

基于nastran多用途舱口盖连接板失效分析与优化设计

余俊真

中船华海船用设备有限公司 上海 200093

摘要: 连接板是多用途舱盖折叠盖板拖动滚行盖板的关键装置, 连接板的安全关系到舱盖能否正常开启, 本文就近期发生的失效案例, 通过动力学分析以及nastran建模分析, 找出失效原因, 并提出改进优化的方向。

关键词: 多用途舱盖; 连接板; 失效

引言: 多用途船是一种既能装载运输普通杂货件, 又可以装载散货、大件货物以及集装箱的货船, 通常配备重吊, 自行装载大件货物能力高, 甚至可以联合两台重吊装载更重的大件货; 虽然装载特定类型的货物不如专用船装卸效率高, 成本低, 但是在货物品类多, 变化多端, 货源不稳定的情况下, 多用途船适应性强, 减少船舶空置和等货的可能, 具有很好的经济性。为了能够更加灵便的装载各种类型的货物, 舱口开口设计得很大, 占到船体总长度的60%以上, 通过设置超长舱口, 搭配多种类型舱盖的灵活组合, 可以实现装载类型的多样化, 舱盖设计往往需要根据船东货物定制开启类型, 如多块折叠式舱口盖, 多块折叠+拖带型式, 多块折叠+吊离型式等等。本案采用的设计方案是多块折叠舱口盖+拖带盖板的型式, 在操作盖板开启时, 需要将拖带盖板以及与其相连的盖板从收藏位置通过顶单作用推油缸顶活动导轨到开启位置, 与运行导轨平齐, 再通过主操作油缸折叠盖板, 折叠盖板通过连接板带动滚行盖板到达收藏位置; 连接板分为固定式可拆式, 可拆式连接板强度低, 但操作灵活, 可以适应多种开仓要求。连接板在开启过程中起到联系折叠盖板与滚行盖板的作用。如果连接板失效将直接导致开仓困难, 影响船舶装卸, 甚至船舶安全, 故很有必要对连接板失效问题深入分析以避免此类问题继续发生。

1 案例分析

1.1 实际损坏状况

本案例为可拆式连接板, 近期两次收到船东保单, 反映连接板失效, 现场图片如图1-1所示:



图1-1 现场连接板失效图

从图中可以看见, 上面一片是正常形态的连接板, 下面一片是失效后的连接板, 钩子明显发生了塑性变形, 材料进入了屈服阶段。初步判断连接钩受力过大^[1]。

1.2 受力分析

连接板受力简单, 仅仅起到拖动滚行盖板前进的作用, 本案设计规定, 拖行状态下船舶处于港口停泊状态, 需将船舶纵倾控制在 0.8° 以内方可开启。滚行盖板安装四个滚珠轴承的滚轮, 滑动摩擦系数不超过0.035, 滚行盖板重量为 $M=85t$, 通过左右舷两个连接板拖带, 拖带力仅需要克服自重 0.8° 坡度下的分力以及滚轮的滚动阻力即可, 连接板受力 $F=(Mg\sin 0.8^\circ + Mg)/2 \approx 20kN$ 。连杆材质为船用优质高强度钢H36, 最低屈服极限不低于355MPa, 连接板主要尺寸如图1-2所示:

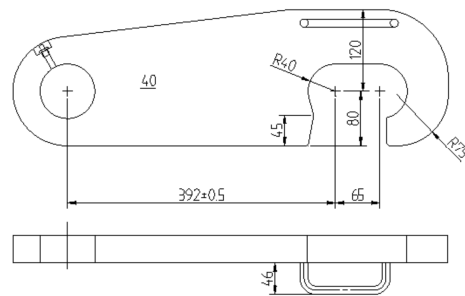


图1-2 连接板主要尺寸

2 建模分析

2.1 有限元建模

通过cad将钩子形状导入模型, 单元全部设为六面体单元, 尺寸约为15mm, 约束轴孔处沿船长方向的自由度, 在钩子与轴接触面加载20kN的牵引力, 通过有限元分析得到的应力如图2-1所示:

得到整个运动过程中最大的力: X向拉力20kN, Z向力0kN, Y向力为0kN。

从应力云图看出, 整体应力水平很低, 最大应力仅为49.4MPa, 仅为最小屈服应力的1/7左右, 不可能发生塑性变形, 而且实船在建造过程中通过安装调试已经操

作开启过多次舱盖,船舶也已经运营多年,均未发现损坏的情况,这也从侧面印证了正常操作不可能导致连接板失效。连接板的损坏原因需要从源头分析,异常载荷导致负载变大,有可能使连接板内作用力显著增大。如滚行盖板运行过程中导轨上有异物卡住,或者滚珠轴承损坏等任何导致盖板滚行阻力增大的问题,都将导致连接板受力急剧增加,甚至伴随冲击载荷,由于连接板受力是由负载决定的,主动操作力在主操作油缸,当有异物卡住时,油缸内系统压力会急剧增大甚至达到最大系统压力,设计中应该需要考虑此种恶劣工况下的保护问题。如何确保超载下报警,避免此情况的发生。

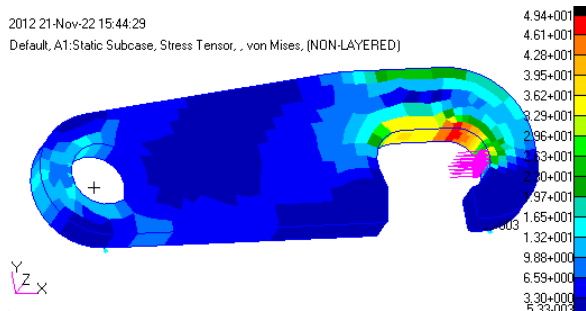


图2-1 连接板拖带力下应力云图单位: MPa

注:计算采用船体坐标系。
X为船长方向,船首为正,
Y为船宽方向,右舷为正,
Z为高度方向,向上为正。

从有限元分析结果来看,最大应力确实出现在失效的地方,所以可能实际中存在比正常操作的牵引力大7倍以上的力,使得材料进入屈服阶段。

2.2 动力学分析

对于连接板来说,最危险工况为滚轮被异物卡住,油缸系统压力达到最大,同时还是下坡的工况。此时连接板内需要承受前面二对折叠盖板和第五块滚行盖板重力的分力叠加举升油缸作用力引起的牵引力。折叠盖板开启过程中,举升油缸力臂先变大后变小,当第一对折叠盖板与水平面成 30° 时达到最大,此时油缸对折叠盖板的力矩达到峰值,前五块盖板重量达到228t,在 0.8° 的坡度下,重力的分量为 $G_1=3.2t$,油缸缸筒内径280mm,最大工作压力28MPa,油缸最大作用力 $F=28MPa \times 3.14 \times 140mm \times 140mm=1723kN$,且由4根油缸驱动第一对盖板,如此巨大的油缸力是不可能卡住的;P23盖板对P22盖板的牵拉力受到P22盖板重力的限制,如果牵拉力过大,将导致P22盖板腾空,而牵拉力是被动力,不可能将盖板拉到腾空,故此时对于连接板来说受力最大,P22盖板重量 $G_2=37t$,重力力臂最大达到 $L_1=3.95m$,拖带力此时力臂最小为 $L_2=0.42m$,故拖带力 $F_2=G_2 \times L_1 /$

$L_2/2=174t$,远远大于正常拖带力,只要滚轮卡滞,或者行进过程中有障碍,均可能导致连接板的损坏,因为连接板设计冗余只有15t左右,整整一个数量级的差别。如果出现卡滞,连接板必然失效,原设计方案中未考虑异常工况下的冗余设计,是本案失效发生的根本原因^[2]。

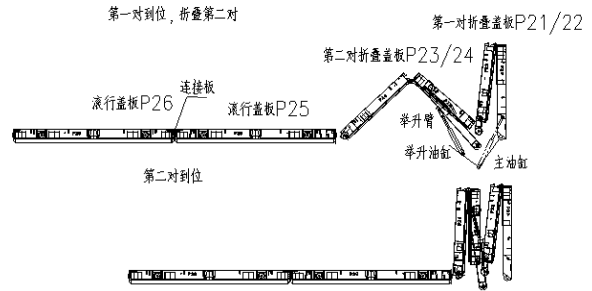


图2-2 多块折叠+拖带操作示意图

2.3 设计改进

方案1增强连接钩强度。

连接强度为174t的连接板设计难度较大,由于P25与P26的连接是不固定的连接,船东需要时才连接上,不需要时断开,以满足船东灵活开舱的要求,所以需要考虑人工操作重量不能过大的问题,目前设计的连接板装置重量已达到100kg,人员操作手柄力将达到装置重量的一半,已经属于较难操作的装置,如果继续增加连接钩强度,手动操作将无法实现,需要引入其他动力源,系统复杂度明显上升,届时成本会大大增加,对附近加强结构要求也会提升,增加整体重量,方案可行性较差。

方案2增加液压管路压力探测装置。

如果出现异常情况压力明显上升就报警,此方案需要灵敏的压力探测装置,还需要计算整个操作过程中正常的液压压力为多少,通过与其对比来判断异常,但是导致压力上升的因素很多,不完全是由于滚轮卡滞导致,管路,阀组问题都有可能造成压力上升,此方案即使能够实现也无法判断问题出在什么地方,方案不可行。

方案3开舱前检查

开舱前检查各个滚轮润滑情况,由于关舱状态滚轮腾空,润滑良好的滚轮用手就能扳动,若发现滚轮异常,就需要打开轮盖检查滚轮内部轴承润滑情况,是否有异物进入,从而避免滚动阻力变成滑动阻力而大大增加连接板负荷;同时检查行走导轨上有无障碍物,各个连接铰链加注润滑油情况等,确保行进过程中没有阻碍,在开舱过程中左右舷侧均安排人员观察监视运行状态,有异常及时暂停。此方案能够确保连接板不过载,但是容错度较低,需要较多的人力物力保证。这也是目前可行的方案之一。

方案4降低盖板重量

降低盖板使得最大牵引力同比例减少,但是盖板分块大小已经确定,上面的承载货物确定,盖板重量可减重的比例难以超过5%,对于数量级的差别来说杯水车薪。

方案5缩短盖板长度

缩短盖板长度将同时降低盖板重量和重力力臂,对于降低牵拉力将起到平方关系的降低效果,但是即使将分块改成原长度的一般,牵拉力也仅仅降为25%,依旧无济于事,为了覆盖相同长度的舱口,增加了盖板分块数量,设计复杂度指数级上升。此方案不可行^[3]。

方案6调节牵拉力作用点,增大力臂

原设计已经将作用点尽可能靠近顶板以获得更大的力臂,如还需要增大,则会突出顶板,对于装载货物极为不利,一般不能被船东接受,此方案也不可行。

结论

通过上述分析可以看出,连接板正常承载下受力状

态良好,设计安全系数为7,但是遇到异常情况导致滚轮行进过程受阻,连接板的力将达到连接板最大承载力的10倍,且难以按照10倍负荷设计此连接板,需要通过开关仓前的检查,开关仓过程中的人员监控,才能将此隐患消除。后续设计中需要特殊考虑此节点,通过设置其他机械保护装置来防止过载,或者改变滚行盖板驱动方式,改为吊机吊离或者轮毂电机自行驱动,均可从根本上消除隐患,提高操作的自动化程度。

参考文献:

- [1]赵永生,顾敏童.周庆华19500dwt货船多块折叠式舱口盖动力学仿真分析[J].船舶工程.2007年第2期.
- [2]任淑霞.关宝新28000t多用途船结构设计要点分析[J].船海工程2015年2月第44卷第1期.
- [3]王勛成.有限单元法[M].北京:清华大学出版社,2003年.