

DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-1-63-74

STUDYING THE POSSIBILITY OF FATIGUE DAMAGES FORMATION ON THE GEARWHEELS OF OPEN GEAR OF THE ELECTRIC DRIVE OF THE TAINTER GATES OF THE MOSCOW CANAL NAVIGATION LOCKS

N. M. Ksenofontov¹, O. V. Sugak²

 ¹ — Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping, St. Petersburg, Russian Federation
 ² — UK UralEnergoServis, Ltd., St. Petersburg, Russian Federation

Maneuvering of the main tainter gates of the upstream end of the Moscow Canal navigation locks is carried out by means of electromechanical drives. Many of them have been in operation for over 80 years. One of the main elements that limit the service life of drive mechanisms are gearwheels of open gears. The realization of their sudden failure can lead to a long interruption of shipping. The accumulated experience of operating and observing similar elements at other facilities has shown that the controlled parameters established in the regulatory documentation may not be enough to objectively assess their technical condition and determine the residual life. In particular, there are no requirements for checking these products for fatigue damage. To determine the possibility of such defects formation and the localization of areas where their occurrence is most likely, a comprehensive assessment of the stress-strain state is performed using the finite element method under design loading conditions, as a result of which global calculation models of the elements under study are obtained. It has been established that the calculated values of nominal stresses do not exceed the endurance limit of the material, with the exception of contact fatigue on the working surface of the gear teeth. At the same time, the possibility of fatigue cracks formation on the elements of the studied gearwheels due to the possible presence of technological stress concentrators in the form of casting defects is not excluded. The obtained cartograms of the stress state make it possible to establish the areas where the formation of fatigue cracks is most likely in the presence of technological defects on them. Taking into account the information received, recommendations are developed to prevent the implementation of sudden failures due to the uncontrolled development of the process of fatigue damage on the gearwheels of open gears at the stage of their operation.

Keywords: navigation lock, tainter gate, electric drive, gearwheel, strain-stress state, service time, fatigue damage, failure.

For citation:

Ksenofontov, Nikolay M., and Oleg V Sugak. "Studying the possibility of fatigue damages formation on the gearwheels of open gear of the electric drive of the tainter gates of the Moscow canal navigation locks." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 14.1 (2022): 63–74. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-1-63-74.

УДК 626.44; 626.45

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ОБРАЗОВАНИЯ УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ НА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕСАХ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА СЕГМЕНТНЫХ ВОРОТ ШЛЮЗОВ КАНАЛА ИМЕНИ МОСКВЫ

Н. М. Ксенофонтов¹, О. В. Сугак²

¹ — ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
 Санкт-Петербург, Российская Федерация
 ² — ООО «УК УралЭнергоСервис», Санкт-Петербург, Российская Федерация

В работе представлены результаты оценки необходимости проверки наличия усталостных повреждений на наиболее ответственных элементах электромеханических приводов сегментных ворот, эксплуатируемых на судоходных шлюзах канала имени Москвы. Отмечается, что продолжительность эксплуатации многих из них составляет более 80 лет. В качестве основных элементов, ограничивающих срок службы



приводных механизмов, выбраны зубчатые колеса открытых передач. Подчеркивается, что реализация их внезапного отказа может привести к длительному прекращению судоходства. Накопленный опыт эксплуатации и наблюдений за подобными элементами на других сооружениях показал, что установленных в нормативной документации контролируемых параметров может быть недостаточно для объективной оценки их технического состояния и определения остаточного ресурса. В частности, в ней отсутствуют требования по проверке данных изделий на наличие усталостных повреждений. Для определения возможности образования подобных дефектов и локализации участков, на которых наиболее вероятно их появление, выполнена комплексная оценка напряженно-деформированного состояния с помощью метода конечных элементов при проектных условиях нагружения, в результате которой получены глобальные расчетные модели исследуемых элементов. Установлено, что расчетные значения номинальных напряжений не превышают предела выносливости материала, за исключением контактной усталости на рабочей поверхности зубьев колес. При этом не исключается вероятность образования усталостных трещин на элементах исследуемых зубчатых колес из-за возможного наличия технологических концентраторов напряжений в виде дефектов литья. Полученные картограммы напряженного состояния позволили установить участки, на которых наиболее вероятным является образование усталостных трещин при наличии на них технологических дефектов. С учетом полученной информации разработаны рекомендации по предотвращению реализации внезапных отказов, обусловленных бесконтрольным развитием процесса усталостного повреждения на зубчатых колесах открытых передач на стадии их эксплуатации.

Ключевые слова: судоходный шлюз, сегментные ворота, электропривод, зубчатое колесо, напряженно-деформированное состояние, продолжительность эксплуатации, усталостное повреждение, отказ.

Для цитирования:

Ксенофонтов Н. М. Исследование возможности образования усталостных повреждений на зубчатых колесах открытой передачи электропривода сегментных ворот шлюзов канала имени Москвы / Н. М. Ксенофонтов, О. В. Сугак // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2022. — Т. 14. — № 1. — С. 63–74. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-1-63-74.

Введение (Introduction)

Для осуществления судопропуска и удержания гидростатического напора на верхних головах шлюзов № 1–10, эксплуатируемых в ФГБУ «Канал имени Москвы» используются сегментные ворота. Их маневрирование осуществляется с помощью цепного электромеханического привода (ЭМП), продолжительность эксплуатации которого для большинства ворот составляет более 80 лет. Комплексным проектом реконструкции объектов инфраструктуры на ФГБУ «Канал имени Москвы» предусмотрена замена данных приводов на аналогичные механизмы ввиду длительного периода их эксплуатации.

Следует отметить, что принятая в отрасли система технического обслуживания механического оборудования, базирующаяся на стратегии планово-предупредительных ремонтов¹, исключает возможность замены его элементов ввиду продолжительного срока службы. Главным основанием для замены является наличие повреждений, размеры и динамика развития которых превышают регламентированные предельно-допускаемые значения.

Одним из основных типовых элементов, лимитирующих срок службы рассматриваемого ЭМП, являются зубчатые колеса открытых передач, длительность эксплуатации которых в большинстве случаев сопоставима с продолжительностью работы непосредственно самого привода. Реализация внезапного отказа данных элементов может привести к длительному прекращению судоходства. Для предотвращения подобных событий выполняется их периодическая проверка специалистами группы наблюдений канала за механическим оборудованием.

В процессе наблюдений за изменением технического состояния открытых зубчатых передач в процессе эксплуатации отраслевым нормативным документом² регламентировано выполнение контроля следующих параметров:

¹ Положение о планово-предупредительном ремонт судоходных гидротехнических сооружений / Утв. 29.10.1969 г. Министерством речного флота СССР. М.: Транспорт, 1970. 104 с.

² Инструкция по наблюдениям и исследованиям на судоходных гидротехнических сооружениях. Ч. II: Механическое оборудование гидротехнических сооружений / Главное управление водных путей и гидротехнических сооружений Минречфлота РСФСР. М.: Транспорт, 1982.



- радиального и бокового биения;
- боковых зазоров;
- размера пятна контакта;
- износа зубьев.

Анализ технической литературы, нормативных документов и научных публикаций, а также имеющийся опыт наблюдений и исследований за открытыми зубчатыми передачами приводов ворот и затворов судоходных шлюзов показал, что приведенных контролируемых параметров может быть недостаточно для объективной оценки их технического состояния и определения остаточного ресурса. Продолжительность работы рассматриваемых элементов ЭМП и факты выявления усталостных повреждений на колесах закрытых передач рассматриваемого привода указывают на возможность их наличия также на зубчатых колесах его открытых передач.

Причины образования усталостных повреждений и их развития, в том числе для зубчатых передач, подробно рассмотрены во многих работах, в частности [1]–[4]. Среди исследований, направленных на классификацию видов повреждений зубчатых колес, для усталостного процесса можно выделить два основных типа повреждений: *трещинообразование* и *питтинг* (выкрашивание) рабочей поверхности зубьев [5], [6]. Практически во всех рассмотренных источниках возможность образования усталостных повреждений рассматривается только на элементах зубчатого венца. Однако исследование [7], выполненное на подобных элементах привода подъемноопускных шлюзовых ворот Волго-Балтийского водного пути, доказало возможность образования усталостных колес (в частности, ввиду наличия технологических дефектов).

Для объективной оценки технического состояния рассматриваемых элементов механического оборудования и необходимости их замены, с учетом представленной ранее информации и отсутствия в проектной документации прочностных расчетов данных изделий, представляется необходимым решение следующих частных задач:

– комплексная оценка напряженно-деформированного состояния (НДС) исследуемых элементов для установления возможности и условий образования усталостных повреждений;

– локализация наиболее напряженных участков;

– определение необходимости введения дополнительных диагностических параметров;

– подготовка рекомендаций по контролю исследуемых элементов в эксплуатационных условиях.

Методы и материалы (Methods and Materials)

В качестве объекта исследования выбраны два приводных прямозубых цилиндрических зубчатых спицевых колеса внешнего зацепления: m = 14, z = 93 (колесо № 1) и m = 26 z = 64 (колесо № 2), изготовленных посредством литья из стали 45Л (рис. 1). Требованиями проекта предусмотрена термообработка данных изделий в виде нормализации с доведением поверхностной твердости до 148–217 НВ. Схемы колес с основными размерами приведены на рис. 2.

В течение всего периода эксплуатации сооружений «Канала имени Москвы» исследуемые элементы были заменены только на шлюзах № 7–9 ввиду сверхнормативного механического изнашивания рабочей поверхности зубьев колес. По этой же причине в межнавигационный период 2021–2022 гг. запланирована замена зубчатых колес на шлюзе № 3.

Проверка наличия трещин с использованием методов и средств неразрушающего контроля на исследуемых в настоящей работе колесах не проводится. Расчетная оценка НДС выполнена с помощью метода конечных элементов, который в последнее время чаще всего используется для проведения подобных исследований [7]–[9]. В целом, все эти работы направлены на конструктивное совершенствование зубчатых передач, что, безусловно, необходимо для проектирования и изготовления новых изделий, однако они не позволяют обеспечить безопасную работу эксплуатируемых изделий до их замены.





Рис. 1. Исследуемые зубчатые колеса открытой передачи привода основных сегментных ворот верхней головы



Рис. 2. Схемы исследуемых элементов привода сегментных ворот

В качестве основного методического документа при выполнении расчетного исследования использовалось руководство¹. При выполнении расчета были приняты следующие допущения: расчетные нагрузки соответствуют проектным значениям, материал колес однородный, поверхностная твердость изделий соответствует требованиям проекта. Расчетная схема привода, используемая для оценки НДС зубчатых колес, приведена на рис. 3.

Расчетные значения крутящих моментов (обороты) на выходном валу редуктора составляют:

– при наполнении: $T_3 = 57500$ кгс·см ($n_3 = 4,8$ об/мин);

– основной подъем: $T_{3'}$ = 41500 кгс·см ($n_{3'}$ = 127 об/мин).

Рассмотрим НДС колес при максимальном крутящем моменте на валу редуктора T = 57500 кгс·см (5639 Н·м).

¹ Руководство Р.007–2004. Расчет зубчатых передач на прочность. М.: Российский Речной Регистр, 2005.





Рис. 3. Расчетная схема привода

Крутящие моменты на шестернях, находящихся в зацеплении с рассматриваемыми соответствующими ведомыми зубчатыми колесами, составляют:

$$T_1(m=14, z=20) = 5639 \cdot \frac{62}{20} = 17481 \text{ H} \cdot \text{m};$$

$$T_2(m = 26, z = 15) = 5639 \cdot \frac{62}{20} \cdot \frac{93}{20} = 81286 \text{ H} \cdot \text{m}.$$

При моделировании ведомых зубчатых колес использованы объемные конечные элементы (КЭ) со срединными узлами. Контакт зубчатого колеса и шестерни задан с помощью пар контактных КЭ на соответствующих поверхностях (контакт задан без трения). Расчетная нагрузка реализует максимальный крутящий момент на шестерню. В табл. 1 указаны свойства материалов шестерни и колеса, принятые при расчете.

Таблица 1

Наименование и обозначение				Шестерня	Колесо
Наименование материала		_	_	Ст5сп ГОСТ 380-71	Сталь 45Л ГОСТ 977-65
Твердость		HB	_	156	148
Модуль нормальной упругости,		Е	МПа	200000	215000
Коэффициент Пуассона		μ	—	0,35	0,28
Плотность		ρ	К Г/М ³	7850	7800
Временное сопротивление		R_m	МΠа	490	550
Предел текучести		R _{eH}	МΠа	295	320
Предел выносливости	При контакте	$\sigma_{_{ m HP}}$	МΠа	382	366
	При изгибе	σ_{-1}	МΠа	273	259
Допускаемое напряжение при максимальной нагрузке	При контакте	$\sigma_{_{HPmax}}$	МΠа	826	896
	При изгибе	$\sigma_{_{-1max}}$	ΜΠа	579	550

Механические свойства материалов, необходимые для выполнения расчета

Результаты (Results)

Трехмерные КЭ модели зубчатых зацеплений показаны на рис. 4. При моделировании, в силу симметрии, использовались половины твердотельных моделей зацеплений. Принятые при расчете схема нагружения и граничные условия показаны на рис. 5 на примере зубчатого зацепления колеса № 1. Расчетное распределение эквивалентных напряжений показано на рис. 6, более детально — на рис. 7. На рис. 8 и 9 показаны распределения растягивающих напряжений. На рис. 10 и 11 приведены контактные давления, откуда видно, что для первого зацепления контакт происходит по трем зубьям, в то время как для второго зацепления наблюдается контакт по одному зубу.

Результаты выполненных расчетных исследований в обобщенном виде приведены в табл. 2 и 3. Для выявленных характерных зон в точках с максимальными растягивающими напряжениями даны компоненты тензора напряжений, характеризующие амплитуду пульсирующего цикла, максимальные эквивалентные напряжения, а также максимальные контактные напряжения на рабочей поверхности зубьев рассматриваемых колес.





Рис. 4. Конечно-элементная модель зубчатого зацепления



Рис. 5. Схема нагружения и граничных условий, принятая при расчете



Рис. 6. Расчетное распределение эквивалентных напряжений, МПа





Рис. 7. Локализация распределения эквивалентных напряжений в колесе № 1 (*m* = 26) и № 2 (*m* = 14), МПа



Рис. 8. Локализация напряжений растяжения в колесе № 1 (*m* = 26), МПа



Рис. 9. Локализация напряжений растяжения в колесе № 2 (*m* = 14), МПа



Рис. 10. Распределение контактных давлений в зубьях колеса № 1, МПа





Рис. 11. Распределение контактных давлений в зубьях колеса № 2

Таблица 2

				Напряжения в зубе колеса		Напряжения в зубе колеса	
<u> </u>	Параметр	№ 1 (<i>m</i> = 14), MПа		№ 2 (<i>m</i> = 26), МПа			
- 1		max	min	max	min		
22 rog. Tom 1	Нормальные напряжения	σ_{x}	20,0	0	49,3	0	
		σ_{y}	6,6	0	32,0	0	
		$\sigma_{_z}$	74,2	0	169,4	0	
70	Касательные напряжения	$\tau_{_{xy}}$	1,5	0	2,3	0	
		$ au_{yz}$	-21,1	0	73,60	0	
		$\tau_{_{ZX}}$	-5,2	0	4,95	0	
	Эквивалентные напряжения	$\sigma_{_{_{3KB}}}$	73,1	0	182,3	0	
	Контактные напряжений	σ"	700 (807)	0	780 (930)	0	

Расчетные значения напряжений в зубьях колес

Примечание. В скобках указаны значения контактных напряжений в зонах сингулярности КЭ сетки.



Таблица 3

Амплитуды компонентов переменных напряжений и запасы прочности

	Значение			
Параметр	Колесо № 1	Колесо № 2		
		(m = 14)	(<i>m</i> = 26)	
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	k _o	1,00	1,00	
Масштабный коэффициент, учитывающий				
влияние абсолютных размеров детали на усталостную прочность		0,50	0,50	
Коэффициент, учитывающий влияние состояния		1.21	1.21	
поверхности детали на усталостную прочность		1,21	1,21	
		10,00	24,65	
		3,30	16,00	
		37,10	84,70	
Амплитуды компонент переменных напряжений	τ _{xva}	0,75	1,15	
	τ_{yza}	-10,55	36,80	
	τ_{zxa}	-2,60	2,48	
Интенсивность переменных напряжений	σ_{a}	13,20	91,0	
Интенсивность средних напряжений		33,64	83,6	
Коэффициент, отражающий зависимость предела выносливости по амплитуде при асимметричном цикле от среднего (статистического) напряжения, действующего в той же точке сечения		0,295	0,245	
Амплитуда эквивалентных напряжений, приведенная к симметричному циклу		31,74	170,9	
Коэффициент запаса прочности по подобному циклу	n	8,16	1,52	
Коэффициент запаса прочности	n	11.42	1 59	
по переменным напряжениям		11,72	1,39	
Коэффициент запаса прочности		4 38	1 76	
по пределу текучести		1,50	1,70	
Коэффициент запаса прочности		7,53	3,02	
по пределу прочности		.,		
Коэффициент запаса прочности		0,52	0,50	
по контактнои выносливости	Н	, i i i i i i i i i i i i i i i i i i i	-	

Обсуждение (Discussion)

Полученные расчетные значения напряжений на элементах открытых зубчатых передач приводов сегментных ворот не превышают предела выносливости материала за исключением контактной усталости на рабочей поверхности зубьев. Однако следует обратить внимание, что предел выносливости реальной детали будет ниже приведенного в табл. 1 значения данного показателя для материала по ряду причин. Помимо масштабного фактора и возможных неучтенных при проектировании и настоящем расчете нагрузок на снижение данной величины также оказывает влияние возможное несоответствие значений поверхностной твердости элементов требованиям проекта и наличие технологических дефектов литья как поверхностных, так и внутренних (см. рис. 12 и 13 [10]), что неоднократно устанавливалось при оценке технического состояния элементов, подобных исследуемым. Поэтому однозначно исключить возможность образования усталостных трещин на элементах исследуемых зубчатых колес не представляется возможным. Однако не все дефекты приводят к образованию усталостных трещин. Полученные картограммы напряженного состояния позволяют локализовать участки, на которых наиболее вероятным является образование усталостных трещин ввиду наличия на них технологических дефектов.





Рис. 12. Пример термической трещины на зубчатом колесе открытой передачи электропривода подъемно-опускных ворот



Рис. 13. Макрошлиф зуба колеса открытой передачи с усадочной раковиной

Полученные результаты расчетных исследований и накопленный опыт оценки технического состояния открытых зубчатых передач ЭМП ворот и затворов судоходных шлюзов в качестве дополнительных контролируемых параметров для исследуемых элементов позволяют установить следующее:

1) наличие повреждений контактной усталости в виде питтинга и выкрашивания на рабочей поверхности зубьев колес определяется с помощью визуального осмотра;

2) наличие усталостных трещин на отдельных участках, топография которых представлена на рис. 14 при условии наличия на них технологических дефектов, определяется с помощью визуального осмотра и магнитопорошкового контроля.



 Рис. 14. Топография локализованных участков, на которых возможно образование усталостных трещин при наличии на них концентраторов напряжений *Условные обозначения:* заштрихованная область — предлагаемые для контроля участки:
 1 — торцевая поверхность зубьев и обода; 2 — участки сопряжения спиц с ободом; 3 — участки сопряжения спиц со ступицей



Представленная на рис. 14 топография локализованных участков может применяться не только в рамках эксплуатационного контроля, но и при приемке вновь изготовленных изделий. В случае выявления поверхностных дефектов литья в виде неслитин, трещин, рыхлот и сквозных раковин на данных участках принимаемое изделие не должно допускаться до эксплуатации.

Заключение (Conclusion)

В результате выполнения исследования были получены глобальные расчетные модели зубчатых колес открытых передач приводного механизма основных сегментных ворот, эксплуатируемых на шлюзах канала им. Москвы, которые свидетельствуют о соответствии рассматриваемых элементов критериям статической и усталостной прочности, за исключением поверхностной контактной выносливости, что предопределяет возможность образования и развития усталостных повреждений на рабочей поверхности зубьев колес. При этом в случае наличия поверхностных и внутренних технологических концентраторов напряжений в виде дефектов литья, наличия нарушения неподвижности посадок колес и несоблюдения режимов термообработки не исключается возможность образования усталостных повреждений на других элементах исследуемых изделий, в том числе в корневой части зубьев, на участках сопряжения спиц с ободом, а также на элементах ступицы.

Для обеспечения дальнейшей безотказной работы рассматриваемых элементов, находящихся в эксплуатации рекомендуется выполнять периодический осмотр рабочей поверхности зубьев, а также проверку наличия технологических дефектов на локализованных участках. При их выявлении на данном участке следует провести магнитопорошковый контроль для определения наличия усталостных повреждений и границ их распространения.

Для оценки степени допустимости выявленных повреждений в виде контактной усталости рекомендуется руководствоваться «Инструкцией по наблюдениям и исследованиям на судоходных гидротехнических сооружениях» в части наблюдений за закрытыми зубчатыми передачами. В случае установления факта наличия трещин на локализованном в результате расчета участке рекомендуется осуществить замену колеса.

Следует отметить, что полученные в ходе настоящего расчетного исследования результаты могут быть скорректированы по результатам измерения поверхностной твердости элементов. Направлением дальнейших исследований является натурная проверка эксплуатируемых зубчатых колес с применением средств неразрушающего контроля для определения достоверности полученной расчетной модели, а также исследование влияния наличия внутренних и поверхностных концентраторов на напряженно-деформированное состояние изделий, в том числе оценка допустимости наличия усталостных трещин на локализованных в результате расчета наиболее напряженных участках.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Терентьев В. Ф.* Усталость металлов / В. Ф. Терентьев, С. А. Кораблева. — М.: Наука, 2015. — 480 с. 2. *Yadav I. N.* Fatigue damage model of concrete materials / I. N. Yadav, K. B. Thapa // Theoretical and

Applied Fracture Mechanics. — 2020. — Vol. 108. — Pp. 102578. DOI: 10.1016/j.tafmec.2020.102578.

3. *Nikitin I. S.* Complex model for fatigue damage development / I. S. Nikitin, N. G. Burago, A. D. Nikitin, B. A. Stratula // AIP Conference Proceedings. — AIP Publishing LLC, 2020. — Vol. 2312. — No. 1. — Pp. 050015. DOI: 10.1063/5.0035517.

4. *Liu H*. Influence of load spectrum on contact fatigue damage of a case carburized wind turbine gear / H. Liu [et el] // Engineering Failure Analysis. — 2021. — Vol. 119. — Pp. 105005. DOI: 10.1016/j.eng-failanal.2020.105005.

5. *Старжинский В. Е.* Виды повреждений зубчатых колес: типология и рекомендации по предупреждению повреждений / В. Е. Старжинский [и др.] // Трение и износ. — 2008. — Т. 29. — № 5. — С. 465–482.

6. Шеховцева Т. В. Особенности повреждения рабочих поверхностей зубчатых колес ГТД / Т. В. Шеховцева, Е. В. Шеховцева // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2019. — № 6. — С. 406–416.



7. *Changbin D.* Meshing Error of Elliptic Cylinder Gear Based on Tooth Contact Analysis / D. Changbin, L. Yongping, W. Yongqiao // International Journal of Engineering. — 2020. — Vol. 33. — Is. 7. — Pp. 1364–1374. DOI: 10.5829/IJE.2020.33.07A.24.

8. *Adnan M. A.* Stress Analysis Validation for Gear Design. Master's Degree Thesis / M. A. Adnan, A. Shehata. — Karlskrona, Sweden: Blekinge Institute of Technology, 2018. — 66 p.

9. *Ooi J. B.* Modal and stress analysis of gear train design in portal axle using finite element modeling and simulation / J. B. Ooi, X. Wang, Ch. Tan, J. Ho and Y. P. Lim // Journal of Mechanical Science and Technology. — 2012 — Vol. 26. — Is. 2. — Pp. 575–589. DOI: 10.1007/s12206-011-1040-5.

10. *Кузьмицкий М. Л*. Определение уровня напряжений на колесах открытых зубчатых передач / М. Л. Кузьмицкий, Н. М. Ксенофонтов, И. Н. Базавлук // Журнал Университета водных коммуникаций. — 2013. — № 3. — С. 55–63.

REFERENCES

1. Terent'ev, V. F., and S. A. Korableva. Ustalost' metallov. M.: Nauka, 2015.

2. Yadav, Indra Narayan, and Kamal Bahadur Thapa. "Fatigue damage model of concrete materials." *Theoretical and Applied Fracture Mechanics* 108 (2020): 102578. DOI: 10.1016/j.tafmec.2020.102578.

3. Nikitin, I. S., N. G. Burago, A. D. Nikitin, and B. A. Stratula. "Complex model for fatigue damage development." *AIP Conference Proceedings*. Vol. 2312. No. 1. AIP Publishing LLC, 2020. DOI: 10.1063/5.0035517.

4. Liu, Heli, Huaiju Liu, Caichao Zhu, and Yibo Ge. "Influence of load spectrum on contact fatigue damage of a case carburized wind turbine gear." *Engineering Failure Analysis* 119 (2021): 105005. DOI:10.1016/j.engfailanal.2020.105005.

5. Soliterman, Yu. L., E. I. Tesker, A. M. Goman, and S. A. Osipenko. "Modes of failure of gears: typology and recommendations for preventing failure." *Journal of Friction and Wear* 29.5 (2008): 465–482.

6. Shehovtseva, Tatiana Vladimirovna, and Evgeniya Vladimirovna Shehovtseva. "The features of working surfaces damages of gears in a gas turbine engine." *Izvestiya TulGU* 6 (2019): 406–416.

7. Changbin, D., L. Yongping, and W. Yongqiao. "Meshing Error of Elliptic Cylinder Gear Based on Tooth Contact Analysis." *International Journal of Engineering* 33.7 (2020): 1364–1374. DOI: 10.5829/IJE.2020.33.07A.24.

8. Adnan, Md. Asif., and Ahmed Shehata. Elsayed Stress Analysis Validation for Gear Design. Master's Degree Thesis. Karlskrona, Sweden: Blekinge Institute of Technology, 2018.

9. Ooi, J. B., X. Wang, Ch. Tan, J. Ho, and Y. P. Lim. "Modal and stress analysis of gear train design in portal axle using finite element modeling and simulation" *Journal of Mechanical Science and Technology* 26.2 (2012): 575–589. DOI: 10.1007/s12206-011-1040-5.

10. Kuz'mitskii, M. L., N. M. Ksenofontov, and I. N. Bazavluk. "Determination of the level of stresses on wheels of open gears." *Zhurnal Universiteta vodnykh kommunikatsii* 3 (2013): 55–63.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS
Ksenofontov, Nikolay M. —
PhD
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: ksenofontovnm@gumrf.ru
Sugak, Oleg V. —
Head of strength department
UK UralEnergoServis, Ltd.
2-7A, 6D Semenovskii Val Str., Moscow, 105094,
Russian Federation
e-mail: ovs1213@ya.ru

Статья поступила в редакцию 10 января 2022 г. Received: January 10, 2022.