

一种高比刚度盾构机刀盘面板结构拓扑重构设计

孙鹏飞^{1,2}, 尹鹏^{1,2}, 刘宏磊^{1,2}, 陈小明^{1,3}, 李宝童^{1,2}, 洪军^{1,2}

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安; 3. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为提高盾构机刀盘面板结构的承载能力,提出了一种考虑应力约束的高比刚度结构拓扑优化方法。首先,将多孔面板结构的开口率和强度作为约束条件,采用 p 范数将所有单元的局部应力凝聚为一个全局应力约束,限制多孔面板结构的最大全局应力,并以多孔面板结构的全局刚度最大化为优化目标,构建考虑最大全局应力的多约束拓扑优化模型;其次,通过移动渐近线优化算法求解该模型,获得多孔面板结构的优化拓扑构型;然后,采用水平集方法提取优化构型的清晰拓扑边界,并通过几何重构获取多孔面板结构模型;最后,以某型盾构机为例,设计了多孔面板结构,并开展了静力学有限元仿真分析。仿真结果表明:在相同开口率条件下,相较于原有结构,所设计多孔面板结构的刚度和强度分别提升了 7% 和 19.8%,承载能力得到了显著提高。所提出的方法能有效应用于盾构机面板结构的拓扑重构设计,丰富了盾构机刀盘面板结构的设计理论。

关键词: 拓扑优化;盾构机;刀盘面板;应力约束;高比刚度

中图分类号: TH122 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202306010 **文章编号:** 0253-987X(2023)06-0086-09

Topological Reconstruction Design of Cutterhead Panel for Shield Machine with High Specific Stiffness

SUN Pengfei^{1,2}, YIN Peng^{1,2}, LIU Honglei^{1,2}, CHEN Xiaoming^{1,3}, LI Baotong^{1,2}, HONG Jun^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 3. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To improve load-bearing capacity of cutterhead panels of shield machines, a stress constraint-based topology optimization method for the structure with a high specific stiffness was proposed. Firstly, the open ratio and strength were regarded as constraints, p -norm was used to condense the local stress of all elements into a global stress constraint to limit the maximum global stress of porous panels. The maximum global stiffness of the panels was regarded as the optimization objective. A multi-constraint topology optimization model with the maximum global stress was built. Next, the method of moving asymptotes was applied to solve the model to obtain the optimized topology configuration of the panels. Then, the crisp boundary of the optimized configuration was extracted by the level set method, and the configuration was modeled by geometric reconstruction method. Finally, the porous panel of a certain shield machine was de-

signed, and a static finite element analysis was performed on the panel. The results showed that compared with the existing panel, the designed panel with the same open ratio had higher stiffness and strength, which were improved by 7% and 19.8% respectively. The proposed method can be effectively applied in topological reconstruction design of cutterhead panels of shield machines and can enrich the design theory of the panels.

Keywords: topology optimization; shield machines; cutterhead panels; stress constraint; high specific stiffness

盾构机是一种典型的全面隧道掘进机,利用泥浆在隧道工作面上形成一层粘土膜支撑和稳定隧道开挖面,平衡开挖面上的水土压力,广泛用于高含水量、高水压、渗透系数^[1]大的粘性土、砂砾层等。随着近40年来隧道工程和盾构隧道技术的快速发展,隧道工程呈现出大直径、深埋、高水压的趋势,对盾构机的直径和掘进性能的要求也在不断提高。

盾构机主要由刀盘、刀具、主驱动、推进油缸等部分组成。刀盘是影响盾构机掘进性能的关键功能部件^[2-4],主要承担切割岩土、混卸渣土、支护稳定开挖面等重要任务。随着盾构机尺寸、埋深和地质适应性的提高,对刀盘结构的强度和刚度等力学性能也提出了更高的要求,因此刀盘设计技术日趋复杂和多样化^[5-6]。根据刀盘结构的设计方式,可分为刀具在刀盘面板平面布置、刀盘开口率和刀盘面板构型设计等。其中,通过对面板上刀具类型、刀具间距、刀具的空间分布等^[4]进行优化,能有效提升盾构机在掘进过程中刀盘受力分布的均衡性。为此,研究者们根据刀盘的工程技术要求和相应的结构设计要求,构建了刀具布置的多约束非线性多目标数学模型,总结了多螺旋布置图案的特点^[7],分析了刀具的磨损情况^[8],确定双螺旋刀具布置方式优于其他布置方式。在此基础上,提出了一种自适应刀盘布置方法,通过优化刀具安装半径,降低了刀盘的整体应力、变形及载荷不平衡性^[9]。此外,优化刀盘开口率、开口形状和深度以及刀具的类型还可提升盾构机的稳定性和掘进性能。因此,研究者们通过分析盾构机的设计方案,总结常规和特殊地质下的设计特点^[10],提出了一种适合地质条件变化的土压平衡式盾构刀盘设计和分析的新方法^[3]。基于计算流体力学模型,综合考虑渣土、刀盘、开挖室和螺旋输送机的耦合效应,通过改变刀盘的开度和开度分布,分析各种方案的稳定性和掘进性能,得到了面板结构的最佳开度^[3]。值得注意的是,以上研究主要集中在刀具的空间布置和刀盘开口的设计,忽略了刀盘面板结构的精细化设计。

盾构机刀盘面板结构作为刀具结构的载体,其结构的强度和刚度是保证盾构机能够安全稳定运行的关键。因此,为了提高刀盘面板结构的刚度和强度,研究者们对盾构机面板结构开展了经验式创新设计与优化设计。经验式设计通常为设计者参考同类型盾构机,依靠工程经验来完成对刀盘面板结构的设计。在此基础上,通过有限元法和代理模型等优化方法进一步提高面板结构的刚度和强度。在采用有限元法进行优化的过程中,常以结构几何参数为设计变量,直接对优化目标进行寻优,从而开展盾构机刀盘结构的优化设计^[11-13]。因而,可将刀盘结构的前后盖板厚度、主支撑板厚度、环形支撑板厚度和支撑板厚度等参数作为设计变量,实现了对单盘结构的高比刚度和高比强度设计^[11]。然而,当考虑的结构参数较多时,该优化方式通常会面临较大的计算成本问题。相比之下,代理模型因其低计算成本的优点^[14-15],被应用于盾构机面板结构优化中^[16-17]。常用的代理模型可分为常规代理模型和聚合代理模型^[18-19]。将代理模型与模糊数学理论相结合,建立刀盘结构优化模型,采用多目标遗传算法进行优化求解,能有效提高刀盘的比强度和比刚度^[18]。此外,通过不同类型代理模型的聚合,从而确定设计变量与最大变形和最大应力约束响应间的隐式关系,并构建以刚度和强度为约束、结构质量最小为目标的优化模型,通过序列二次规划算法求解,实现了对面板结构的轻量化设计^[19]。综上所述,这些方法虽可提升刀盘结构的力学性能,但较依赖于结构的初始构型,从而极大地限制了优化方法的设计潜力。

拓扑优化作为一种智能化的优化设计方法,无需结构的初始构型即可获得特定边界下结构的最优材料布局^[20-21]。因此,本文以土压平衡盾构刀盘面板为研究对象,提出了一种面向土压平衡盾构刀盘面板的考虑应力约束的高比刚度拓扑优化设计方法,从而实现了对单盘面板结构的拓扑重构设计。然后根据盾构机的特定工作环境,分析盾构机刀面板结构的受力条件。在此基础上,以结构的刚度最

大化为优化目标,开口率和最大应力为约束条件,建立了拓扑优化模型,并通过移动渐进线优化算法(method of moving asymptotes, MMA)^[22-23]进行求解,最后通过静力学有限元法开展仿真实验,验证了所设计结构的有效性。

1 盾构机刀盘结构受力分析

土压平衡盾构机是盾构施工中应用最广泛的盾

构类型,具有使用地层条件广泛、占地面积小、施工安全性高等优点。如图 1 所示,刀盘位于盾构机的最前端,其结构形式通常有辐条式、面板式以及上述 2 种组合的辐板式。图 2 为某型土压平衡盾构机的辐板式刀盘结构,由图可见,此类盾构机的刀盘面板由 2 根相互垂直的主辐条与 4 块面板结构组成,辐条和面板之间采用 5 条环形筋板连接,刀盘的背面和主驱动相连的牛腿连接,该刀盘的开口率约为 35 %^[25]。

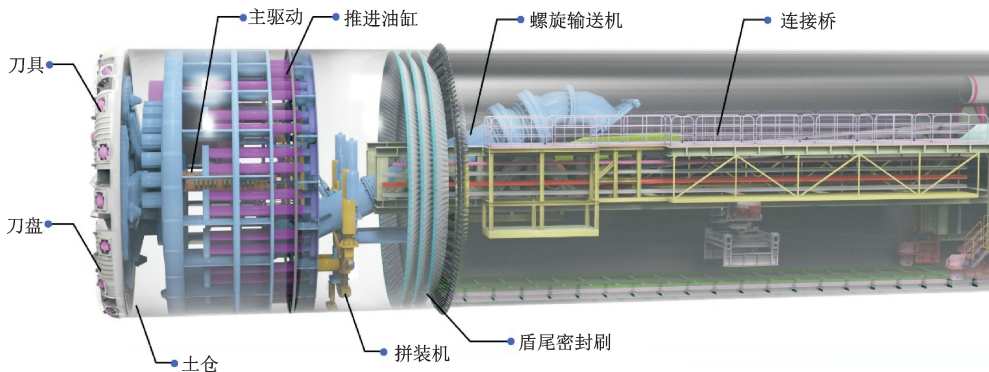


图 1 某型盾构机总装图^[24]

Fig. 1 The assembly figure of a certain shield machine



图 2 某型土压平衡盾构机刀盘面板结构^[25]

Fig. 2 The cutterhead panel of a certain earth pressure balance shield machine

在盾构机的掘进过程中,刀盘结构用于剥离周围的岩土和支护掌子面,因此会受到推力 F 、扭矩 T 以及周围水土压力 Q 的作用。在实际应用中,水土压力会使刀盘面板发生变形,但该变形量相对于盾构机刀盘这种大型部件可以忽略^[26]。刀盘面板结构的受力情况如图 3 所示。

为了获得刀盘结构受到的推力和力矩,分别对面板结构的两种边界进行了推导。根据文献^[27]中的理论方法,可以得到所受推力 F_N 的计算公式,该推力由 3 个分量组成,分别为刀盘正面与开挖面的摩擦阻力 F_1 ,刀盘侧面与周围土体的摩擦阻力 F_2 ,

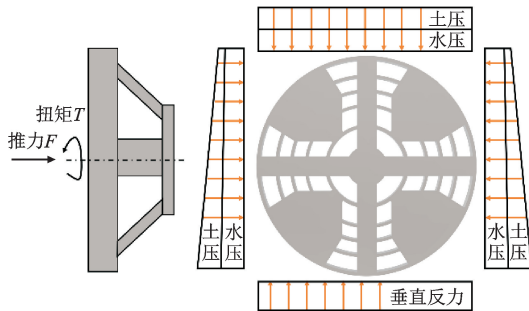


图 3 刀盘面板的受力图

Fig. 3 The loading boundary of cutterhead panels

以及刀盘开口处的掘进阻力 F_3 ,如下所示

$$F_N = F_1 + F_2 + F_3 \quad (1)$$

其中

$$F_1 = \frac{1}{4}\pi D^2 K \gamma H (1 - \xi) + \frac{1}{4}\pi D_2^2 K \gamma H \quad (2)$$

$$F_2 = \mu_1 \gamma D_1 \left[\frac{\pi}{2} (1 + K) H - \frac{1}{3} D_1 (2 + K) \right] L + \mu_1 G \quad (3)$$

$$F_3 = \gamma H L_d L_k \mu_1 \quad (4)$$

式中: D 为刀盘直径; D_2 为盾构壳体内径; K 为侧向土压力系数; γ 为开挖地层土体的容量; H 为地面到盾构机中轴的深度; μ_1 为刀盘与土体的摩擦系数; D_1 为盾体壳体外径; L 为刀盘外沿宽度; L_k 为

刀盘所有开口总长度; L_d 为刀盘外沿宽度; G 为盾构重量; ξ 为刀盘开口率。由于在盾构机面板结构的设计中,常将其等效为二维平面,因此刀盘面板结构的开口率为

$$\xi = S_1 / S_2 \quad (5)$$

式中: S_1 为面板上的开口面积; S_2 为面板的总面积。

施工作业时,盾构机须提供足够大的扭矩以克服主要阻力矩。仍然采用文献[27]中的方法计算刀盘结构受到的扭矩 T_N ,该扭矩由 3 个分量组成,分别为面板正面与周围土体的摩擦阻力矩 T_1 ,侧面与周围土体的摩擦阻力矩 T_2 ,以及刀盘背面与压土舱内土体的摩擦阻力矩 T_3 ,如下所示

$$T_N = T_1 + T_2 + T_3 \quad (6)$$

其中

$$T_1 = \frac{1}{12} \pi D^3 K \gamma H \mu_2 (1 - \xi) \quad (7)$$

$$T_2 = \mu_3 \gamma L_d D^2 \left[\frac{(1 + K) \pi H}{4} - \frac{(2 + K) D}{6} \right] \quad (8)$$

$$T_3 = \frac{1}{12} \pi D^3 K \gamma H \mu_3 (1 - \xi) \quad (9)$$

式中: μ_2 为刀盘与开挖面土体的摩擦系数; μ_3 为土仓内渣土与刀盘背面摩擦系数。

对于工作在砂卵石地层中的土压平衡式盾构机,由经验公式^[28]可得

$$T = \alpha D^3 \quad (10)$$

$$F_k = \beta D^2 \quad (11)$$

式中: T 为刀盘承受的总扭矩; F_k 为盾构机所受到总推力,与刀盘所受到推力 F 之间的关系为 $F = \lambda F_k$,其中 λ 为比例系数,取 0.5; α 和 β 为经验参数,在本文中分别取 16 kPa 和 500 kPa^[25]。根据该盾构机面板结构的相关参数^[25]及上述公式可得,面板结构所受到的总推力和力矩分别为 1×10^7 N 和 4×10^6 N · m。

2 盾构机刀盘结构拓扑重构设计

2.1 拓扑优化数学模型

为了实现对盾构机刀盘面板结构的拓扑重构设计,首先需要构建拓扑优化数学模型,其目的是寻找一个满足某些约束条件的最优材料分布,以使结构获得最优结构属性,如结构重量最轻、刚度最大和应力最小等。由盾构机面板的工况可知,在满足较高刚度要求下,还应保证结构的强度处于安全范围内,从而满足实际应用需求。因此,本文以盾构机面板结构的最大刚度为优化目标,结构体积分数和应力为约束条件,构建了一种考虑应力约束的高比刚度

拓扑优化模型,如下所示

$$\begin{cases} \min c(\rho) = \mathbf{U}^T \mathbf{K} \mathbf{U} = \sum_{i=1}^N (\rho_i)^{\rho_{pl}} \mathbf{u}_i^T \mathbf{k}_0 \mathbf{u}_i \\ \text{s. t } \mathbf{K} \mathbf{U} = \mathbf{F} \\ \sigma_{\max}^{\text{VM}} \leq \sigma^* \\ V(\rho) \leq f V_0 \\ 0 < \rho_{\min} \leq \rho \leq 1 \end{cases} \quad (12)$$

式中: ρ 为单元密度,即设计变量; $\mathbf{U}$ 为位移矩阵; $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵; $\sigma_{\max}^{\text{VM}}$ 为最大米塞斯应力; σ^* 为结构的最大米塞斯应力约束极限; V 为结构体积; V_0 为总体积; f 为体积分数; $\mathbf{u}$ 为单元位移矢量; $\mathbf{k}_0$ 为单元刚度矩阵; ρ_{pl} 是单元杨氏模量的惩罚因子。

2.2 插值格式

应力约束拓扑优化方法常存在因奇异最优解、大量局部应力约束导致的巨大计算量及应力约束的高度非线性等问题。为克服应力约束的奇异最优解问题,本文采用文献[29-30]中的插值方法分别对结构刚度和应力进行惩罚,单元刚度 $\mathbf{D}_i$ 、应力与单元密度之间的关系可定义为

$$\mathbf{D}_i = \rho^{\rho_{pl}} \mathbf{D}_0 \quad (13)$$

式中: $\mathbf{D}_0$ 为实体材料的刚度。单元等效应力矢量为

$$\boldsymbol{\sigma}_i = \mathbf{D}_0 \mathbf{B}_i \mathbf{u}_i \quad (14)$$

式中: $\mathbf{u}_i$ 和 $\mathbf{B}_i$ 分别为第 i 个单元节点上的位移矢量和应变矩阵。

单元应力的插值函数为

$$\hat{\boldsymbol{\sigma}}_i = \rho^q \boldsymbol{\sigma}_i \quad (15)$$

式中: q 为应力的惩罚因子。本文中,令 $\rho_{pl}=3, q=0.5$,定义 $\eta=\rho^q$ 。

根据米塞斯应力的定义,通过以下公式计算单元应力

$$\sigma_{\text{vm},i} = (\sigma_{ix}^2 + \sigma_{iy}^2 + \sigma_{iz}^2 - \sigma_{ix} \sigma_{iy} - \sigma_{ix} \sigma_{iz} - \sigma_{iy} \sigma_{iz} + 3\tau_{ixy}^2 + 3\tau_{iyz}^2 + 3\tau_{izx}^2)^{1/2} \quad (16)$$

式中: σ_{ix} 、 σ_{iy} 和 σ_{iz} 分别为单元应力的 3 个主应力分量; τ_{ixy} 、 τ_{iyz} 和 τ_{izx} 分别为单元应力的 3 个切应力分量。

2.3 全局应力测量

为了减少局部应力约束导致的计算代价,本文采用标准的 p 范数全局应力测量来逼近最大应力,如下所示

$$\sigma_{\text{PN}} = \left(\sum_{i=1}^N \hat{\sigma}_{\text{vm},i}^p \right)^{1/p} \quad (17)$$

式中: $\hat{\sigma}_{\text{vm},i}$ 为第 i 个单元质心的米塞斯应力; p 是 p -norm 凝聚参数。值得注意的是,当 p 趋近于无穷

大时, p -norm 应力值逼近于米塞斯应力 σ_{vm} 的最大值, 其表达式如下

$$\max \hat{\sigma}_{vm} \leq \left(\sum_{i=1}^N \hat{\sigma}_{vm,i}^p \right)^{1/p} \quad (18)$$

通常情况下, 较大的 p 值可以提供更精确的最大米塞斯应力近似值。然而, 过大的 p 值可能会导致病态问题和优化过程中的严重震荡。因此, 应该选择一个合适的 p 值来保证收敛过程的光滑与足够的最大应力近似值, 通常 $p < 30^{[31]}$ 。在本文中, 为了保证优化过程稳定和数值的精确, 取 $p = 25$ 。

2.4 敏度分析

拓扑优化方法中, 敏度分析是驱动优化算法中有效搜索给定设计域内最优材料分布的关键一步^[20]。敏度信息即为梯度信息, 通常通过目标函数和约束条件对设计变量的一阶导数来获得。因此, 采用基于梯度信息的优化准则算法求解优化模型时, 需要计算目标函数的梯度信息, 目标函数对设计变量的一阶导数如下

$$\frac{\partial c}{\partial \rho_i} = -p_{pl}(\rho_i)^{p_{pl}-1} \mathbf{u}_i^T \mathbf{k}_0 \mathbf{u}_i \quad (19)$$

p -norm 应力 σ_{PN} 对第 j 个设计变量 ρ_j 的一阶导数为

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_{PN}}{\partial \rho_j} &= \sum_{i=1}^N \frac{\partial \sigma_{PN}}{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}} \left[\left(\frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\boldsymbol{\sigma}}_i} \right)^T \frac{\partial \eta(\rho_i) \boldsymbol{\sigma}_i}{\partial \rho_j} \right] = \\ &\sum_{i=1}^N \frac{\partial \sigma_{PN}}{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}} \left[\left(\frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\boldsymbol{\sigma}}_i} \right)^T \frac{\partial \eta(\rho_i) \boldsymbol{\sigma}_i}{\partial \rho_j} \right] + \\ &\sum_{i=1}^N \frac{\partial \sigma_{PN}}{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}} \left[\left(\frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\boldsymbol{\sigma}}_i} \right)^T \eta(\rho_i) \frac{\partial \boldsymbol{\sigma}_i}{\partial \rho_j} \right] \end{aligned} \quad (20)$$

式(20)可简化为

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{PN}}{\partial \rho_i} = A + B \\ A = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \sigma_{PN}}{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}} \left[\left(\frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\boldsymbol{\sigma}}_i} \right)^T \frac{\partial \eta(\rho_i) \boldsymbol{\sigma}_i}{\partial \rho_j} \right] \right) \\ B = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \sigma_{PN}}{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}} \left[\left(\frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\boldsymbol{\sigma}}_i} \right)^T \eta(\rho_i) \frac{\partial \boldsymbol{\sigma}_i}{\partial \rho_j} \right] \right) \end{cases} \quad (21)$$

其中

$$\frac{\partial \sigma_{PN}}{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}} = \left(\sum_{i=1}^N (\hat{\sigma}_{vm,i})^p \right)^{1/p-1} (\hat{\sigma}_{vm,i})^{p-1} \quad (22)$$

根据式(16), 米塞斯应力对应应力矢量的一阶导数为

$$\begin{cases} \frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\sigma}_{ix}} = \frac{1}{2\hat{\sigma}_{vm,i}} (2\hat{\sigma}_{ix} - \hat{\sigma}_{iy} - \hat{\sigma}_{iz}) \\ \frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\sigma}_{iy}} = \frac{1}{2\hat{\sigma}_{vm,i}} (2\hat{\sigma}_{iy} - \hat{\sigma}_{ix} - \hat{\sigma}_{iz}) \\ \frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\sigma}_{iz}} = \frac{1}{2\hat{\sigma}_{vm,i}} (2\hat{\sigma}_{iz} - \hat{\sigma}_{ix} - \hat{\sigma}_{iy}) \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\tau}_{ixy}} = \frac{3}{\hat{\sigma}_{vm,i}} \hat{\tau}_{ixy} \\ \frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\tau}_{iyz}} = \frac{3}{\hat{\sigma}_{vm,i}} \hat{\tau}_{iyz} \\ \frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\tau}_{izx}} = \frac{3}{\hat{\sigma}_{vm,i}} \hat{\tau}_{izx} \end{cases} \quad (24)$$

$\eta(\rho_i)$ 对设计变量的一阶导数为

$$\frac{\partial \eta(\rho_i)}{\partial \rho_j} = q \rho_j^{q-1} \quad (25)$$

应力分量对的解析形式可表示为

$$\frac{\partial \boldsymbol{\sigma}_i}{\partial \rho_j} = \mathbf{D}_0 \mathbf{B}_i \frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial \rho_j} = \mathbf{D}_0 \mathbf{B}_i \mathbf{L}_i \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial \rho_j} \quad (26)$$

式中: $\mathbf{L}_i$ 是一个 0-1 稀疏矩阵, 表示全局位移矢量中第 i 个单元的节点位移。将式(26)代入式(21)中求解 B 的表达式, 可得

$$B = - \sum_{i=1}^N \left(q \rho_j^{q-1} \frac{\partial \sigma_{PN}}{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}} \left(\frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\boldsymbol{\sigma}}_i} \right)^T \mathbf{D}_0 \mathbf{B}_i \mathbf{L}_i \right) \mathbf{K}^{-1} \frac{\partial \mathbf{K} \mathbf{U}}{\partial \rho_j} \quad (27)$$

伴随向量 $\boldsymbol{\lambda}$ 可表示为

$$\boldsymbol{\lambda}^T = \left(\sum_{i=1}^N q \rho_j^{q-1} \frac{\partial \sigma_{PN}}{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}} \left(\frac{\partial \hat{\sigma}_{vm,i}}{\partial \hat{\boldsymbol{\sigma}}_i} \right)^T \mathbf{D}_0 \mathbf{B}_i \mathbf{L}_i \right) \mathbf{K}^{-1} \quad (28)$$

由此可得

$$B = -\boldsymbol{\lambda}^T \frac{\partial \mathbf{K} \mathbf{U}}{\partial \rho_j} \quad (29)$$

关于伴随向量的详细求解过程可以参考文献[31]。由于 MMA 算法适用于求解多约束优化问题且具备良好的鲁棒性, 因此本文采用 MMA 算法求解考虑应力约束的多约束拓扑优化问题。

2.5 数值算例

为了获取盾构机面板结构的拓扑重构模型, 根据盾构机的实际工况构建优化设计域。由于盾构机面板结构的轴向厚度远小于直径^[25], 可将盾构机面板结构构建为具有厚度信息的圆形设计域, 并根据盾构机面板结构的受力条件对其进行加载。如图 4 所

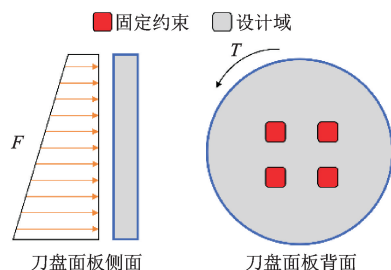


图 4 面板结构的优化设计域与边界条件

Fig. 4 The optimization design domain and boundary conditions of cutter panels

示,在与牛腿的连接处施加固定边界,在圆周处施加一个工作力矩,并在垂直于表面的方向上施加工作时所受到的推力^[24]。

本文所研究的四辐条盾构机面板结构的开口率为 0.35,考虑到面板结构重构时面板和环梁结构对结构体积分数的影响,根据测量数据取设计域的体积分数为 0.35。此外,将设计域离散为 $100\times100\times2$ 的网格单元。在优化过程中本文物理量均采用了无量纲处理,取推力 $F=7.88$,扭矩 $T=50$ 。

优化过程的迭代曲线如图 5 所示,由图可见随着优化的进行,柔度和应力收敛速度均较快,并逐步达到稳定值。最终,结构柔度稳定在 4.23×10^{10} ,最大米塞斯应力稳定在 10 148,表明了本文所提出方法的稳定性。同时,为了提取结构的几何轮廓便于模型重构,本文采用了水平集方法对优化迭代过程中的模型进行可视化处理,从而捕捉结构的清晰几何边界,最终设计的结构平面形态如图 6 所示。

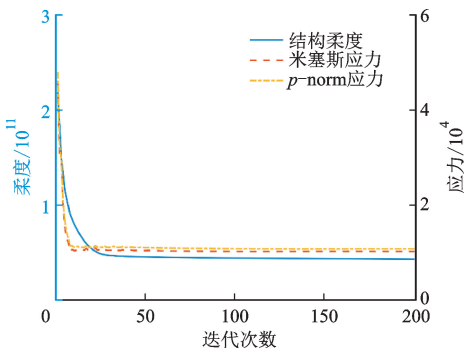


图 5 优化过程迭代曲线

Fig. 5 The optimization iteration curve

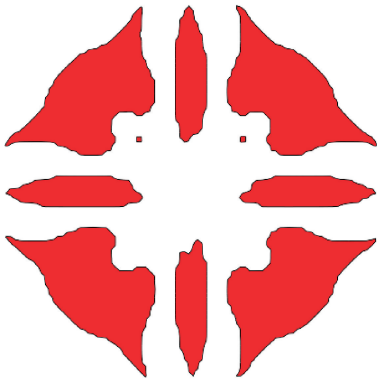


图 6 设计的刀盘面板结构平面形态

Fig. 6 Thedesigned cutterhead panel

3 有限元仿真分析

为了验证采用拓扑重构设计的面板结构的力学性能,采用 ANSYS workbench 仿真软件的 Static Structural 模块分别对设计的结构和现有结构进行静力学有限元仿真分析。由于本文聚焦于盾构机面板结构的拓扑重构设计,为了保证结果具有对比性,设定所有面板结构均具有相同的开口率和轴向厚度,对应的重构模型如图 7 所示。仿真所采用的材料为盾构机面板用结构钢,材料参数为:杨氏模量 $E=210\text{ GPa}$,泊松比 $\mu=0.3$,屈服极限 $\sigma_s=345\text{ MPa}$,密度 $\rho=7.85\text{ g/mm}^3$ 。

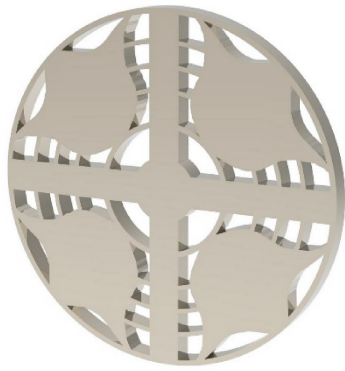
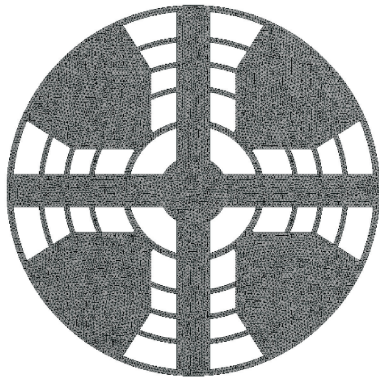


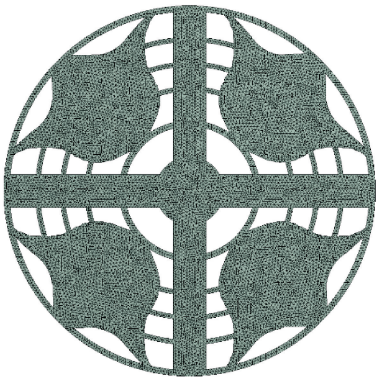
图 7 本文设计的面板结构的重构模型

Fig. 7 The reconstructed model of the designed structure

对 2 种盾构机面板结构进行网格划分,采用的网格数量级为 60 万,结构的网格模型如图 8 所示。根据盾构机刀盘工作的受力情况分别对原有结构和优化设计结构加载,在结构面板上施加大小为 $4\times10^6\text{ N}\cdot\text{m}$ 的扭矩,在垂直于刀盘表面施加大小为 $1\times10^7\text{ N}$ 的压力并固定于牛腿相连接的 4 个支撑点,加载方式如图 4 所示。



(a)原有结构

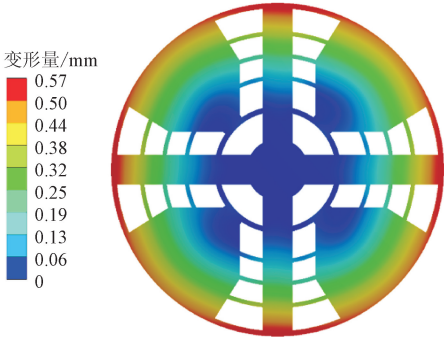


(b) 本文设计结构

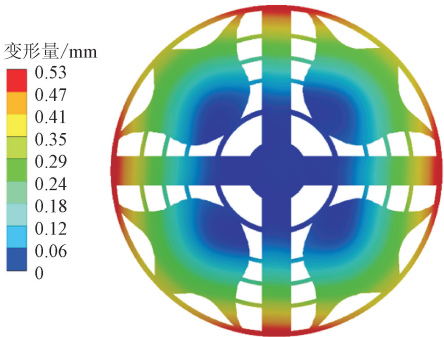
图 8 2 种面板结构的有限元模型对比

Fig. 8 Finite element models of cutterhead panels

仿真结果如图 9 和图 10 所示,结果均保留两位有效位^[19]。由图 9 可知,2 种盾构机面板结构的最大变形主要集中于外圆环筋板上,对于原有面板结构,其最大变形量为 0.57 mm;对于优化的面板结构,最大变形量为 0.53 mm。由此可知,相较于原有面板结构,设计面板结构的变形量降低了 7%,表明其抗变形能力得到了明显提升。由图 10(a)和(c)可知,相同边界条件下,设计面板结构的应力分布与原有面板结构相比更加均匀。由图 10(b)和(d)可知,2 种面板结构的最大应力均集中在与牛腿相连接的固定处,原有面板结构的最大应力为 81.59 MPa,设



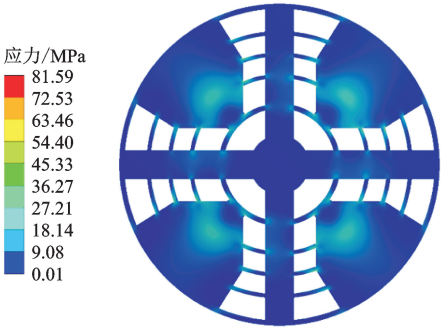
(a) 原有结构



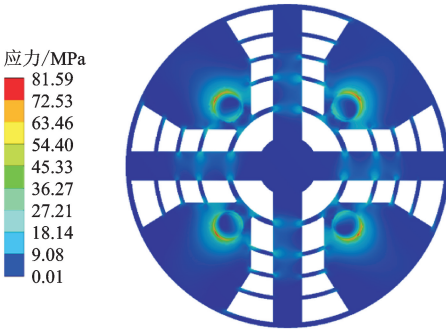
(b) 本文设计结构

图 9 2 种面板结构的变形量对比

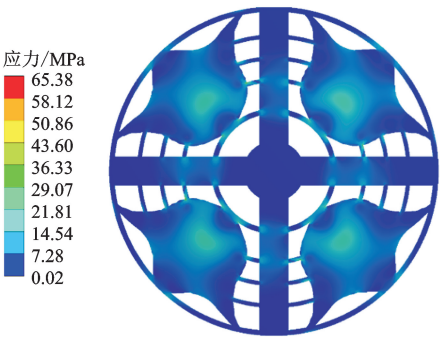
Fig. 9 The deformation distribution of cutterhead panels



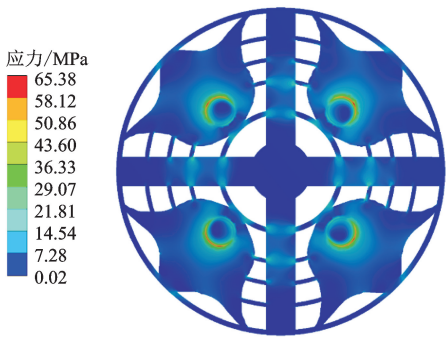
(a) 原有面板结构正面



(b) 原有面板结构背面



(c) 本文设计面板结构正面



(d) 本文设计面板结构背面

图 10 2 种面板结构的应力分布对比

Fig. 10 The stress distribution of cutterhead panels

计面板结构的最大应力为 65.38 MPa。可见,设计面板结构相较于原有面板结构,结构强度提升了 19.87%,结构的安全性得到显著提高。

4 结 论

本文提出了一种考虑应力约束的高比刚度拓扑优化设计方法,对土压平衡式盾构机的刀盘面板结构开展了拓扑重构设计。通过在刚度拓扑优化模型中引入应力约束条件,降低了所设计结构的最大应力,实现了兼具高比刚度和高强度的盾构机刀盘面板结构拓扑重构设计。对设计的结构开展有限元仿真分析,结果表明,相较于具有相同开口率的现有刀盘面板结构,设计的盾构机刀盘面板结构的刚度和强度分别提升了7%和19.8%。所提方法可有效应用于盾构机面板结构优化设计中。

参考文献:

- [1] CAO Shunze, CUI Jian, FANG Yong, et al. Performance of slurry TBM tunnelling in sandy cobble ground; a case study in Lanzhou [J]. KSCE Journal of Civil Engineering, 2019, 23(7): 3207-3217.
- [2] JIN Dalong, ZHANG Zhiyong, YUAN Dajun. Effect of dynamic cutterhead on face stability in EPB shield tunneling [J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2021, 110: 103827.
- [3] GUO Wei, HU Jing, LIU Jianqin. The scheme design for the earth pressure balance shield cutterhead structure [J]. Chinese Science Bulletin, 2014, 59(33): 4589-4599.
- [4] ROSTAMI J, CHANG S H. A closer look at the design of cutterheads for hard rock tunnel-boring machines [J]. Engineering, 2017, 3(6): 892-904.
- [5] XIA Yimin, YANG Mei, JI Zhiyong, et al. Design and dimension optimization of cutter disassembly mechanism for shield tunneling machine [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2021, 35(7): 3005-3018.
- [6] 暨智勇. 软土常压刀盘盘面开口及盘体结构优化设计研究 [J]. 隧道建设(中英文), 2021, 41(10): 1781-1793.
JI Zhiyong. Optimization design of opening characteristics and structure of cutterhead in soft soil under atmospheric pressure [J]. Tunnel Construction, 2021, 41(10): 1781-1793.
- [7] HUO Junzhou, SUN Wei, CHEN Jing, et al. Disc cutters plane layout design of the full-face rock tunnel boring machine (TBM) based on different layout patterns [J]. Computers & Industrial Engineering, 2011, 61(4): 1209-1225.
- [8] GENG Qi, BRULAND A, MACIAS F J. Analysis on the relationship between layout and consumption of face cutters on hard rock tunnel boring machines (TBMs) [J]. Rock Mechanics and Rock Engineering, 2018, 51(1): 279-297.
- [9] SUN Hongyan, GUO Wei, LIU Jianqin, et al. Layout design for disc cutters based on analysis of TBM cutter-head structure [J]. Journal of Central South University, 2018, 25(4): 812-830.
- [10] BURGER W. Design principles for soft ground cutter-heads [C]//Rapid Excavation and Tunneling Conference. [S.l.]: [s.n.], 2007: 784-792.
- [11] LING Jingxiu, SUN Wei, HUO Junzhou, et al. Study of TBM cutterhead fatigue crack propagation life based on multi-degree of freedom coupling system dynamics [J]. Computers & Industrial Engineering, 2015, 83: 1-14.
- [12] 田继涛, 黄晓华, 张言中, 等. 土压平衡盾构刀盘的力学分析及优化设计 [J]. 机械与电子, 2019, 37(11): 37-41.
TIAN Jitao, HUANG Xiaohua, ZHANG Yanzhong, et al. Mechanical analysis and optimization design of earth pressure balance shield cutterhead [J]. Machinery & Electronics, 2019, 37(11): 37-41.
- [13] 罗丹. 某复合盾构刀盘有限元分析及参数优化 [J]. 现代隧道技术, 2020, 57(6): 115-119.
LUO Dan. Finite element analysis and parameter optimization of the cutterhead of composite shield machines [J]. Modern Tunnelling Technology, 2020, 57(6): 115-119.
- [14] ALIZADEH R, ALLEN J K, MISTREE F. Managing computational complexity using surrogate models: a critical review [J]. Research in Engineering Design, 2020, 31(3): 275-298.
- [15] BISBO M K, HAMMER B. Efficient global structure optimization with a machine-learned surrogate model [J]. Physical Review Letters, 2020, 124(8): 086102.
- [16] 闫利鹏, 黄鸿颖, 杨骁, 等. 基于近似模型技术的高强钢盾构刀盘优化设计 [J]. 铁道科学与工程学报, 2021, 18(8): 2156-2164.
YAN Lipeng, HUANG Hongying, YANG Xiao, et al. Optimization design of high strength steel shield cutter head based on approximate model technology [J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2021, 18(8): 2156-2164.
- [17] ZHANG Pin, CHEN Renpeng, WU Huaina. Real-time analysis and regulation of EPB shield steering using Random Forest [J]. Automation in Construction, 2019, 106: 102860.
- [18] XIA Yimin, TANG Lu, JI Zhiyong, et al. Optimal

- design of structural parameters for shield cutterhead based on fuzzy mathematics and multi-objective genetic algorithm [J]. Journal of Central South University, 2015, 22(3): 937-945.
- [19] 马军, 尹春洋, 李医中, 等. 基于聚合代理模型的土压平衡盾构刀盘轻量化设计方法 [J]. 计算机集成制造系统, 2023, 29(1): 310-319.
- MA Jun, YIN Chunyang, LI Yizhong, et al. Lightweight design method of earth pressure balance shield cutter head based on ensemble surrogate model [J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2023, 29(1): 310-319.
- [20] FERRARI F, SIGMUND O. A new generation 99 line Matlab code for compliance topology optimization and its extension to 3D [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2020, 62(4): 2211-2228.
- [21] 孙鹏飞, 张跃, 尹鹏, 等. 隐式曲面梯度多孔结构拓扑优化设计方法 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(1): 85-95.
- SUN Pengfei, ZHANG Yue, YIN Peng, et al. A topology optimization design method of graded cellular structures with implicit surfaces [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(1): 85-95.
- [22] SVANBERG K. The method of moving asymptotes: a new method for structural optimization [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1987, 24(2): 359-373.
- [23] 王雷, 闫素娜, 赵强强, 等. 基于单元过滤的自支撑结构拓扑优化方法 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(5): 45-55.
- WANG Lei, YAN Suna, ZHAO Qiangqiang, et al. A topology optimization method for self-supporting structures based on element filtering [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(5): 45-55.
- [24] 艺游. 现代盾构 3D 模型 [EB/OL]. [2022-12-01]. https://www.3d66.com/relation/xl3gR0_2045108.html.
- [25] 李斌斌. 某型土压平衡式盾构机刀盘的力学分析与结构优化 [D]. 兰州: 兰州交通大学, 2017.
- [26] LIU Feixiang, WANG Qingyang, JI Zhiyong, et al. Performance assessment and structural design of the atmospheric cutterhead of slurry shield machine [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2022, 36(11): 5611-5624.
- [27] 高见. 盾构机刀盘开口率与盘体结构优化设计 [D]. 大连: 大连理工大学, 2010.
- [28] 宋克志. 无水砂卵石地层盾构推力及刀盘转矩的计算 [J]. 建筑机械, 2004(10): 58-60, 63.
- SONG Kezhi. Calculation on thrust and cutter disc torque of shield in sandy cobble with no water [J]. Construction Machinery, 2004(10): 58-60, 63.
- [29] LE C, NORATO J, BRUNS T, et al. Stress-based topology optimization for continua [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2010, 41(4): 605-620.
- [30] ZHAI Xiaoya, CHEN Falai, WU Jun. Alternating optimization of design and stress for stress-constrained topology optimization [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2021, 64(4): 2323-2342.
- [31] DENG Hao, VULIMIRI P S, TO A C. An efficient 146-line 3D sensitivity analysis code of stress-based topology optimization written in MATLAB [J]. Optimization and Engineering, 2022, 23(3): 1733-1757.

(编辑 李慧敏 刘杨)

(上接第 85 页)

- [34] ZHU Jun, SHU Ting, ZHANG Jun, et al. Experimental investigation of a Ka band high power millimeter wave generator operated at low guiding magnetic field [J]. Physics of Plasmas, 2011, 18(5): 053101.
- [35] SWEGLE J A, POUEY J W, LEIFESTE G T. Backward wave oscillators with rippled wall resonators: analytic theory and numerical simulation [J]. The Physics of Fluids, 1985, 28(9): 2882-2894.

(编辑 陶晴 刘杨)