双车翻车机主钢结构断裂原因分析及优化

撰文／大连华锐重工集团股份有限公司设计研究院　齐桂营　王蕾　沈健

一、引言

翻车机是一种用来翻卸铁路敞车散料的大型机械设备，可将有轨车辆翻转并使之卸料，目前广泛适用于运输量大的港口、冶金和煤炭等工业部门。双车翻车机可同时翻卸两节敞车，在翻卸过程中，由于受载荷工况复杂，翻卸次数频繁，工作环境恶劣等因素的影响，其主体钢结构经常出现局部开裂或开焊，直接影响了正常工作。为保证机械设备的正常运行，可利用先进的计算机技术对其整体钢结构进行有限元仿真及优化，查找设备开裂原因，提供合理优化建议。本文针对某钢铁焦化厂翻车机前梁开裂问题，给出了详细计算结果及改进方案。

二、力学模型、载荷工况及边界条件

该 C 型翻车机主要用于翻卸 C70 车型，由端环、前梁、后梁及平台组成主体钢结构部分，并采用了液压夹紧方式。主体钢结构均由钢板焊接而成，采用壳单元进行模拟，夹紧机构则采用梁单元进行简化，整体力学模型共生成 40347 个节点，44360 个单元，如图 1 所示。

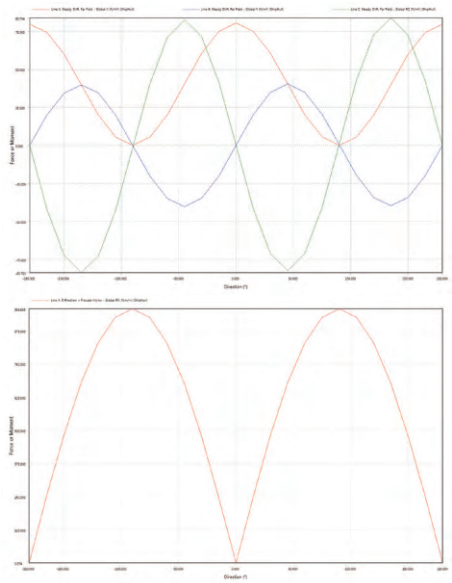

图 17 不同波浪入射角度下船体各个自由度的力矩

五、结语

本文利用 AQWA 对一艘游艇进行水动力分析，并对详细的分析流程进行展示和介绍。通过上述分析可以看出，AQWA 作为一款成熟的海洋工程水动力分析软件，在进行游艇分析时，具有一定的优势。

（1）基于 ANSYS Workbench 平台的操作，将分析流程规范化、参数化，从而大大降低了分析难度与精度。

（2）AQWA 的模块成熟且完整，可对游艇不同的水动力性能进行计算，并能输出完整的水动力分析报告，大大简化了分析工作量。

（3）Workbench 平台下的 AQWA 可输出完整的分析数据，对于专业人员来说，可以将数据导入传统模式下的 AQWA 进行底层操作，得到更加全面的水动力分析数据。

投稿邮箱 | cadcam@idnovo.com.cn
IMCHINA@idnovo.com.cn

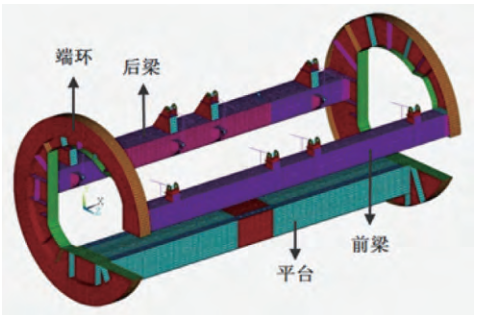

图 1 翻车机力学模型

翻车机所受载荷主要包括：（1）自重和配重；（2）车厢和物料自重；（3）夹紧机构载荷；（4）靠车机构载荷。除结构自重外，其他载荷均按实际位置施加到结构上。有限元分析共分为 3 种工况，并根据长期计算经验，对于每种工况计算较危险的倾翻角度，其中对于重载冻车工况，倾翻 90° 时后梁受力最大，主要工况列表如表 1 所示。

表 1 工况列表

载荷工况	倾翻角度（° ）
正常卸料	0，60，90，135，165
重载冻车	90
空车返回	90，60，0

翻车机主要依靠底部托辊进行支撑，在该位置约束了径向移动自由度，并在端环驱动位置约束了水平方向（*X* 向）、竖直方向（*Y* 向）移动自由度。

三、疲劳校核方法

金属疲劳是在当构件受到交变载荷作用下发生的，当载荷循环次数大于 2×10^4 时，需要验算疲劳强度。目前常用的疲劳验算方法主要有应力比法和应力幅法。本文依据 JB8849−2005 移动式连续散料搬运设备结构设计规范，采用应力比法进行疲劳校核，极限应力比值为最小极限应力与最大极限应力的比值，此值作为极限应力的函数。许用疲劳强度受钢结构连接形式及载荷循环次数的影响，翻车机的翻卸循环次数大于 6×10^5，属于 C 级结构件。

四、计算结果

根据现场反馈，开裂位置处于前梁中段，靠近压车臂四个支座的中间两个支座位置，共两个断裂处，如图 2 所示，A 区为箱型梁整体四面开裂，B 区顶部及外侧面共两个面发生断裂，与其对应的力学模型如图 3 所示。有限元分析将重点关注发生断裂的区域。

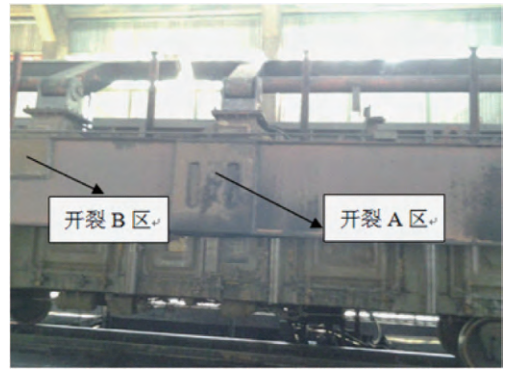

图 2 前梁开裂位置

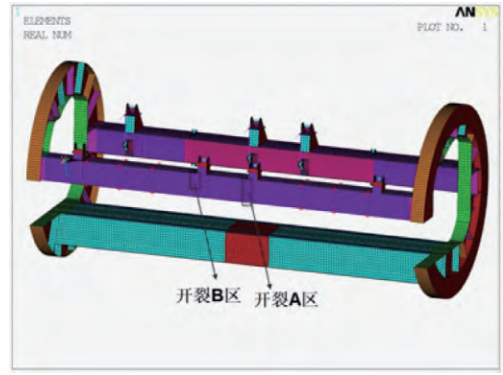

图 3 翻车机有限元模型

1. 强度与变形计算结果

在上述载荷工况条件下，整机结构强度和刚度均满足规范要求。在正常卸料工况下，整机倾翻 135° 时，翻车机产生最大应力为 210MPa，在靠近端环处的前梁夹紧铰点位置，如图 4 所示；最大垂直变形出现在倾翻 165° 时前梁中段位置，值为 25.47mm，如图 5 所示。由于空车返回时，物料倾泻完毕，整机外载减小，在正常卸料工况整机强度和刚度满足规范要求前提下，空车返回时整机一定能满足标准要求。倾翻 90° 的重载冻车工况，最大应力为 209MPa，出现在后梁靠近端环的夹紧铰点处；最大垂直变形为 19.84mm，出现在后梁中部，应力及变形云图如图 6 所示。不同载荷工况下开裂位置最大应力计算结果如表 2 所示。

根据上述计算结果，在静载荷作用下，整机强度均满足规范要求，前梁不会发生开裂。

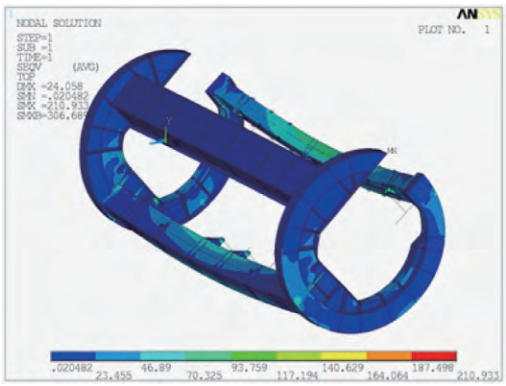

图 4 正常卸料工况倾翻 135°应力云图

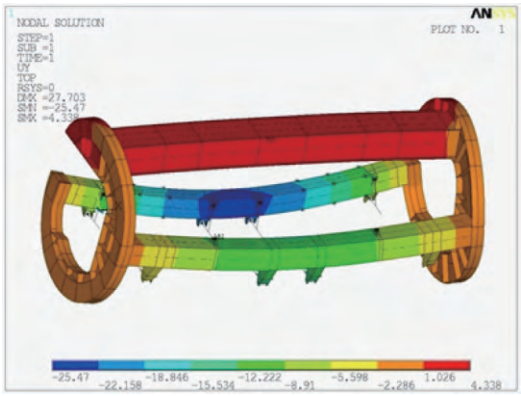

图 5 正常卸料工况倾翻 165°垂直变形图

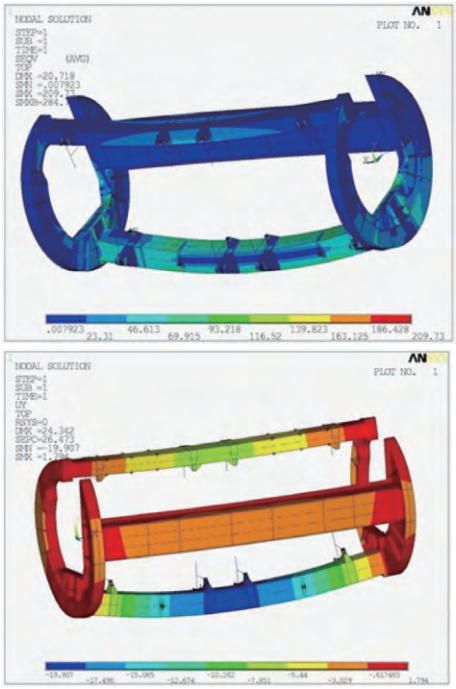

图 6 重载冻车工况倾翻 90°应力及垂直变形云图

表 2 断裂位置最大应力值

载荷工况	开裂处最大 Von Mises 应力 σv (MPa)	许用应力 σa (MPa)	判据 σv／σa<1
正常卸料翻卸 0°	30.12	230	OK
正常卸料翻卸 60°	46.91	230	OK
正常卸料翻卸 90°	66.25	230	OK
正常卸料翻卸 135°	92.72	230	OK
正常卸料翻卸 165°	96.97	230	OK
重载冻车翻卸 90°	60.23	230	OK

2. 开裂处疲劳分析

由于翻车机长期承受交变载荷作用，翻卸次数多，利用有限元数值计算方法，对翻车机进行疲劳验证，对避免疲劳裂纹扩展，保证整机正常运行具有重要的意义。选定现场开裂区域作为应力输出区域，如图 7 所示。

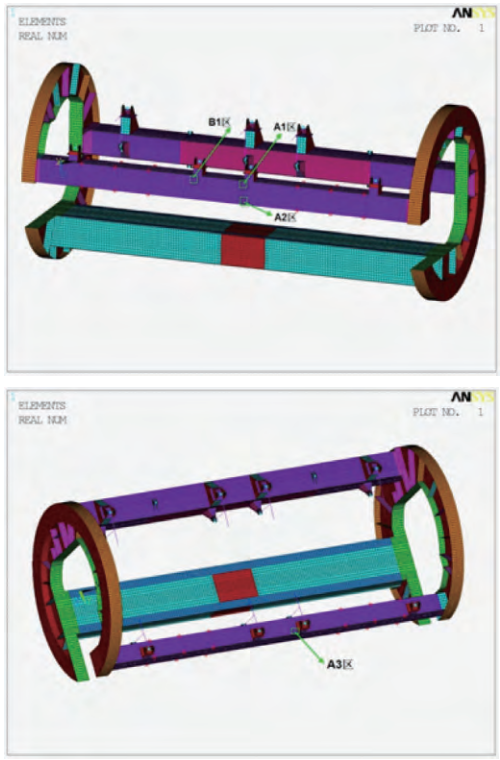

图 7 疲劳评估应力输出区域

所选的四个断裂区域疲劳分析评估结果如表 3 ~ 6 所示。评估结果显示，对于原设计图样，断裂处不满足疲劳要求，这是造成前梁中部断裂的主要原因。

3. 改进后开裂处疲劳分析

该翻车机若要长期翻卸 C70 车型，其前梁中部必须进

投稿邮箱 | cadcam@idnovo.com.cn
IMCHINA@idnovo.com.cn

表 3 A1 区疲劳分析评估

工作循环	翻卸角度	应力值（MPa） σ1	σ3	σVon Mises	受力状态	应力比 r	焊缝型式	许用疲劳强度 σd（MPa）	判据 σ1max <σd
卸料	0°	4.06	-28.99	29.69	压	0.32	K4	70	NO
	165°	91.12	-2.15	91.97	拉				

表 4 A2 区疲劳分析评估

工作循环	翻卸角度	应力值（MPa） σ1	σ3	σVon Mises	受力状态	应力比 r	焊缝型式	许用疲劳强度 σd（MPa）	判据 σ1max <σd
卸料	0°	27.59	-1.46	26.18	拉	0.27	K4	-77	NO
	165°	3.12	-102.38	96.97	压				

表 5 A3 区疲劳分析评估

工作循环	翻卸角度	应力值（MPa） σ1	σ3	σVon Mises	受力状态	应力比 r	焊缝型式	许用疲劳强度 σd（MPa）	判据 σ1max <σd
卸料	0°	0	-23.03	31.26	压	0.22	K4	60	NO
	165°	126.63	-4.08	117.09	拉				

表 6 B1 区疲劳分析评估

工作循环	翻卸角度	应力值（MPa） σ1	σ3	σVon Mises	受力状态	应力比 r	焊缝型式	许用疲劳强度 σd（MPa）	判据 σ1max <σd
卸料	0°	4.01	-28.87	29.71	压	0.28	K4	65	NO
	165°	101.48	-13.82	103.58	拉				

行局部补强，即增加其中部箱型梁板厚，优化改进将上下盖板及腹板由原设计板厚 12mm 改为 30mm，补强范围如图 8 所示，箱型梁内部隔板与上下盖板及腹板之间的焊缝要考虑开坡口，避免全部角焊缝。

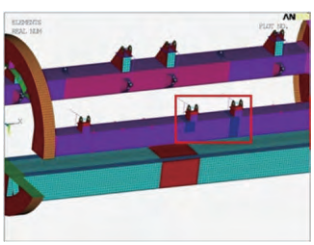

图 8 开裂处局部补强有限元示意图

图 9 实物补强示意图

经改进后断裂区域疲劳分析评估结果如表 7 ~ 10 所示。

表 7 A1 区疲劳分析评估

工作循环	翻卸角度	应力值（MPa） σ1	σ3	σVon Mises	受力状态	应力比 r	焊缝型式	许用疲劳强度 σd（MPa）	判据 σ1max <σd
卸料	0°	3.58	-16.29	15.69	压	0.32	K4	70	OK
	165°	51.46	-10.08	49.29	拉				

表 8 A2 区疲劳分析评估

工作循环	翻卸角度	应力值（MPa） σ1	σ3	σVon Mises	受力状态	应力比 r	焊缝型式	许用疲劳强度 σd（MPa）	判据 σ1max <σd
卸料	0°	11.47	-2.46	11.86	压	0.27	K4	-77	OK
	165°	8.09	-42.11	43.11	拉				

表 9 A3 区疲劳分析评估

工作循环	翻卸角度	应力值（MPa） σ1	σ3	σVon Mises	受力状态	应力比 r	焊缝型式	许用疲劳强度 σd（MPa）	判据 σ1max <σd
卸料	0°	2.39	-16.27	16.87	压	0.32	K4	70	OK
	165°	50.36	-6.2	52.27	拉				

表 10 B1 区疲劳分析评估

工作循环	翻卸角度	应力值（MPa） σ1	σ3	σVon Mises	受力状态	应力比 r	焊缝型式	许用疲劳强度 σd（MPa）	判据 σ1max <σd
卸料	0°	3.87	-16.67	16.07	压	0.32	K4	70	OK
	165°	52.91	-11.79	50.93	拉				

疲劳评估结果显示，经优化改进后，断裂处疲劳满足要求，实物补强示意图如图 9 所示。

五、结语

该翻车机翻卸 C70 车时，其主体钢结构中的端环、平台、后梁是满足强度、刚度、疲劳要求的，但其前梁不满足疲劳要求。这是造成前梁中部开裂的主要原因。

若要长期使用该翻车机翻卸 C70 车，需对已有的翻车机进行修改，其前梁中部必须进行局部补强，补强范围如图 8 所示，上下盖板及腹板由原设计板厚 12mm 改为 30mm。同时，箱型梁内部隔板与上下盖板及腹板之间的焊接要考虑开坡口，避免全部角焊缝。