

СУДОСТРОЕНИЕ, СУДОРЕМОНТ И ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ СУДНА

SHIPBUILDING, SHIP REPAIR AND ECOLOGICAL SAFETY OF THE SHIP

УДК 629.12

DOI: 10.37890/jwt.vi71.248

Анализ поломки гребного вала теплохода «ЭЛАНД»

С.Н. Гирин¹

Ю.И. Матвеев¹

¹*Волжский государственный университет водного транспорта, г. Нижний Новгород, Россия*

Аннотация. Рассматривается авария, связанная с разрушением гребного вала танкера «ЭЛАНД», произошедшая в Ладожском озере вскоре после выполнения работ на одном из судоремонтных заводов в рамках очередного освидетельствования. На основе материалов, предоставленных авторам как независимым экспертам, арбитражным судом показано, что причиной поломки гребного вала явились нарушения технологии проведения работ на заводе. Вследствие чрезмерного смещения оси кронштейна относительно дейдвуда в материале вала возникли значительные нормальные напряжения, которые вызвали малоцикловое нарушение усталостной прочности. Показано, что в правилах Российского морского регистра судоходства и Российского Речного Регистра отсутствуют требования по проверке прочности судовых валов по нормальным напряжениям, что, по мнению авторов, является недостатком правил.

Ключевые слова: гребной вал, поломка, центровка, нормальные напряжения, усталостная прочность, правила Российского Речного Регистра, правила Российского морского регистра судоходства, нормирование прочности.

Analysis of the motor ship «ELAND» propeller shaft failure

Stanislav N. Girin¹

Yuri I. Matveev¹

¹*Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia*

Abstract. The article considers an accident associated with the destruction of the tanker "ELAND" propeller shaft, which occurred in Lake Ladoga shortly after the work was completed at one of the shipyards as part of the regular survey. On the basis of the materials provided to the authors as independent experts, the arbitration court showed that the reason for the failure of the propeller shaft was violations of the work technology at the plant. Due to the excessive displacement of the bracket axis relatively the deadwood, significant normal stresses arose in the shaft material, which caused a low-cycle violation of the fatigue strength. It is shown that the rules of the Russian Maritime Register of Shipping and the Russian River Register do not contain requirements for checking the strength of ship shafts under normal stresses, which, according to the authors, is a drawback of the rules.

Keywords: propeller shaft, breakage, centering, normal stresses, fatigue strength, rules of the Russian River Register, rules of the Russian Maritime Register of Shipping, strength rating.

Введение

В 2021 г авторы настоящей статьи были привлечены арбитражным судом в качестве независимых экспертов для выяснения причин аварии, произошедшей с т/х «ЭЛАНД». Экспертам были предоставлены все документы, имеющиеся в распоряжении суда.

Из материалов дела:

«02.11.2019 т/х «Эланд» стоял у причала СВ-7 порта Санкт-Петербург. В 01:00 МВ (по местному времени) судно отошло от причала с лоцманом на борту и последовало вверх по р. Нева в разводку мостов по направлению в порт Ярославль. В 04:01 МВ лоцман покинул борт судна, далее т/х «Эланд» продолжил движение по р. Нева самостоятельно под руководством экипажа.

В 10:35 МВ судно вышло из закрытого участка «Ивановские пороги» в Ладожское озеро.

(Прогноз погоды от 06:00/02.11.19 до 18:00/02.11.19 по Ладожскому Озеру. Прогноз погоды штормовой. Ветер Юго-Восток, Южный, 5-10 м/с, во второй половине срока порывы 12-14 м/с. Высота волн в 1-4 р-нах 0,5-1,0 м, 2 район 0,5-1,0 м, во второй половине срока 0,7-1,2 м, в 3-5 р-нах 0,5-1,0 м, во второй половине срока 1,0-1,5 м. Снег, мокрый снег. Видимость 4-8 км, в осадках временами до 1-2 км. 02.11.19 г, начиная с 12:00-15:00, рождается усиление Юго-Восточного ветра 12-16 м/с. Максимальная высота волны 1,3-1,8 м. Петербург погода. Диспетчер Блинова)

В 13:45 МВ экипаж судна зафиксировал нехарактерные удары по корпусу в районе винта винторулевого комплекса по левому борту. После этого повысились обороты на левом ГД до 400 об/мин.

Главный двигатель был остановлен, экипаж приступил к осмотру судна на наличие повреждений. В машинном помещении было обнаружено сильное поступление забортной воды через дейдвудный сальник ЛБ. Силами экипажа течь была ликвидирована. Капитаном было принято решение о возвращении. При развороте судна на обратный курс было обнаружено периодическое заклинивание рулевого устройства при перекладке руля более чем на 10 град.

В 21:15 МВ судно своим ходом прибыло на рейд в районе Бугровского буя и встало на *якорь* в ожидании дальнейших указаний».

18 ноября 2019 г судно т/х «Эланд» было поднято на слип одного из судоремонтных заводов с целью дефектации гребного вала и выяснения причин транспортного происшествия.

Результаты осмотра и дефектации, выполненные специалистами этого завода и привлеченными экспертами, отражены в материалах дела, при этом отмечается следующее:

- гребной вал левого борта выдвинут из дейдвудной трубы и упирается верхней лопастью в перо руля ЛБ при этом на валу отсутствуют видимые деформации в форме остаточного изгиба (см. рис. 1);

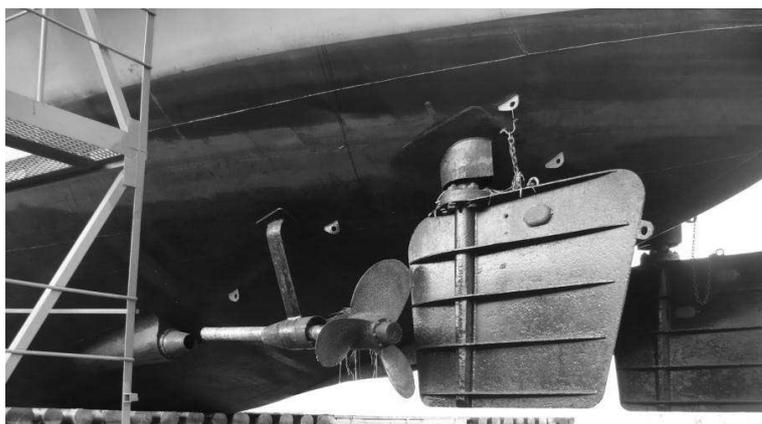


Рис. 1. Фотография кормовой оконечности судна после аварии
(из материалов судебного дела)

- гребной вал ЛБ имеет поперечный излом в зоне сопряжения участков вала с различными диаметрами (зона расположения галтели) в районе выхода вала из кормового подшипника дейдвуда (см. рис. 2);



Рис. 2. Фотография кормовой части гребного вала в районе разрушения
(из материалов судебного дела)

- рабочая поверхность бронзовой облицовки гребного вала ЛБ выносного концевой подшипника имеет ярко выраженные натирки по краям шириной до 40 мм (см. рис. 3);
- следов контакта подводной части корпуса судна и пера руля левой борта с внешними объектами не обнаружено;

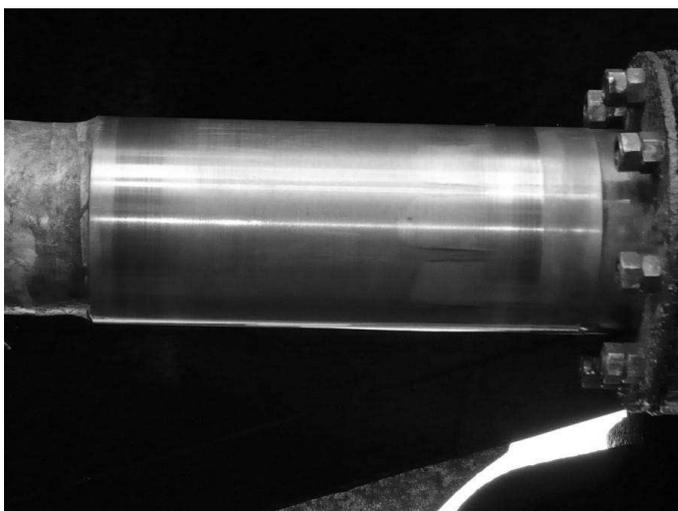


Рис. 3. Фотография участка гребного вала в районе выносного концевой подшипника (из материалов судебного дела)

- лопасти винта ЛБ (3 шт) имеют следы контакта с посторонними объектами в виде зазубрин и забоин на каждой глубиной до 10-15 мм;
- монтажный носовой рым пера руля загнут на правый борт под углом 45-60° без явных следов внешнего динамического воздействия (см. рис. 4);

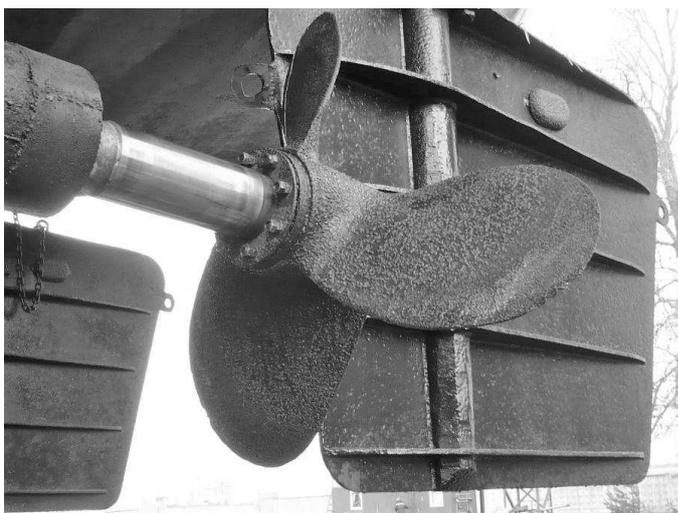


Рис. 4. Фотография, показывающая взаимное положение лопасти винта и рыма пера руля после разрушения и выхода вала из дейдвудного подшипника и подшипника кронштейна (из материалов судебного дела)

- перо руля ЛБ имеет вмятину в носовой части по ДП в месте упора лопасти винта в районе носового рыма длиной до 100-150 мм со стрелкой прогиба до 5-8 мм;

- корпус судна по поверхности между кормовой частью дейдвудов и кронштейнами в районе 7 шп. имеет излом в виде поперечной с борта на борт «гофры». Максимальная глубина деформации составляет 19 мм;
- подпалубные продольные балки цистерны (от носовой стенки цистерны 7 шп. до 0 шп.) имеют деформацию на провисание со стрелой прогиба до 100 мм. Подпалубный поперечный набор (бимс) в р-не 3 шп. по ПБ и ЛБ имеют деформацию на изгиб со сдвигом оси полки до 50 мм и стрелкой прогиба до 40 мм на длину 1,0 м. Полки рамного набора деформированы;
- в капролоновом подшипнике кронштейна отверстие выполнено со смещением от центра оси на 5 мм;
- Смещение оси кронштейна относительно дейдвуда по вертикали на 19,5 мм на ПрБ и 18,0 мм на ЛБ.

1. Предмет судебного разбирательства

За несколько дней до описанного транспортного происшествия т/х «ЭЛАНД» был куплен у прежнего судовладельца одной из судоходных компаний. В договоре купли-продажи было прописано условие возмещения издержек прежним судовладельцем, возникших в результате проявления скрытых дефектов. Случившееся разрушение гребного вала новый судовладелец отнес к скрытым дефектам вала и потребовал возмещения расходов на его устранение. Прежний судовладелец оспорил вмененный иск, представив в суд акты выполненных на одном из судоремонтных предприятий работ в рамках очередного освидетельствования судна в соответствии с регламентом Российского Речного Регистра, под надзором которого находится судно, а также заключения некоторых экспертов.

2. Анализ документации по работам, выполненным в рамках очередного освидетельствования судна

Некоторыми экспертами, которые были привлечены ответчиком для исследования причин поломки гребного вала, было высказано предположение о том, что причиной поломки мог быть удар винта о подводное препятствие. Представленные выше фотоматериалы опровергают данное предположение, поскольку при ударе винтом о подводный предмет, вызвавшем поломку вала, лопасти винта должны были неизбежно получить значительные деформации, которые отсутствуют на самом деле; отсутствуют также изгибные деформации гребного вала, а также упоров (раскосов) кронштейна. Значительные натирывы с изменением цвета бронзовой облицовки вала в районе подшипника кронштейна свидетельствуют о повышенной температуре подшипника, вызванной силами трения вала о подшипник, которые, в свою очередь, вызваны существенной поперечной реакцией взаимодействия вала с подшипником. Таким образом, причины поломки следует искать в технологии установки и центровки валопровода, примененной на судоремонтном заводе при проведении работ в рамках очередного освидетельствования.

В соответствии с п.2.3.1 Правил освидетельствования судов в процессе их эксплуатации (ПОСЭ) Российского Речного Регистра [1] очередное освидетельствование производится с целью определения технического состояния элементов судна и судовых технических средств, возобновления класса и оформления нового свидетельства о классификации, свидетельства о предотвращении загрязнения окружающей среды с судна и включает в себя в том числе освидетельствование

подводной части судна в доке (на слипе) или на берегу. В соответствии с п.2.3.2 очередное освидетельствование производится один раз в пять лет.

В феврале 2019 г судно т/х «ЭЛАНД» своим ходом прибыло на один из судоремонтных заводов для выполнения очередного освидетельствования; при этом оно имело заключение со стороны Российского Речного Регистра о годном состоянии корпуса.

Произведенная компетентной организацией дефектация корпуса выявила незначительные дефекты в наружной обшивке, а также износы обшивки и основных связей корпуса, не превышающие допустимых значений по Правилам Российского Речного Регистра, что отражено в соответствующем акте.

На основании выполненной дефектации экспертом Российского Речного Регистра 04.04.2019 г сделано заключение о том, что техническое состояние корпусных конструкций признается как годное.

После этого судно было поставлено в док для выполнения работ по дефектации и ремонта рулей, гребных винтов и валов.

В ведомость-смете перечислены работы по дефектации и ремонту гребных валов, которые предполагали демонтаж гребных валов в сборе, обмеры, дефектацию и дефектоскопию валов в цехе, проверку биения и шлифовку поверхностей шеек. Предполагались также дефектация и обмер дейдвудных втулок и подшипников в консолях.

Все запланированные работы по дефектации и ремонту гребных валов были выполнены.

После монтажа валопровода и перед выходом судна из дока было выполнено контрольное проворачивание валопроводов с оформлением извещений о вызове эксперта Российского Речного Регистра. Замечания по результатам проворачивания валопроводов не были выявлены.

После завершения работ, связанных с ремонтом валопроводов, была выполнена прострожка и заварка сварных швов днищевой обшивки в районе машинного отделения в объеме 73 погонных метров, что потребовало перестановки нескольких опорных тумб.

29 апреля 2019 г судно было выведено из дока. После выхода судна из дока для проверки центровки валовых линий судно по требованию судовладельца было забалластировано в соответствии с правилами РРР. В результате испытаний было выявлено, что валовые линии левого борта перестали вращаться. Следует отметить, что испытания проводились без вызова эксперта Российского Речного Регистра, что является грубым нарушением требований Правил Речного Регистра.

В техническом акте завода от 22.05.2019 отмечается «По причине заклинивания гребного вала Л.Б произведена повторная докировка судна в док. В доке произведены замеры зазоров дейдвудных подшипников Пр.Б. с использованием щупов. Обнаружена несоосность дейдвудных подшипников с подшипником кронштейна. (Подшипник кронштейна опущен вниз примерно на 10 мм)». Далее приводится перечень последующих работ.

В ходе дефектации обнаружено биение вала, произведена его правка и проточка облицовок. В ходе ремонтных работ предполагается изготовить и установить новую втулку кронштейна с осевым смещением.

После завершения ремонтных работ, укладки отремонтированных валов и их центровки судно было спущено на воду, произведены швартовные и ходовые испытания, подписаны документы Российского Речного Регистра, свидетельствующие о годности судна к эксплуатации. При этом обращает на себя внимание, что в актах отсутствуют сведения о характере нагружения корпуса судна, т.е. при каких условиях выполнялись указанные виды испытаний. В представленных

суду документах отсутствует информация о расследовании причин, вызвавших заклинивание валопровода левого борта, что вызывает удивление.

Попытаемся разобраться в этих причинах сами на основании имеющихся в нашем распоряжении документов.

Прежде всего, хочется отметить, что в соответствии с ОСТ 5.4368-81[2] центровка валопровода должна выполняться только при положении судна на плаву при водоизмещении не менее 85% от водоизмещения порожнем. В ряде случаев должны приниматься во внимание рекомендации по проверке параметров центровки, а при необходимости и их корректировка в условиях принятия на судно балласта или груза. В доке допускается выполнять центровку только при наличии достоверных (практически подтвержденных) данных по изменению параметров центровки в связи со спуском судна на воду с целью упреждающего учета указанных изменений. После спуска на воду центровку следует проводить после отстоя судна на плаву не менее, чем в течение двух-трех суток.

Все эти положения заводом были нарушены.

Выше отмечалось, что в ходе дефектации после повторной докировки судна было замечено опущение подшипника кронштейна вниз примерно на 10 мм. Заводом было принято странное решение о замене капролоновой втулки кронштейна новой втулкой и сверление ее со смещением осевой линии на 5 мм от оси кронштейна.

В процессе дефектации после аварии, как было отмечено выше, было зафиксировано смещение оси кронштейна относительно дейдвуда по вертикали на 19,5 мм на ПрБ и 18,0 мм на ЛБ. При этом также отмечалось, что подпалубные продольные балки цистерны (от носовой стенки цистерны 7 шп. до 0 шп.) имеют деформацию на провисание со стрелой прогиба до 100 мм; подпалубный поперечный набор (бимс) в р-не 3 шп. по ПБ и ЛБ имеют деформацию на изгиб со сдвигом оси полки до 50 мм и стрелкой прогиба до 40 мм на длину 1,0 м; полки рамного набора деформированы.

Откуда же возникли эти деформации, если в ходе дефектации корпуса перед постановкой судна в док они не были выявлены, и в чем причина заклинивания валопровода после спуска судна на воду?

Ответ на эти вопросы можно найти в изложенной выше фразе: «после завершения работ, связанных с ремонтом валопроводов, была выполнена прострожка и заварка сварных швов днищевой обшивки в районе машинного отделения в объеме 73 погонных метров, что потребовало перестановки нескольких опорных тумб».

Т/х «ЭЛАНД» является танкером класса «М-ПР 2,5» Российского Речного Регистра, его главные размерения: длина $L = 79,9$ м; ширина $B = 11,28$ м; высота борта $H = 3,5$ м. Танкеры внутреннего и смешанного плавания являются довольно гибкими судами, максимальная стрелка общего изгиба у них достигает десятков и сотен миллиметров, поэтому перед постановкой в док необходимо выполнить измерение упругой линии корпуса. С учетом этих измерений выставляются тумбы (клетки) для выравнивания реактивных усилий с их стороны на корпус; тумбы устанавливаются под поперечными переборками. Корпус танкера в состоянии «порожнем» имеет перегиб, поэтому, если не учитывать упругую линию корпуса, концевые тумбы будут испытывать повышенную нагрузку. Как видно из рис.5, некоторые из тумб должны устанавливаться под переборкой 7 шп. Очевидно, что эти тумбы создают повышенную нагрузку на переборку. Если, как указано выше, часть тумб в районе машинного отделения убиралась для прострожки и последующей заварки сварных швов, то это увеличило нагрузку на переборку 7 шп., и она потеряла устойчивость, что повлекло за собой пластическую деформацию подпалубного набора. Это предположение подтверждается отмеченным в ходе дефектации после аварии фактом: «Корпус судна по поверхности между кормовой частью дейдвудов и

кронштейнами в районе 7 шп. имеет излом в виде поперечной с борта на борт «гофры». Максимальная глубина деформации составляет 19 мм».

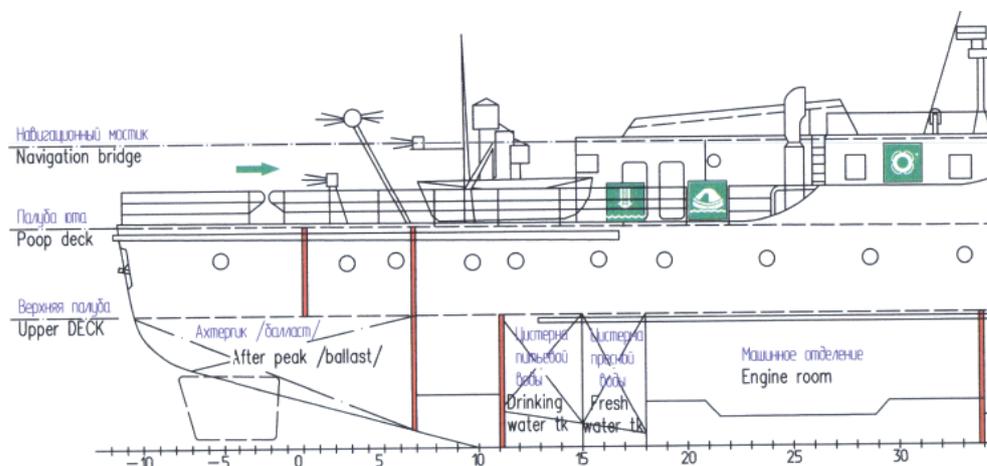


Рис. 5. Схема кормовой оконечности т/х «ЭЛАНД»

Потеря устойчивости поперечной переборки резко снизила жесткость кормовой оконечности судна. Если смещение оси капролоновой втулки подшипника кронштейна на 5 мм позволило компенсировать упругие деформации корпуса судна в состоянии «порожнем» на тихой воде, то при ходе в балласте на волне высотой 1,3 – 1,8 м оно не компенсировало значительное смещение вниз кормовой оконечности в районе кронштейна винта.

3. Анализ напряженного состояния валопровода при смещении оси подшипника кронштейна

Для оценки напряжений, возникающих в гребном вале, при смещении оси подшипника кронштейна был выполнен расчет вала с использованием программы для ЭВМ «РАМ», имеющей сертификат Российского Речного Регистра об одобрении компьютерного приложения №15.20.099.538234 от 10.01.2020 г.

Расчетная схема вала, показанная на рис.1, выполнена на основе чертежа № 2019-ТУ-3-100А-001 «Вал гребной». Вал изготовлен из поковки КМ-28А в соответствии с ГОСТ 8536-79. Диаметры гребного вала и промежуточного вала равны 140 мм. Предел текучести материала $R_{сН}$ составляет 280 МПа, а предел прочности $R_m=540$ МПа.

На рис. 6 опоры 1 и 2 соответствуют кормовой и носовой кромкам подшипника кронштейна; опоры 3 и 4 – аналогичным кромкам дейдвудного подшипника (точнее говоря, двух подшипников); опоры 5 и 6 - кромкам промежуточного подшипника.

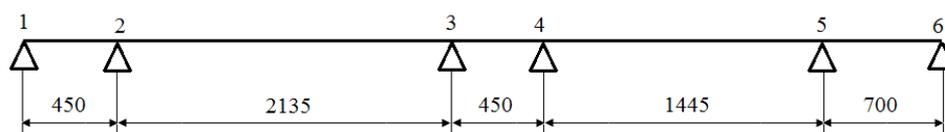


Рис. 6. Расчетная схема валопровода т/х «ЭЛАНД»

Выше было показано, что в результате дефектации после аварии было зафиксировано смещение оси кронштейна относительно оси дейдвуда по левому

борту 18,0 мм, однако при повторном монтаже валопровода втулка капролонового подшипника была пересверлена со смещением от центра на 5 мм. Таким образом, будем считать, что имело место смещение на 12 мм. При таком смещении расчет по программе «RAM» показывает, что максимальные нормальные напряжения 158 МПа возникают в сечении по 3 опоре. Величина максимальной реакции возникает на опорах 1 и 2 и составляет 140 кН.

Разрушение гребного вала произошло по сечению выхода из кормового подшипника дейдвуда по галтели (см. рис.2), следовательно, в этом сечении имела место концентрация напряжений. Из чертежа вала следует, что радиус галтели составляет 10 мм. В соответствии с табл. 14.2 справочного пособия [3] принимаем коэффициент концентрации напряжений равным 1,80.

В соответствии с формулой (16) справочника [4] уравнение кривой усталости при мягком нагружении имеет вид

$$\sigma N^{0,08} = \sigma_B N_B^{0,08} \quad (1)$$

где величину N_B рекомендуется принимать равной 10.

Логарифмируя это равенство, найдем число циклов до разрушения

$$\lg(N) = \frac{1}{0,08} \lg\left(1,20 \frac{\sigma_B}{\sigma}\right) = \frac{1}{0,08} \lg\left(1,20 \frac{540}{1,8 \cdot 158}\right) = 4,47; N \approx 10^5.$$

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя составляет $5,8 \text{ с}^{-1}$. За 10 часов хода напряжение материала вала испытало примерно 180 тысяч циклов, что вполне достаточно для усталостного разрушения материала вала при указанных амплитудах напряжений.

На фото рисунка 2 видно, что разрушение произошло по сечению нормальному оси вала, при этом характер поверхности разлома соответствует малоцикловому разрушению, поскольку при многоцикловом разрушении зерна вблизи поверхности были бы сглажены.

Фотография рисунка 3 показывает, что на бронзовой облицовке консольного подшипника видны достаточно узкие полоски изменения цвета. Это объясняется местным нагревом облицовок при трении, вызванном реакциями R_1 и R_2 , которые достигают 140 кН.

4. Анализ требований морского и речного регистров в части нормирования прочности судовых валопроводов

В правилах Российского морского регистра судоходства [5], а также в правилах Российского Речного Регистра [6] приведены зависимости для определения диаметров валов валопровода в зависимости от мощности и числа оборотов главного двигателя, а также приводятся рекомендации по установлению расстояний между подшипниками. При этом какие-либо указания на методики проверки прочности валопровода в правилах отсутствуют; нет и нормативных значений допускаемых напряжений.



Рис. 7. Трещины гребного вала под вскрытой изоляцией



Рис. 8. Трещина вала судна пр.1577 типа «Волгонефть»



Рис. 9. Глубокая трещина – разрушение гребного вала

В правилах [5] и [6] нормируются лишь касательные напряжения, вызванные крутильными колебаниями.

Крутильные колебания, безусловно, представляют опасность с точки зрения усталостной прочности судовых валов. На рис. 7 и 8 видны усталостные трещины, вызванные данным фактором. Вместе с тем на рис. 9 видна трещина, которая вызвана комбинированным воздействием касательных и нормальных напряжений.

Отсутствие ссылок на методики расчетов прочности валопровода в правилах Регистров объясняются сложностью выполнения таких расчетов, поскольку внешние усилия, действующие на вал со стороны винта, трудно поддаются аналитическим зависимостям, особенно в условиях ледового плавания. Эти нагрузки являются не только квазистатическими, но и динамическими, которые вызывают изгибные колебания вала. Как показано выше, нормальные напряжения в гребном вале существенно зависят от смещения опор, которые могут быть вызваны погрешностями центровки, а также деформацией корпуса. Последняя может быть весьма велика у гибких судов внутреннего и смешанного плавания.

На наш взгляд, оценка усталостной прочности судовых валопроводов с учетом нормальных и касательных напряжений должна присутствовать в нормативных документах классификационных обществ, если не при проектировании, то при эксплуатации судна. Для этого необходимо прописать в Правилах требование экспериментального определения нормальных и касательных напряжений в валопроводах в процессе очередного освидетельствования судна. Очевидно, что измерение напряжений должно осуществляться в процессе швартовных и ходовых испытаний при характерных случаях нагрузки корпуса и при плавном изменении частоты вращения валопровода. Это позволит не только оценить усталостную прочность валопровода, но и выявить резонансные частоты вращения с позиций крутильных и изгибных колебаний.

При известных значениях изгибных напряжений σ_a , средних τ_m и амплитудных τ_a значениях касательных напряжений усталостная прочность может быть оценена по известной формуле комплексного коэффициента запаса прочности n [4]

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (2)$$

где n_σ - коэффициент запаса по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\beta_{кор} \sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_a} \quad (3)$$

n_τ – коэффициент запаса по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\beta_{кор} \tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \quad (4)$$

Величину коэффициента n рекомендуется принимать не менее 1,30 – 1,50. Из формулы (2) следует, что в этом случае каждый из коэффициентов должен быть не менее 1,85.

Найдем из формулы (3) предельное значение нормального напряжения для гребного вала т/х «ЭЛАНД»

$$\sigma_a = \frac{\beta_{кор} \sigma_{-1}}{1,85 \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma}} \quad (5)$$

Коэффициент $\beta_{кор}$ можно принять равным 0,3 в соответствии с рис.2.8 [7] для морской воды (для класса «М-ПР»).

Величину предела усталостной прочности можно принять равной

$$\sigma_{-1} = 0,5R_{eH} = 0,5 \cdot 540 = 270 \text{ МПа.}$$

Коэффициент концентрации напряжений в галтели k_σ по указанному выше чертежу вала и рис.2.10 [7] принимаем равным 1,8.

Коэффициент масштабного фактора ε_σ принимаем равным 0,593 по формуле (2.15) [7].

Коэффициент чистоты обработки поверхности β_σ принимаем равным 1,0 (полирование).

Подставляя найденные значения в формулу (5), получим $\sigma_a = 14,4$ МПа.

Полученный результат показывает, что для обеспечения усталостной долговечности без ограничения срока эксплуатации вала, нормальные напряжения в нем должны быть весьма малыми. Формула (5) показывает, что величина σ_a существенно зависит от коэффициента $\beta_{кор}$. Величину этого коэффициента можно повысить, но даже при $\beta_{кор}=1,0$ величина σ_a не должна превышать 48 МПа.

Заключение

В результате анализа документов, предоставленных авторам как независимым экспертам арбитражным судом, показано, что причиной поломки гребного вала танкера «ЭЛАНД» явилось нарушение технологии монтажа и центровки судовых валопроводов на судоремонтном заводе, где выполнялись работы в рамках очередного освидетельствования в соответствии с требованиями правил Российского Речного Регистра, под надзором которого эксплуатируется данное судно.

При постановке судна в док и расстановке клеток не учтена упругая линия корпуса, в результате чего кормовая переборка на 7 шпангоуте потеряла устойчивость, что привело к уменьшению жесткости кормовой оконечности судна. Дефектация судна, выполненная после аварии, показала, что смещение оси кронштейна относительно оси дейдвуда составляет порядка 18 мм.

В работе выполнены оценочные расчеты нормальных напряжений в сечении гребного вала по дейдвуду при нарушении центровки, которые показали, что уровень напряжений весьма высок (185 МПа). При таком уровне напряжений из уравнения кривой усталости получено ориентировочное значение 10^5 числа циклов до разрушения гребного вала. Это число примерно соответствует числу оборотов двигателя за время перехода судна до момента поломки гребного вала.

В статье обращается внимание на то, что в правилах Морского и Речного Регистров нормируются лишь касательные напряжения в валопроводах, возникающие при крутильных колебаниях, и отсутствуют требования по нормированию нормальных напряжений. По мнению авторов, это является недостатком правил. На наш взгляд, в настоящее время имеется возможность экспериментальным путем определять напряжения в валах не только в процессе выполнения работ по центровке, но и в процессе выполнения ходовых испытаний судна после выполнения ремонтных или регламентных работ при основных видах нагружения корпуса. Статистика аварий судов, связанная с разрушением валов (в основном, гребных валов), показывает, что

практически все они происходят в грузе или балластном состоянии, когда корпус судна испытывает значительные деформации общего изгиба. Следует отметить, что эта статистика весьма неутешительна. Так, по сведениям ежегодных бюллетеней, выпускаемых Российским Речным Регистром, в которых фиксируются разного рода аварии и происшествия с судами, находящимися под его надзором, в период с 1991 по 2001 гг. имело место 115 повреждений гребных валов, а с 2002 по 2006 – 71 повреждение. Очевидно, что в эту статистику не вошли случаи замены валов в рамках работ по разным видам освидетельствования судов при обнаружении в них дефектов, не поддающихся восстановлению.

Очевидно, что введение экспериментального контроля напряженного состояния валопроводов в ходе указанных выше работ позволит повысить надежность их работы и сократить число аварийных случаев, связанных с разрушением валопроводов. Примерно аналогичные предложения имеют место в ряде публикаций: [8] ÷ [14].

Список литературы

1. Российский Речной Регистр. Правила (в 5-и томах). Т.1. М.: изд-во ООО «УП ПРИНТ», 2019 – 400 с.
2. ОСТ 5.4368-81 Валопроводы судовых движительных установок. Монтаж. Технические требования, правила приемки и методы контроля. – Л.: Изд-во типография НПО «Ритм», 1983. – 142 с.
3. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцов Б.С. Расчеты деталей машин: Справ. пособие. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 400 с.
4. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструирование на прочность и долговечность: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
5. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. Ч. VII Механические установки – С-Петербург, 2018 – 64 с.
6. Российский Речной Регистр. Правила (в 5-и томах). Т.3. М.: изд-во ООО «УП ПРИНТ», 2019 – 424 с.
7. Румб В.К. Прочность судового оборудования. Конструирование и расчеты прочности судовых валопроводов: Учебник – СПб.: СПбГМТУ, 2008. – 298 с.
8. Комаров В.В., Курьлев А.С. Валопроводы рыбопромысловых судов. Ч.1. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. – 166 с.
9. Комаров В.В., Курьлев А.С. Валопроводы рыбопромысловых судов. Ч.2. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. – 176 с.
10. Комаров В.В. Центровка судовых валопроводов и главных двигателей. . – Астрахань: Изд-во АГТУ, 2010. – 431 с.
11. Grant R.B. Shaft alignment methods with strain gages and load celds. Marine Technology. – 1980, v.17, №1
12. Keshava Rao M.N., Dharaneepathy M.V., Gomathinayagam S., Ramaraju K., Chakravo P.K., Mishra P.K. Computeraided alignment of ship propulsion shaft by straingage methods. Marine Technology. - 1991. – v.28, №2, pp 84-90.
13. Vassilopoulos L. Static and underway alignment of main propulsion shaft systems. Naval Engineers Journal, 1988, v.100, №4, pp135-138.
14. Vilić N. Advanced shafting alignment: behavior of shafting in operation. Brodo Gradnja, №52, - 2004, pp 203-212.

References

1. Rossiyskiy Rechnoy Registr. Pravila (v 5-i tomakh). T.1. M.: izd-vo ООО «UP PRINT». 2019 – 400 s.
2. OST 5.4368-81 Valoprovody sudovykh dvizhitelnykh ustanovok. Montazh. Tekhnicheskiye trebovaniya. pravila priyemki i metody kontrolya. – L.: Izd-vo tipografiya NPO «Ritm». 1983. – 142 s.
3. Kuzmin A.V., Chernin I.M., Kozintsov B.S. Raschety detaley mashin: Sprav. posobiye. – Mn.: Vysh. shk.. 1986. – 400 s.

4. Kogayev V.P., Makhutov N.A., Gusenkov A.P. Raschety detaley mashin i konstruirovaniye na prochnost i dolgovechnost: Spravochnik. – М.: Mashinostroyeniye. 1985. – 224 s.
5. Rossiyskiy morskoy registr sudokhodstva. Pravila klassifikatsii i postroyki morskikh sudov. Ch. VII Mekhanicheskiye ustanovki – S-Peterburg. 2018 – 64 s.
6. Rossiyskiy Rechnoy Registr. Pravila (v 5-i tomakh). T.3. М.: izd-vo ООО «UP PRINT». 2019 – 424 s.
7. Rumb V.K. Prochnost sudovogo oborudovaniya. Konstruirovaniye i raschety prochnosti sudovykh valoprovodov: Uchebnik – SPb.: SPbGMTU. 2008. – 298 s.
8. Komarov V.V., Kurylev A.S. Valoprovody rybopromyslovykh sudov. Ch.1. – Astrakhan: Izd-vo AGTU. 1997. – 166 s.
9. Komarov V.V., Kurylev A.S. Valoprovody rybopromyslovykh sudov. Ch.2. – Astrakhan: Izd-vo AGTU. 1997. – 176 s.
10. Komarov V.V. Tsentrovka sudovykh valoprovodov i glavnykh dvigateley. . – Astrakhan: Izd-vo AGTU. 2010. – 431 s.
11. Grant R.B. Shaft alignment methods with strain gages and load celds. Marine Technology. – 1980, v.17, №1
12. Keshava Rao M.N., Dharaneepathy M.V., Gomathinayagam S., Ramaraju K., Chakravo P.K., Mishra P.K. Computeraided alignment of ship propulsion shaft by straingage methods. Marine Technology. - 1991. – v.28, №2, pp 84-90.
13. Vasilopoulos L. Static and underway alignment of main propulsion shaft systems. Naval Engineers Journal, 1988, v.100, №4, pp135-138.
14. Vilic N. Advanced shafting alignment: behavior of shafting in operation. Brodo Gradnja, №52, - 2004, pp 203-212.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Гирин Станислав Николаевич, к.т.н., профессор, профессор кафедры теории конструирования инженерных сооружений, Волжский государственный университет водного транспорта» (ФГБОУ ВО «ВГУВТ»), 603951, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, e-mail: girin.sn@vsuwt.ru .

Stanislav N. Girin, Ph.D. in Engineering Science, Professor, Professor of the Department of Theory of Engineering Constructions, Volga State University of Water Transport, 5, Nesterov st, Nizhny Novgorod, 603951, e-mail: girin.sn@vsuwt.ru

Матвеев Юрий Иванович, д.т.н., профессор кафедры «Эксплуатация судовых энергетических установок», Волжский государственный университет водного транспорта (ФГБОУ ВО «ВГУВТ»), 603950, Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, e-mail: matveeveseu@mail.ru

Yuri I. Matveev, D.Sc., Professor of the Department Operation of Ship Power Plants, Volga State University of Water Transport, Russia, Nesterova 5, Nizhny Novgorod, 603950, e-mail: matveeveseu@mail.ru

Статья поступила в редакцию 01.03.2022; опубликована онлайн 07.06.2022.
Received 01.03.2022; published online 07.06.2022.