

ANALYSIS OF THE CAUSES OF DAMAGE TO THE ELEMENTS OF THE CENTER PROP OF THE REVOLVING GEAR OF THE KRASNOYARSK SHIP'S ELEVATOR

M. L. Kuzmitskiy¹, N. M. Ksenofontov¹, I. N. Bazavluk²

¹ — Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

² — The Central Design Bureau for Marine Engineering «Rubin»,
St. Petersburg, Russian Federation

Krasnoyarsk ship's elevator of the inclined type, inverted-V with a pivot bridge is designed to move ships through the dam crest of the Krasnoyarsk hydroelectric station. According to the regulatory documents, the revolving gear of ship's elevator is classified as a draw bridge of a two-arm revolute system.

The center prop of the revolving gear transmits the vertical forces from the weight of the ship's camera and the revolving gear itself and the horizontal loads on the base of the ship's elevator during maneuvering the ship's camera on the revolving gear, as well as during rotation of the system (ship's camera + revolving gear). The total weight of the system with a filled reception basin exceeds 10,000 tons of which a ship's camera is 8100 tons, a revolving gear is 2100 tons. This load is perceived by the center prop and the peripheral balance trucks. The given value of the vertical load is 1–2 orders of magnitude greater than this indicator for the considered analogues of the pivot bridges.

The design of the center prop should ensure immobility of the axis of rotation of the revolving gear, as well as possibility of its rotation in the horizontal plane. The central prop failure will lead to a prolonged cessation of navigation.

The aim of the paper is to ensure reliability and safe operation of the Krasnoyarsk ship's elevator by developing the scientifically based measures to optimize the working conditions and timely identify unacceptable defects in the circular revolving gear central prop elements.

To achieve this goal, the following tasks are required: determining the composition of the responsible elements of the central prop, the failures of which can lead to the failure of the central prop; the selection of critical destructive processes, the uncontrolled development of which can lead to unacceptable deviations of the responsible elements from the design state, taking into account the external and internal influence on them; the establishment of the maximum permissible deviations of the responsible elements from the design state taking into account the requirements of the regulatory documents for the similar elements in the various industries; developing the methods for checking the critical elements of the central prop in order to identify unacceptable deviations from the design state at the stages of their development ensuring their reliable and safe operation of the central prop during the established service life.

The central prop is considered as a non-mass mechanical system of long-term use, the elements of which change their design state under the influence of a set of objectively destructive aging processes. To clarify their development speeds and identify the critical ones that could lead to the elements failure, the analysis of the acceptance, design and operational documentation, including the results of planned observations and studies, is carried out, as well as an estimated calculation of the stress-strain state of the tapered rollers and the elements based on it.

The following results of the research are demonstrated: for the sectors of the pass of the central prop, the critical destructive aging process is the formation and development of fatigue cracks, initiated by a high level of stresses from applied loads and the development of technological defects; the values of the calculated stresses in fillet transitions of the tapered roller props predetermine a high probability of the development of fatigue cracks in these areas; the calculated level of the elastic deformations value of the power elements of the circular shoulder strap of the central prop indicates the possibility of losing the immobility of numerous bolted joints, which makes it possible to change the mutual position of the main elements and, as a result, the impact of additional loads in its critical elements.

Keywords: Krasnoyarsk ship's elevator, revolving gear, center prop, service life, aging treatment, roller pass, taper roller, technological defect, fatigue damage, engineering status.

For citation:

Kuzmitskiy, Mikhail L., Nikolai M. Ksenofontov, and Igor N. Bazavluk. "Analysis of the causes of damage to the elements of the center prop of the revolving gear of the Krasnoyarsk ship's elevator." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 11.2 (2019): 254–265. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-2-254-265.

УДК 626.52/.54; 656.627.4

**АНАЛИЗ ПРИЧИН ПОВРЕЖДЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ
ЦЕНТРАЛЬНОЙ ОПОРЫ ПОВОРОТНОГО УСТРОЙСТВА
КРАСНОЯРСКОГО СУДОПОДЪЕМНИКА**

М. А. Кузьмицкий¹, Н. М. Ксенофонтов¹, И. Н. Базавлук²

¹ — ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

² — АО «ЦКБ МТ «Рубин», Санкт-Петербург, Российская Федерация

Рассмотрен Красноярский судоподъемник, предназначенный для перемещения судов через гребень плотины Красноярской ГЭС, в котором центральная опора поворотного устройства передает вертикальные усилия от веса судовозной камеры и самого поворотного устройства и горизонтальные нагрузки на основание судоподъемника во время маневрирования судовозной камеры на поворотном устройстве, а также при вращении системы (судовозная камера + поворотное устройство). Показано, что суммарный вес системы превышает при наполненном приемном бассейне 10 000 т. Частично эта нагрузка воспринимается периферийными балансирными тележками. Отмечается, что конструкция центральной опоры должна обеспечивать неподвижность оси вращения поворотного устройства, а также возможность его вращения в горизонтальной плоскости. Центральная опора рассматривается как немассовая механическая система долговременного пользования, элементы которой изменяют свое проектное состояние под воздействием совокупности объективно протекающих деструктивных процессов старения. Для уточнения их скоростей развития и выделения критичных из них проведен анализ сдаточной, проектной и эксплуатационной документации, а также выполнен оценочный расчет напряженно-деформированного состояния погона и конических роликов. Изложены следующие результаты проведенных исследований: для секторов погона центральной опоры критическим деструктивным процессом старения является образование и развитие усталостных трещин, инициируемых высоким уровнем напряжений от прикладываемых нагрузок и развитием технологических дефектов; значения расчетных напряжений в галтельных переходах конических роликовых опор определяют высокую вероятность развития усталостных трещин на этих участках; расчетный уровень величины упругой деформаций силовых элементов центральной опоры свидетельствует о возможности потери неподвижности многочисленных болтовых соединений, что обуславливает возможность изменения взаимного положения основных элементов и, как следствие, воздействия дополнительных нагрузок в ответственных ее элементах.

Ключевые слова: Красноярский судоподъемник, поворотное устройство, центральная опора, срок службы, старение, круговой погон, конический ролик, технологический дефект, усталостное повреждение, техническое состояние.

Для цитирования:

Кузьмицкий М. Л. Анализ причин повреждений элементов центральной опоры поворотного устройства Красноярского судоподъемника / М. Л. Кузьмицкий, Н. М. Ксенофонтов, И. Н. Базавлук // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2019. — Т. 11. — № 2. — С. 254–265. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-2-254-265.

Введение (Introduction)

Красноярский судоподъемник принят в постоянную эксплуатацию в 1982 г. За период эксплуатации установлено изменение состояния многих элементов относительно проектного состояния, что обусловлено воздействием совокупности деструктивных процессов [1] – [4]. Поворотное устройство (ПУ) Красноярского судоподъемника предназначено для перевода судовозной камеры

(СК) на соответствующие судовозные пути. Центральная опора (ЦО) ПУ обеспечивает вертикальность оси его вращения и возможность поворота в горизонтальной плоскости [5]. При проведении сдаточных работ и в начальный период эксплуатации было установлено наличие технологических дефектов в секторах кругового погона ЦО [6]. Во время периодических наблюдений отмечено образование эксплуатационных повреждений типа трещин и их последующее развитие. Исходя из основных положений системного анализа [7], ЦО рассматривалась как механическая система, состоящая из совокупности элементов, между которыми существуют конструктивные, функциональные и силовые связи. В качестве воздействий внешней среды для такой системы следует рассматривать нагружение ее суммарной нагрузкой от веса ПУ и СК [8], а также от усилия, необходимого для перемещения СК по ПУ. Внешние воздействия приводят к реализации деструктивных процессов [1], вызывающих изменение начального (проектного) состояния элементов опоры и их связей.

Наличие количественной оценки скорости деструктивных процессов позволяет судить о возможности и сроках дальнейшей безопасной эксплуатации элементов. Недостаток такой информации, в некоторой мере, может быть компенсирован использованием разработанных для различных отраслей нормативных документов, регламентирующих допустимые отклонения подобных элементов. Однако уникальность Красноярского судоподъемника в целом и его центральной опоры в частности ограничивает возможность такого подхода. Нормы предельно-допустимых технологических дефектов для различных марок стали приведены в работе [9]. Однако эта информация не может быть использована для материалов, применяемых для изготовления элементов ЦО. В работе [10] приведены сведения о предельных размерах неразвивающихся трещин в стальных образцах в зависимости от уровня действующих напряжений, однако для материалов, используемых для изготовления элементов ЦО, такой информации нет. В источнике [10] также указывается на наличие зависимости параметров стабилизировавшихся повреждений от вида и режимов финишных операций по обработке поверхностей [11]. Таким образом, для достижения глобальной цели исследования обеспечение надежности и безопасности эксплуатации Красноярского судоподъемника необходимо решение следующих задач:

1. Определение состава ответственных элементов ЦО, потенциальные отказы которых могут привести к отказу ЦО.
2. Определение критических деструктивных процессов, неконтролируемое развитие которых приводит к недопустимым отклонениям ответственных элементов от проектного состояния.
3. Установление предельно-допустимых отклонений ответственных элементов ЦО от проектного состояния.
4. Разработка методики проверки ответственных деталей на предмет выявления недопустимых отклонений от проектного состояния.

В настоящей работе приведены результаты исследований первых трех задач. Разработка методики проверки ответственных элементов ЦО на предмет выявления недопустимых отклонений от проектного состояния может быть выполнена после уточнения уровня напряжений в опасных сечениях элементов, а также их обследования с использованием средств неразрушающего контроля.

Методы и материалы (Methods and Materials)

При анализе конструктивного оформления ЦО (рис. 1) было установлено, что она выполнена по оригинальной схеме, защищенной авторским свидетельством на изобретение [12]. Необходимость такого исполнения вызвана стремлением обеспечить ее высокую грузоподъемность, достаточную для маневрирования СК весом более 8000 т.

Эффективность эксплуатационного контроля технического состояния механической системы определяется показателями контролепригодности и ремонтпригодности. Анализ этих показателей для ЦО показал, что использование некоторых методов и средств контроля, необходимых для объективной оценки состояния элементов ЦО, в данном случае невозможен из-за ограниченной доступности и больших объемов требуемых подготовительных работ. Проведение отдельных

видов работ по осмотру и планово-предупредительному ремонту требует разработки специального плана организации работ.

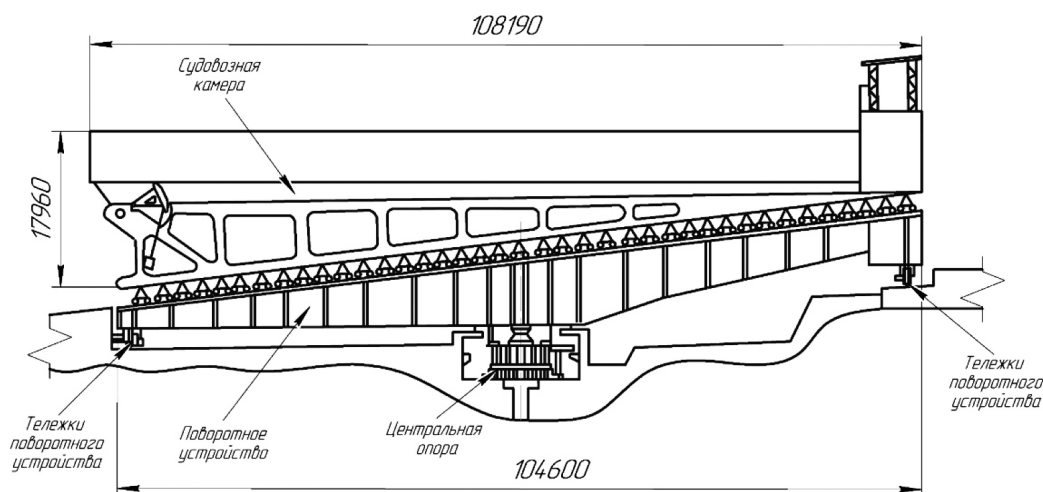


Рис. 1. Схема Красноярского судоподъемника

Взаимное расположение элементов ЦО представлено на рис. 2. Для обеспечения возможности вращения ПУ в ЦО смонтированы следующие элементы: сферический подшипник, включающий верхнюю плиту 1, нижнюю плиту 2, верхний вкладыш 3 с вогнутой поверхностью, цилиндрическое кольцо 4, нижний вкладыш 5 с выпуклостью вверх. Плита сферического подшипника 1 воспринимает нагрузку от балки ПУ и передает ее через вкладыши 3 и 5 на среднюю часть барабана 6, связанную болтовыми соединениями с боковыми частями 7 барабана 6. К нижней части составного барабана с помощью болтовых соединений крепятся элементы двутаврового профиля промежуточного кольца 8, к которому крепится круговой погон 9, состоящий из девяти секторов (рис. 3), закрепленных (болтовыми соединениями) на промежуточном кольце 8. Погон 9 перемещается по тридцати коническим роликам 10 (рис. 4), на цапфы которых напрессованы четырехрядные роликовые подшипники 11. Предусмотрена смазка конических роликов в масляной ванне в нижней части неподвижной станины 12 с использованием гидрозатворов 13. Поворот роликов контролируется по перемещению стрелки 14 относительно крышки 17, уплотняемой кольцом 16. Горизонтальные усилия в нижней части барабана воспринимаются радиально-упорным подшипником 15. Предусмотрена возможность осевого перемещения конических роликов регулировочным болтом 18.

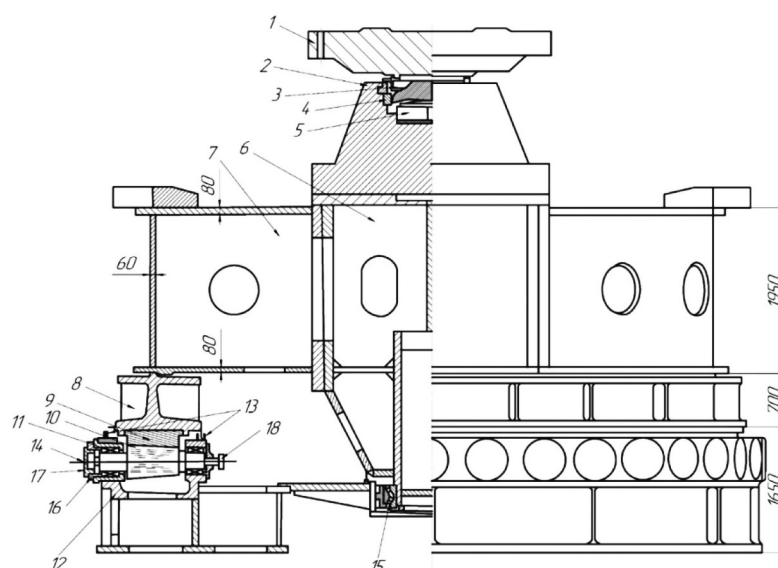


Рис. 2. Схема центральной опоры ПУ Красноярского судоподъемника

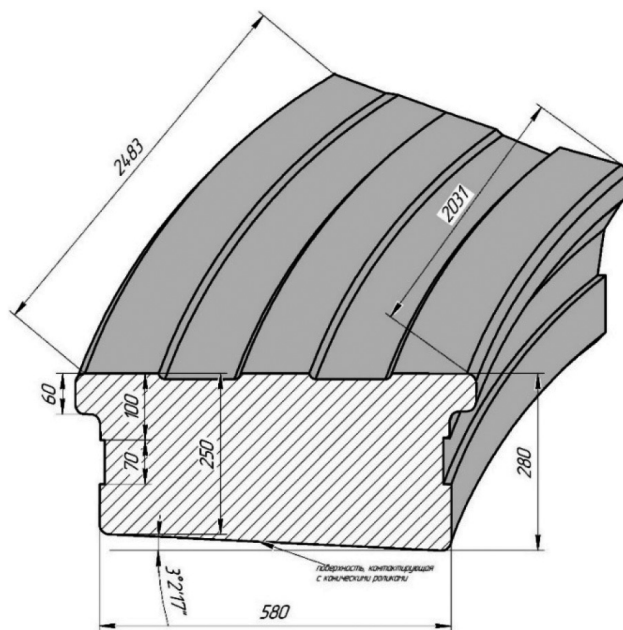


Рис. 3. Схема сектора кругового погона центральной опоры

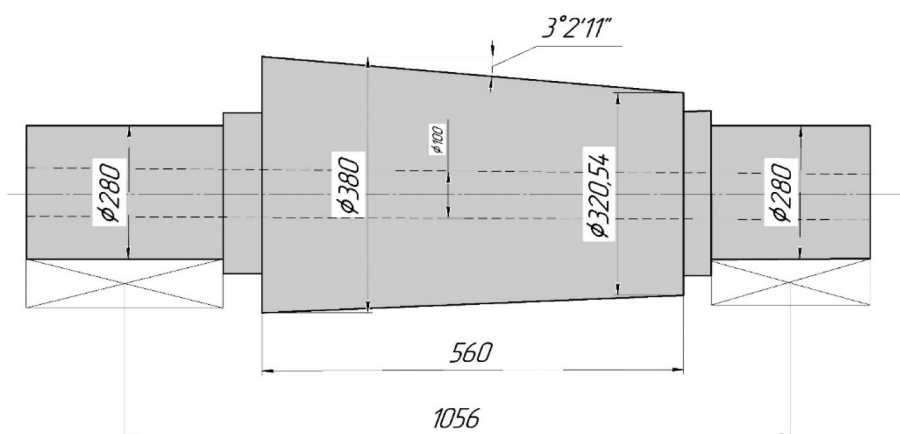


Рис. 4. Схема конического ролика центральной опоры

Для оценки характера силового взаимодействия укрупненных элементов ЦО, представленных на рис. 2, рассмотрим их функциональное назначение. Сферический подшипник воспринимает вертикальные и горизонтальные нагрузки. Угловые скорости вращения верхнего и нижнего вкладышей синхронизированы. Относительное перемещение поверхностей вкладышей может быть вызвано следующими причинами: упругими деформациями металлоконструкции балки ПУ под нагрузкой, а также смещением оси вращения ЦО относительно центра тяжести от веса суммарной внешней нагрузки. По показателю главных нормальных напряжений в точке наибольших сжимающих напряжений (центр площадки касания) расчетный запас прочности относительно предела текучести материала составляет 1,8 [8]. При осмотре контактных поверхностей вкладышей 3 и 5 (один раз в течение срока эксплуатации) следов повышенного износа и повреждений не установлено.

Из результатов анализа конструктивной схемы ЦО, проектного прочностного расчета и обследования состояния контактных поверхностей вкладышей, выполненного после периода наиболее интенсивной работы судоподъемника (1979–1996 гг.) следует, что протекание интенсивного процесса изнашивания, ограничивающего срок службы ЦО в рассматриваемом узле, маловероят-

но. Все вращающиеся элементы ЦО (три марки барабана, промежуточное кольцо и круговой погон) перемещаются относительно неподвижной станины на конических роликовых опорах.

Равно распределенная вертикальная нагрузка, передаваемая сферическим подшипником последовательно на барабан, промежуточное кольцо, а затем на погон вызывает изгибающие растягивающие напряжения на контактной поверхности секторов от изгибающего момента M_u^1 . Максимальные растягивающие напряжения $\sigma_{\max}^p$ соответствуют расположению фрагмента сектора погона Φ_n посередине, между ближайшими роликами опирания погона (рис. 5). При перемещении Φ_n в положение, соответствующее его нахождению над роликом, в нем, под воздействием изгибающего момента M_u^2 , формируются сжимающие напряжения $\sigma_{\max}^{сж}$. Таким образом, из представленной качественной модели изменения напряжений на контактной поверхности погона следует, что они имеют знакопеременный (пульсирующий) характер изменения. В этом случае нормирование допускаемых напряжений должно проводиться не по показателю текучести материала σ_T , а по показателю предела его выносливости σ_{-1} при переменных нагрузках.

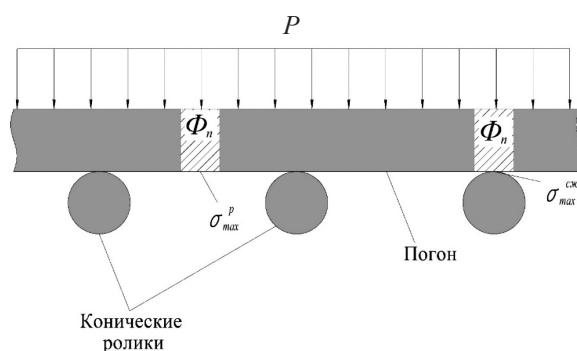


Рис. 5. Формирование напряжений в погоне от равномерно распределенной нагрузки P при расположении фрагмента погона между коническими роликами и над ними

В проектной документации на ЦО отсутствует прочностной расчет секторов погона. Учитывая высокую зависимость скорости развития усталостного процесса [10], [13]–[16] от уровня приложенных напряжений, выполнен оценочный расчет напряженно-деформированного состояния элементов погона с использованием метода конечных элементов [17] без учета податливости опор.

Результаты (Results)

Конечно-элементная модель (КЭ-модель) ролика с фрагментом погона показана на рис. 6, исходя из предположения приложения равномерной нагрузки на погон в вертикальном направлении. Ролик свободно оперт на подшипники, боковые границы фрагмента погона заделаны по условиям симметрии в плоскостях опирания погона на смежные ролики. Погон загружен равномерно-распределенным давлением сверху (со стороны передачи усилия с кольцевого ребра барабана).

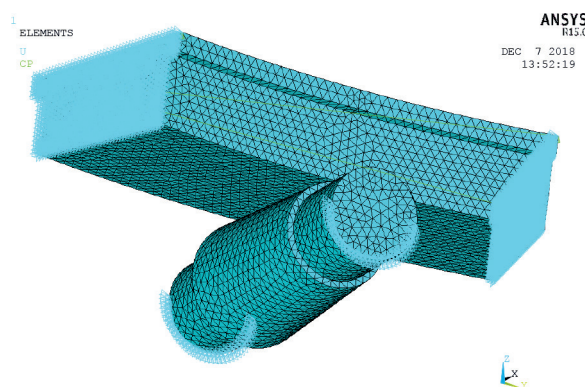


Рис. 6. Конечно-элементная модель ролика с фрагментом погона

Используемая КЭ-модель носит оценочный характер для приведенных величин напряжений и перемещений и показывает качественную картину изгиба ролика и погона. Давление на погон соответствует величине вертикального усилия на опору ПУ равное 6200 т-с, приведенной в проектной документации. В результате расчета установлено, что максимальное значение нормальных напряжений в секторе погона составило $\sigma_{\max}^n = 397$ МПа (рис. 7) при справочном, допускаемом для материала погона из стали 38ХНЗМФА, $\sigma_{-1} = 412$ МПа. Значение $\sigma_{\max}^n$ получено для случая равномерного опирания погона на роликовые опоры. Указанное допущение может быть нарушено, например, в моменты наезда СК на ПУ и съезда с него, а также при изменении положения оси сферического подшипника в случае упругой деформации балки ПУ. С учетом большого числа факторов, оказывающих влияние на величину $\sigma_{\max}^n$ на локальных участках деталей, в том числе технологических и эксплуатационных концентраторов напряжений, а также дополнительных динамических нагрузок на участках стыков секторов, требование о необходимости введения коэффициента запаса $n_\sigma = 1,5$ [13] при расчете прочности и долговечности элементов, работающих в условиях малоциклового нагружения, представляется в данном случае достаточно обоснованным.

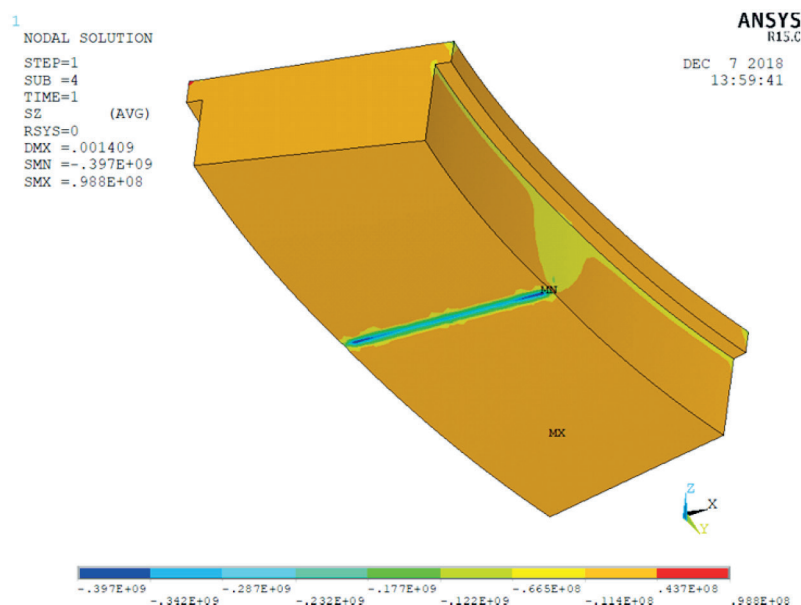


Рис. 7. Распределение нормальных напряжений SZ в погоне, Па

Для обеспечения долговечности работы элемента в условиях циклического нагружения должно выполняться условие

$$[\sigma_{-1}] \geq \frac{\sigma_{-1}}{n_\sigma},$$

где $[\sigma_{-1}]$ — допустимый уровень циклических напряжений, МПа;

σ_{-1} — справочное значение предела выносливости материала, МПа;

n_σ — рекомендуемый коэффициент запаса по показателю σ_{-1} .

Для рассматриваемого случая значение $[\sigma_{-1}]$ составляет 274,7 МПа. Расчетные приложенные напряжения $\sigma_{\max}^n$ в 1,44 раза превышают $[\sigma_{-1}]$. Следует отметить, что полученные значения $\sigma_{\max}^n$ требуют проверки с учетом податливости опор вращающихся элементов ЦО и нижней неподвижной станины. Другим фактором, подтверждающим необходимость верификации $\sigma_{\max}^n$, является высокая зависимость его значения от степени неравномерности опирания на роликовые опоры вытекающая из проектного расчета роликовых опор.

Высокий уровень действующих напряжений в секторах погона подтверждается фактами развития повреждений типа трещин, выявленных при периодических наблюдениях. Данное об-

стоятельство свидетельствует о критической скорости процесса усталости материала секторов погона ЦО, что ограничивает долговечность элементов.

При переводе СК с нижних судовозных путей на верхние требуется разворот ПУ на угол $\angle_{\text{ПУ}} = 142^\circ 23' 07''$. Угол между осями роликовых опор составляет $\angle_p = 12^\circ$. За один полуцикл судопропуска число циклов $N_{\text{пц}}$ с учетом синусоидального характера изгибающего момента для вращающихся деталей, составит

$$N_{\text{пц}} = \frac{\angle_{\text{ПУ}}}{\angle_p} \approx 12 \text{ ед.}$$

Количество выполненных полуциклов судопропуска, по данным [18], составляет $\approx 9 \cdot 10^3$. Полное количество циклов изменения напряжений в элементе находится в диапазоне 10^3 – 10^4 , что, по мнению авторов работы [13], близко к условной границе мало- и многоциклового усталости для пластичных материалов и сплавов и определяет среднее число циклов для зоны перехода от упругопластического к упругому циклическому деформированию.

Конечно-элементная модель, использованная для расчета напряженно-деформированного состояния секторов погона, позволила получить расчетные значения напряжений от изгибающих нагрузок на контактной поверхности роликов: $\sigma_{\text{max}}^p = 304 \text{ МПа}$ (рис. 8) при условии равномерной на них нагрузки. По проектному прочностному расчету, при указанном допустимом значении в опасном сечении (галтель у опоры диаметром 280 мм (рис. 4)), напряжение от изгибающих нагрузок составляет 238 МПа с учетом концентрации напряжений 2,6. Предел выносливости материала ролика (сталь 5ХНВ) составляет $\approx 568 \text{ МПа}$. Допустимые значения $[\sigma_a]$, с учетом рекомендации [13], составляют $\frac{\sigma_{-1}}{n_\sigma} = 378 \text{ МПа}$. Из трех случаев, приведенных в проектном расчете, напряжения в опасном сечении в двух из них превышают допустимые значения $[\sigma_a]$. Необходимо отметить, что уровень фактических напряжений в галтельном переходе от конической части ролика к диаметру цапфы, в значительной мере, зависит от его конструктивного и технологического исполнения (радиус галтели, наличие подрезов и др.) [19]. В целом близость расчетных значений σ_a к $[\sigma_a]$ свидетельствует о высокой вероятности образования усталостных повреждений в рассматриваемых сечениях, что подтверждает необходимость их периодической проверки¹ с использованием методов и средств неразрушающего контроля.

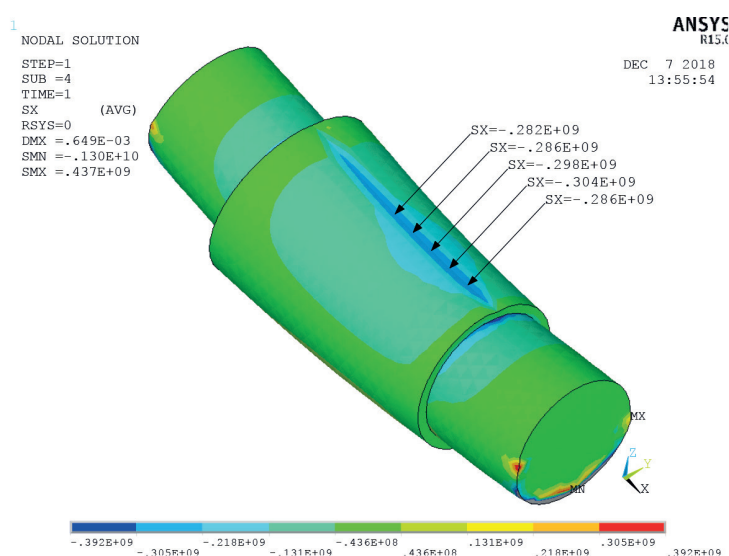


Рис. 8. Распределение напряжений в коническом ролике от изгиба, Па

¹ Инструкция по наблюдениям и исследованиям на Красноярском судоподъемнике. Ч. II: Механическая / Утв. 23.12.1988 г. 89 с.

Количество оборотов роликов, соответствующее количеству изменений нагрузки в опасном сечении N_p за один полцикл судопропуска (при отсутствии проскальзывания роликов), определяемое по формуле, составляет 8,2 оборота:

$$N_p = \frac{\pi D_n}{360^\circ \cdot d_p} \cdot \angle_{\text{пу}},$$

где D_n — средний диаметр погона, равный 6,6 м;

d_p — длина окружности ролика по среднему диаметру его конической части, равная 1 м.

Из анализа рассмотренных расчетных материалов следует, что упругие прогибы роликов и погона имеют достаточно большие значения (до 1 мм) — рис. 9. Это обстоятельство, с учетом циклического приложения нагрузки, должно учитываться при оценке состояния болтовых соединений, обеспечивающих неизменность взаимного положения основных элементов центральной опоры. С этих позиций требования нормативных документов^{1, 2, 3} о необходимости проверки болтовых соединений при оценке технического состояния изделий обоснованы.

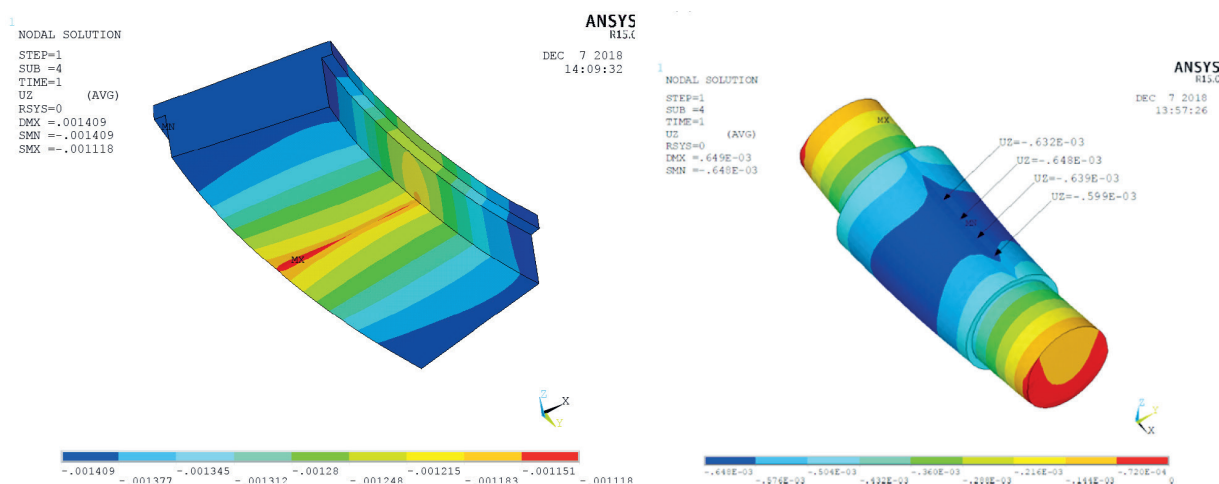


Рис. 9. Распределение перемещений погона:

a — в вертикальной плоскости; *б* — в коническом ролике от изгибающих нагрузок

Выводы (Summary)

1. На основе приведенных результатов исследований динамики деструктивных процессов, изменяющих состояние элементов центральной опоры поворотного устройства Красноярского судоподъемника следует, что критическим из них, ограничивающим надежность и долговечность центральной опоры, следует считать процесс усталостного повреждения секторов погона, обусловленный высоким уровнем действующих напряжений.

2. Интенсивность развития повреждений в опасных сечениях конических роликов может быть установлена после их обследования с использованием средств неразрушающего контроля, результаты которого служат основанием для оценки корректности рассмотренных вариантов расчёта.

3. Проверка состояния болтовых соединений, обеспечивающих проектные связи между основными элементами центральной опоры, должна проводиться в соответствии с требованиями нормативных документов для подобных элементов в других отраслях.

4. Для реализации мероприятий, направленных на уточнение значений предельно-допустимых отклонений элементов от проектного состояния и определения обоснованных сроков без-

¹ РД 10-112-2-97. Методические указания по обследованию грузоподъемных машин с истекшим сроком службы. Ч. 2: Краны стреловые самоходные общего назначения. М.: ОАО «ВНИИСТРОЙДОРМАШ», 1997. 92 с.

² РД 10-112-3-97. Методические указания по обследованию грузоподъемных машин с истекшим сроком службы. Ч. 3: Башенные, стреловые несамоходные и мачтовые краны, краны лесопогрузчики. М.: СКТБ БК, 1997. 97 с.

³ РД 197-98. Инструкция по оценке технического состояния болтовых и заклепочных соединений грузоподъемных машин. 30 с.

опасной эксплуатации центральной опоры, необходимо проведение расчетных исследований напряженно-деформированного состояния погона с учетом податливости опор основных элементов и степени неравномерности нагружения роликовых опор.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Болотин В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В. В. Болотин. — М.: Машиностроение, 1984. — 312 с.
2. Кузьмицкий М. Л. Результаты оценки напряженно-деформированного состояния несущих металлоконструкций судовозной камеры Красноярского судоподъемника с учетом динамических нагрузок при перемещении ее по судовозным путям / М. Л. Кузьмицкий, Н. М. Ксенофонов, И. Н. Базавлук // Гидротехническое строительство. — 2018. — № 11. — С. 16–24.
3. Кузьмицкий М. Л. Анализ напряженно-деформированного состояния несущих металлоконструкций поворотного устройства Красноярского судоподъемника и исследование вероятных причин их повреждений / М. Л. Кузьмицкий, Н. М. Ксенофонов, О. В. Сугак // Гидротехническое строительство. — 2018. — № 12. — С. 8–15.
4. Трение, изнашивание и смазка: справ. в 2 кн. / под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. — М.: Машиностроение, 1978. — Кн. 1. — 400 с.
5. Семанов Н. А. Судоводные каналы, шлюзы и судоподъемники / Н. А. Семанов, Н. Н. Варламов, В. В. Баланин. — М.: Транспорт, 1972. — 352 с.
6. И-10540. Центральная опора поворотного устройства: инструкция по эксплуатации центральной опоры. — Л.: СКБ «Ленгидрость», 1973. — 19 с.
7. Исследования по общей теории систем: сб. переводов / под общ. ред. В. Н. Садовского, Э. Г. Юдина. — М.: Прогресс, 1969. — 519 с.
8. Р-15133. Поворотное устройство. Центральная опора: пояснительная записка и расчет. — 1977. — 44 с.
9. Контроль качества термической обработки стальных полуфабрикатов и деталей: справ. / под общ. ред. В. Д. Кальнера. — М.: Машиностроение, 1984. — 384 с.
10. Кудрявцев П. И. Нераспространяющиеся усталостные трещины / П. И. Кудрявцев. — М.: Машиностроение, 1982. — 173 с.
11. Кузнецов Н. Д. Технологические методы повышения надежности деталей машин: справ. / Н. Д. Кузнецов, В. И. Цейтлин, В. И. Волков. — М.: Машиностроение, 1993. — 304 с.
12. Пат. 205248 СССР, МПК В66С 23/84. Опорно-ходовое устройство / И. В. Арон, В. А. Антонова, Е. И. Залькиндсон, Б. М. Шур, Л. П. Иркина, Г. А. Бронковский, В. В. Вихирев, Г. А. Яблонский, Р. К. Фасулати; заяв. Ленинградская проектно-конструкторская контора «Гидростальпроект». — № 1039976; заявл. 27.11.1965; опубл. 01.01.1967, Бюл. №23. — 3 с.
13. Когаев В. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с.
14. Терентьев В. Ф. Усталость металлов / В. Ф. Терентьев, С. А. Кораблева. — М.: Наука, 2015. — 450 с.
15. Springer M. Fatigue life predictions of metal structures based on a low-cycle, multiaxial fatigue damage model / M. Springer, H. E. Pettermann // International Journal of Fatigue. — 2018. — Vol. 16. — Pp. 355–365. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2018.06.031.
16. Hassanipoura M. Effect of periodic underloads on fatigue crack growth in three steels used in hydraulic turbine runners / M. Hassanipoura, Y. Verremana, J. Lantaigneb, J.Q. Chena // International Journal of Fatigue. — 2016. — Vol. 85. — Pp. 40–48. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2015.11.027.
17. Кузьмицкий М. Л. Исследование влияния деформаций балки поворотного устройства на работоспособность элементов кругового погона центральной опоры Красноярского судоподъемника с определением предельно-допустимых отклонений опорных поверхностей, износов и повреждений его элементов: отчет о НИР / М. Л. Кузьмицкий. — СПб: ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова», 2018. — 92 с.
18. Кузьмицкий М. Л. Исследование технического состояния несущих металлоконструкций Красноярского судоподъемника с определением напряженно-деформированного состояния наиболее нагруженных элементов и оценкой остаточного ресурса: отчет о НИР / М. Л. Кузьмицкий. — СПб: ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова», 2017. — 207 с.

19. Когаев В. П. Прочность и износостойкость деталей машин / В. П. Когаев, Ю. Н. Дроздов. — М.: Машиностроение, 1991. — 319 с.

REFERENCES

1. Bolotin, V. V. *Prognozirovaniye resursa mashin i konstruktsiy*. M.: Mashinostroyeniye, 1984.
2. Kuzmitskiy, M. L., N. M. Ksenofontov, and I. N. Bazavluk. "The results of the evaluation of the stress-strain state of the bearing structural section of the ship-carrying camera of the Krasnoyarsk ship's elevator, taking into account dynamic loads when moving it along ship-carrying trace." *Power Technology and Engineering* 11 (2018): 16–24.
3. Kuz'mitskiy, M. L., N. M. Ksenofontov, and O. V. Sugak. "Analiz napryazhenno-deformirovannogo sos-toyaniya nesushchikh metallokonstruktsiy povorotnogo ustroystva Krasnoyarskogo sudopod'yemnika i issledovaniye veroyatnykh prichin ikh povrezhdeniy." *Power Technology and Engineering* 12 (2018): 8–15.
4. Kragel'skii, I. V., and V. V. Alisin, eds. *Treniye, iznashivaniye i smazka: Spravochnik. Part 1*. M.: Mashinostroyeniye, 1978.
5. Semanov, N. A., N. N. Varlamov, and V. V. Balanin. *Sudokhodnyye kanaly, shlyuzy i sudopod'yemniki*. M.: Transport, 1972.
6. *Instruction I-10540. Tsentral'naya opora povorotnogo ustroystva. Instruksiya po ekspluatatsii tsentral'noy opory*. L.: SKB «Lengidrost'», 1973.
7. Sadovskii, V. N., and E. G. Yudin, eds. *Issledovaniya po obshchey teorii sistem: Sbornik perevodov*. M.: Progress, 1969.
8. *R-15133 Povоротное устройство. Tsentral'naya opora. Poyasnitel'naya zapiska i raschet*. 1977.
9. Kal'ner, V. D. *Kontrol' kachestva termicheskoy obrabotki stal'nykh polufabrikatov i detaley: Spravochnik*. M.: Mashinostroyeniye, 1984.
10. Kudryavtsev, P. I. *Nerasprostranyayushchiyesya ustalostnyye treshchiny*. M.: Mashinostroyeniye, 1982.
11. Kuznetsov, N. D., V. I. Tseytlin, and V. I. Volkov. *Tekhnologicheskiye metody povysheniya nadezhnosti detaley mashin: Spravochnik*. M.: Mashinostroyeniye, 1993.
12. Aron, I. V., V. A. Antonova, Ye. I. Zal'kindson, B. M. Shur, L. P. Irkina, G. A. Bronovskiy, V. V. Vikhirev, G. A. Yablonskiy, and R. K. Fasulati. USSR 205248, IPC V 66 S 23/84. Oporno-khodovoye ustroystvo. USSR assignee. Publ. 1 January 1967.
13. Kogayev, V. P., N. A. Makhutov, and A. P. Gusenkov. *Raschety detaley mashin i konstruktsiy na prochnost' i dolgovechnost'*. M.: Mashinostroyeniye, 1985.
14. Terent'yev, V. F., and S. A. Korableva. *Ustalost' metallov*. M.: Nauka, 2015.
15. Springer, M., and H. E. Pettermann. "Fatigue life predictions of metal structures based on a low-cycle, multiaxial fatigue damage model." *International Journal of Fatigue* 16 (2018): 355–365. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2018.06.031.
16. Hassanipoura, M., Y. Verremana, J. Lantigneb, and J. Q. Chena. "Effect of periodic underloads on fatigue crack growth in three steels used in hydraulic turbine runners." *International Journal of Fatigue* 85 (2016): 40–48. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2015.11.027.
17. Kuz'mitskiy, M. L. *Issledovaniye vliyaniya deformatsiy balki povorotnogo ustroystva na rabotosposobnost' elementov krugovogo pogona tsentral'noy opory Krasnoyarskogo sudopod'yemnika s opredeleniyem predel'no-dopustimyykh otkloneniy opornykh poverkhnostey, iznosov i povrezhdeniy yego elementov*. Scientific Report. SPb: FGBOU VO «GUMRF imeni admirala S.O. Makarova», 2018.
18. Kuz'mitskiy, M. L. *Issledovaniye tekhnicheskogo sostoyaniya nesushchikh metallokonstruktsiy Krasnoyarskogo sudopod'yemnika s opredeleniyem napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya naiboleye nagruzhennykh elementov i otsenkey ostatochnogo resursa*. Scientific Report. SPb: FGBOU VO «GUMRF imeni admirala S. O. Makarova», 2017.
19. Kogayev, V. P., and Yu. N. Drozdov. *Prochnost' i iznosostoykost' detaley mashin*. M.: Mashinostroyeniye, 1991.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Кузьмицкий Михаил Леонидович —
доктор технических наук,
главный научный сотрудник
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Kuzmitskiy, Mikhail L. —
Dr. of Technical Sciences,
Chief Researcher
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping

198035, Российская Федерация,
г. Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7
e-mail: kuzmitskiymfspbuwc@mail.ru,
KuzmitskiyML@gumrf.ru

Ксенофонов Николай Михайлович —
научный сотрудник
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»

198035, Российская Федерация,
г. Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7
e-mail: ksen_nm@mail.ru

Базавлук Игорь Николаевич —
конструктор 1-й категории
АО «ЦКБ МТ «РУБИН»
191119, Российская Федерация,
г. Санкт-Петербург, ул. Марата, 90
e-mail: iru_256@mail.ru

5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: kuzmitskiymfspbuwc@mail.ru,
KuzmitskiyML@gumrf.ru

Ksenofontov, Nikolai M. —
Researcher
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping

5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: ksen_nm@mail.ru

Bazavluk, Igor N. —
1st Category Designer
The Central Design Bureau
for Marine Engineering «Rubin»
90, Marata Str., St. Petersburg, 191119,
Russian Federation
e-mail: iru_256@mail.ru

*Статья поступила в редакцию 7 февраля 2019 г.
Received: February 7, 2019.*