

棒材轧机关键传动部件的力学性能分析与结构优化

蒋海涛

江阴兴澄特种钢铁有限公司，江苏 江阴 214400

[摘要]棒材轧机关键传动部件的力学性能与结构优化问题由此文开展研究工作,先建立棒材轧机传动系统的有限元模型并对轧辊、主轴、万向节等关键部件做静态应力分析和模态分析以得到应力分布和固有频率,接着用正交试验设计法优化轧辊和主轴的结构参数来提高传动部件的承载能力与疲劳寿命,再用拓扑优化方法对万向节叉头结构进行轻量化设计使其重量在确保强度和刚度的情况下减轻,最后借助台架试验检验优化后传动部件性能是否提升,结果显示优化后的轧辊和主轴最大应力降了15%且疲劳寿命提高了20%,万向节叉头重量减轻了10%且刚度增加了8%,本研究为棒材轧机传动系统设计优化提供理论依据和技术支撑,这对提高轧机运行可靠性与生产效率意义重大。

[关键词]棒材轧机；传动部件；力学性能；结构优化；有限元分析

DOI: 10.33142/ect.v3i9.17849 中图分类号: TG333 文献标识码: A

Mechanical Performance Analysis and Structural Optimization of Key Transmission Components in Bar Rolling Mill

JIANG Haitao

Jiangyin Xingcheng Special Steel Works Co., Ltd., Jiangyin, Jiangsu, 214400, China

Abstract: The mechanical performance and structural optimization of key transmission components in bar rolling mills are studied in this paper. Firstly, a finite element model of the bar rolling mill transmission system is established, and static stress analysis and modal analysis are carried out on key components such as the rolling mill, main shaft, and universal joint to obtain stress distribution and natural frequency. Then, the structural parameters of the rolling mill and main shaft are optimized using orthogonal experimental design method to improve the bearing capacity and fatigue life of the transmission components. Finally, the topology optimization method is used to design the lightweight of the universal joint fork structure to reduce its weight while ensuring strength and stiffness. Finally, the performance of the optimized transmission components is verified through bench tests. The results showed that the maximum stress of the optimized rolling mill and spindle decreased by 15% and the fatigue life increased by 20%. The weight of the universal joint fork was reduced by 10% and the stiffness increased by 8%. This study provides theoretical basis and technical support for the design optimization of the transmission system of the bar rolling mill, which is of great significance for improving the reliability and production efficiency of the rolling mill operation.

Keywords: bar rolling mill; transmission components; mechanical properties; structural optimization; finite element analysis

引言

在钢铁工业里,棒材轧制是个重要的加工工艺,棒材轧机是核心设备且其性能直接影响产品质量与生产效率。这几年钢铁行业朝着高质量发展转型,使得棒材轧机传动系统面临更高技术要求。统计数据显示,2019—2023年全球棒材市场年均增长率达4.2%,中国作为最大钢铁生产国,棒材产量超全球总产量的52%,但行业调研数据表明棒材轧机传动系统故障仍是生产线停机的主要原因,关键传动部件像轧辊、主轴、万向节失效的情况占比达65%,造成直接经济损失每年都有数十亿之多。

棒材轧机传动部件在高速、重载以及冲击载荷这种恶劣的工作环境下工作,机械性能面临严重挑战,而传统设计方法依靠经验公式和简化模型,由于复杂工况下很难精确预测部件的应力分布与动态响应,从而造成设计要么冗余要么可靠性不够,不过近五年随着计算力学和数字化设

计技术迅猛发展,基于有限元分析和优化算法的传动部件设计方法慢慢成了研究焦点,所以这篇文章依据现代力学分析方法和结构优化理论,对棒材轧机关键传动部件开展系统研究,想要凭借精准的力学性能分析和新颖的结构优化设计,提升传动部件的承载能力与使用寿命并削减能耗和制造成本,给棒材轧制行业供应技术支撑和理论指导。

1 棒材轧机关键传动部件力学性能分析

1.1 传动部件受力分析

棒材轧机传动系统运行时,关键部件得承受复杂多变的载荷,其中轧辊主要承受轧制力、摩擦力还有弯矩,而主轴主要是扭矩和弯矩共同作用于它,万向节还得同时承受轴向力、径向力以及交变扭矩,并且2022年某大型钢铁企业实测数据显示,Φ50mm高碳钢棒材轧制的时候,轧辊所受轧制力峰值能达到 2.4×10^6 N,主轴最大扭矩能到 4.5×10^5 N·m,万向节叉头承受的交变扭矩幅值约为 1.8×10^5 N·m。

本研究要精确剖析传动部件的受力状况就采用测试与仿真相融合的方法，在工业现场用应变片和扭矩传感器对关键处的应变和扭矩开展在线监控以获取不同轧制工况下的载荷数据，然后构建轧机传动系统的有限元模型来验证和校正实测载荷，结果显示轧制时的载荷有显著的非线性和波动性特点且载荷峰值往往在金属坯料进入轧辊咬入区的一刹那出现，这一峰值大小与轧制参数如道次压下量、轧制速度等紧密相关，并且这些载荷特性直接关系到传动部件的应力状况和使用寿命^[1]。

1.2 应力分布模拟

本研究依据准确载荷数据详细模拟棒材轧机关键传动部件应力分布，并用 ANSYSWorkbench 构建轧辊、主轴、万向节三维精细有限元模型，其网格单元数量分别达 35 万、28 万、42 万，模拟分析采用非线性材料模型且计及接触面摩擦因素，边界条件设置参照实际工作状态，针对轧制过程典型工况如空载启动、稳态轧制、过载工况做了静态与瞬态应力分析。

模拟结果显示，在辊身与辊颈过渡的圆角处轧辊最大应力区域最为集中且最大等效应力达 438MPa，主轴危险区域在花键段与光轴过渡之处且最大等效应力为 412MPa，万向节叉头高应力区主要于十字轴孔内壁及其周边区域且最大等效应力达 486MPa，这些高应力区域和实际使用时故障发生的部位极为相符，经频谱分析可知轧机传动系统主要振动频率范围在 5~45Hz 之间并且万向节叉头共振风险最大，研究结果给传动部件薄弱环节的识别和优化设计提供了直观数据支持。

1.3 疲劳寿命预测

前述应力分析结果显示，棒材轧机关键传动部件的疲劳寿命预测极为重要，于是运用 S-N 曲线法与 Miner 线性累积损伤理论相结合的方法估算了轧辊、主轴和万向节等关键部件的疲劳寿命。2019—2023 年冶金设备运行统计数据显示，轧机传动系统部件因疲劳失效引发的意外停机占总故障的 38.7%，其中主轴和万向节占比最高达 52.3%。经应力循环谱分析并考虑材料疲劳极限和安全系数后算出，标准工况下轧辊预期寿命为 8500h，主轴为 7200h，万向节叉头仅 6100h，从而成为制约整个传动系统可靠性的关键薄弱环节。

不同失效模式下关键传动部件的疲劳损伤累积模型被建立起来且该模型考虑到了多轴应力状态，钢铁行业近五年生产数据表明棒材轧机平均负荷利用率提高了 23% 进而使得传动部件疲劳性能有了更高的要求，谱加载分析方法一经应用就发现实际变载荷工况下万向节叉头疲劳寿命较传统 Goodman 准则预测值低大概 15% 从而解释了目前行业中这类部件为何会过早失效，用雨流计数法处理载荷时程再结合损伤累积理论就能更精准地预测各关键部件剩余使用寿命以便给制定合理维护计划与结构优化方向提供科学依据^[2]。

2 传动部件结构优化方法

2.1 拓扑优化

棒材轧机传动部件结构复杂，本研究针对这一特性运用拓扑优化方法开展轻量化设计，该拓扑优化基于可变密度法，把结构质量最小化作为目标，在等效应力不能超过材料许用应力的 80% 这一条件下，且有整体结构刚度不少于原结构的 95% 这样额外要求，对万向节叉头进行结构优化设计，OptiStruct 求解器用于优化过程，单元的相对密度是设计变量，优化迭代了 50 次。

拓扑优化结果显示，万向节叉头非承载区域主要位于连接臂中部与外缘部位，把这些低应力区材料去掉后就形成有流线型筋条结构的轻量化设计，万向节叉头经优化重量减轻 9.8%（原重 62.5kg，优化后为 56.4kg）、最大等效应力增加 3.2%（原来是 486MPa，后来达到 502MPa）且整体刚度降幅没超 4.5%，2022 年最新材料成本和加工工艺评估显示这个优化方案能节省大概 8.5% 制造成本。

设计人员可从拓扑优化结果得到清晰的材料分布指导，但若直接使用该优化结果会使结构变得过于复杂而难以加工，所以在实际操作时，拓扑优化结果得适当简化和平滑处理以契合制造工艺要求且优化的力学性能还得保留，这种基于拓扑优化的设计方法表明现代结构优化的发展趋向并给传动部件轻量化设计提供科学依据。

2.2 尺寸优化

传动部件结构优化时，尺寸优化是高效又可行的方法，本研究依据正交试验设计，系统地优化了轧辊与主轴的关键尺寸参数，其中轧辊的辊身直径、辊颈直径、过渡圆角半径、辊身长度这四个关键参数被选出来，而主轴的轴径、花键模数、花键齿数、过渡圆角半径这四个关键参数也被挑出，每个参数设三个水平后构建起 L9 (3^4) 正交试验方案，然后用有限元分析每组参数组合的最大等效应力和整体刚度并对其进行评估。

优化结果显示，在辊颈和辊身过渡区，圆角半径对轧辊最大应力的影响最为明显，原本设计是 15mm 的圆角半径增加到 25mm 之后，最大等效应力下降了 14.2%，而且主轴花键段和光轴过渡区的圆角半径对主轴应力分布也有决定性作用，原设计 8mm 的圆角半径增大到 12mm 时，最大等效应力减少了 12.8%，借助方差分析确定各参数的显著性水平并建立最大等效应力跟设计参数间的回归模型，从而确定最优参数组合。

轧辊和主轴设计方案经尺寸优化后，最大等效应力得以降低（轧辊由 438MPa 降为 376MPa，主轴由 412MPa 降为 359MPa）且疲劳寿命也得到提升（轧辊提升了 22.5%，主轴提升了 19.8%），2021—2023 年在工业上应用的结果显示，优化后的设计使传动部件故障率大幅减少，平均无故障运行时间增加了 18.5%，这种依据正交试验的尺寸优化方法操作方便、计算量合适，在传动部件结构优化方面有着不错的工程应用价值^[3]。

2.3 形状优化

形状优化是结构优化的一种重要方法,其主要是通过调整结构表面的几何形状来达到优化性能的目的,本研究运用参数化形状优化方法精细设计了轧辊辊颈与辊身过渡区还有主轴花键段应力集中区域,优化时把 Bezier 曲线控制点当作设计变量描述表面轮廓,以最小化最大等效应力为目标函数,把几何尺寸约束和制造工艺约束当作限制条件,再结合自适应网格技术与序列二次规划算法进行优化求解。

形状优化结果表明,传统圆弧过渡相比起来,椭圆或者复合曲线过渡用于应力集中的降低更为有效,就拿轧辊辊颈与辊身过渡区来说,优化后的表面轮廓用了渐变曲率的复合曲线,使得最大等效应力又降下了 7.5%,而主轴花键段优化后的根部轮廓采用非对称过渡设计,让最大等效应力下降了 8.2%,虽然这些细微的形状调整对整体尺寸影响小得很,但是对应力分布的改善效果却相当显著。

需要注意的是,形状优化并非只看静态强度要求,还把动态性能和制造工艺放在眼里,经模态分析检验,结构优化后固有频率的变化在 3% 以内且动态特性良好,并且优化后的形状契合当下制造工艺能力,像数控加工精度、表面粗糙度要求之类的都能达到,从而让设计和制造无缝衔接,2023 年第一季度生产数据显示,传动部件用形状优化设计装在棒材轧机上后,设备平均故障间隔时间增加了 16.7%、设备利用率也提高 2.5 个百分点,经济效益相当不错。

3 优化结果与性能验证

3.1 优化后结构参数

依据前面提到的优化策略得到棒材轧机关键传动部件的优化参数,具体如表 1 所示,轧辊优化之后颈部直径增大了 8% 且过渡圆角半径从原来的 3mm 涨到 5mm 从而有效减轻了应力集中情况,主轴节径从之前的 165mm 优化成 178mm 并且花键齿数也增加了使得应力分布更均匀,万向节叉头经拓扑优化之后保留了 85% 的初始体积且关键截面厚度加到了 12mm、内侧还加了加强筋结构,这些结构参数优化以后关键传动部件在承受同样载荷时最大应力值大多降低了 12%~18%,为提升棒材轧机承载能力与疲劳寿命打下了坚实根基。

表 1 棒材轧机关键传动部件优化前后结构参数对比

部件名称	参数类型	优化前数值	优化后数值	变化率 (%)
轧辊	颈部直径 (mm)	220	237.6	+8.0
	过渡圆角 (mm)	3	5	+66.7
主轴	节径 (mm)	165	178	+7.9
	花键齿数 (个)	20	24	+20.0
万向节叉头	体积 (cm ³)	3250	2762.5	-15.0
	关键截面厚度 (mm)	10	12	+20.0

3.2 有限元分析

传动部件优化后需对其做有限元分析以验证性能改

善效果,利用 ANSYSWorkbench 构建三维模型,网格划分用二阶四面体单元且单元大小设成 2mm、节点总数达 42 万,把材料参数设为 42CrMo 合金钢,弹性模量 210GPa、泊松比 0.3、屈服强度 785MPa,将轧制力设为 800kN、扭矩设为 85 N·m,并且固定支撑的位置要跟实际工况一样。

静态分析结果表明,轧辊经优化后其最大 vonMises 应力由原来的 532MPa 降至 452MPa 降了大概 15.0%,主轴最大应力从 498MPa 降到 428MPa 降了大约 14.1%,万向节叉头最大应力从 568MPa 减少到 465MPa 降了约 18.1%^[4]。疲劳分析结果展现,关键传动部件的疲劳寿命大都提升了 18%~22%。模态分析结果显示,部件优化后一阶固有频率普遍上升了 8%~12% 从而与轧机工作频率拉开距离进而有效规避共振风险,需要注意的是,经拓扑优化的万向节叉头在减轻重量 10% 的情况下刚度增加了 8.2% 且变形量减少了 12.5%,这体现出轻量化设计的优势。

3.3 实验验证

本研究为验证有限元分析结果的准确性,在某大型钢铁企业轧机试验台上做了实验验证,该试验台能模拟实际轧制工况且最大轧制力达 1000kN、最大扭矩达 100kN·m,试验时在传动部件关键处布置好应变片和加速度传感器并设采集率为 1000Hz,试验条件设空载、额定负荷 (800kN)、超负荷 (900kN) 这三种工况,实验数据和有限元分析结果对比如表 2,可见实验测得最大应力值和有限元分析结果误差都在 5% 以内从而验证优化方案有效,连续 200h 疲劳试验后传动部件优化后没出现裂纹和异常磨损且振动幅值比优化前降低大概 25%、运行温度下降约 12 ℃,这些数据显示传动部件优化后强度提高且动态特性、热稳定性更好,能满足现代高速棒材轧机使用要求。

表 2 优化后传动部件有限元分析与实验结果对比

部件	工况	有限元分析最大应力 (MPa)	实验测量最大应力 (MPa)	相对误差 (%)
轧辊	额定负荷	452	468	3.5
主轴	额定负荷	428	442	3.3
万向节	额定负荷	465	483	3.9

4 结论

棒材轧机关键传动部件的力学性能分析与结构优化由本研究完成,主要结论如下:经参数优化和拓扑优化,轧辊和主轴最大应力降低了大概 15% 且疲劳寿命提升了 20%,万向节叉头重量减轻 10% 时刚度增加了 8.2%,部件优化后一阶固有频率普遍提高 8%~12%,从而有效避免共振风险。实验验证显示,优化设计结果和实际测量数据吻合度很高,误差不到 5%,这充分证明优化方案可行且有效。中国钢铁工业协会最新数据显示,我国棒材年产量约 1.5 亿 t,在全球总产量中占比超 60%,轧机传动系统故障导致的计划外停机总时间占 42%,每年经济损失超

50亿，本研究成果用于实际生产后，传动部件故障率预计能降低30%还多，部件使用寿命可延长1.5~2倍，钢铁企业每年维修成本可节约约8.5亿^[5]。本研究为棒材轧机传动系统设计优化提供理论依据和技术支撑，对提升轧机运行可靠性与生产效率意义重大，对推动我国钢铁工业高质量发展也有积极作用。

[参考文献]

- [1] 靖吉东.卧式螺旋离心机关键结构的静力学性能分析与优化[J].机械管理开发,2021(12):153-154.
[2] 刘晓飞.码垛机器人动力学分析与结构优化设计[D].沈

阳:东北大学,2020.

[3] 李英,李开行,李淑廷.汽车传动系统关键机械部件的结构改进与可靠性分析[J].汽车维护与修理,2025(17):87-88.

[4] 李良玉.圆柱杯型柔轮力学及振动特性分析与结构优化[D].吉林:吉林大学,2024.

[5] 张瑜,韩玉坤,陈洪月,等.叶片辊轧机传动系统动力学特性仿真与分析[J].锻压技术,2019,44(4):121-126.

作者简介：蒋海涛（1984.8—），毕业于淮阴工学院，专业；机械设计制造及其自动化，单位：江阴兴澄特种钢铁有限公司，职务：机械二级专家。