α 的函数关系式,作出函数及其变化率曲线,如图 17 和图 18 所示。

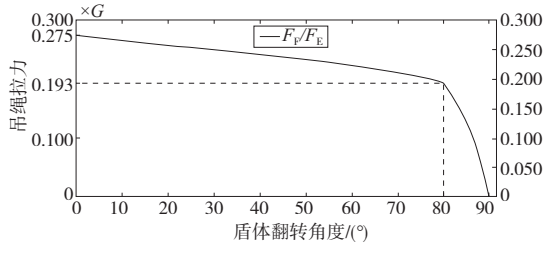


图 17　副钩侧吊绳拉力 F_n 曲线

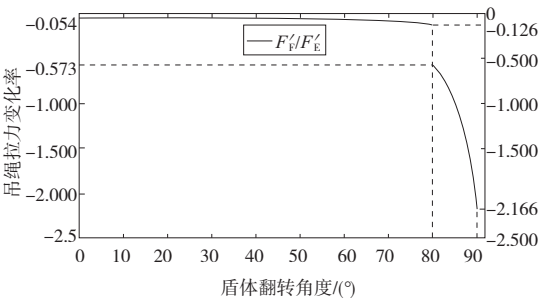


图 18　副钩侧吊绳拉力变化率 F'_n 曲线

由此可得知,前盾翻身吊装整个过程中分为 2 个阶段。副钩侧吊绳拉力 F_E/F_F 在盾体翻转角度 α 为 0°~80°范围内,从 0.275G~0.193G 连续减小;在 α 为 80°~90°范围内,从 0.193G~0 连续减小。副钩侧吊绳拉力 F_E/F_F 在盾体翻转角度 α 为 0°~80°范围内,拉力变化率变化平缓;在 α = 80°时,吊绳拉力 F_E/F_F 变化率发生突变;在 α 为 80°~90°时,变化较快。因此,在盾体翻转角度 α 接近 80°和在 80°~90°范围内变化时,同样也应该注意放缓吊钩下落速度,保证副钩吊装的平稳性,避免引起吊绳拉力 F_E/F_F 急剧变化,引起吊装安全事故。

4　吊耳的受力计算与仿真

在盾体翻身吊装的整个过程中,吊耳的强度尤为重要,因此必须对吊耳进行受力分析和强度校核[7],来验证吊耳的强度是否满足吊装使用要求,进而保证吊耳在整个吊装过程中的使用安全性。因吊耳在盾体翻身过程中受力不断在变化,故其受力较为复杂,对于其强度校核,可采用 ANSYS Workbench 软件对其进行有限元仿真分析,来验证吊耳的强度是否满足吊装安全使用要求。

4.1　吊耳受力分析与计算

1)主钩侧的吊耳受力分析

由于吊耳 A、吊耳 B 为对称布置,因此只需对吊耳 A 或吊耳 B 单独进行受力分析和强度校核即可。对吊耳 A 建立如图 19 所示的本体坐标系 A_0-$x_0y_0z_0$和转换坐标系 A-xyz,为便于受力分析计算。在坐标系 A-xyz 中对吊耳 A 进行空间受力分析,并结合式(23)代入已知相关参数,可以得出吊耳 A 在坐标系 A-xyz 中的 x 轴、y 轴和 z 轴方向上的分力,如式(27)和式(28)所示。

a)当 $0\leqslant\alpha\leqslant(\delta=80°)$ 时

$$\begin{cases}P_{Ax}=P_A\sin\phi=\dfrac{\tan21.4°}{2\left[1+\dfrac{2\ 884\cos(\alpha-16.2°)}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}\right]}G\\[2ex]P_{Ay}=P_A\cos\phi\cos\alpha=\dfrac{\cos\alpha/2}{1+\dfrac{2\ 884\cos(\alpha-16.2°)}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G\\[2ex]P_{Az}=P_A\cos\phi\sin\alpha=\dfrac{\sin\alpha/2}{1+\dfrac{2\ 884\cos(\alpha-16.2°)}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G\end{cases}\tag{27}$$

b)当 $(\delta=80°)\leqslant\alpha\leqslant90°$ 时

此时 4 根吊绳同时受力,图 19 中的 $\alpha=\delta=80°$ 将保持不变,故此时吊耳 A 在 x 轴、y 轴和 z 轴方向上的分力如式(28)所示。

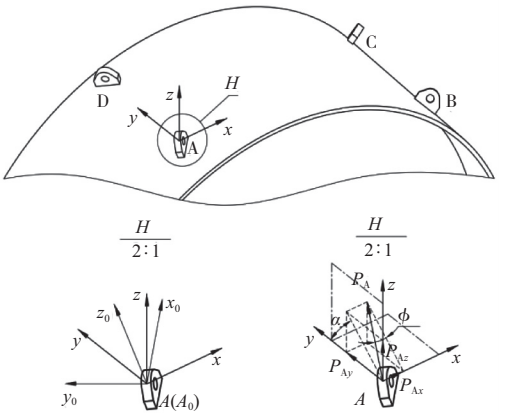


图 19　吊耳 A 受力分析示意图

$$\begin{cases}P_{Ax}=P_A\sin\phi=\dfrac{\tan21.4°\cos(\alpha-10°)}{2\sin20°}\times\dfrac{1}{1+\dfrac{7\ 354\cos\alpha}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G\\[2ex]P_{Ay}=P_A\cos\phi\cos\delta=\dfrac{\cos80°\cos(\alpha-10°)}{2\sin20°}\times\dfrac{1}{1+\dfrac{7\ 354\cos\alpha}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G\\[2ex]P_{Az}=P_A\cos\phi\sin\delta=\dfrac{\sin80°\cos(\alpha-10°)}{2\sin20°}\times\dfrac{1}{1+\dfrac{7\ 354\cos\alpha}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G\end{cases}\tag{28}$$

吊耳 C、吊耳 D 为对称布置,因此只对吊耳 C 或吊耳 D 单独进行受力分析和强度校核即可(图 20)。参照吊耳 A、吊耳 B 受力分析方法,可得出吊耳 D 在坐标系 D-xyz 中的 x 轴、y 轴和 z 轴方向上的分力,如式(29)和式(30)所示。

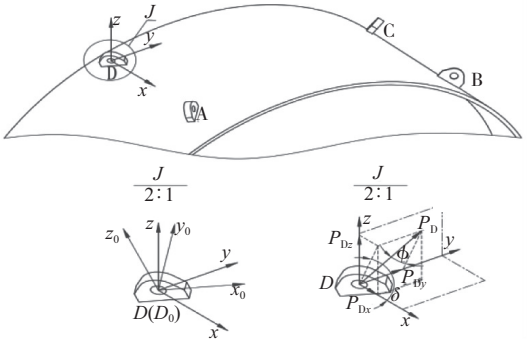


图 20　吊耳 D 受力分析示意图

c)当 $0\leqslant\alpha\leqslant(\delta=80°)$ 时,此时,吊耳 C、吊耳 D 不受力,故

$$P_{Dx}=P_{Dy}=P_{Dz}=0\tag{29}$$

d)当 $(\delta=80°)\leqslant\alpha\leqslant90°$ 时

$$\begin{cases}P_{Dx}=P_D\cos\phi\cos\delta=\\[1ex]\dfrac{-\cos80°\cos(\alpha+10°)}{2\sin20°}\times\dfrac{1}{1+\dfrac{7\ 354\cos\alpha}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G\\[2ex]P_{Dy}=P_D\sin\phi=\\[1ex]\dfrac{-\tan21.4°\cos(\alpha+10°)}{2\sin20°}\times\dfrac{1}{1+\dfrac{7\ 354\cos\alpha}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G\\[2ex]P_{Dz}=P_D\cos\phi\sin\delta=\\[1ex]\dfrac{-\sin80°\cos(\alpha+10°)}{2\sin20°}\times\dfrac{1}{1+\dfrac{7\ 354\cos\alpha}{3\ 128\cos(\alpha-35°)}}G\end{cases}\tag{30}$$

2)副钩侧的吊耳受力分析

吊耳 E、吊耳 F 为对称布置,因此只对吊耳 E 或吊耳 F 单独进行受力分析和强度校核即可(图 21)。同样,参照吊耳 A、吊耳 B 受力分析方法,可得出吊耳 F 在坐标系 F-xyz 中的 x 轴、y 轴和 z 轴方向上的分力,如式(31)和式(32)所示。

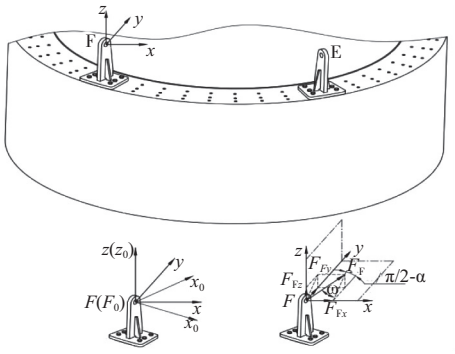


图 21　吊耳 F 受力分析示意图

a)当 $0\leqslant\alpha\leqslant(\delta=80°)$时

$$\begin{cases}F_{Fx}=F_F\sin\omega=\dfrac{\tan18.9°}{2\left[1+\dfrac{3\ 128\cos(\alpha-35°)}{2\ 884\cos(\alpha-16.2°)}\right]}G\\[2ex]F_{Fy}=F_F\cos\omega\cos\left(\dfrac{\pi}{2}-\alpha\right)=\dfrac{\sin\alpha}{2\left[1+\dfrac{3\ 128\cos(\alpha-35°)}{2\ 884\cos(\alpha-16.2°)}\right]}G\\[2ex]F_{Fz}=F_F\cos\omega\sin\left(\dfrac{\pi}{2}-\alpha\right)=\dfrac{\cos\alpha}{2\left[1+\dfrac{3\ 128\cos(\alpha-35°)}{2\ 884\cos(\alpha-16.2°)}\right]}G\end{cases}\tag{31}$$

b)当$(\delta=80°)\leqslant\alpha\leqslant90°$时

$$\begin{cases}F_{Fx}=F_F\sin\omega=\dfrac{7\ 354\tan18.9°\cos\alpha}{2[7\ 354\cos\alpha+3\ 128\cos(\alpha-35°)]}G\\[2ex]F_{Fy}=F_F\cos\omega\cos\left(\dfrac{\pi}{2}-\alpha\right)=\\[2ex]\dfrac{7\ 354\sin\alpha\cos\alpha}{2[7\ 354\cos\alpha+3\ 128\cos(\alpha-35°)]}G\\[2ex]F_{Fz}=F_F\cos\omega\sin\left(\dfrac{\pi}{2}-\alpha\right)=\\[2ex]\dfrac{7\ 354\cos^2\alpha}{2[7\ 354\cos\alpha+3\ 128\cos(\alpha-35°)]}G\end{cases}\tag{32}$$

4.2　吊耳有限元静力学仿真分析

由于前盾翻身吊装过程较为平缓,各个吊耳所受的载荷变化较为缓慢,因此可以采用 ANSYS Workbench 软件对其进行有限元静力学仿真分析[8-11]。

吊耳的材料选用 Q345 结构钢,其材料物理属性如表 1 所示。

为了便于在 ANSYS Workbench 软件中对吊耳施加载荷函数,根据图 19—图 21 和吊耳的实际空间布置,得出各个吊耳的本体坐标系 $N_0-x_0y_0z_0$和转换坐标系 $N-xyz$ 之间的变换关系,如表 2 所示。

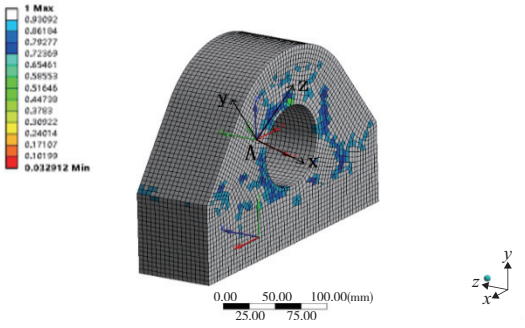
表 1　Q345 结构钢材料特性参数表

名称	参数
密度 ρ/(kg·m^{-3})	7 850
弹性模量 E/GPa	206
泊松比 μ	0.28
屈服强度 σ_s/MPa	345

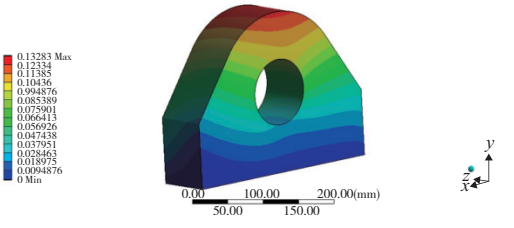
表 2　吊耳空间坐标系变换关系表

吊耳名称	坐标系变换	R_z/(°)	R_y/(°)	R_x/(°)
A、B	$A_0-x_0y_0z_0\rightarrow A-xyz$	45.0	33.5	0
C、D	$D_0-x_0y_0z_0\rightarrow D-xyz$	45.0	−33.5	0
E、F	$F_0-x_0y_0z_0\rightarrow F-xyz$	32.4	0	0

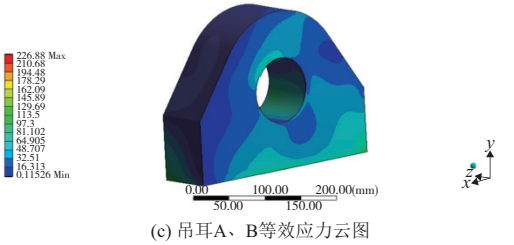
这里取前盾的质量 $m=120$ t,则前盾重力 $G=mg=1\ 176\ 000$ N,分别代入式(27)—式(32)中,在 ANSYS Workbench 软件中按照图 19—图 21 所示和表 2 各吊耳空间坐标系变换关系表,对每个吊耳建立对应的转换坐标系 $N-xyz$,再分别对各个吊耳的 x 轴、y 轴和 z 轴方向上施加约束和受力函数并求解计算,最后得出仿真结果如图 22—图 24所示。吊耳静力学有限元仿真分析参数表如表 3 所示。



(a) 吊耳A、B转换坐标系A-xyz建立和网格划分

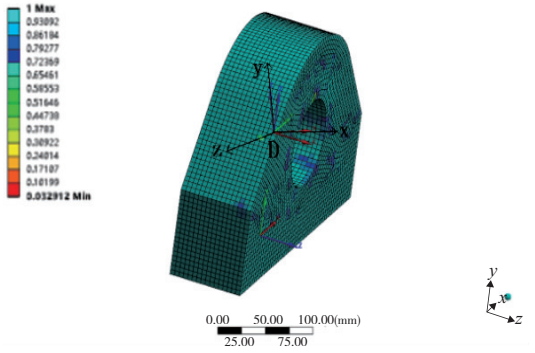


(b) 吊耳A、B总位移云图

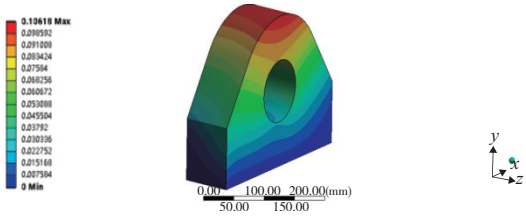


(c) 吊耳A、B等效应力云图

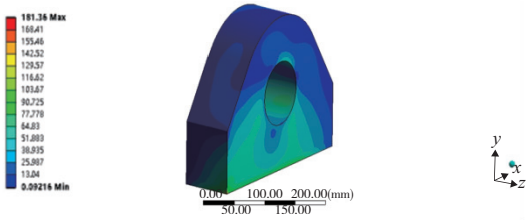
图 22　吊耳 A、B 有限元静力学仿真分析



(a) 吊耳C、D转换坐标系*D-xyz*建立和网格划分

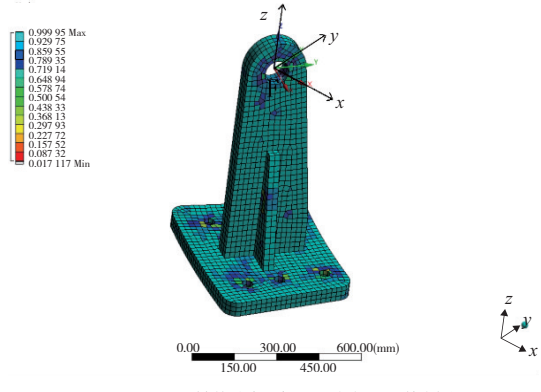


(b) 吊耳C、D总位移云图

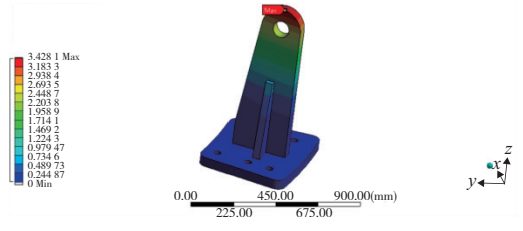


(c) 吊耳C、D等效应力云图

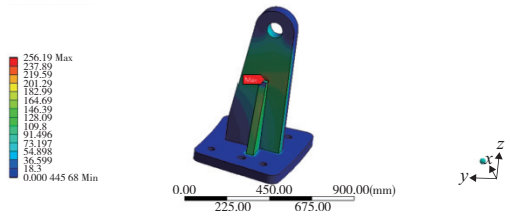
图 23　吊耳 C、D 有限元静力学仿真分析



(a) 吊耳E、F转换坐标系*F-xyz*建立和网格划分



(b) 吊耳E、F总位移云图



(c) 吊耳E、F等效应力云图

图 24　吊耳 E、F 有限元静力学仿真分析

表 3　吊耳静力学有限元仿真分析参数表

吊耳名称	盾体翻转角度 α/(°)	
	最大总位移/mm	最大等效应力/MPa
A、B	0.132 83($\alpha=80°$)	226.88($\alpha=80°$)
C、D	0.106 18($\alpha=90°$)	181.36($\alpha=90°$)
E、F	3.428 1($\alpha=0°$)	256.19($\alpha=0°$)

根据图 22—图 24 和表 3 可以得知,吊耳 A、B 在盾体翻转角度 $\alpha=80°$时,等效应力和总位移最大;吊耳 C、D 在盾体翻转角度 $\alpha=90°$时,等效应力和总位移最大;吊耳 E、F 在盾体翻转角度 $\alpha=0°$时,等效应力和总位移最大。6 个吊耳中吊耳 E、F 的等效应力和总位移最大,各个吊耳的最大等效应力均小于吊耳的屈服强度 345 MPa,最大总位移也相对较小,故 6 个吊耳均满足吊装安全使用要求。

5　结语

本文通过对盾构机中质量最大的前盾翻身吊装进行分析与研究,对盾体翻身吊装过程中的吊绳进行受力分析和计算,推导出各个吊绳的受力函数和变化规律,并在此基础之上推导出各个吊耳的受力函数。最后,利用 ANSYS Workbench 软件对吊耳进行有限元静力学仿真与分析,为盾构机等大型设备的现场翻身吊装提供参考计算方法,主要结论如下。

1)前盾翻身吊装过程中,随着盾体翻转角度 α 从 0°~90°不断增大,主钩总拉力 P 不断增大,副钩总拉力 F 不断减小。在 $\alpha=11.8°$时,主、副钩拉力达到平衡,$P=F=0.5G$。主、副钩总拉力变化率,在 α 为 0°~80°范围内,变化平缓;在 α 为 80°~90°范围内,变化较快;在 $\alpha=80°$时,主、副钩总拉力变化率发生突变。因此在盾体翻转角度 α 接近 80°和在 80°~90°范围内变化时,主、副钩应该放慢,以避免出现拉力急剧增大,引起吊装安全事故。

(下转第 174 页)

4　结语

水厂泵站经过设备及自动化改造后,取水泵站、送水泵站、加压泵站达到无人值守的要求,节约人工成本约20万元/年;自来水厂通过PLC控制接入组态软件及智慧水务平台,实现远程控制功能,消除了水厂信息孤岛,推动数字水务发展进程,实现了水务业务数据信息化集成互通及协同管理,全面推行水务公司数字化、智慧化管理,进一步减少了人力成本和运维成本。改造后的厂站运行结果表明:水厂及泵站系统整体运行可靠,运行管理效率提升,自动化水平高、数据实时性强。同时,研发了水厂及泵站自动化控制管理系统,实现全厂自动化运行管理、远程控制及泵站无人化值守,对提高城市水厂、泵站自动化管理水平及居民健康、可靠用水具有非常重要的意义。

参考文献:

[1] 柳雪刚,李正厚,潘灵通,等.龙岗水厂设计特点及设备化水厂工程化应用[J].给水排水,2020,56(9):55-59.
[2] 林滔.一种基于嵌入式小型PLC的智能控制模块设计[J].机械制造与自动化,2022,51(5):219-222,234.
[3] 胡锡春,李小凯.基于PLC的无人泵站全自动控制系统[J].自动化博览,2015(6):86-88.
[4] 陆明.奉贤第一水厂自动化控制系统的设计与应用[J].自动化应用,2020(11):155-158.
[5] 唐伟,王思宇,姚妍彬,等.保定市排水总公司数字化信息管理平台建设[J].信息化建设,2016(5):16.
[6] 陈方亮.洛阳北控智慧水务二次供水远程监控平台建设与运行[J].中国给水排水,2016,32(24):59-61.
[7] 徐建国.浅谈青浦第二水厂制水工艺流程自动化的设计与实现[J].净水技术,2017,36(S1):129-134.
[8] 郭维.水厂自动化供水系统的优化设计[J].造纸装备及材料,2022,51(6):67-69.
[9] 马慧,李卫星,岳远东.现代化水厂自动化控制系统的应用[J].能源与环境,2021(5):106-107.

收稿日期:2023-08-23

(上接第103页)

2)主钩侧与吊耳连接的4根吊绳,在盾体翻转角度α为0°~80°范围内,只有2根在吊耳A、吊耳B的吊绳受力,在吊耳C、吊耳D的吊绳不受力;当α=80°时,在吊耳C、吊耳D的吊绳才开始受力;在α为80°~90°范围内,4根在吊耳A、吊耳B、吊耳C、吊耳D的吊绳全部受力。吊绳拉力P_A、P_B在α为0°~80°范围内不断增大;在α=80°时最大,为0.341G;在α为80°~90°范围内不断减小。吊绳拉力P_C、P_D在α为0°~80°范围内为0;在α为80°~90°范围内不断增大;在α=90°时最大,为0.273G。当α=90°时,4根吊绳受力相等,为0.273G。

3)副钩侧与吊耳连接的2根吊绳,在盾体翻转角度α为0°~90°范围内不断减小;在α=0°时最大,为0.275G;在α=90°时最小,为0,不再受力。

4)通过利用推导出的各个吊绳受力函数,在ANSYS Workbench软件中分别对6个吊耳施加对应的载荷函数,进行有限元静力学仿真分析,最后得出各个吊耳的最大总位移和最大等效应力,均满足现场吊耳的强度和刚度使用要求。

5)前盾翻身吊绳过程,各个吊绳受力函数的推导和计算,为大型设备翻身吊装提供参考计算方法,为吊装设备和吊锁用具的选型提供依据。

参考文献:

[1] 洪开荣,冯欢欢.近2年我国隧道及地下工程发展与思考(2019—2020年)[J].隧道建设(中英文),2021,41(8):1259-1280.
[2] 杨喧,曹忠民,贾晓辉.地铁盾构机吊装施工及安全监控[J].建筑技术,2014,45(9):783-785.
[3] 段利飞.地铁站区间工程盾构机吊装下井及安全控制[J].成都工业学院学报,2021,24(2):55-59.
[4] 戴超人.超大直径盾构机主驱动翻身平吊装置的设计及应用[J].新技术新工艺,2022,410(2):43-47.
[5] GB/T 6067.1—2010 起重机械安全规程 第1部分:总则[S].
[6] 何聪,赵茜,袁文征.超大直径盾构机主驱动吊装工装的设计及应用[J].建筑机械,2018(10):76-80.
[7] 厉晓英,闫龙龙.塔设备吊耳的受力分析及计算关键点探讨[J].化工与医药工程,2020,41(4):61-65.
[8] 连亚东,王洪申,李柏林.基于ANSYS的电主轴静动态特性仿真分析[J].机械制造与自动化,2021,50(4):74-76,100.
[9] 景玉,黄勇,毛立青.有限元分析在吊耳设计中的应用[J].石油工程建设,2021,47(4):61-63,80.
[10] 王哲,王宏伟,周俊,等.基于正交试验的盾构机吊耳结构尺寸优化设计[J].机械研究与应用,2022,35(4):66-70.
[11] 张牧龙,张艳君.边拱起吊吊耳局部受力有限元分析[J].山西建筑,2020,46(20):154-155.

收稿日期:2023-02-10