

Проблемы повреждаемости силовых и теплонапряженных узлов тепловозных дизелей. Аналитический обзор

И. В. СИРОТЕНКО, Г. В. ГОГРИЧИАНИ

Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (АО «ВНИИЖТ»), Москва, 129626, Россия

Аннотация. Проблема обеспечения безотказности и ресурса тепловозных дизелей посвящен цикл статей, данная работа его завершает. Среднеоборотные тепловозные дизели, о которых идет речь, были впервые построены в 1960-х гг. как базовые для новых тепловозов, в перспективе они должны были быть форсированы, на их основе созданы мощные многоцилиндровые модификации. Реализации этих планов помешали многочисленные повреждения важных узлов, проявившиеся в результате конструктивных и технологических просчетов. Проанализированы результаты работ по доводке поршней, крышек цилиндров, коленчатого вала и его подшипников. Рассмотрены конструктивные изменения, статистика отказов до и после их введения. Показатели повреждаемости для ряда узлов были значительно снижены, для других мероприятия принесли меньший эффект. Проанализированы причины.

Ключевые слова: тепловозные дизели; важнейшие узлы; повреждения; отказы; конструктивные и технологические просчеты; результаты исследований

Введение. Работа завершает цикл статей авторов, посвященных проблеме обеспечения безотказности и ресурса тепловозных дизелей, опубликованных в журнале «Мир транспорта». В первой части [1] было показано, что для тепловозных дизелей первого поколения, разработанных в послевоенные годы на базе иностранных образцов (таблица), были характерны повреждения головок поршней (дизель Д50), трещины блоков цилиндров, изломы коленчатых валов (2Д100). Дизели второго поколения — с более высокой по сравнению с предшественниками форсировкой и номинальной мощностью, с агрегатами наддува, некоторые типы с V-образным расположением цилиндров и т. п., так же как и их предшественники, не избежали серьезных проблем с безотказностью и долговечностью важнейших узлов [2]. К этим проблемам относятся массовый выход из строя поршней, коленчатых валов (2Д100, 10Д100), цилиндровых втулок (10Д100), за год их внеплановая замена достигала десятков тысяч единиц. Одни проблемы были постепенно решены, например, успешно отработаны конструкции поршней дизелей типа Д100, 11Д45 в период 1957–1977 гг. Острота других была уменьшена за счет

технологических и ремонтно-профилактических мероприятий. Например, для блоков цилиндров дизелей типа Д100 регулярно выполнялись трудоемкие работы по заварке трещин, устранению остаточных деформаций опорных узлов коленчатого вала. В период 1960–70-х гг. были выпущены и испытаны на тепловозах мощные четырехтактные двигатели с высоким турбонаддувом, с применением новых материалов и технологий, весьма высокими объявленными показателями по ресурсу. Эти двигатели условно отнесем к третьему поколению. Они были призваны вытеснить устаревающие образцы и повысить эффективность тепловозной тяги; предполагалась возможность разворачивания базовых двигателей в мощностной ряд для охвата широкого диапазона до 4400 кВт в 20-цилиндровом исполнении. Однако переход этот остается незавершенным и по сегодняшний день — не менее трети парка магистральных тепловозов страны оснащены морально устаревшими дизелями второго поколения.

Главной причиной, сдерживавшей обновление, являлась нерешенность ряда вопросов надежности основных узлов. В настоящей статье критически проанализированы результаты наиболее важных исследований по повышению безотказности и ресурса новых дизелей типа 2Д70 и 5Д49.

Дизель 2Д70 (16СН24/27, таблица) проектировался изначально как локомотивный, о чем говорит компоновка, обеспечивавшая размещение в кузове тепловоза, в том числе европейского габарита (02-Т), относительная простота замены узлов, агрегатов в ограниченном пространстве кузова, безопасное для обслуживания расположение нагретых трубопроводов, выступающих частей. Дизель имел V-образный блок цилиндров с углом развала 45° (рис. 1), сварной из стальных листов, подвесной коленчатый вал 1, подвеску 2 с зубчатым разъемом. Два распределительных вала 3, каждый из которых работает на свой ряд цилиндров, воздушный ресивер 4 и неохлаждаемый выхлопной коллектор 5 расположены в развале блока, не создавая препятствия для доступа к клапанному механизму, узлам топливной аппаратуры.

Основные технические показатели тепловозных дизелей
Main technical data of locomotive diesels

Наименование показателя	Типы дизелей								
	Д50	2Д100	10Д100	11Д45	2Д70	2Д70	1-5Д49	1А-5Д49	21-26ДГ-01
Мощность номинальная, э.л.с. (кВт)	1000 (736)	2000 (1470)	3000 (2206)	3000 (2206)	3000 (2205)	3000 (2205)	3060 (2250)	3060 (2250)	3400 (2500)
Частота вращения коленчатого вала номинальная, мин ⁻¹	740	850	850	750	1000	1000	1000	1000	1000
Число цилиндров	6	10	10	16	16	16	16	16	12
Расположение цилиндров	Рядное	Рядное с противоположно движущимися поршнями	Рядное с противоположно движущимися поршнями	V-образное	V-образное	V-образное	V-образное	V-образное	V-образное
Среднее эффективное давление, МПа	0,755	0,608	0,922	0,904	1,354	1,248	1,222	1,222	1,812
Диаметр цилиндра/рабочий ход поршня, мм	318/330	207/2×254	207/2×254	230/300	240/270	250/270	260/260	260/260	260/260
Рабочий объем цилиндра, дм ³	26,20	17,08	17,08	12,46	12,21	13,25	13,8	13,8	13,8
Способ наддува-продувки	Турбокомпрессор	Объемный нагнетатель типа Рут	Турбокомпрессор, приводной центробежный нагнетатель	Турбокомпрессор, приводной центробежный нагнетатель	Турбокомпрессор	Турбокомпрессор	Турбокомпрессор	Турбокомпрессор	Турбокомпрессор
Удельный вес (сухой), кг/кВт	23,4	13,2	8,8	6,3	7,3	7,9	8,1	9,2	7,1
Год постройки	1946	1949	1960	1957	1963	1974	1966	1981	2006
Разработчик, изготовитель	Харьковский зав. трансп. машиностроения*	Харьковский зав. трансп. машиностроения	Харьковский зав. трансп. машиностроения	Коломенский завод**	Харьковский зав. трансп. машиностроения	Харьковский зав. трансп. машиностроения	Коломенский завод	Коломенский завод	Коломенский завод ОАО ХК
Образец, послуживший началом размерного ряда, фирма-изготовитель	539 ALCO	10-38D8½" Fairbanks Morse	10-38D8½" Fairbanks Morse	30Д Коломенский завод	нет	нет	22ДГ Коломенский завод	22ДГ Коломенский завод	22ДГ Коломенский завод
Род службы образца	Тепловозный	Судовой вспомогательный	Судовой вспомогательный	Судовой главный для быстроход. катеров ВМФ	—	—	Судовой вспомогательный для ВМФ	Судовой вспомогательный для ВМФ	Судовой вспомогательный для ВМФ

*Харьковский завод транспортного машиностроения им. В. А. Малышева.

**Коломенский тепловозостроительный завод им. В. В. Куйбышева.

Коленчатый вал — литой из высокопрочного чугуна, с поверхностным упрочнением шеек азотированием, без противовесов. Шатунный механизм — с прицепным шатуном, главный шатун сделан разъемным, поршень — штампованный из алюминиевого сплава, неохлаждаемый (позднее введено струйное охлаждение). При разработке конструкции двигателя основное внимание было уделено вопросам повышения экономичности как основного источника снижения эксплуатационных расходов [3], в то же самое время вес двигателя был ограничен восемнадцатью тонна-

ми для того, чтобы общий вес тепловоза не превысил пределов, определяемых нагрузкой на ось. Это привело к тому, что дизель вышел весьма легким, с удельным весом 7,3 кг/кВт (по другим данным — 6,8 кг/кВт), и задача обеспечения безотказной его работы этим обстоятельством только усложнялась.

Наиболее повреждаемыми у дизелей 2Д70 были поршни (прогары, термические трещины), турбокомпрессоры (закоксовывание лопаток), коленчатые валы и блоки цилиндров (трещины). Отработка охлаждения поршней, нормализация их теплового

состояния была острой проблемой не только для дизелей 2Д70, проводились поиски вариантов конструкции поршня 10Д100, 11Д45 [2]. Эти работы были завершены позже, в 1970-х гг., разработкой поршня типа 1Ц и цельнолитого поршня для дизелей 11Д45. Использование неохлаждаемых поршней на дизеле 2Д70 с высокой форсировкой ($p_{me} = 1,35$ МПа) было решением, вообще говоря, спорным. Интересно освещение этой проблемы в публикациях того времени. Среди работ, посвященных этой проблеме, только в [4] сказано о необходимости снижения температуры поршня в районе верхнего поршневого кольца и по краям головки, для этого конструкция этих элементов должна быть изменена. В других работах, например, [5, 6] авторы показывали, что тепловое состояние поршня находится в нормальных пределах и проблемы безотказности как бы не существует. Между тем конструкция поршня претерпела значительные изменения. Прежде всего, было введено струйное охлаждение головки поршня.

Поршень выштамповывался из алюминиевого сплава АК-4, в более поздних вариантах головка была опоясана стальным бандажом-кольцедержателем, предохранявшим кольцевые ручки от разбивки. Внутри были сформированы полости для циркуляции масла в районе поршневых колец, полости в центральной части поршня, позднее объемы этих полостей были расширены. Нововведения служили увеличению потока масла через поршень, облегчению его поступления в наиболее нагретые области. Разработчики отказались и от струйного охлаждения, перейдя на комбинированное — циркуляционное и взбалтыванием [7].

В новой модификации дизеля с большей размерностью 25/27 и рабочим объемом 13,25 дм³ (таблица) были учтены по возможности недостатки прежней конструкции, однако новый дизель, в свою очередь, потребовал выполнения серии доводочных работ. Разработчик — Харьковский завод транспортного машиностроения к тому времени потерял интерес к выпуску новых тепловозных дизелей, и опытно-конструкторские работы по 2Д70 были прекращены [8].

Разработка дизеля 1-5Д49 имела сложную историю. К середине 1960-х гг. восьмицилиндровая модификация 22ДГ, мощностью 1100 л.с. (800 кВт), выпускалась и работала на судах военно-морского флота в качестве вспомогательного двигателя. На его базе была создана тепловозная 16-цилиндровая модификация 1-5Д49 (таблица). Дизель имел V-образный блок цилиндров с углом развала 42° (рис. 2) с одним распределительным валом 3, общим для двух рядов цилиндров. Выхлопные коллекторы 5 располагались по сторонам дизеля — наследие первоначальной звездообразной компоновки двигателя. Наличие только одного рас-

пределительного вала потребовало разработки более сложного механизма привода клапанов и топливной аппаратуры по сравнению с традиционным и повышенных требований к распределительному валу по жесткости, прочности. Доступ к газораспределительному механизму из-за «внешнего» расположения коллекторов был затруднен. Коленчатый вал — литой из высокопрочного чугуна, имел четыре противовеса, поверхности шеек вала азотированы. Шатунный механизм — с прицепным шатуном традиционной конструкции, с разъемом в нижней головке. Новый дизель отличали цилиндрические втулки так называемого подвесного типа, которые позволяли легко демонтировать с дизеля цилиндрический комплект (крышка цилиндра, цилиндрическая втулка, поршень, шатун), оперативно осуществлять замену и отдельный ремонт этих узлов. В начальный период службы нового тепловозного дизеля 1-5Д49 наиболее проблемными узлами являлись крышка цилиндра, коленчатый вал-подшипник, гильзы цилиндра, турбокомпрессор.

Крышка цилиндра — литая из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. Преобладающими повреждениями у крышки были термоусталостные трещины в днище, повреждения клапанов, пробои газового стыка. Особенностью конструкции крышки цилиндра являлось наличие узких межклапанных

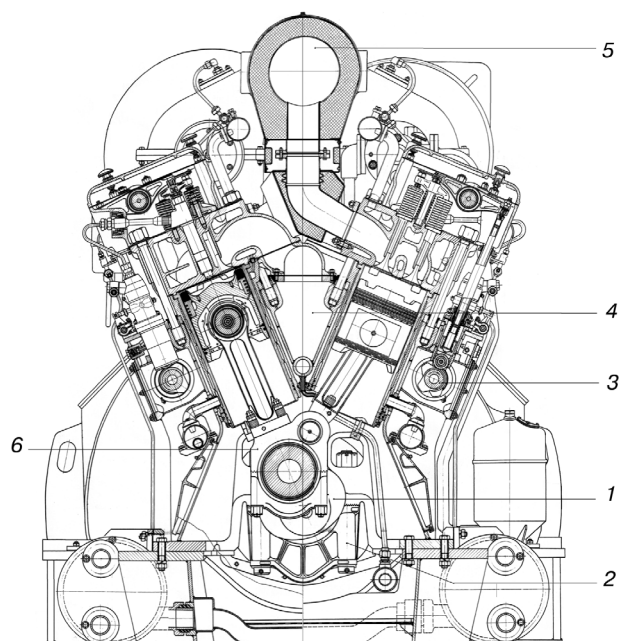


Рис. 1. Дизель 2Д70, поперечное сечение:
1 — коленчатый вал; 2 — подвеска; 3 — распределительный вал;
4 — воздушный ресивер; 5 — выхлопной коллектор;
6 — шатунный механизм

Fig. 1. Diesel 2D70, cross-section:
1 — crankshaft; 2 — suspension; 3 — camshaft; 4 — air receiver;
5 — exhaust collector; 6 — connecting rod gear

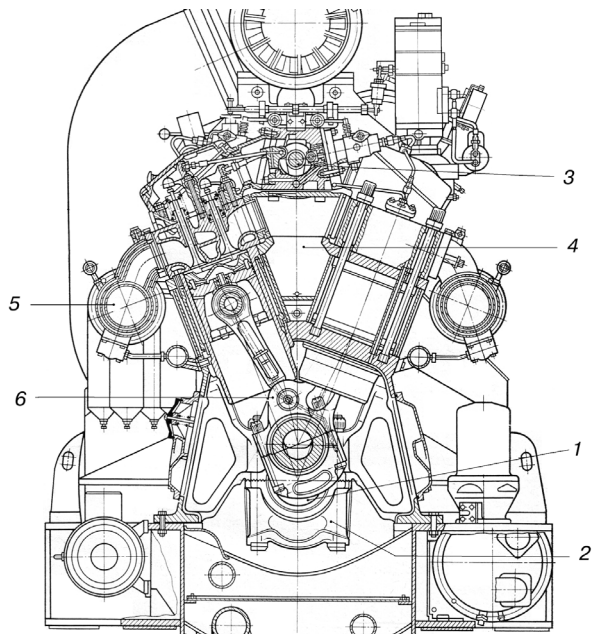


Рис. 2. Дизель 1-5Д49, поперечное сечение:
1 — коленчатый вал; 2 — подвеска; 3 — распределительный вал;
4 — воздушный ресивер; 5 — выхлопной коллектор;
6 — шатунный механизм

Fig. 2. Diesel 1-5D49, cross-section:
1 — crankshaft; 2 — suspension; 3 — camshaft; 4 — air receiver;
5 — exhaust collector; 6 — connecting rod gear

перемычек и малого участка в районе выхода накопника форсунки. Эти элементы днища крышки сложились вследствие особенного, присущего этому двигателю, приводу клапанов и топливных насосов от распределительного вала с верхним расположением (выше крышек), единого для двух рядов цилиндров. Мелкие, относительно других, элементы днища были наиболее подвержены нагреву, что приводило к неравномерному распределению температурных напряжений в днище.

Непростая ситуация с крышкой дала толчок к развитию методов расчета ее напряженного состояния. Для уточненного расчета напряженно-деформированного состояния крышки была разработана высокого уровня математическая модель с использованием метода конечных элементов, наиболее современного в те годы [9, 10]. В работе [11] было впервые показано, что температурные напряжения в этих малых перегретых участках в 1,2–1,5 раза превышали предел выносливости высокопрочного чугуна (ЧШГ-НМ), из которого крышка была отлита. В зависимости от уровня нагрева, т. е. максимальных значений «верхних» (пиковых) температур теплового цикла, в конструкции помимо усталостных повреждений протекал процесс накопления остаточных пластических деформаций и напряжений. Следствием этого являлось преждевременное разрушение элементов

крышки в виде характерных термических усталостных трещин. Снизить температуру в нагретой части днища и уровень циклических термических напряжений на 18% удалось путем местного уменьшения толщины днища со стороны выпускных клапанов с 23 до 15 мм [12]. Выпуск крышки с уменьшенной толщиной был налажен с 1976 г., кроме этого были выполнены работы по исключению литейных дефектов, повышению качества литья, оптимизации химсостава материала.

Результаты этих введений можно проследить по статистическим данным повреждений крышек цилиндра в этот период [13] и по данным ВНИКТИ. В период 1978–1980 гг. наблюдалось значительное снижение показателя n потока отказов (рис. 3), что, вероятнее всего, связано с введением профилирования днища в нагретой части крышки. Другие технологические и конструктивные изменения оказали меньший эффект.

Частота повреждений крышек стабилизировалась на уровне 8–12 случаев на млн км. Однако этот уровень был все еще высоким, т. к. доля крышек, заменяемых при всех видах ремонта, оставалась в несколько раз выше требований, оговоренных в нормативной документации (3,3 на млн км при пробеге до заводского ремонта). Срок службы крышки с учетом ремонта (ресурс) оценивался в среднем в 800 тыс. км, или ориентировочно восемь лет, что также не удовлетворяло требованиям [14]. Для дальнейшего снижения повреждаемости учеными предлагались замены материала крышки на сталь, так называемая стальная сварная крышка [14], или на алюминиевый сплав [15]. Однако эти предложения не были бесспорными, т. к. каждое имело свои негативные стороны, вследствие чего они не были осуществлены.

Коленчатый вал, коренные и шатунные подшипники, блок цилиндров. Блок дизеля 5Д49 по своей конструкции был традиционен для среднеоборотных двигателей 50–60-х гг. — сварно-литой, с подвесным коленчатым валом, относительно легкий (удельный вес в сборе без коленчатого вала — 1,86 кг/кВт). Подвеска коленчатого вала имела зубчатый разъем (рис. 2, поз. 2 — место соединения с бугелем), при котором замкнутость стыка, центровка отверстия подшипника обеспечивалась за счет взаимного прилегания зубьев, их жесткости. При этом жесткость подвески по вертикали и вдоль линии вала (так называемая угловая жесткость) обеспечивалась усилием затяжки болтов, подвеска имела достаточно большую свободу для изгибных перемещений вдоль линии вала, хорошо подстраивалась под изгибы коленчатого вала. Подобную конструкцию подвески имели дизели типа Д45, 2Д70, дизели иностранных фирм (ALCO-251, LVA24) (рис. 4). У последнего подвеска 3 удерживалась снизу крепежом на ввернутых в блок шпильках 4, что создавало дополнительное сопротивление изгибным усилиям вдоль оси вала [16].

К 1978 г. отмечено 124 случая выхода коленчатых валов из строя, из которых 68 % по задирам, 32 % по изломам. Основная доля отказов коленчатых валов приходилась на пробеги от 100 до 390 тыс. км, т.е. при наработке, когда износные, усталостные процессы должны были находиться в самом начале своего развития. Поиск решения проблемы был начат с исследования вопросов условий работы шатунных подшипников как наиболее повреждаемых (более 60 % всех повреждений). Подшипник дизеля 5Д49 был тонкостенным (4,9 мм), со стальным корпусом, антифрикционным покрытием из свинцовистой бронзы на рабочей поверхности и тонким (0,015 мм) свинцово-оловянистым приработочным слоем (олово 18 %, медь — 2 %, остальное — свинец). Отношение ширины к диаметру шейки вала у шатунного подшипника составляло 0,54, у коренного — 0,36, соотношения примерно такие же, как и у аналогичных среднеоборотных дизелей. Рабочие поверхности шеек вала азотированы, на четырех щеках — 1, 8, 9, 16 расположены противовесы.

С целью выяснения причин ненадежной работы подшипников было решено выполнить как можно более полный их гидродинамический расчет. Методы гидродинамического расчета подшипников коленчатого вала, применяемые в машиностроении в начале 1970-х гг., были непригодны для решения поставленных практических задач, т.к. не были способны учесть влияние на несущую способность подшипников динамики кривошипно-шатунного механизма, процессов тепловыделения и отвода тепла, частичных (менее 360° по кругу подшипника) маслораспределительных канавок и др. Специалистами КБ Коломенского завода и ВНИИЖТ были разработаны расчетные методы более высокого уровня [17, 18, 19]. Главной и наиболее вероятной причиной ненадежной работы подшипников, как показали выполненные расчеты, было неблагоприятное сочетание параметров — размерности дизеля, массы деталей кривошипно-шатунного механизма, частоты вращения коленчатого вала [20], приводящее к значительному снижению минимальных толщин смазочного слоя в зоне преимущественного действия инерционных сил. Для подтверждения выводов, полученных в расчетах, было выполнено исследование по определению на реальном «развернутом» дизеле минимальных толщин смазочного слоя в шатунном подшипнике емкостным методом [21]. Результаты показали, что при определенных условиях (режим работы, температура масла на входе) минимальные толщины слоя могут достигать критических значений (до 3,5–5,0 мкм) и ниже. При таких условиях имеет место режим смешанной гидродинамической и граничной смазки, при котором обеспечить длительную работоспособность узла невозможно.

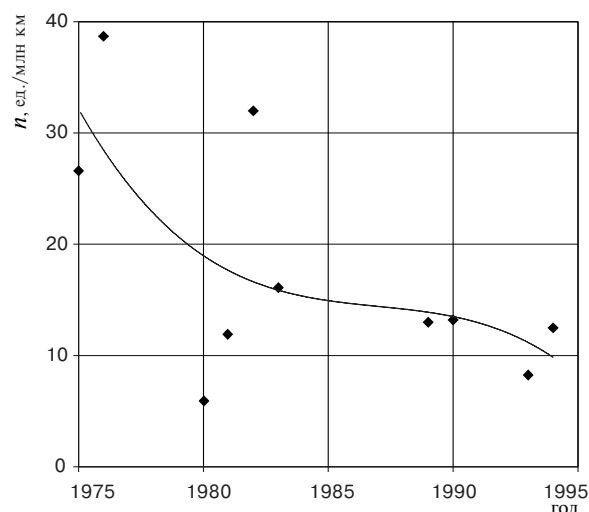


Рис. 3. Повреждения крышек цилиндра (неплановые ремонты) по данным [13] и ВНИИЖТ

Fig. 3. Damages of cylinder heads (unscheduled repairs) according to [13] and VNIIT

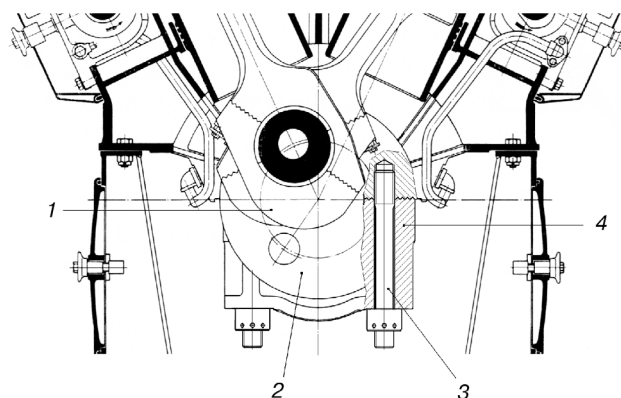


Рис. 4. Подвеска коленчатого вала дизеля Sulzer 16-LVA24: 1 — шатун; 2 — коленчатый вал; 3 — шпилька; 4 — подвеска с зубчатым разъемом

Fig. 4. Crankshaft suspension of diesel engine Sulzer 16-LVA24: 1 — connecting rod; 2 — crankshaft; 3 — pin; 4 — suspension with gear joint

Непосредственное влияние на безотказность и долговечность работы коленчатого вала и его подшипников оказывало и состояние подвески, т.е. способность сохранять в течение срока службы исходных геометрических показателей — отклонение расточек под подшипники от круглости, соосность и т.п. Оценка технического состояния блоков у дизелей, проходивших подъемку, показала, что обнаруженные повреждения были более характерны для капитального ремонта, чем для текущего. Отмечены искривления оси вала как по бугелям, так и по подвескам, ступенчатость между смежными опорами достигала 0,2–0,3 мм при допуске 0,03 мм [22]. Недопустимо большими были изменения размеров расточек под вкладыши коренных подшипников — образование

конусности, уменьшение вертикального размера наблюдалось к 400 тыс. км пробега тепловоза у 50–70 % блоков. Причинами этих искажений были смятие и износ зубчатых поверхностей стыка, приводившие к снижению усилия затяжки болтов подвесок. При ремонтах болты подтягивали до нормального уровня и подшипник деформировался [22, 23]. Неустраняемые деформации, износы опорного узла, накопленные за короткий промежуток времени, свидетельствовали о том, что такая конструкция не была пригодна для форсированных модификаций двигателя [24, 25]. Но, уточним при этом, что она в равной степени была также непригодна и для выпускаемой дефорсированной модификации. На основании изложенного опыта и выполненных исследований было принято решение об отказе от коленчатого вала из высокопрочного чугуна и замене его стальным, при этом удалось уменьшить диаметр шатунной шейки с 200 до 190 мм и, тем самым, увеличить относительную ширину подшипника (до 0,6) и его несущую способность, не изменяя при этом базовых показателей конструкции двигателя и сопряженных узлов. Была применена постановка противовесов на всех 16 щеках вала для уравнивания центробежных сил, увеличена ширина коренного подшипника с 78 до 92 мм за счет уменьшения радиуса галтели шейки вала [26]. Зубчатые разъемы на шатунных подшипниках были сохранены, однако точность обработки поверхности зубьев удалось значительно повысить, для чего была применена технология парного шлифования [27]. Была введена новая подвеска коленчатого вала с плоским разъемом с силовым замыканием боковых стыков (рис. 5). Замыкание осуществлялось горизонтальными болтами — нижними 4 для замыкания силового контура подвески и верх-

ними 5 для разгрузки основного разъема от сдвиговых усилий. Результаты модернизации видны из статистических данных по повреждениям узла (рис. 6). В период 1987–1990 гг. за счет роста доли дизелей со стальным валом и подвеской с плоским стыком наблюдалось значительное снижение показателя потока отказов n — с 5,2 до 0,2 ед. на млн км.

В 2006 г. был выпущен наиболее форсированный дизель ряда Д49 — 21-26ДГ-01 (12ЧН26/26), мощностью 2500 кВт (таблица). В новом дизеле, по свидетельству завода-изготовителя, были внедрены существенные изменения в конструкцию базовых узлов [28], новые технологии изготовления деталей, прогрессивные материалы. Применены электронные средства топливоподачи, управления, регулирования топливоподачи и воздухообеспечения. Наблюдения за группой дизелей, установленных на тепловозах 2ТЭ25К, показали, что они более экономичные по сравнению с дизелями типа Д49, используемыми на тепловозах 2ТЭ10МК и 3ТЭ10МК, и имеют в два раза более низкий расход масла на угар [29].

Анализ выполненных за два года неплановых ремонтов показал преобладание совершенно новых, не наблюдавшихся ранее повреждений: прогары коллекторов, разрывы трубок высокого давления, которые уже давно не выступали в качестве причин. Отмечены задиры зеркала цилиндрической втулки, ранее на дизелях типа 1А-5Д49 такие повреждения проявлялись в более поздний период, после 400–800 тыс. км пробега тепловоза [14]. Все эти данные следует считать предварительными, т. к. для подтвержденных выводов, на наш взгляд, малы периоды наблюдений и недостаточно велика выборка дизелей — 22 ед. (11 тепловозов инвентарного парка).

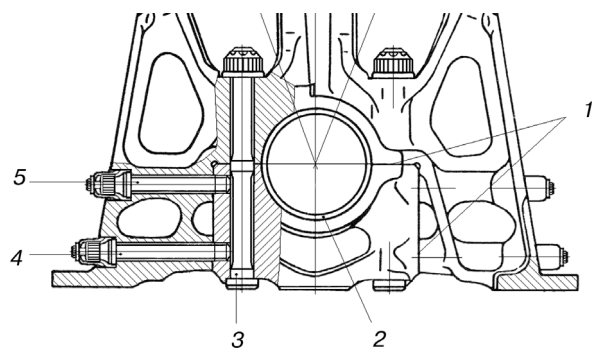


Рис. 5. Конструкция подвески коленчатого вала с плоским стыком дизеля 1А-5Д49:

1 — плоский стык; 2 — коренной подшипник; 3 — болт крепления подвески; 4, 5 — болты, осуществляющие силовое замыкание стыка

Fig. 5. Design of crankshaft suspension with a flat joint of diesel engine 1A-5D49: 1 — flat joint; 2 — main bearing; 3 — bolt for fastening suspension; 4, 5 — bolts, making load tightening of the joint

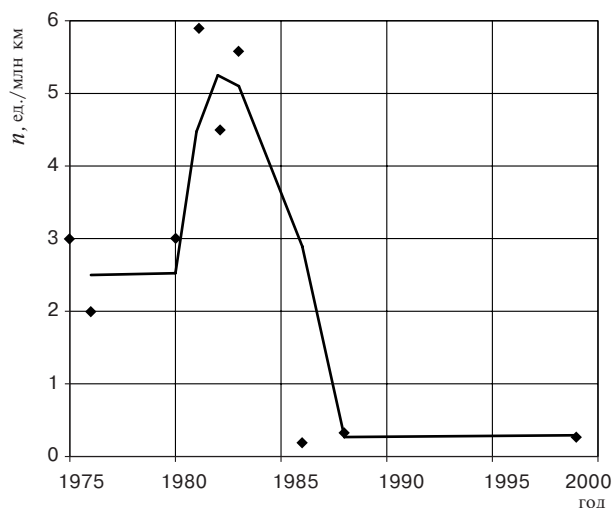


Рис. 6. Повреждения узла «коленчатый вал—подшипники» (неплановые ремонты) по данным [13] и ВНИИЖТ
Fig. 6. Damages of the "crankshaft—bearings" junction (unscheduled repairs) according to [13] and VNIIZhT

В настоящей статье проведен определенный анализ, дающий возможность проследить изменения конструкции важнейших узлов — поршней, крышки цилиндра, коленчатого вала и его подшипников. Анализ показал, что главным направлением работ по доводке поршней дизеля 2Д70 был поиск эффективного способа отвода тепла от нагреваемых частей в центральной части головки, зоне колец и других элементах. Исчерпание ресурса крышки цилиндра, как было показано в исследованиях, происходит главным образом из-за термической усталости, накапливания остаточных напряжений в ее элементах при случайных перегревах. Такие режимы теплового нагружения характерны для тепловозных дизелей, в работе [11] циклы теплосмен были аппроксимированы синусоидой с периодом 1,36 полного цикла в час, уточненным трапецеидальным температурным циклом [30]. Крышка цилиндра у судового вспомогательного дизеля, принятого в качестве образца, работала в ином, более легком режиме, по-видимому, была рассчитана на такой характер нагружения. Условия работы узла «коленчатый вал—подшипник» на судовых вспомогательных дизелях также значительно отличались от тепловозных в сторону облегчения.

Заключение. 1. Рассмотрены результаты исследований, конструкторских и технологических разработок и эксплуатационных наблюдений по повышению безотказности и долговечности дизелей 2Д70 и 1-5Д49 за период с 1964 по 2012 г. по узлам: поршни (2Д70), крышка цилиндра и коленчатый вал—подшипник (1-5Д49).

2. В результате продолжительных работ, выполненных заводами, институтами промышленности и транспорта, были осуществлены доработки конструкции, которые позволили значительно снизить повреждения, отказы и увеличить срок службы (ресурс) крышки цилиндра и подшипников коленчатого вала в 1,5–2,0 раза.

3. Выполненные исследования и наблюдения показали, что силовые и теплонапряженные узлы тепловозного дизеля должны разрабатываться исходя из специальных требований, отражающих более сложный характер их нагружения, связанный со спецификой работы на локомотиве.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сиротенко И. В., Гогричиани Г. В. Ресурс тепловозных дизелей: ретроспективный анализ // Мир транспорта. 2014. № 6. С. 212–221.
2. Сиротенко И. В., Гогричиани Г. В. Ресурс тепловозных дизелей: ретроспективный анализ // Мир транспорта. 2015. Т. 13. № 1. С. 258–264.
3. Развитие и совершенствование тепловозной тяги / Н. А. Фурьянский [и др.]; под ред. Н. А. Фурьянского. М.: Транспорт, 1969. 304 с.
4. Звонов В. А., Петров Н. Н. О температуре деталей двигателя Д70 на форсированном режиме // Тепловозные двигатели: сб. тр. ХИИТ им. С. М. Кирова. М.: Транспорт, 1964. Вып. 69. С. 32–39.
5. Петров Н. Н. Прочность основных узлов двигателя Д70 при форсировании // Тепловозные двигатели и локомотивные компрессоры: сб. тр. ХИИТ им. С. М. Кирова. Харьков, 1970. Вып. 132. С. 32–34.
6. Нетухайло С. П., Петров Н. Н., Романчук Г. Н. Влияние давления наддувочного воздуха на основные показатели тепловозного дизеля 12ЧН24/27 (12Д70) // Тепловозные двигатели и локомотивные компрессоры: сб. тр. ХИИТ им. С. М. Кирова. М.: Транспорт, 1970. Вып. 119. С. 11–15.
7. Синенко Н. П., Турчак Е. В., Резник И. И. Тепловозные дизели типа Д70. М.: Транспорт, 1977. 216 с.
8. Зайончковский В. Н., Быстриченко А. В., Ковалев В. Ю. Двигателестроение на Харьковском заводе транспортного машиностроения — ГП «Завод им. Малышева» (1946–2011 гг.) // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. № 1. С. 33–41.
9. Чайнов Н. Д., Заренбин В. Г., Иващенко Н. А. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей. М.: Машиностроение, 1977. 152 с.
10. Разработка и применение моделей разных уровней для расчета рабочих напряжений в крышках цилиндров транспортных дизелей / Н. Д. Чайнов [и др.] // Двигателестроение. 1987. № 4. С. 10–14.
11. Салтыков М. А., Сальников М. А. Оценка сопротивления разрушению чугуна с шаровидной формой графита при температурных циклических нагрузках для прогноза ресурса деталей цилиндропоршневой группы двигателей транспортного назначения // Двигателестроение. 1983. № 6. С. 35–38.
12. Никитин Е. А., Матусевич С. А., Богданов Б. И. Исследование теплового и напряженного состояния крышки цилиндра дизеля ЧН26/26 // Вопросы повышения надежности деталей: сб. тр. ЦНИДИ. Л.: Центр. научно-иссл. дизельн. инст., 1979. Вып. 76. С. 42–47.
13. Крылов В. А., Коваль А. В. Результаты эксплуатации дизелей 5Д49 на тепловозах 2ТЭ116 // Совершенствование тепловозных дизелей и охлаждающих устройств: сб. науч. тр. ВНИИЖТ / под ред. П. М. Егунова. М.: Транспорт, 1986. С. 111–115.
14. Насыров Р. А., Чичин А. В. Дизели типа Д49: пути снижения повреждаемости деталей // Локомотив. 2000. № 10. С. 26–31.
15. Ролле И. А. Оценка долговечности цилиндрических крышек дизелей // Развитие отечественного локомотивостроения: межвуз. сб. науч. тр. СПб.: ПГУПС, 2005. С. 106–111.
16. Schläpfer Oscar. Eine neue Serie von Sulzer-Lokomotivmotoren mit V-Anordnung der Zylinder. MTZ. 1965. Vol. 26. No. 6 (Juni). P. 269–277.
17. Гидродинамический расчет подшипников коленчатого вала на ЭЦВМ / А. И. Володин [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. 1973. № 2. С. 1–6.
18. Захаров С. М., Эрдман В. Ф. К расчету нестационарно-нагруженных подшипников скольжения на ЭВМ // Вестник машиностроения. 1976. № 7. С. 31–36.
19. Захаров С. М., Эрдман В. Ф. Метод гидродинамического и теплового расчета подшипников коленчатого вала поршневого двигателя // Вестник машиностроения. 1978. № 5. С. 24–28.
20. Захаров С. М., Никитин А. П., Загорянский Ю. А. Подшипники коленчатых валов тепловозных дизелей. М.: Транспорт, 1981. 181 с.
21. Захаров С. М. Гидродинамические характеристики подшипников дизеля 2Д100 // Вестник ВНИИЖТ. 1965. № 2. С. 25–28.
22. Развитие локомотивной тяги / Н. А. Фурьянский [и др.]; под ред. Н. А. Фурьянского и А. Н. Бевзенко. М.: Транспорт, 1982. 303 с.
23. Крылов В. А., Власова Т. В. Износ основных узлов и деталей дизелей 5Д49 при пробеге до 400 тыс. км // Совершен-

ствование системы и методов технического обслуживания и ремонта тепловозов: сб. тр. ВНИИЖТ. М.: Транспорт, 1981. Вып. 637. С. 58–65.

24. Терещенко К. И., Лобанов О. Н., Конарев Ю. Н. Исследование надежности коленчатых валов дизелей 11Д45 // Совершенствование системы и методов технического обслуживания и ремонта тепловозов: сб. тр. ВНИИЖТ. М.: Транспорт, 1981. Вып. 637. С. 66–84.

25. Салтыков М. А., Гинзбург М. А., Горбунов М. Н. Опыт создания и развития расчетно-экспериментальной базы в ПО «Коломенский завод» по обеспечению прочности выпускаемых дизелей (К 125-летию завода) // Двигателестроение. 1988. № 11. С. 46–50.

26. Салтыков М. А., Сиротенко И. В. Концептуальный подход к конструированию среднеоборотных форсированных дизелей // Вестник машиностроения. 2014. № 12. С. 26–30.

27. Котельников Л. Д., Ермолаев А. А. Опыт доводки узла шатунного подшипника тепловозного дизеля ЧН26/26 // Двигателестроение. 1987. № 6. С. 51–54.

28. Рыжов В. А. Новое поколение дизелей типоразмерного ряда Д49 // Двигателестроение. 2006. № 3. С. 3–5.

29. Осяев А. Т., Никифоров В. А., Холомин Ю. И. Вопросы эксплуатационной надежности форсированного тепловоза 2ТЭ25К // Вестник ВНИИЖТ. 2013. № 6. С. 66–73.

30. Раенко М. И., Рыжов В. А. Оценка прочностной надежности крышек цилиндров транспортных дизелей по критерию долговечности // Двигателестроение. 2012. № 1 (247). С. 7–17.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

СИРОТЕНКО Игорь Васильевич,

канд. техн. наук, отделение «Тяговый подвижной состав», АО «ВНИИЖТ»

ГОГРИЧАНИ Георгий Венедиктович,

д-р техн. наук, руководитель научно-консультационного центра АО «ВНИИЖТ»

Статья поступила в редакцию 17.07.2016 г., актуализирована 26.12.2016 г., принята к публикации 11.01.2017 г.

Damaging problems of power and heat-stressed assemblies of locomotive diesels. Analytical review

I. V. SIROTENKO, G. V. GOGRICHIANI

Joint Stock Company "Railway Research Institute" (JSC "VNIIZhT"), Moscow, 129626, Russia

Abstract. Medium-speed diesel engines were developed in the 1960s for a wide range of applications, the main of which was the replacement of obsolete power plants on diesel locomotives and the increase in the efficiency of diesel locomotives. The main structural elements of the engine had to have reserves of strength and durability, allow achieving high power of a single engine due to forcing the work process and increasing the number of cylinders. During the trial operation, numerous cases of damage and failure of the most important power and heat-stressed components were noted. The article critically analyzes the results of studies to improve the reliability and resource life of pistons, cylinder covers, assemblies "crankshaft – bearing".

As a result of work to improve the reliability of pistons was introduced cooling the piston head by shaking, in the area of the piston rings the circulation of motor oil was added in place of the previously used jet cooling. For the cylinder cover, the most effective was the introduction of structural changes in the bottom profile, which allowed to lower the levels of cyclic thermal stresses. Performance of the "crankshaft – bearings" assembly was guaranteed due to the transition from the shaft suspension with the geared connector to the suspension structure with the flat joint and the load tightening of the joint, and to the completely balanced steel crankshaft. The indicator of the bearing width is increased in relation to the diameter of the shaft neck of the main and connecting rod bearings. The article provides an analysis of published data on cylinder head and crankshaft bearing failures on diesel locomotives for several years of operation prior to the introduction of changes and after. The study showed the effectiveness of the structural and technological measures taken.

Keywords: locomotive diesels; important assemblies; damages; failures; constructional and technological miscalculations; research results

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2017-76-2-101-109>

REFERENCES

1. Sirotenko I. V., Gogrichani G. V. *Resurs teplovoznikh dizeley: retrospektivnyy analiz* [Resource of diesel locomotives: a retrospective analysis]. Mir transporta [World of transport], 2014, no. 6, pp. 212–221.

2. Sirotenko I. V., Gogrichani G. V. *Resurs teplovoznikh dizeley: retrospektivnyy analiz* [Resource of diesel locomotives: a retrospective analysis]. Mir transporta [World of transport], 2015, Vol. 13, no. 1, pp. 258–264.

3. Fufryanskiy N. A., Volodin A. I., Dombrovskiy K. I., Drozdov N. A., Platonov E. V., Popov G. V. *Razvitiye i sovershenstvovanie teplovoznoy tyagi* [Development and improvement of diesel traction]. Moscow, Transport Publ., 1969, 304 p.

4. Zvonov V. A., Petrov N. N. *O temperature detaley dvigatelya D70 na forsirovannom rezhime* [On the temperature of D70 engine parts on forced mode]. Teplovoznnye dvigateli. Sb. tr. Khar'kovskogo instituta inzh. zh.-d. transp. im. S. M. Kirova [Diesel engines. Proc. of works of the Kharkov Institute of Engineers of transport named after S. M. Kirov]. Moscow, Transport Publ., 1964, no. 69, pp. 32–39.

5. Petrov N. N. *Prochnost' osnovnykh uzlov dvigatelya D70 pri forsirovaniy* [Strength of the main D70 engine components at forcing]. Teplovoznnye dvigateli i lokomotivnye kompressory. Sb. tr. Khar'kovskogo instituta inzh. zh.-d. transp. im. S. M. Kirova [Diesel engines and locomotive compressors. Proc. of works of the Kharkov Institute of Railway Engineers named after S. M. Kirov]. Kharkov, 1970, no. 132, pp. 32–34.

6. Netyukhaylo S. P., Petrov N. N., Romanchuk G. N. *Vliyaniye davleniya nadduvochnogo vozdukh na osnovnye pokazateli teplovoznogo dizelya 12ChN24/27 (12D70)* [Influence of the charge air pressure on the main indicators of diesel engine 12ChN24/27 (12D70)]. Teplovoznnye dvigateli i lokomotivnye kompressory. Sb. tr. Khar'kovskogo instituta inzh. zh.-d. transp. im. S. M. Kirova [Diesel engines and locomotive compressors. Proc. of works of the Kharkov Institute of Railway Engineers named after S. M. Kirov]. Moscow, Transport Publ., 1970, no. 119, pp. 11–15.

7. Sinenko N. P., Turchak E. V., Reznik I. I. *Teplovoznnye dizeli tipa D70* [D70 type diesel for diesel locomotives]. Moscow, Transport Publ., 1977, 216 p.

8. Zayonchkovskiy V. N., Bystrichenko A. V., Kovalev V. Yu. *Dvigatelistroenie na Khar'kovskom zavode transportnogo mashinostroyeniya – GP "Zavod im. Malysheva" (1946–2011 gg.)* [Engine building at the Kharkov plant of transport engineering – SP "Plant named after Malyshev" (1946–2011)]. Dvigateli vnutrennego

sgoraniya [Internal combustion engines]. Khar'kov, NTU "KhPI" Publ., 2011, no. 1, pp. 33–41.

9. Chaynov N.D., Zarenbin V.G., Ivashchenko N.A. *Teplo-mekhanicheskaya napryazhennost' detaley dvigateley* [Thermo-mechanical stress of engine parts]. Moscow, Mashinostroenie [Machine building] Publ., 1977, 152 p.

10. Chaynov N.D., Saltykov M.A., Raenko M.I., Sal'nikov M.A. *Razrabotka i primeneniye modeley raznykh urovney dlya rascheta rabochikh napryazheniy v kryshkakh tsilindrov transportnykh dizeley* [Development and application of models of different levels for the calculation of operating stresses in the covers of cylinders of transport diesels]. Dvigatelistroenie, 1987, no. 4, pp. 10–14.

11. Saltykov M.A., Sal'nikov M.A. *Otsenka soprotivleniya razrusheniyu chuguna s sharovidnoy formoy grafita pri temperaturnykh tsiklicheskikh nagruzhkakh dlya prognoza resursa detaley tsilindroporshnevoy gruppy dvigateley transportnogo naznacheniya* [Estimation of the resistance to the destruction of cast iron with a spherical shape of graphite under temperature cyclic loads for the prediction of the resource of the parts of the cylinder-piston group of engines of transport purpose]. Dvigatelistroenie, 1983, no. 6, pp. 35–38.

12. Nikitin E.A., Matusevich S.A., Bogdanov B.I. *Issledovanie teplovogo i napryazhennogo sostoyaniya kryshki tsilindrov dizelya ChN26/26* [Investigation of the thermal and stressed state of the cylinder head of the diesel engine ChN 26/26]. Voprosy povysheniya nadezhnosti detaley. Sb. tr. TsNIDI [Questions of increasing the reliability of parts. Proc. of works of TSNIDI]. Saint-Petersburg, Tsentr. nauch.-issled. dizel'n. inst. [Central Research and Development Institute of Diesel] Publ., 1979, no. 76, pp. 42–47.

13. Krylov V.A., Koval' A.V. *Rezultaty ekspluatatsii dizeley 5D49 na teplovozhakh 2TE116* [Results of operation of 5D49 diesel engines on locomotives 2TE116]. Sovershenstvovanie teplovozhnykh dizeley i okhlazhdayushchikh ustroystv. Sb. nauch. tr. OAO "VNIIZhT" [Improvement of diesel locomotives and cooling devices. Proc. of works of JSC "VNIIZhT"]. Moscow, Transport Publ., 1986, pp. 111–115.

14. Nasyrov R.A., Chichin A.V. *Dizeli tipa D49: puti snizheniya povrezhdaemosti detaley* [Diesel engines of type D49: ways to reduce the damageability of parts]. Lokomotive, 2000, no. 10, pp. 26–31.

15. Rolle I.A. *Otsenka dolgovechnosti tsilindrovnykh kryshek dizeley* [Estimation of longevity of cylinder covers of diesel engines]. Razvitiye otechestvennogo lokomotivostroeniya: mezhvuz. sb. nauch. tr. [The development of domestic locomotive construction: intercollegiate collection of works]. Saint-Petersburg, PGUPS Publ., 2005, pp. 106–111.

16. Schläpfer Oscar. *Eine neue Serie von Sulzer-Lokomotivmotoren mit V-Anordnung der Zylinder*. MTZ, 1965, Vol. 26, no. 6 (Juni), pp. 269–277.

17. Volodin A.I., Zakharov S.M., Nikitin A.P., Tsyretorov K.B., Erdman V.F. *Gidrodinamicheskiy raschet podshipnikov kolenchatogo vala na ETSVM* [Hydrodynamic calculation of bearings of a cranked shaft on the computer]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 1973, no. 2, pp. 1–6.

18. Zakharov S.M., Erdman V.F. *K raschetu nestatsionarnykh nagruzhennykh podshipnikov skol'zheniya na EVM* [To the calculation of non-stationary-loaded plain bearings on a computer]. Vestnik mashinostroeniya, 1976, no. 7, pp. 31–36.

19. Zakharov S.M., Erdman V.F. *Metod gidrodinamicheskogo i teplovogo rascheta podshipnikov kolenchatogo vala porshnevo-go dvigatelya* [Method of hydrodynamic and thermal calculation of bearings of a cranked shaft of the reciprocating engine]. Vestnik mashinostroeniya [Bulletin of Machine Building], 1978, no. 5, pp. 24–28.

20. Zakharov S.M., Nikitin A.P., Zagoryanskiy Yu. A. *Podshipniki kolenchatykh valov teplovozhnykh dizeley* [Crankshaft bearings of diesel locomotives]. Moscow, Transport Publ., 1981, 181 p.

21. Zakharov S.M. *Gidrodinamicheskie kharakteristiki podshipnikov dizelya 2D100* [Hydrodynamic characteristics of bearings of diesel engine 2D100]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 1965, no. 2, pp. 25–28.

22. Fufryanskiy N.A., Nestrakhov A.S., Dolganov A.N., Kameney N.N., Pakhomov E.A. *Razvitiye lokomotivnoy tyagi* [Development of locomotive traction]. Moscow, Transport Publ., 1982, 303 p.

23. Krylov V.A., Vlasova T.V. *Iznos osnovnykh uzlov i detaley dizeley 5D49 pri probege do 400 tys. km* [Wear of main components and details of 5D49 diesels after operating up to 400 thousand km]. Sovershenstvovanie sistemy i metodov tekhnicheskogo obsluzhivaniya i remonta teplovozhov. Sb. tr. OAO "VNIIZhT" [Improvement of the system and methods of maintenance and repair of diesel locomotives. Proc. of works JSC "VNIIZhT"]. Moscow, Transport Publ., no. 637, pp. 58–65.

24. Tereshchenko K.I., Lobanov O.N., Konarev Yu.N. *Issledovanie nadezhnosti kolenchatykh valov dizeley 11D45* [Research of reliability of crankshafts of 11D45 diesel engines]. Sovershenstvovanie sistemy i metodov tekhnicheskogo obsluzhivaniya i remonta teplovozhov. Sb. tr. OAO "VNIIZhT" [Improvement of the system and methods of maintenance and repair of diesel locomotives. Proc. of works JSC "VNIIZhT"]. Moscow, Transport Publ., no. 637, pp. 66–84.

25. Saltykov M.A., Ginzburg M.A., Gorbunov M.N. *Opyt sozdaniya i razvitiya raschetno-eksperimental'noy bazy v PO "Kolomenskiy zavod" po obespecheniyu prochnosti vypuskaemykh dizeley (K 125-letiyu zavoda)* [Experience in creating and developing a calculation and experimental base in the Kolomensky Zavod to ensure the durability of produced diesel engines (to the 125th anniversary of the plant)]. Dvigatelistroenie, 1988, no. 11, pp. 46–50.

26. Saltykov M.A., Sirotenko I.V. *Kontseptual'nyy podkhod k konstruirovaniyu sredneoborotnykh forsirovannykh dizeley* [Conceptual approach to the design of medium-speed forced diesels]. Vestnik mashinostroeniya, 2014, no. 12, pp. 26–30.

27. Kotelnikov L.D., Ermolaev A.A. *Opyt dovodki uzla shatun-nogo podshipnika teplovoznogo dizelya ChN26/26* [Experience of fine-tuning of the connecting unit bearing assembly of diesel locomotive diesel CHN26/26]. Dvigatelistroenie, 1987, no. 6, pp. 51–54.

28. Ryzhov V.A. *Novoe pokolenie dizeley tiporazmernogo ryada D49* [The new generation of D49 series of diesels]. Dvigatelistroenie, 2006, no. 3, pp. 3–5.

29. Osyayev A.T., Nikiforov V.A., Kholomin Yu.I. *Voprosy ekspluatatsionnoy nadezhnosti forsirovannogo teplovoza 2TE25K* [Issues on operational reliability of the forced diesel locomotive 2TE25K]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2013, no. 6, pp. 66–73.

30. Raenko M.I., Ryzhov V.A. *Otsenka prochnostnoy nadezhnosti kryshek tsilindrov transportnykh dizeley po kriteriyu dolgo-vechnosti* [Evaluation of the strength of the reliability of the cylinder caps of transport diesel engines by the criterion of durability]. Dvigatelistroenie, 2012, no. 1 (247), pp. 7–17.

ABOUT THE AUTHORS

Igor' V. SIROTENKO,

Cand. Sci. (Eng.), Department "Traction rolling stock", JSC "VNIIZhT"

Georgiy V. GOGRICHIANI,

Dr. Sci. (Eng.), Head of scientific-consulting center of JSC "VNIIZhT"

Received 17.07.2016

Revised 26.12.2016

Accepted 11.01.2017

■ E-mail: sirotenko.igor@vniizht.ru (I. V. Sirotenko)