

· 疏浚装备 ·



深层水泥搅拌船搅拌器切削砂土 过程数值模拟

苏召斌^{1,2}, 陈九肖^{1,2}, 林森^{1,2}, 张润喜^{1,2}

(1. 中交天津航道局有限公司, 天津 300461;

2. 天津市疏浚工程技术企业重点实验室, 天津 300457)

摘要: 针对深层水泥搅拌船在海上进行砂土地基加固时掘进难题, 利用数值模拟技术, 建立了深层搅拌船搅拌器切削部件切削泥土和搅拌部件搅拌泥土的三维分析模型, 土体的本构模型采用 Drucker-Prager 模型, 应用单元损伤失效准则模拟砂土的破坏过程, 并基于显式积分算法实现搅拌器切削齿切削砂土的动态过程仿真, 分析搅拌器的切削阻力、切削功率和搅拌功率, 以及正常工况下和极限工况下搅拌器的应力状态。结果表明, 在极限工作状态下, 搅拌器最大应力出现在端部, 为 231 MPa, 满足强度要求。

关键词: 深层水泥搅拌船; 搅拌器; 切削; 数值模拟

中图分类号: U 674. 33

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2022)S2-0029-04

Numerical simulation of sand cutting process by deep cement mixing(DCM) ship agitator

SU Zhao-bin^{1,2}, CHEN Jiu-xiao^{1,2}, LIN Sen^{1,2}, ZHANG Run-xi^{1,2}

(1.CCCC Tianjin Dredging Co., Ltd., Tianjin 300461, China;

2.Tianjin Key Laboratory for Dredging Engineering Enterprises, Tianjin 300457, China)

Abstract: Regarding the excavation problem of sand foundation reinforcement by DCM ship at sea, numerical simulation technology is used to establish a three-dimensional analysis model of soil cutting by agitator cutting parts and soil mixing by mixing parts. The constitutive model of soil adopts Drucker-Prager model, and the failure criterion of unit damage is used to simulate the failure process of sand, based on the explicit integral algorithm, the dynamic process of the agitator cutter cutting sand is simulated, the cutting resistance, cutting power and stirring power of the agitator are analyzed, and then the stress state of the agitator is analyzed under normal working conditions and limit working conditions. The results indicate that the maximum stress at the end of agitator is 231 MPa, which meets the requirements of strength.

Keywords: deep cement mixing ship; agitator; cutting; numerical simulation

深层水泥搅拌船(DCM)是应用深层水泥搅拌工艺进行软基处理的一种施工船舶, 在港口、海上机场等建设中具有重要作用^[1]。该技术在日本和韩国应用较广, 尤其是日本的DCM船专业化程度较高^[2]。国内DCM船舶应用较晚, 最早是在1992年由日本引进关键设备将打桩船改装而成。直到2015年香港第三跑道扩建工程, 国内才开始

多艘DCM船的建造或改造。

DCM船的核心部件包括3~5个搅拌器。搅拌器端部叶片装有切削齿, 后部装有搅拌叶, 其施工原理为: 当搅拌器完成向下垂直掘进后, 将水泥或水泥固化材料按相关配比添加到软弱黏性土中, 并强制进行搅拌混合, 利用化学固化作用在地基中形成坚固土体, 以达到加固水下软土地基

的目的。

搅拌器向下垂直掘进过程中前端叶片的切削齿进行水下土质切削, 是决定搅拌器向下掘进效率的关键结构^[3-4]。DCM 船能够处理的软土主要包括黏性土、砂性土、混合土等, 当需要处理的土质较硬时, 切削齿的破土效果对施工效率影响显著。随着数值模拟技术的不断成熟, 有限元方法逐步成为解决岩土切削问题的利器^[5-6]。应用有限元方法, 不仅能够获得作用于切削齿上的切削载荷, 还能直观地观测岩土破坏情况, 全面评估整个切削掘进过程^[7]。

1 搅拌器仿真模型

土体对搅拌器的作用力主要分为切削阻力和搅拌阻力, 均依靠电机驱动。切削阻力包括切削力和竖向力, 分别用于切削和掘进, 属于固体损伤力学范畴; 搅拌阻力属于流体力学范畴^[8-9]。

如图 1 所示, DCM 船的搅拌装置包括互相平行的 4 个搅拌器, 从上向下看呈正方形排布。其中搅拌器 1、3 逆时针旋转, 2、4 顺时针旋转。搅拌器按照三维实体单元考虑, 材料为 Q345 钢, 弹性模量 $E=210$ GPa, 泊松比 $\nu=0.3$ 。从下向上看, 1、2 层间距 630 mm, 其它层间距 545 mm, 叶片根部宽度 195 mm, 叶片尖部宽度 165 mm, 一层带齿叶片厚度 50 mm, 其它叶片厚度 40 mm。下层土体尺寸为 4 m×4 m×2 m。

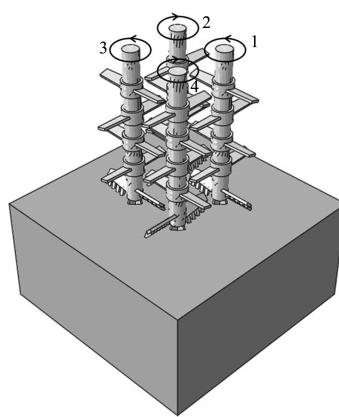


图 1 搅拌器和土体模型

2 土体本构模型

土体为机制砂, 采用 Drucker-Prager 模型(DP

模型)进行模拟。DP 模型克服了 Mohr-Coulomb 模型(MC 模型)应用于数值计算时收敛困难的缺陷, 通过选择适当的材料参数可以与 MC 模型相匹配^[10]。

DP 模型具有非线性弹塑性本构关系, 屈服面函数为:

$$F=t-p\tan\beta-d=0 \quad (1)$$

式中: t 为偏应力参数; p 为平均应力, 又称为等效应力; β 为屈服面在 $p-t$ 应力空间上的倾角, 与摩擦角有关; d 为屈服面在 $p-t$ 应力空间上 t 轴上的截距, 其值与硬化参数有关。

通过土体单元失效删除方法实现 DCM 搅拌器掘进过程模拟。土体损伤失效的过程就是因材料刚度逐渐减弱而引起的材料承担载荷能力完全丧失的过程。土体先进行弹性变形, 之后进入塑性屈服阶段, 到达某塑性点后, 其承载能力显著下降直到断裂。当材料处于弹塑性变形阶段, 达到强度极限后, 由单元积分点的等效塑性应变建立初始损伤准则, 当初始状态变量 ω_s 达到 1 时, 损伤开始, 材料刚度开始衰减直至丧失承载能力; 当损伤因子 $D=1$ 时, 材料完全失去承载能力。

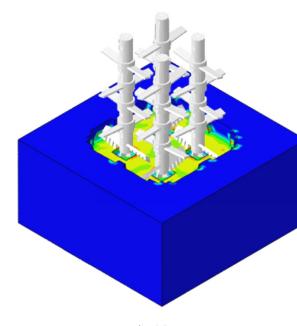
$$\sigma=(1-D)\bar{\sigma} \quad (2)$$

式中: σ 为机制砂损伤开始后任意时刻的实际应力张量; $\bar{\sigma}$ 为不考虑损伤下的应力张量。

土体主要材料参数为: 密度 $\rho=1.8$ t/m³, 内摩擦角 $\varphi=26^\circ$ 。

3 数值模拟

搅拌器的旋转速度为 30 r/min, 下降速度为 6 m/min。共进行 180 s 计算, 合计每个搅拌器旋转 90 次, 下降 1.8 m。



a) 40 s

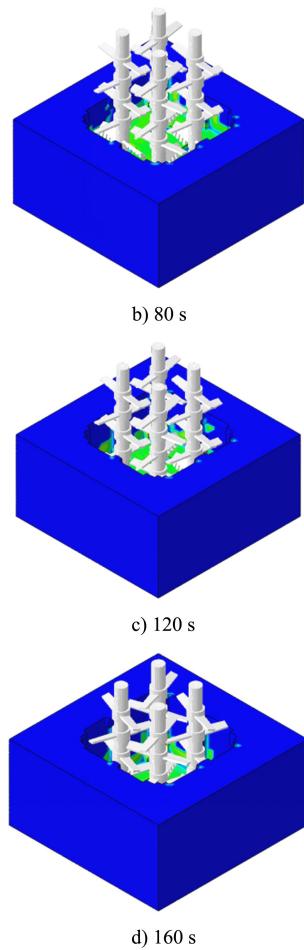


图 2 搅拌时间历程

从图 2 可以看出, 只有搅拌器的第 1 层叶片与土体之间产生了明显的相互作用。位于搅拌器正下方的土体首先破坏形成圆柱状开槽, 其面积与搅拌器轴相当, 第 1 层叶片刀齿在旋转和轴向推进的作用下, 土体逐层破坏。随着搅拌器的不断掘进, 被切削的泥土逐渐与水混合。在初始时刻, 每个搅拌器的第 1 层叶片均与相邻搅拌器的第 1 层叶片垂直。在 4 个搅拌器同步转动情况下, 搅拌器之间互不干扰、共同掘进。搅拌器之间的岩土同样被破坏, 4 个搅拌器联合形成近乎圆柱状切槽, 其面积与 4 个搅拌器共同扫过的面积相当。实际施工中还有水泥浆的注入, 砂水混合物将与水泥浆充分混合, 实现土体加固。

4 结果及讨论

4.1 搅拌器扭转功率

4 个搅拌器以近乎相同的方式进行掘进, 以搅

拌器 1 为例, 其扭矩曲线见图 3。搅拌器的扭矩大小呈周期性变化, 最大值达到 $7 \text{ kN}\cdot\text{m}$ 。4 个搅拌器有效值比较接近, 约为 $4 \text{ kN}\cdot\text{m}$, 相当于 12.56 kW 。每个搅拌器都与相邻搅拌器之间存在重叠区域, 以搅拌器 1 为例, 搅拌器 2、3 均与其有重叠切削区域。重叠区域的土层切削由多个搅拌器共同承担, 而重叠区域以外的其它区域的土层切削由单一搅拌器承担, 因此每个搅拌器切削过程中呈现出扭矩波动现象。经过数值模拟发现, 单元网格大小对扭矩值也有影响, 但对扭矩值峰值影响不大。每个网格单元破坏后被删除, 搅拌器切削齿与新的网格建立接触关系, 因此也会出现扭矩波动。

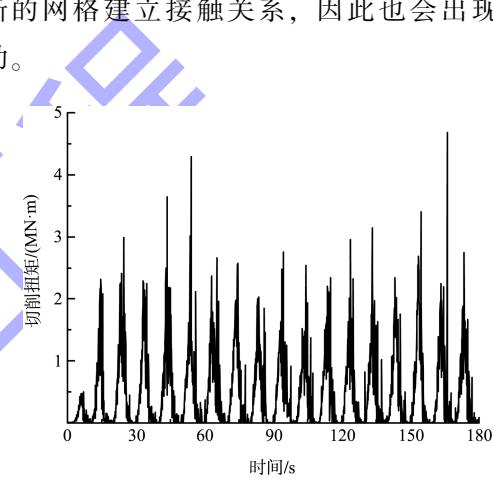


图 3 搅拌器切削扭矩

4.2 搅拌器竖向反力

以搅拌器 1 为例, 其竖向切削力见图 4。搅拌器的竖向反力呈周期性变化, 最大值达到 16 kN , 各搅拌器有效值比较接近, 约为 14 kN 。

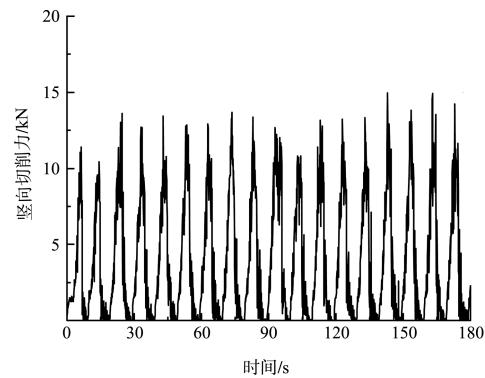


图 4 搅拌器竖向切削力

4.3 搅拌器搅拌功率

搅拌功率是评价搅拌器性能的重要指标, 搅

拌功率越大则耗能越大, 搅拌效率越低。搅拌功率按照如下公式计算^[11]:

$$P = N_p \rho n^3 d^5 \quad (3)$$

式中: P 为搅拌功率; N_p 为搅拌功率数; ρ 为搅拌砂土密度; n 为搅拌叶片转速; d 为搅拌叶片直径。

砂土密度、搅拌叶片转速和搅拌叶片直径 3 个参数为已知数, 分别为 1.8 t/m^3 、 0.5 r/s 和 0.65 m , 搅拌功率数 N_p 按照下式选取:

$$N_p = \frac{N}{\rho n^3 d_j^5} = \frac{A}{Re} + B \left(\frac{10^3 + 1.2 Re^{0.66}}{10^3 + 3.2 Re^{0.66}} \right)^P \cdot \left(\frac{H}{D} \right)^{(0.35+b/D)} \cdot (\sin\theta)^{1.2} \quad (4)$$

式中: Re 为雷诺数; $\theta = 15^\circ$; 参数 A 取值 29.35; 参数 B 取值 1.06; 则 N_p 为 1.43, 搅拌功率为 1.19 kW , 搅拌器为 5 个叶片, 因此总功率为 5.97 kW 。搅拌器的平均半径为 0.37 m , 则每个叶片的受力绝对值之和为 3.228 kN , 每个叶片半侧的受力绝对值为 1.614 kN 。

综上所述, 每个搅拌器的驱动功率为 18.53 kW 。

4.4 搅拌器工作强度校核

4.4.1 正常工作强度

将上述搅拌器正常工作时的载荷施加到搅拌器上。已知搅拌器的材料屈服强度为 345 MPa , 取安全系数为 1.3, 则材料的强度为 265 MPa 。端部切削叶片两侧受力绝对值分别为 8.014 kN 和 6.014 kN , 其余 4 个搅拌叶片两侧受力绝对值大小均为 1.614 kN 。由于端部叶片受力明显, 为了简化模型, 主要分析端部叶片的变形情况。

如图 5a) 所示, 搅拌器正常工作时最大应力值发生在切削部件的根部, 为 23.2 MPa , 端部最大应力为 5 MPa , 均远小于屈服极限, 满足设计要求。

4.4.2 极限工作强度

当转速不变, 下切速度增大时, 搅拌器的切削载荷和竖向反力也相应增大。极限工况下搅拌器的输出功率全部用于切削和搅拌。消耗功率占比达到 100% 时, 切削功率为 154 kW , 切削力提

供的扭矩为 49 kN , 其平均半径为 0.37 m , 则左右尖端切削板所受切削力绝对值之和为 132.5 kN 。经过计算, 搅拌器在极限工作状态时, 最大应力值为 231 MPa , 小于屈服极限值 235 MPa , 见图 5b)。搅拌器顶端部的最大应力为 59 MPa , 远远小于屈服强度。值得注意的是, 最大应力值发生在切削部件的根部, 该区域根据需要进行局部加强。

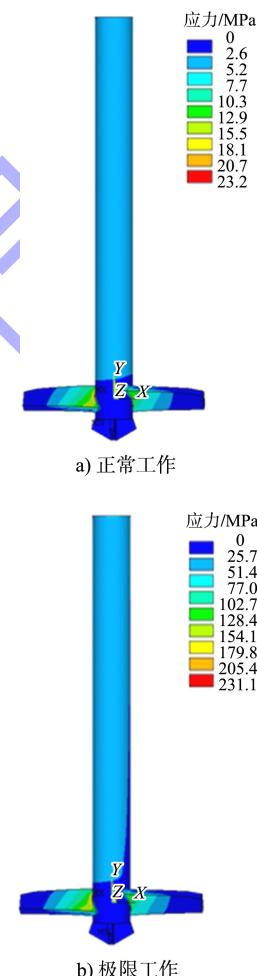


图 5 搅拌器工作时应力分布

5 结论

1) 搅拌器竖向力和扭矩随着时间的变化呈周期性变化, 扭矩有效值为 $4 \text{ kN}\cdot\text{m}$, 该变化是由于搅拌器切削不平衡和网格尺寸共同引起的。较大的土层网格对于竖向力和扭矩的峰值影响较小, 而切削力和竖向力有效值偏大, 对设计来说更为安全。