



УДК 621.436.12

# Ресурс тепловозных дизелей: ретроспективный анализ



Игорь СИРОТЕНКО  
Igor V. SIROTENKO

Георгий ГОГРИЧАНИ  
Georgy V. GOGRICHIANI



*Сиротенко Игорь Васильевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник отделения «Тяговый подвижной состав» ОАО «ВНИИЖТ», Москва, Россия*  
*Гогричани Георгий Бенедиктович – доктор технических наук, профессор, заведующий аспирантурой ОАО «ВНИИЖТ», Москва, Россия.*

***В публикуемой обзорной статье показано, что для тепловозных дизелей первого послевоенного поколения были характерны существенные новым разработкам конструкционные недостатки, незавершенные идеи. Рассмотрены результаты исследований, выполненных в тот период, проанализированы с критических позиций принятые в то время технические решения, в том числе нацеленные и на устранение выявленных проблем. Как вытекает из полученных данных, узлы двигателя неравнозначны по влиянию на его безотказность и ресурс, образуют свои уровни по значимости, «месту» в конструкции дизеля как системы.***

***Ключевые слова:*** железная дорога, история, тепловозостроение, дизель тепловозный, ресурс, отказы, ретроспективный анализ, закономерности послевоенного поколения.

**Ч**етыре десятилетия – с конца 1940-х до начала 1990-х были периодом создания и отработки конструкций отечественных тепловозов и тепловозных двигателей. В ходе этих работ проблема безотказности и ресурса оставалась одной из главных, вызывая трудноисчисляемые экономические потери (внезапные отказы, неплановые ремонты и т. п.). Запуск в эксплуатацию нового дизеля сопровождался, как правило, массовыми отказами важных узлов – и постановкой множества задач для срочного решения.

## 1.

Первое поколение тепловозных дизелей имело главным назначением обеспечение перехода от производства паровозов к существенно более эффективному виду тяги – тепловозам. За годы Второй мировой войны двигателестроение сделало значительный шаг вперед, новые дизели использовали газотурбинный наддув, были более быстроходны, имели отличные весогабаритные показатели.

Проблемой отечественного двигателестроения естественным образом стало отсутствие собственных прототипов, поскольку

выпускаемые в то время двигатели морально устарели и их модернизация была принципиально невозможна. Роль прототипов взяли на себя американские образцы, которые оказались на технике, поставляемой в рамках военной помощи — на тепловозах (ALCO-539, в нашем исполнении Д50), судах-ледоколах (Fairbanks Morse 10-38D8 $\frac{1}{8}$ -2Д100). Тепловозные дизели первого поколения имели общий недостаток всех копируемых образцов техники — дефицит информации по вопросам, касающимся производства и обеспечения безотказной работы узлов двигателя. К примеру, какие из элементов конструкции являлись ключевыми для ситуаций риска, были ли применены при изготовлении тех или иных узлов упрочняющие технологии и какие это технологии.

В числе первых проблемы обнаружилось у дизелей типа Д50 (обозначение по ГОСТ 10150-88-6ЧН31, 8/33, мощностью 1000 л. с. при 740 об./мин), выпускавшихся с 1946 года. Двигатель — четырёхтактный, шестицилиндровый с рядным расположением цилиндров, импульсным турбонаддувом и промежуточным охлаждением воздуха, что для двигателей послевоенного времени было весьма прогрессивным. Основой конструкции являлась литая чугунная рама-картер, в поперечных перегородках которой располагались постели коренных подшипников коленчатого вала. На них размещался массивный коленчатый вал — 2100 кг. Чугунный литой блок цилиндров устанавливался на верхнюю плоскость картера и крепился к нему стяжными шпильками. Для конструкции характерно сочетание узлов, избыточных по массе, с запасами по ресурсу (блок цилиндров, коленчатый вал, крышка цилиндра) и узлов с малыми ресурсами, требующих регулярного контроля (поршни, подшипники коленчатого вала).

Наиболее уязвимыми в Д50 были узлы поршневой группы — головки поршней и компрессионные кольца. Конструкция поршня не имела внутреннего охлаждения, наибольшее количество тепла при такой схеме отводилось к цилиндровой втулке, которая выполняла роль охладителя, через поршневые кольца. На поршнях происходило пригорание верхних уплотнительных колец, они теряли подвижность, случались прорывы газов в картер, оплавления головок и прогары [1].

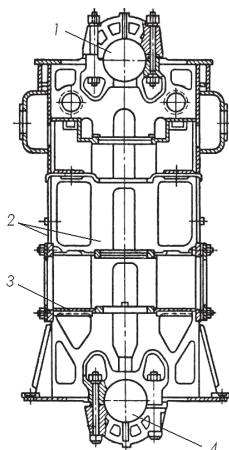
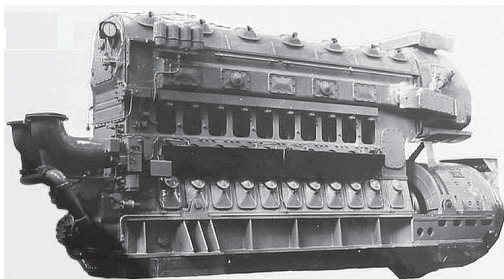
Высказывались разные причины отказов — большая доля холостой работы, повышенное содержание серы в топливе и т.п. Однако в работе [2] впервые показано, что тепловые нагрузки на поверхности поршня Д50 были очень близки к критическим величинам, при которых неохлаждаемая конструкция теряла свою работоспособность, то есть оплавления и прогары становились закономерными. Проблема была решена заменой сплава LowEx поршневой головки с малым коэффициентом теплового расширения на сплав ПС12 с высокими показателями теплопроводности, увеличением толщины днища для облегчения передачи тепла к кольцам, переводом первого кольца в менее нагретую зону и изменением его сечения и материала [3]. Благодаря этому отказы удалось значительно снизить, снять же проблему окончательно удалось только после перевода тепловозов с дизелями Д50 с поездной на маневровую работу, где поршни испытывают меньшую тепловую нагрузку.

*Итак, наиболее ответственными элементами в конструкции поршня Д50, как было выяснено, являлись головки поршней и верхние (компрессионные) поршневые кольца. Эффективность отвода тепла, который обеспечивали эти конструктивные элементы, определяла работоспособность цилиндро-поршневой группы дизеля.*

Ещё большие проблемы возникли при вводе в эксплуатацию дизелей типа 2Д100 (10ДН20,7/2×25,4 мощностью 2000 л. с. при 850 об./мин). Тепловозы с этим дизелем должны были заменить паровозы в грузовом и пассажирском движении. Двигатель, простой по конструкции и технологичный в производстве (рис. 1а), оказался на продолжительный период с середины 1950-х по начало 1970-х годов основным для отечественного грузового тепловозного парка, несмотря на сопутствующие ему трудности.

Он был двухтактный, десятицилиндровый с двумя коленчатыми валами — верхним и нижним, с противоположно движущимися поршнями и прямоточно-щелевой продувкой цилиндров. При такой схеме в конструкции двигателя исключались технологически сложные и ненадёжные узлы. Эти особенности давали, как казалось, преимущества в отношении безотказности ресурса. Однако имелся ряд недостатков — наличие второго





**Рис. 1. Дизель 2Д100.**

*а* – общий вид: 1 – картер верхнего вала; 2 – картер нижнего вала; 3 – отсек вертикальной передачи; 4 – объёмная воздухоудка типа Рут.  
*б* – блок дизеля, поперечное сечение: 1 – узел подвески верхнего коленчатого вала; 2 – вертикальные листы; 3 – горизонтальные листы; 4 – узел подвески нижнего коленчатого вала; А-Б – места трещин.

коленчатого вала с узлом вертикальной передачи мощности от верхнего вала к нижнему усложняло и утяжеляло дизель (он имел двадцать поршней, 44 подшипника коленчатого вала), соответственно возрастала вероятность выхода из строя двигателя в случае отказа какого-либо из его многочисленных узлов. Вертикальное расположение узлов, в том числе наличие коленчатого вала сверху, затрудняло выполнение работ по ремонту и обслуживанию довольно объёмной цилиндрико-поршневой группы, ремонтпригодность дизеля оказалась низкой.

К 1960 году парк этих дизелей превысил тысячу единиц, период (пробег) между капитальными ремонтами был установлен всего в 600 тыс. км, причём не менее трети тепловозов проходили его досрочно в связи с отказами важнейших узлов (чаще всего это были поршни, блок цилиндров, коленчатый вал) [1, 4].

Поршень так называемого первоначального варианта конструктивно отличался от прототипного, в него были внесены изменения для приспособления к технологиям, принятым на заводе-изготовителе. Поршень имел составную конструкцию, в центр головки через сверления в шатуне поступало моторное масло. Под действием инерционных сил масло встряхивалось в полостях между корпусом и вставкой, отбирало тепло от нагретых поверхностей и сливалось через патрубков в картер двигателя. Менее чем за год работы на наружной (огневой) поверхности этих поршней проступали мелкие трещины в виде сетки, отмечались сквозные трещины в центре днища, обрывы шпилек крепления [5].

Помимо первоначального проходили эксплуатационные испытания поршни ещё четырёх опытных вариантов – 14А, 14Б, 14В, 22. При их разработке было принято однозначное решение об отказе от охлаждения взбалтыванием как неэффективного и переходе на охлаждение циркуляционного типа, при котором масло поступало в поршень под давлением и перемещалось по внутренним полостям по определённой контуре, осуществляя тем самым охлаждение, а затем происходил его слив в картер (вариант 14А).

Было модернизировано крепление шпилек. Поршень варианта 14Б отличался от 14А расположением и конфигурацией полостей, варианты 14В и 22 сочетали в себе элементы конструкций 14А, 14Б и начальной, поршень варианта 22 имел съёмное днище для удобства его восстановления при повреждениях (испытания, однако, вскоре были прекращены из-за низкой надёжности именно разъёмного соединения). Для всех поршней на 40% увеличили прочностные свойства материала головки – серого чугуна, показатель теплопроводности при этом несколько снизился. В конструкции дизеля применена более совершенная топливная аппаратура для исключения случайного приближения факела форсунки к днищу поршня, появились масляные насосы производительностью до 100 м<sup>3</sup>/ч вместо более ранних 68–72 м<sup>3</sup>/ч.

Результаты испытаний были обескураживающими: разгарная сетка трещин, аналогичная той, что была у начального варианта, проявлялась у поршней всех вариантов; кроме этого, появились трещины по ручьям для размещения поршневых колец (14А,

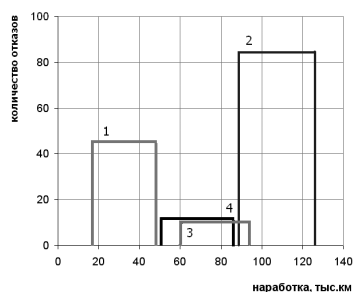
14Б), внутренние трещины – по краям головки (14В), сквозные – в днище (14А, 14В) и другие виды повреждений [5, 6]. Для поршней варианта 14А, например, сетка трещин (82 повреждённых поршня, или 54%, рис. 2) давала о себе знать при достаточно большой наработке – свыше 90 тыс. км, что говорило о периодическом перегреве и накоплении на поверхности термических усталостных повреждений, а трещины по ручьям (46 случаев, или 30%) наблюдались вследствие отложений нагара во внутренних боковых полостях поршня опять же по причине перегревов. В то же время сквозные трещины, разрушения поршней, по всей видимости, носили случайный характер.

Испытания опытных поршней продолжались, и к началу производства дизелей второго поколения (1960-е годы) причины повышенных отказов выявлены так и не были.

*Повреждения поршней 2Д100 носили преимущественно термический характер: изменения в конструкции были направлены на повышение прочности шпилек и их креплений, термостойкости головки, рациональное расположение внутренних полостей для циркуляции масла.*

Второе место по частоте выходов из строя занимал блок цилиндров с необычной для того времени конструкцией из вертикальных и горизонтальных прокатных стальных листов (рис. 16), соединённых между собой электросваркой с использованием в основном угловых швов. Такая конструкция более трудоёмка и более дорога по сравнению с литыми и сварно-литыми блоками [7], но позволяла при этом быстро освоить выпуск блока, например, в условиях военного времени. По показателю удельного веса – 2,5 кг/л.с. блок цилиндров был очень лёгким. Горизонтальные листы образовывали вместе с вертикальными поперечными связями – «этажи», увеличивающие общую изгибную жёсткость. Впрочем, несмотря на это, конструкция в целом имела большой статический прогиб под действием собственного веса, а также прогибы в вертикальной и горизонтальной плоскостях [8, 9].

В начальный период эксплуатации были отмечены трещины по сварным швам, переходящие в стойки блока, наиболее часто повреждения встречались в узле соединения коренных опор (бугелей) коленчатых валов



**Рис. 2. Отказы поршней варианта 14А дизелей 2Д100 (данные [5]):**  
 1 – трещины по ручью; 2 – разгарная сетка трещин днища; 3 – сквозная трещина; 4 – разрушение поршня.

с верхними и нижними горизонтальными плитами блока (рис. 16 – А), в переднем вертикальном листе отсека управления и в месте сочленения наклонного и вертикального листов с нижней полосой (рис. 16 – Б). Наблюдались остаточные деформации опорных узлов коленчатого вала, при этом непрямолинейность линии верхнего коленчатого вала достигала 0,18 мм [9, 10].

В последующий период при производстве капитальных ремонтов было установлено, что не менее 30% поступивших в ремонт дизелей имели неустраняемые деформации опор коленчатых валов (искривления линии вала, несоосность и трещины). Повреждения располагались ближе к опорным узлам коленчатого вала, прилегающим к ним горизонтальным листам (30% трещин) и прежде всего – к элементам конструкции, воспринимающим нагрузки от вертикальной передачи (50%). Работы по усилению элементов конструкции блока, попытки повысить качество проварки швов не принесли желаемого результата, была снижена только острота проблемы.

*Таким образом, как было установлено, наиболее нагруженными и повреждаемыми элементами в конструкции блока цилиндров дизеля 2Д100 оказались узлы подвешивания верхнего и нижнего коленчатых валов с прилегающими к ним горизонтальными листами и отсека вертикальной передачи.*

Третьим по частоте отказов и первым по последствиям этих отказов был коленчатый вал.

Для производства коленчатых валов 2Д100 применили технологию чугуна литья, что было новым для того времени. Литьё дало возможность по сравнению с тра-



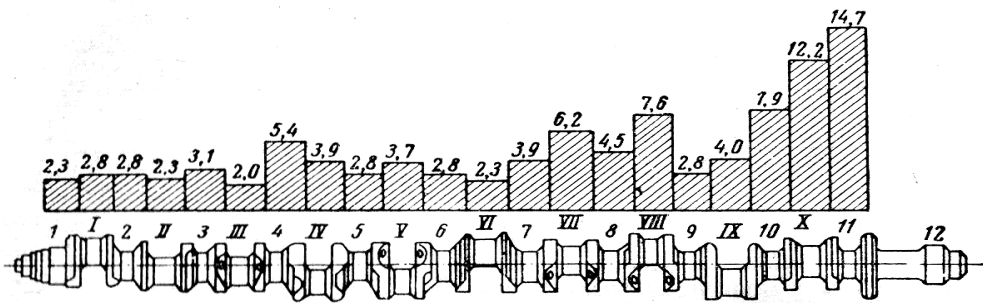


Рис. 3. Распределение повреждений верхнего коленчатого вала дизеля 2Д100 по его элементам в % от общего числа повреждений [13].  
I–X – шатунные шейки; 1–12 – коренные шейки.

диционной ковкой изготавливать элементы более сложной формы и с меньшим расходом металла. То обстоятельство, что чугуны уступали по своим прочностным свойствам, по сопротивлению усталостному разрушению легированным сталям не считалось принципиальным. В конструктивном плане коленчатые валы имели наибольший среди известных тогда дизелей показатель перекрытия шеек (122 мм), рациональную форму шёк и внутренних полостей [8, 7].

Уже в начале эксплуатации была зафиксирована низкая износостойкость поверхностей шеек валов. Износ в среднем в три раза превышал прогнозируемые значения и ограничивал ресурс коленчатого вала 600 тыс. км пробега [11]. Отмечались и случаи изломов. По мере нарастания парка тепловозов и их наработки проблема трещин и изломов выходила на первый план. На дизелях выпуска 1956–1961 годов по этой причине произошла замена от 33 до 40% коленвалов [12], примерно в половине случаев из-за трещин, которые выявлялись во время плановых подъёмочных ремонтов.

Повреждения коленчатого вала носили усталостный характер, а их распределение по длине было довольно однообразным (рис. 3). «Такое однообразие указывает на то, что коленчатый вал дизеля 2Д100 по всем сечениям достаточно равнопрочный», как было оптимистично отмечено в [13]. Скорее это указывает на то, что условия нагружения вала на всём протяжении оказались одинаково плохи. Преобладание отказов на десятой шатунной и одиннадцатой коренной шейках объяснялось неудачным расположением конической шестерни вертикальной передачи, вызывающей дополнительный прогиб вала, несом-

пенсированный его жёсткостью или конструкцией опорных узлов. Главное влияние на напряженно-деформированное состояние вала оказывали, как выяснилось позже, деформации опорных узлов в блоке цилиндров и наличие несоосности.

Первым заметным шагом к решению проблемы было усиление коленчатого вала за счёт замены материала – чугуна легированного (Cr-Ni-Mo), из которого он первоначально отливался, на чугун высокопрочный с глобулярным графитом (ВПЧ). Благодаря этой замене в несколько раз снизилось изнашивание, но на процесс появления трещин и изломов она никак не повлияла [14]. Предположения о том, что новые коленчатые валы имеют отклонения по химсоставу, механическим показателям и структуре, не подтвердились, исследования показали, что показатели качества металла ломаных валов из ВПЧ были более чем хорошими [15], а значит, наибольшую опасность несли с собой конструктивные элементы.

Таковыми элементами признали галтели перехода между шейкой и щекой вала, где чаще всего образовывались трещины [11], радиус этого ответственного элемента составлял всего 8 мм. После скругления галтели, увеличения её радиуса с 8 до 12 мм, введения технологии накатывания, т. е. создания зон сжимающих напряжений, которые препятствовали образованию очагов остаточных растягивающих напряжений на поверхности, количество трещин и изломов сократилось в 4,5–6 раз.

Наиболее ответственными элементами в конструкции коленчатого вала 2Д100, определяющими степень надёжности его работы, по факту стали галтели перехода коренных и шатунных шеек в щеки вала.

Делая некоторые выводы по поводу сказанного, необходимо отметить следующее. У дизелей первого поколения вскоре после выхода в серию проявились отказы поршней (Д50, 2Д100), блоков цилиндров, коленчатых валов (2Д100). На двигателях-прототипах повреждений этих узлов в таком количестве не было. Очевидно, что при копировании технических решений не были учтены важные обстоятельства, известные только разработчикам. Здесь имеются в виду свойства материалов (важные химические компоненты, входящие в состав, требуемые физические показатели), назначения некоторых конструктивов, которые могли быть упрощены для большей технологичности, упрочняющие технологии. Было установлено, что для этого поколения дизелей принципиально важными являлись:

— теплопроводность сплава для головки поршня, износостойкость чугуновых поршневых колец (Д50);

— жёсткость и прочность элементов блока цилиндров, качество сварных соединений (2Д100);

— материал коленчатого вала — ВПЧ с более высокими показателями механических свойств (износостойкость, пределы усталости), рациональная конструкция галтелей (радиусы скругления) и их упрочнение (2Д100).

Сложность ситуации состояла в том, что выявленные слабости находились в узлах, представляющих особую значимость для работы двигателя, и могли привести к его скорым внезапным отказам. Под значимостью в данном случае понимается в первую очередь место этого узла среди других узлов в конструкции дизеля как системы, определяемое статистически по частоте выхода из строя дизеля при отказах узла. Отметим, что узлы или группы узлов образуют условные уровни по значимости и тем самым составляют своеобразную иерархию, а именно:

(1) коленчатый вал, поскольку двигатель очень чувствителен к его отказам. В 45–50% отказов коленвалов 2Д100 («чистые» изломы) выходила из строя вся установка. В то же время условия нагружения коленчатого вала напрямую зависят от жёсткости и состояния опорных узлов блока цилиндров, поэтому опорный узел

коленчатого вала в блоке цилиндров должен быть включён в эту группу.

(2) цилиндро-поршневая группа. От 15 до 20% отказов поршней (разрушения, сквозные трещины) являлись фатальными для всего дизеля, его работоспособности.

Это распределение зафиксировано по данным эксплуатационной работы дизелей первого поколения. Анализ характеристик дизелей второго и третьего поколений позволит расширить и уточнить иерархию поэлементной значимости. Об этом во второй части статьи.

*(Окончание следует)*

## ЛИТЕРАТУРА

1. Развитие и совершенствование тепловозной тяги / Фурьянский Н.А. и др. — М.: Транспорт, 1969. — 304 с.

2. Володин А. И. Исследование тепловых потоков поршней тепловозных дизелей // Труды ВНИИЖТ. Вып. 40. — М., 1951. — С.70–96.

3. Греков К.А. О пригорании поршневых колец в тепловозном дизеле Д50 // Вестник машиностроения. — 1958. — № 4. — С. 27–32.

4. Фурьянский Н. А. Перспективы развития и совершенствования тепловозной тяги на железных дорогах СССР // Труды ВНИИЖТ. Вып.198. — М., 1960. — С. 4–14.

5. Насыров Р.А. Исследования работы поршней дизеля 2Д100 //Труды ВНИИЖТ. Вып.198. — М., 1960. — С. 74–84.

6. Насыров Р.А. Повышение надёжности работы поршней тепловозных дизелей. — М.: Транспорт, 1977. — 216 с.

7. Симсон А. Э., Хомич А. З., Куриц А. А. и др. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания — М.: Транспорт, 1987. — 536 с.

8. Глаголев Н. М., Куриц А. А., Водолаженко В. В., Бартош Е. Т. Тепловозные двигатели и газовые турбины. — М.: Трансжелдориздат, 1957. — 463 с.

9. Стеценко Е. Г. Измерения и методы восстановления некоторых геометрических параметров блоков дизеля 2Д100 // Труды ВНИИЖТ. Вып.198. — М., 1960. — С. 47–55.

10. Шляпин В. Б., Крайчик М. М., Котельников В. Л. Повреждения блоков дизелей 2Д100 и тележек тепловозов ТЭЗ в эксплуатации и методы их ремонта сваркой // Труды ВНИИЖТ. Вып.198. — М., 1960. — С.56–73.

11. Хмелевский А. В. Износ и повреждения коленчатых валов и износ вкладышей подшипников дизеля 2Д100 //Труды ВНИИЖТ. Вып.230. — М., 1962. — С. 19–45.

12. Жук Е. И. Повышение долговечности литых коленчатых валов тепловозных дизелей двигателя// Двигатели внутреннего сгорания. — М.: Науч.-исслед. ин-т информации по тяжелому, энергет. и трансп. машиностроению. — Вып. № 10. — 1966. — 40 с.

13. Стеценко Е. Г., Школьный Л. М. и др. Повышение надёжности и долговечности коленчатых валов транспортных дизелей. — М.: Транспорт, 1965. — 137 с.

14. Домбровский К. И., Хмелевский А. В., Резаков В. Г. Об износе коленчатых валов дизеля 2Д100 // Труды ВНИИЖТ. Вып.198. — М., 1960. — С. 15–34.

15. Мирза А. Н. Причины поломок коленчатых валов дизеля 2Д100 // Вестник ВНИИЖТ. — 1962. — № 3. — С. 45–48.

