

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

МОРСКОЙ ИНСТИТУТ

АНАЛИЗ ПОВРЕЖДЕНИЙ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Учебно-методическое пособие
к выполнению практических работ
для студентов специальности
26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок»

Севастополь
СевГУ
2022

УДК 629.5.07-047.44(076.5)

ББК 39.48я73

А641

Р е ц е н з е н т :

Г.В. Гоголев - канд. техн. наук, доцент кафедры ЭМСС

Составители: А.Р. Аблаев, С.Е. Бабышев, Е.В. Хромов

А641 Анализ повреждений судовых технических средств : учебно-методическое пособие к выполнению практических работ по дисциплине для студентов специальности 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок» / Севастопольский государственный университет, Морской институт ; сост. А.Р. Аблаев, С.Е. Бабышев, Е.В. Хромов. – Севастополь : СевГУ, 2022. – 54 с. – Текст : электронный.

Целью учебно-методического пособия является научить студента идентифицировать виды повреждений деталей судовых дизелей. При этом решаются задачи обучения методике установления основной причины отказа на основе собранных фактов.

Дисциплина призвана обеспечить образовательную составляющую ПДНВ Кодекса'95 - функция «Морская механика на уровне управления» (А-III/2) , а также дать необходимые знания в обеспечение учебных дисциплин в соответствии с СОЛАС-94 глава II-1 часть С – Механические установки.

Методические указания предназначены для студентов очной и заочной форм обучения Севастопольского государственного университета, Морского института, специальности 26.05.06 – Эксплуатация судовых энергетических установок.

УДК 629.5.07-047.44(076.5)

ББК 39.48я73

Рассмотрено и рекомендовано на заседании кафедры энергоустановок морских судов и сооружений Морского института Севастопольского госуниверситета в качестве учебно-методического пособия к выполнению практических работ по дисциплине «Анализ повреждений судовых технических средств» для студентов специальности 26.05.06 – Эксплуатация судовых энергетических установок, протокол заседания кафедры № 4 от 28 декабря 2021 г.

© Аблаев А.Р., Бабышев С.Е.,
Хромов Е.В., сост., 2022

© ФГАОУВО «Севастопольский
государственный университет», 2022

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Практическое занятие № 1. Анализ условий работы дизеля...	5
2. Практическое занятие № 2. Состояние дизелей в зависимости от внешних условий работы судна.....	14
3. Практическое занятие № 3. Износы деталей судовых дизелей и их устранение.....	26
4. Практическое занятие № 4. Работа дизелей в зависимости от состояния узлов и деталей.....	37
Библиографический список	54

ВВЕДЕНИЕ

В практике эксплуатации двигателей внутреннего сгорания, к сожалению, еще довольно часты случаи потери ими работоспособности вследствие чрезмерно высоких износов, повреждений и поломок основных элементов конструкции, носящих аварийный характер. Анализ показывает, что около 80 % зарегистрированных отказов приходится на так называемый «человеческий фактор», когда основная причина связана с нарушениями основных правил технической эксплуатации.

Систематический контроль состояния деталей судовых механизмов, за характером и величиной износа деталей, обнаружение незначительных повреждений поверхностей позволяют принять своевременные меры и устранить повреждения, когда это еще возможно. Контроль способствует сохранению деталей для дальнейшей работы, увеличению срока их службы и сохранению механизма в целом.

В судовой практике известно много случаев, когда своевременно не замеченный дефект отдельного узла механизма вызывал тяжелую аварию энергетической установки. Далеко не все дефекты могут быть обнаружены при работе механизма. Нередко механизм внезапно выходит из строя вследствие поломки какой-либо детали. Часто обнаруживается, что дефект, послуживший причиной поломки, развивался долго и не был обнаружен потому, что механизм продолжительное время не подвергался профилактическому осмотру или обнаружить его судовыми средствами было невозможно.

Однако большая часть дефектов механизмов может быть обнаружена без применения каких-либо сложных приборов. Решающее значение в обнаружении дефектов имеют регулярные профилактические осмотры механизмов с разборкой их основных узлов. Особую сложность представляет определение разумного объема и частоты вскрытий, ибо излишние вскрытия также нежелательны.

Важной задачей судовых механиков является обнаружение дефектов при работе механизма, когда внешне они не проявляются. Большинство существующих дизелей имеют те или иные слабые узлы, которые в известной мере могут помешать нормальной эксплуатации, если их недостатки своевременно не устранить. Изучение недостатков возможно только при тщательном и систематическом осмотре узлов механизмов, и прежде всего таких, недостатки которых известны.

Нельзя считать достаточным только установление величины и характера дефекта детали без выяснения причин его возникновения. В тех случаях, когда не удастся выяснить причину появления дефекта, он повторяется и становится хронической болезнью механизма. Если же известны причины появления дефекта, почти всегда удастся предотвратить их повторное появление. Но для этого необходимо знать, что, где и как искать, какие дефекты возникают в деталях и узлах, каковы причины появления тех или иных дефектов, как можно их обнаружить, как предотвратить их появление или развитие и как можно их устранить.

Практическое занятие № 1.

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

1. Режим работы дизеля

Главные дизели в зависимости от того, на каком типе судна они установлены, работают в режимах, значительно отличающихся один от другого.

У океанского судна главный дизель работает в заданном режиме полного хода с незначительными отклонениями в течение долгого времени. На теплоходе же короткой линии за это время режим работы дизеля будет изменяться десятки раз, а количество реверсов может превысить и сотню. Еще в более худших условиях работает дизель рыболовного судна во время промысла.

Изменение режима работы дизеля, особенно с меньшей частоты вращения на большую, влечет за собой изменение установившихся температурных полей основных узлов дизеля, и прежде всего поршней. Известно, что с точки зрения прочности поршней наиболее опасными являются температурные напряжения, которые резко возрастают при работе дизеля на переходных режимах пуска, реверса и при изменении нагрузки.

Каждому режиму дизеля соответствуют свои поля, температурное и температурных напряжений. Температура охлаждающей воды или масла для поршней при всех режимах остается практически постоянной на современных дизелях, поэтому и температура охлаждаемой поверхности со стороны воды постоянна. Но температура охлаждаемых поверхностей со стороны камеры сгорания при повышении нагрузки быстро возрастает, в результате чего увеличиваются температурный перепад между поверхностями, а следовательно, и температурные напряжения в стенке. Особенно в резкой форме это явление происходит при швартовках судна, когда на постепенное изменение нагрузки нет времени.

Скорость повышения температуры при пуске достигает 50 - 55 °С/мин. Скорость изменения температуры и температурных напряжений при остановке дизеля меньше, чем при пуске. Так, через 10 с после пуска дизеля 6430/38, когда он достигает 70 % номинальной мощности, скорость нарастания температуры 9 °С/с, а при остановке температура падает со скоростью 3,6 °С/с. Однако дополнительные тепловые напряжения, возникающие при этом, даже в днище поршня не столь велики, чтобы за короткий срок привести деталь к разрушению.

Отдельные температурные поля имеют поршень, втулка, крышка цилиндра и основные подшипники. Эти поля вызывают и соответствующие им температурные напряжения, несколько изменяющие или форму детали, или ее положение относительно сопряженной с ней детали. Такое же воздействие оказывают и механические напряжения, которые испытывают детали во время работы. При этом детали стремятся принять такое положение между собой, которое способствовало бы уменьшению сопротивления их движению, т. е. как бы отыскивают наиболее благоприятное для себя положение. При длительной

работе на одном режиме это положение будет сохраняться в пределах, которые обуславливаются циклически изменяющимися нагрузками.

При изменении режима работы дизеля начнут изменяться температурные поля, а вместе с ними и тепловые напряжения. Изменяются также и механические напряжения. В результате упругие деформации деталей, соответствовавшие предыдущему режиму, изменятся, причем, неравномерно и неодновременно. Эти изменения приведут к тому, что условия контактирования поверхностей деталей станут иными, и детали, в пределах имеющих между ними зазоров, займут новое положение. Одним словом, начнется не что иное, как процесс приработки деталей, который и является причиной их повышенных износов.

Положение еще может усугубиться, если в порту часть узлов дизеля была перебрана. При любой разборке и сборке узлов усилия затяжки крепежных деталей (например, шпилек крепления головок поршней, крышек цилиндров, болтов мотылевых и головных подшипников) изменятся, вследствие чего изменятся и формы напряженного состояния деталей. Уже одно это обстоятельство требует приработки деталей, и если ею пренебречь, то сочетание нового положения деталей с резкими изменениями режима дизеля или быстрый вывод его на режим полного хода может вызвать значительные износы деталей, особенно цилиндрических втулок и поршневых колец, за очень короткий срок.

Для двухтактных дизелей переменные режимы нежелательны еще и по той причине, что при этом у дизелей с петлевой продувкой сильно закоксовываются выпускные и продувочные окна. Твердые частицы нагара из окон неизбежно будут попадать между поршнем и втулкой, увеличивая скорость износа втулки и поршневых колец.

Таким образом, переменные режимы наносят дизелю двойной вред. Изменение положения деталей после смены режима требует приработочных режимов, которые не всегда выполнимы. Долевые режимы способствуют усиленному коксообразованию в выпускных и продувочных окнах, что также способствует износу.

Следует еще отметить, что кокс отлагается в окнах отдельных цилиндров неравномерно, поэтому становятся неодинаковыми у отдельных цилиндров свободные от нагара сечения окон для прохода воздуха и газов и условия сгорания топлива. Далее нарушается распределение мощностей по цилиндрам, и одни цилиндры могут оказаться перегруженными за счет недогрузки других.

Это опасное явление судовые механики должны учитывать, не полагаясь на то, что без изменения регулировки топливных насосов распределение мощностей по цилиндрам остается неизменным.

2. Частота пусков дизеля

Если переменные режимы увеличивают скорость износа, то тем более ее увеличивают пуски дизеля, так как при этом резко возрастает давление в цилиндре. Оно превосходит давление горения p_z при установившемся цикле в 1,8 - 2 раз и у некоторых дизелей может достигнуть 100 - 120 кгс/см².

При осциллографировании дизеля Бурмейстер и Вайн 550VTBF110 во время пуска были зафиксированы давления в цилиндрах, достигшие 80 - 100 кгс/см². В.И. Зинченко объясняет это зависанием пусковых клапанов, вследствие чего пусковой воздух долгое время подавался в период сжатия.

Такое быстрое нарастание давления цикла увеличивает жесткость хода дизеля в несколько раз. В. Н. Осташенков приводит величины 8 - 14 кгс/см² на 1° п. к. в., В. И. Зинченко по осциллограммам получил для дизеля 550VTBF110 жесткость хода при пуске на передний ход 17 кгс/см² на 1° п. к. в., а при пуске на задний - 9,3 кгс/см². В то же время при установившемся режиме полного хода у дизеля Зульцер 5SAD72 жесткость хода находится в пределах 1,27 - 1,4 кгс/см² на 1° п. к. в.

Исключительно высокая жесткость хода дизеля при пуске может быть причиной ударных нагрузок со всеми вытекающими отсюда последствиями. В это время наиболее вероятны появления трещин в днище поршня и в крышке цилиндра и растрескивание подшипников.

Поскольку при пуске смазка трущихся частей еще не налажена, износ деталей, особенно цилиндрических втулок, исключительно велик. По различным источникам износ втулки за один пуск приравнивается к износу за 8 - 12 ч работы на полном ходу дизеля.

Процесс пуска усложняется еще и дополнительными нагрузками от сил инерции в деталях во время раскручивания. На рис. 1, а представлен график пуска правого дизеля теплохода «Киргизстан». На теплоходе установлены два дизеля марки 8ДР43/61 завода «Русский дизель».

График построен следующим образом. На оси абсцисс отложено время, а на оси ординат имеются три шкалы, соответствующие трем кривым графика: положения топливной рукоятки ТР, частоты вращения n и крутящего момента $M_{кр}$. Четвертая кривая изображает крутильные колебания вала.

Весь процесс пуска условно разбит на три периода. Период I, продолжающийся всего 1/4 с, характеризуется раскручиванием дизеля на воздухе. В период II топливная рукоятка переводится на топливо. В начале работы на топливе наблюдается запаздывание вспышек, вследствие чего величина крутящего момента немного уменьшится, а затем, когда будет преодолена инерция деталей и наладится работа топливной аппаратуры, начнет возрастать. Период III характеризуется разгоном дизеля до требуемой частоты вращения.

Но самое главное в этом графике, на что нужно обратить внимание - это кривая крутильных колебаний. У дизеля данной марки такие колебания возникают в диапазоне частоты вращения 80 - 120 об/мин. Пусть период работы дизеля в этом диапазоне и невелик, но колебания очень сильны, дизель буквально сотрясается от фундамента до крышек, что очень вредно для всех узлов. При этом страдают крепежные детали и особенно болты крепления рамы дизеля к фундаменту. Также вредно крутильные колебания воздействуют и на основные подшипники, заливка которых страдает от частых, резко меняющихся дополнительных нагрузок.

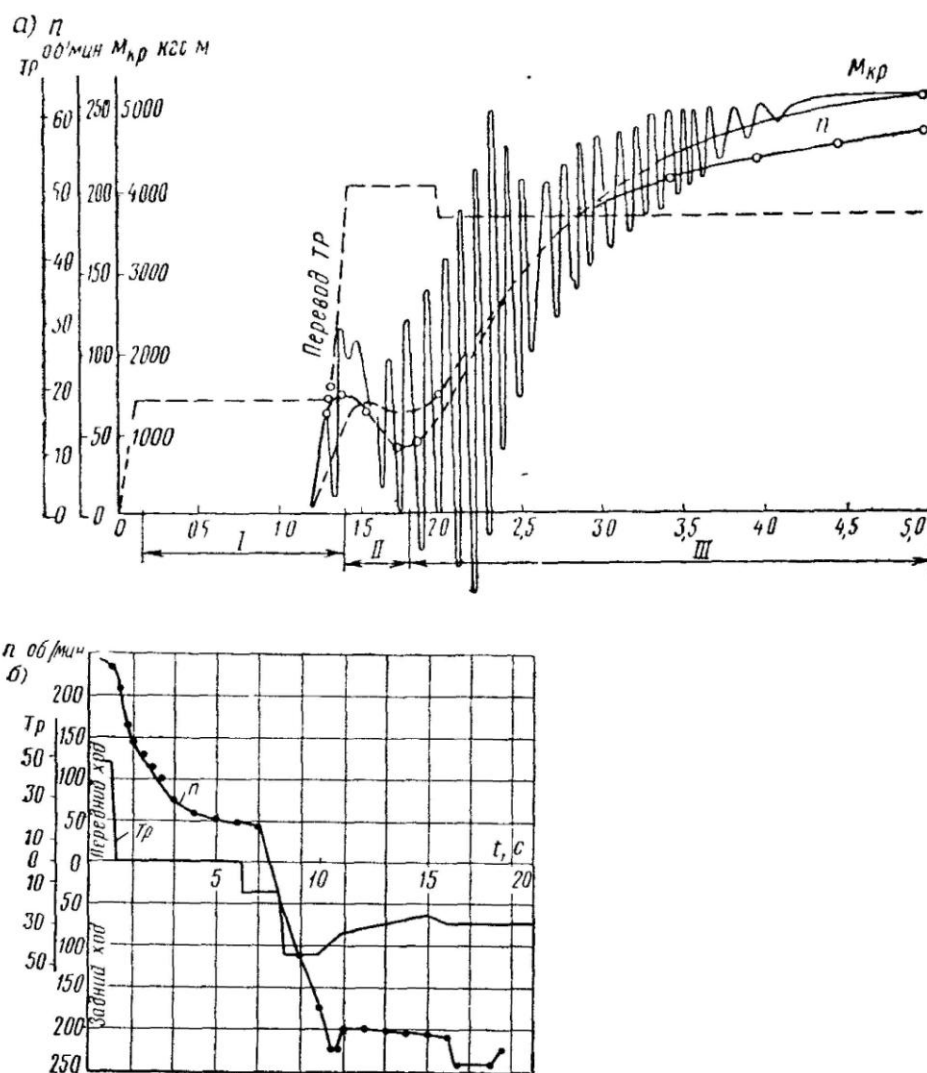


Рисунок 1 – Процессы пуска и реверса дизеля

И наконец, период пуска и раскручивания дизеля сопровождается быстро протекающими изменениями теплового потока, проходящего через стенки деталей ЦПГ и ГТН, а следовательно, изменениями и тепловых напряжений.

На рис. 1, б показан процесс реверсирования того же дизеля с полного переднего хода на полный задний.

При переводе топливной рукоятки из положения «Полный вперед» в положение «Стоп» частота вращения дизеля за 3 с падает от 240 до 75 об/мин. Затем это падение замедляется, так как вал начинает подкручиваться от гребного винта. Спустя 6,2 с после перевода топливной рукоятки на положение «Стоп», в тот момент, когда вал дизеля еще вращается на передний ход с частотой 50 об/мин, рукоятку переводят на задний ход и дают контрвоздух. Вал дизеля тормозится, затем начинает вращаться на задний ход. Изменение частоты вращения вала с 50 об/мин на передний ход до 50 об/мин на задний ход происходит всего за 2 с. При 50 об/мин на задний ход топливную рукоятку переводят на топливо, и дизель быстро набирает частоту вращения заднего хода. Через 10,5 с после начала маневра она достигает уже 225 об/мин.

У более тяжелых дизелей этот процесс протекает медленнее, но, во всяком случае, достаточно быстро для того, чтобы тепловой поток и тепловые напряжения резко изменялись в сторону превышения обычных величин.

Так, при испытании дизеля Гетаверкен ($N_{\text{цил}} = 2100$ э.л.с, $p_i = 9,75$ кгс/см²) при установившемся режиме полной нагрузки в центре поршня были зафиксированы напряжения до 8 кгс/см², при пуске же эти напряжения возрастали до 15 кгс/см².

Особенно в тяжелом положении оказываются дизели тех судов, которые вынуждены длительное время работать на переменных ходах.

Чем меньше пусков дается дизелю, тем менее вероятность появления повышенных износов его деталей и других более серьезных повреждений. Поскольку реверсами командуют не механики, то рекомендации для них сводятся к немногому. Необходимо помнить, что при входе в цилиндр воздух расширяется, и температура его резко падает. Холодный воздух омывает поверхности нагретых стенок втулок, крышек и поршней и вызывает в поверхностных слоях металла термические напряжения растяжения. При наличии каких-либо повреждений нагретых поверхностей в них может зародиться микротрещина. Поэтому при пуске дизеля нужно стараться расходовать на пуск как можно меньше воздуха. При переводе рукоятки на топливо нужно давать минимальное количество топлива, только чтобы дизель набрал нужную частоту вращения.

При выходе из порта на открытую воду дизель не следует нагружать без необходимости и за минимальный срок выводить его на полную нагрузку только потому, что на телеграфе стоит команда «Полный вперед». По возможности дизель следует нагружать постепенно, особенно если перед этим вскрывали цилиндры и частично заменяли поршневые кольца.

За последние годы все больше стали появляться суда, имеющие дистанционное управление главным дизелем с капитанского мостика. Пуск дизеля производит уже не механик, а капитан или штурман, который в результате своей работы судит только по указателю частоты вращения. Это обстоятельство не могло не сказаться на состоянии дизелей.

В отличие от опытного механика оператор на мостике не чувствует момента, когда надо перевести дизель на топливо, и не стремится экономить пусковой воздух. В результате дизель прокручивается на пусковом воздухе больше, чем нужно, и втулки резко охлаждаются. Отмечено появление трещин во втулках у дизелей, которые до оборудования дистанционным управлением не имели таких дефектов. Учтя эти доводы, одна из крупных судоходных компаний предписала капитанам в течение 1 ч до приема лоцмана работать на пониженной частоте вращения, чтобы снизить влияние охлаждения втулок при маневрах и пусках дизеля.

К изложенному можно добавить, что дальнейшее усовершенствование систем дистанционного управления главными дизелями исключит произвольную подачу пускового воздуха в цилиндры и дизель сам будет переходить на топливо по достижении необходимой частоты вращения на воздухе.

3. Эксплуатационные режимы дизеля

В продолжение нескольких лет между эксплуатационниками, учеными и специалистами Регистра шла дискуссия о том, на какой мощности должен работать главный дизель: построечной (номинальной) или так называемой эксплуатационной.

И.В. Евреинов отмечает, что до настоящего времени эксплуатационная мощность не имеет своего узаконенного определения и поэтому может истолковываться различно. Существующие рекомендации по назначению эксплуатационной мощности научно недостаточно обоснованы, так как теоретический анализ взаимосвязи всех влияющих на нее факторов довольно затруднителен и выполненные исследования в этом направлении носят чисто академический характер. Экспериментальных исследований, устанавливающих связь параметров рабочего процесса дизеля, его тепловой и динамической напряженности с условиями работы дизеля на судне, выполнено очень мало из-за их сложности, большой трудоемкости и стоимости.

Вполне естественно стремление получать от дизеля максимально возможную мощность, не рискуя в то же время длительной прочностью его узлов и деталей. С этой точки зрения даже кратковременные перегрузки по мощности, предписываемые Регистром и соответствующими ГОСТами при испытании нового дизеля, отдельными специалистами считались вредными.

Аргументами при возражениях против испытаний дизеля с перегрузками были предположения о том, что в деталях, и прежде всего в деталях ЦПГ, могут зародиться микротрещины и очаги будущих задиров, в результате чего механики получают дизель с дефектами. Аргументы эти были чисто предположительными и никакими фактами не подтверждались.

Специалисты Регистра отстаивали свою точку зрения более убедительно, утверждая, что независимо от серийности выпуска дизелей испытание их на режиме с перегрузкой имеет цель установить надежность, выносливость и безаварийность работы каждого отдельного дизеля в условиях и режимах, которые могут встретиться в эксплуатации. В новых дизелях могут скрываться дефекты, обнаружить которые возможно лишь при полной нагрузке и перегрузке.

При эксплуатации нередко встречается распределение мощности по цилиндрам с постоянными отклонениями от номинальной в пределах 10 %, которые требует Регистр. Дело в том, что до сих пор дизели работают без автоматической защиты от перегрузки каждого цилиндра, при нормальной нагрузке всего дизеля. Регуляторы, или ограничители нагрузки, не допускают лишь суммарную перегрузку дизеля, да и то только по частоте вращения. Отдельные же цилиндры вследствие самопроизвольного разрегулирования подачи топлива на ходу и по другим причинам могут перегружаться значительно больше номинальной мощности.

До сдачи дизелей заказчику завод-строитель также испытывает их на стенде с перегрузкой в 10 и даже в 20 % и разрешает краткосрочные 10%-ные

перегрузки при дальнейшей эксплуатации, оговаривая в инструкции их длительность.

Теперь возвратимся к понятию о номинальной мощности. До сих пор под номинальной мощностью подразумевают эффективную мощность дизеля при определенной частоте вращения, указанной в паспорте. Но такую мощность удавалось получить не от всех дизелей.

В 60-х годах был предложен проект ГОСТа, по которому номинальной мощностью называлась полезная эффективная мощность дизеля, рассчитанная для его неограниченной по времени работы, при температуре окружающего воздуха 15 °С и избыточном давлении на выпуске газов 300 мм вод. ст., замеренном за выпускным коллектором или после газовой турбины у дизелей с турбонаддувом. Этим определением номинальная и паспортная мощности уже разграничивались как разные понятия.

Многие крупные дизелестроительные фирмы номинальную мощность называют наибольшей, но для длительной эксплуатации предлагают работать на мощности, равной 85 - 90 % наибольшей.

Наибольшей мощностью фирмы считают мощность, полученную в идеальных условиях без превышения контролируемых параметров, т. е. ту самую, которую до сих пор часть специалистов называет паспортной или номинальной, считая, что дизель и должен развивать эту мощность длительное время.

И даже более, высказывалось мнение, что разница между номинальной и эксплуатационной мощностями является резервом, который необходимо использовать. Это мотивировали гарантиями заводов-строителей, обеспечивающими длительность моторесурса дизеля именно при номинальной мощности, а также ошибочностью ориентации на пониженные мощности, которые не увеличивают моторесурса.

Л. П. Бурышкин полагает, что эксплуатационная мощность должна быть равна номинальной и дизель должен длительно развивать номинальную мощность в пределах установленного моторесурса. На износе втулок и поршневых колец практически это не отразится, так как он зависит не только от мощности, но главным образом от частоты вращения и от средней скорости поршня. Но при работе дизеля по винтовой характеристике и повышении мощности на 10 % частота вращения возрастает лишь на 3 %, что не повлияет на увеличение износа деталей.

Однако работа дизеля со средним индикаторным давлением, превышающим номинальное, безусловно, недопустима и тем самым сводит на нет свое предложение об эксплуатации дизеля только на номинальной мощности, так; как при изменившихся внешних условиях среднее индикаторное давление p_i будет достигнуто ранее, чем номинальная частота вращения, поэтому дизель не будет развивать номинальной мощности.

Но может наблюдаться и обратное явление. Во время плавания в балласте при относительно тихой погоде и неполностью погруженном гребном винте номинальная частота вращения может быть достигнута ранее, чем номинальное давление, и дизель не будет развивать номинальной мощности уже по другой

причине. Обычно в таких случаях ограничиваются номинальной частотой вращения, редко кто из механиков отваживается ее превышать.

Л.П. Бурышкин, ссылаясь на длительные наблюдения за несколькими разнотипными судами во время балластных переходов, делает вывод о том, что в таких случаях номинальная мощность дизеля может быть получена при частоте вращения, превышающей паспортную не более чем на 2 - 8 %, без превышения номинального давления p_i . В результате скорость балластного перехода судна при благоприятных условиях увеличится также примерно на 2 - 8 %.

Обычно большинство эксплуатационников возражают против превышения номинальной частоты вращения, дизеля, ссылаясь на увеличение при этом инерционных усилий в деталях и на усиление ударной нагрузки в узлах дизеля. Однако убедительно доказано, что крутящий момент вследствие роста частоты вращения на 2 - 8 % уменьшится на такую же величину, а следовательно и уменьшатся напряжения кручения в коленчатом валу и валопроводе. Уменьшится также степень неравномерности вращения коленчатого вала, так как она обратно пропорциональна квадрату изменения частоты вращения вала.

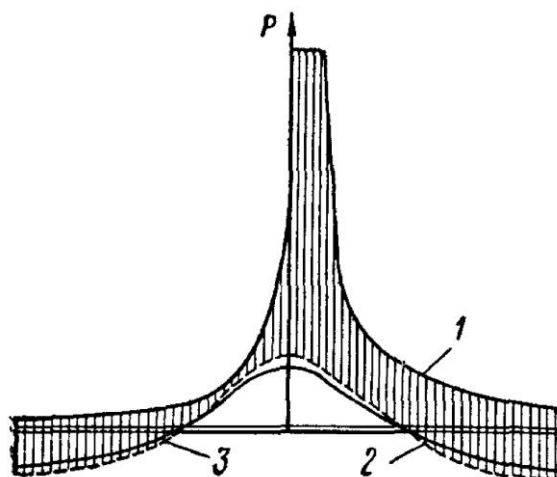


Рисунок 2 – Усилия, действующие в кривошипно-шатунном механизме

Инерционные нагрузки на детали при увеличении частоты вращения на 2 - 8 % увеличатся примерно на 4 - 16 %, но, как видно из рис. 2, с увеличением сил инерции уменьшится и наибольшее давление, действующее на поршень и подшипники ЦПГ (1 - развернутая индикаторная диаграмма; 2, 3 - диаграммы сил инерции при $n = n_{\text{ном}}$ и $n = 1,05n_{\text{ном}}$). Кроме того, вследствие снижения наибольшего давления цикла уменьшатся и максимальные давления в подшипниках. При этом вследствие увеличения частоты вращения улучшатся условия смазки подшипников, т. е. увеличится долговечность их работы.

При этом нужно строго контролировать давление p_i по отдельным цилиндрам. Ни в одном из них оно не должно превышать номинальное или рекомендованное. Таким образом, от номинальной мощности мы опять возвратились к давлению p_i . Однако при ухудшении состояния смоченной поверхности корпуса и условий плавания давление p_g окажется в этих случаях чрезмерным.

У современных дизелей наиболее важное значение имеют не механические нагрузки на детали, а тепловые, и прежде всего тепловое состояние поршня, которое пока не контролируется ни одним штатным прибором дизеля. Это и является основной причиной, заставляющей фирмы-строители рекомендовать эксплуатировать дизель на мощности, составляющей 85 - 90 % номинальной. Но и по этому вопросу единодушного мнения не составилось. В. Семенов на основании расчетов температуры поршня в зависимости от температуры воздуха в МО полагает, что эксплуатационная мощность, которую он называет номинальной, при плавании в тропиках должна составлять 80 % от длительной максимальной мощности, полученной на стенде завода.

По мнению Л. Ланда, не следует вообще устанавливать эксплуатационную мощность в процентном отношении от номинальной. Если ориентироваться по установленной мощности и придерживаться ее при всех условиях плавания, то дизель может оказаться в отдельных случаях перегруженным.

Такого же мнения придерживается и И.В. Евреинов. Ссылаясь на теоретические и экспериментальные исследования, проведенные ЦНИИМФом для различных модификаций дизелей Бурмейстер и Вайн, он делает вывод о том, что в качестве нормировочного и контролируемого параметра нагрузки дизеля, который следует поддерживать постоянным во всех условиях эксплуатации, целесообразно принять эксплуатационное давление p_i определяемое на основе ограничительных характеристик дизеля и анализа фактических режимов его работы. При этом автор предлагает дифференцировать среднее индикаторное давление в зависимости от района плавания судна, т. е. для тропиков оно должно устанавливаться меньшим, чем для зон умеренного климата.

Таким образом, понятие и определение величины эксплуатационной мощности отпадают и заменяются эксплуатационным давлением p_i , что, безусловно, имеет большее обоснование.

Для всех типов главных дизелей установлены эксплуатационные давления p_i , превышать которые ни в одном из цилиндров не разрешается ни при каких обстоятельствах. Это если и не гарантирует детали ЦПГ, и прежде всего поршень, от тепловых перегрузок, то, во всяком случае, снижает вероятность их появления.

Судовые механики должны тщательно контролировать распределение мощностей по цилиндрам, так как чем большее число цилиндров одновременно достигает заданного давления p_i тем больше будет общая мощность дизеля при том же положении топливной рукоятки.

Практическое занятие № 2.

СОСТОЯНИЕ ДИЗЕЛЕЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ВНЕШНИХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ СУДНА

1. Обрастание и корродирование корпуса судна

Если все другие факторы, увеличивающие сопротивление движению судна, временны, могут изменяться и исчезать вовсе, то обрастание корпуса само собой не исчезает и полностью может быть устранено только в доке. Интенсивное обрастание корпуса ракушками и особого вида травой наблюдается в основном в теплых водах, при температуре забортной воды выше 25°C , и преимущественно при стоянках в тропических портах. Процесс этот продолжается непрерывно, на слое уже умерших организмов развиваются новые, и при длительных стоянках в портах толщина слоя обрастания может достигать нескольких сантиметров.

Развитие процесса обрастания корпуса механики замечают по медленному и неуклонному падению частоты вращения главного дизеля при неизменном положении топливной рукоятки. Соответственно падает и скорость судна. Если даже путем увеличения подачи топлива достичь номинальной частоты вращения, то все равно скорость судна будет меньше обычной.

Но такая операция вызовет повышение давления p_2 сверх номинального, а следовательно, и перегрузку дизеля по мощности. На это механики обычно не идут и оставляют дизель работать при том положении топливной рукоятки, когда давление p_2 достигало бы заданных величин, дизель развивал бы соответствующие частоту вращения и мощность, а судно достигало заданной скорости.

Можно заметить, что дизель слабо реагирует на изменение подачи топлива как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения. Штатные приборы дизеля ничем не показывают, в каком состоянии находится дизель. Индикаторные диаграммы показывают, что давление сжатия p_c , максимальное давление горения p_z и среднее индикаторное давление p_e по цилиндрам уменьшились. Вследствие уменьшения давления p_g и частоты вращения n уменьшилась и мощность M_e дизеля. Температура выпускных газов, если и повысилась, то очень незначительно.

За исключением несоответствия частоты вращения дизеля цикловой подаче топлива, все кажется благополучным.

В действительности же дизель оказывается перегруженным в тепловом отношении. Известно, что тепловая напряженность определяется уровнем наивысших температур в отдельных точках деталей ЦПГ и температурный перепад в них растет с увеличением мощности.

Для каждого дизеля существует определенное соотношение величин p_2 и n , которому соответствует тепловая напряженность деталей ЦПГ.

Сочетания величин p_2 и n , соответствующие данному уровню тепловой напряженности, могут быть различными. С изменением частоты вращения изменяется рабочий процесс и, следовательно, процесс теплообмена между

газом и стенками деталей. Оба эти процесса зависят в основном от коэффициента избытка воздуха.

При возрастании сопротивления движению судна частота вращения дизеля падает, но при неизменном положении топливной рукоятки цикловая подача топлива в цилиндры остается прежней. Вместе с падением частоты вращения падает и давление продувочного воздуха, а следовательно, и количество воздуха, подаваемого за цикл, уменьшается. При неизменной подаче топлива за цикл и уменьшении количества воздуха, подаваемого для сжигания этой порции топлива, уменьшается коэффициент избытка воздуха α и повышается весь температурный режим цикла. Однако, как сказано выше, температура выпускных газов при этом не возрастает, а во многих случаях она ниже номинального предела.

При таком процессе работы дизеля происходит перераспределение теплового баланса и детали ЦПГ получают за цикл большее количество тепла, чем в то время, когда дизель развивал полную частоту вращения.

Это можно пояснить следующим образом. При относительно чистом корпусе судна главный дизель развивает соответствующую нагрузке судна частоту вращения, близкую к номинальной. С увеличением частоты вращения продолжительность теплообмена между газами и стенками цилиндра сокращается, что способствует повышению средней температуры цикла, а следовательно, и температуры выпускных газов. При частоте вращения, близкой к номинальной, количество поступающего в цилиндры воздуха за цикл близко расчетному.

Если сопротивление движению судна возрастает, частота вращения дизеля начнет падать, а цикловая подача топлива в цилиндры останется прежней, то время для теплообмена между газами и стенками деталей ЦПГ увеличится и они начнут воспринимать большее количество тепла, чем при полной частоте вращения.

Уменьшение коэффициента избытка воздуха способствует удлинению процесса теплообмена и увеличению средней температуры в наиболее напряженных точках деталей ЦПГ.

Поскольку амплитуда цикловых колебаний температуры стенок примерно обратно пропорциональна корню квадратному из величины частоты вращения и прямо пропорциональна цикловой подаче топлива, то при падении частоты вращения и неизменной подаче топлива эта амплитуда будет возрастать и дизель окажется перегруженным в тепловом отношении.

Для большинства деталей при 100%-ной нагрузке и соответствующей частоте вращения амплитуда цикловых колебаний температуры стенок камеры сгорания находится в пределах 20 °С. У перегруженного в тепловом отношении дизеля эта амплитуда достигает 50 °С.

На рис. 3 показаны результаты измерений температуры деталей ЦПГ одноцилиндрового опытного отсека дизеля Доксфорд ($D = 670$ мм, $S_{\text{верх}} = 730$ мм; $S_{\text{ниж}} = 1370$ мм; $n = 125$ об/мин; $p_c = 9,1$ кгс/см²). Цилиндр перегружен по крутящему моменту, в результате чего частота вращения упала до 91 об/мин, а давление p_c возросло до 10,12 кгс/см².

Как видно из графика, резкие колебания температуры (кривая 1) наблюдаются только на поверхности деталей и уже на глубине 4 мм практически не ощущаются (2, 3, 4 – глубина соответственно 1, 2, 3 мм). Это явление безопасно только для деталей, не имеющих механических и структурных дефектов на поверхности, но желательно, чтобы амплитуда колебания была возможно меньшей.

Для того чтобы приблизить соотношение частоты вращения и подачу топлива на цикл к нормальному, необходимо убавить подачу топлива, изменив положение топливной рукоятки.

Поскольку ни один из штатных приборов дизеля не указывает уровня тепловой напряженности, его оценивают по доступным для механиков эксплуатационным показателям, одним из которых является отношение p_z/p_i . С увеличением этого отношения тепловая напряженность деталей ЦПГ возрастает. Однако, как констатируют Г.А. Давыдов и М.К. Овсянников, это заключение не имеет общего характера.

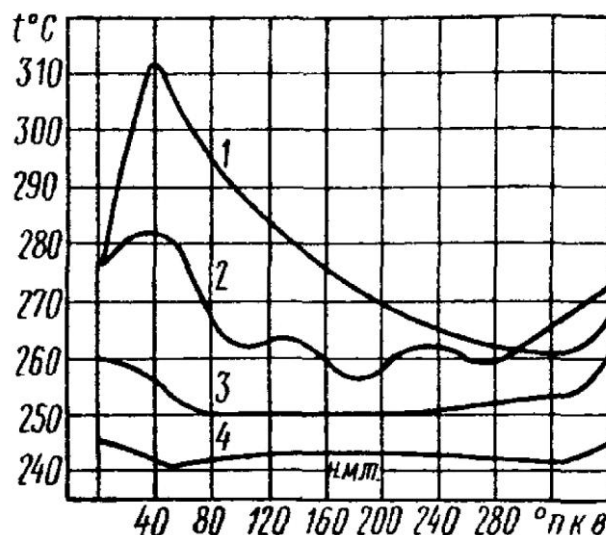


Рисунок 3 – Цикловые колебания температуры в стенке камеры сжатия малооборотного дизеля на режиме перегрузки

Например, для дизелей Бурмейстер и Вайн VTBF и VT2BF увеличение отношения p_z/p_i на 10 % номинального повышает температуру газов на 25 °C и уменьшает расход топлива на 5 г/э.л.с-ч. Получается, что тепловой баланс дизеля оказывается в этом случае более благоприятным для тепловой напряженности деталей ЦПГ.

В дизелях, например, МАН, которые считаются в тепловом отношении умеренно напряженными, отношение p_z/p_i выше, чем у многих дизелей других фирм. Фирма «Бурмейстер и Вайн» считает, что отношение p_z/p_i равное приблизительно 7, является оптимальным при значении p_i по меньшей мере до 10 кгс/см². Безусловно, это будет справедливо в том случае, когда удельный расход воздуха на цикл близок к расчетному. Об этом можно судить по частоте

вращения ГТН и давлению продувочного воздуха, которые должны соответствовать спецификационным показателям.

Такой критерий, как отношение p_z/p_i следует безусловно использовать, несмотря на то, что он не обладает универсальностью.

В инструкциях по обслуживанию дизелей различных фирм отношение p_z/p_i как критерий теплонапряженности указывается редко, но механик может определить его оптимальные величины путем несложной статистики. Для этого на судне нужно просмотреть все копии индикаторных диаграмм и рассортировать их по группам так, чтобы в каждой группе были диаграммы, снятые в относительно близких условиях. Минимальные данные для этого имеются на бланках диаграммы (количество груза в рейсе, состояние моря, положение топливной рукоятки, род топлива, частота вращения дизеля, среднее индикаторное давление, давление продувочного воздуха, скорость судна при снятии диаграмм).

Для каждой группы следует определить средний показатель отношения p_z/p_i . За оптимальную величину p_z/p_i можно принять величину, полученную из диаграмм, которые сняты при плавании в полном грузу на относительно спокойной поверхности моря. Положение топливной рукоятки должно соответствовать заданной по p_i нагрузке дизеля и близким к номинальным значениям давления продувочного воздуха и частоты вращения коленчатого вала. Полученное по таким диаграммам отношение p_z/p_i следует считать исходным, и в случае возрастания этой величины убавлять цикловую подачу топлива, несмотря на то, что скорость судна упадет.

В отличие от других видов дополнительных сопротивлений движению судна процесс обрастания корпуса протекает постепенно и прекращается только после постановки в док или при переходе судна в прохладную пресную воду. Поэтому при длительном плавании в одних и тех же условиях контролировать увеличение сопротивления движению судна определением отношения p_z/p_i сравнительно не трудно.

В свое время был предложен еще один способ контроля нагрузки главного дизеля, доступный для использования в судовой обстановке: отношение скорости судна к частоте вращения дизеля v/n . Так же как и отношение p_z/p_i оно не дает количественных показателей теплонапряженности и служит только как показатель изменения нагрузки дизеля. Пользуются им следующим образом.

Если судно имело скорость v_1 , а дизель развивал частоту вращения n_1 и скорость судна и частота вращения изменились v_2 и n_2 , то при разности отношений $v_1/n_1 - v_2/n_2$ меньше нуля сопротивление движению судна уменьшится. Если по давлению p_i и другим параметрам дизель не достиг заданных инструкцией величин, можно добавить подачу топлива и использовать благоприятные условия для увеличения скорости.

Если же разность $v_1/n_1 - v_2/n_2$ окажется больше нуля, то сопротивление движению судна возрастет и необходимо сразу же снять индикаторные диаграммы и выяснить, не превосходит ли давление p_g по цилиндрам допустимых величин, а заодно проверить нагрузку дизеля по отношению p_z/p_i .

Разумеется, это можно сделать при относительно небольших колебаниях частоты вращения дизеля вследствие килевой качки.

Может быть и такой вариант. Частота вращения дизеля и скорость судна упали, а отношения v_1/n_1 и v_2/n_2 оказались равны. В этом случае причину следует искать в самом дизеле и прежде всего обратить внимание на состояние форсунок.

Предложенные два метода оценки степени тепловой нагрузки в сочетании с показаниями индикаторных диаграмм помогут механикам оградить главные дизели от тепловых перегрузок и увеличить срок службы деталей ЦПГ.

2. Неблагоприятные метеорологические условия

Если сопротивление движению судна вследствие обрастания корпуса увеличивается постепенно и действует длительное время, то штормовые условия являются периодическими и не носят закономерного характера. Возрастание сопротивления движению судна во время шторма происходит как в подводной, так и в надводной части. Принято считать, что потеря скорости судна в это время от действия ветра составляет около $1/3$, а от действия волнения около $2/3$ общей величины. Разумеется, для отдельных судов эти соотношения изменяются; для судов, имеющих большую скорость, ветровое сопротивление имеет меньшую относительную величину, а для судов с более слабым дизелем и судов, следующих в балласте – большую величину.

При большом волнении моря частота вращения дизеля колеблется в пределах, которые зависят от конструкции регулятора. Снимать индикаторные диаграммы или даже гребенки в это время не имеет смысла. Получится, что каждая диаграмма снята при разных условиях, т. е. разных частотах вращения.

Быстрое изменение сопротивления движению судна сказывается не только на колебаниях частоты вращения, но и на расходе топлива в единицу времени, что вызывает неустойчивость теплового состояния деталей ЦПГ. Если это происходит при той же цикловой подаче топлива, которая была установлена до шторма, температура стенки втулки выше поршневых колец начинает возрастать. К сожалению, ни один из штатных приборов дизеля этого не покажет. До появления способов замера температур в различных точках деталей ЦПГ работающего дизеля это явление только угадывалось, но ясного представления о нем не было.

Сотрудники Амстердамской лаборатории концерна «Роял Датч Шелл» произвели анализ данных 250 000 замеров температур поршней и цилиндрических втулок главного дизеля голландского танкера «Экмана» дедвейтом 18 000 т. Оказалось, что вопреки существовавшему мнению повышение температуры цилиндрических втулок не вызывается климатическими условиями, в которых работает дизель. Так, при плавании в Красном и Аравийском морях в жаркую погоду температура втулок не выходила из расчетных величин, тогда как при плавании в Средиземном море и Индийском океане в прохладную погоду, но при сильном волнении моря, эта температура достигала максимально допустимого значения. В этих условиях при неизменном положении топливной

рукоятки температура цилиндрических втулок повысилась за 2 ч более чем на 25° сверх той температуры, которая была при плавании на спокойной воде. Кроме того, выяснилось, что повышение температуры более заметно при плавании в полном грузу, чем в балласте.

Подобные данные были получены и нашими специалистами для дизеля Бурмейстер и Вайн VTBF74/160. Изменение теплового состояния втулки измеряли на различных режимах работы дизеля, в том числе и в штормовых условиях. При ходе судна в полном грузу и неизменном положении топливной рукоятки температура стенки втулки выше поршневых колец изменялась в зависимости от состояния моря на 20 - 25° по сравнению с температурой, зафиксированной во время плавания на спокойной воде в балласте.

В итоге экспериментов были построены графики: изменения теплового состояния втулки на различных режимах работы дизеля; изменения скорости хода судна и относительной потери этой скорости в зависимости от силы и направления ветра и др.

Сравнение температур стенки втулки, полученных на стенде, с температурами, зафиксированными в штормовых условиях (при неизменном положении топливной рукоятки), показало, что в штормовых условиях температуры втулки выше таковых, полученных на стенде, и дизель оказывается перегруженным в тепловом отношении.

В настоящее время ясно, что в штормовых условиях цикловую подачу топлива следует уменьшать. Не ясно только, какими параметрами должен пользоваться механик для определения величины этого уменьшения. Разумеется, самым лучшим было бы наличие графиков для каждого пропульсивного комплекса и таблиц, рекомендованных цикловых подач топлива для различных условий плавания. Поскольку до этого еще далеко, механикам остается только рекомендовать пользоваться соотношениями v/n , полученными из анализов индикаторных диаграмм, хотя этот способ и является приближенным.

3. Плавание на мелководье

То, что при плавании судна на мелководье сопротивление его движению возрастает, неоднократно проверено экспериментами, на основании чего ССХ даже не рекомендует снимать в этих условиях индикаторные диаграммы, поскольку параметры диаграмм могут не соответствовать нормальным условиям. В связи с неуклонным увеличением размеров и осадок строящихся судов не только фарватеры, а многие районы Северного и Балтийского морей оказались «мелководными».

В фарватерах глубина под килем судна нередко не превышает 2 - 3 м, а в отдельных случаях она еще меньше. В таких условиях скорость судна и особенно частота вращения дизеля резко падают, и дизель работает со значительной тепловой перегрузкой.

Скорость судна и частота вращения дизеля падают из-за повышения сопротивления трения и волнового сопротивления на малых глубинах. При

движении судна по фарватеру, ограниченному не только по глубине, но и по ширине (например, в каналах и узких реках), сопротивление трения еще более возрастает вследствие увеличения скорости обтекания поверхности корпуса водой из-за сужения потока. Сопротивление будет тем больше, чем меньше глубина воды под килем судна и ширина канала.

Одновременно увеличение скорости потока вызывает понижение уровня воды в месте хода судна и глубина под килем еще более уменьшается. Кроме того, в мелководном и узком фарватере корпус судна затрачивает энергию на преодоление сил трения частиц воды и на образование вихрей у стенок фарватера.

Английские специалисты обнаружили еще одно опасное явление у крупных судов при плавании их на мелкой воде. Оно выражается в присадке корпуса при изменении осадки судна под действием вертикальной дифференцирующей силы и момента, возникающих вследствие перераспределения гидродинамических давлений на корпус, и нарушения формы свободной поверхности воды. Для больших танкеров это явление создает дифферент на нос и общее увеличение осадки.

Приведем пример для танкера, у которого в неподвижном состоянии средняя осадка равна 19,1 м. Уже при скорости 12 уз на мелководье осадка судна увеличивается, а дифферент на нос достигает 2 м. Осадка еще более увеличивается при внезапной остановке дизеля. Механикам, плавающим на больших танкерах, следует учитывать это явление, так как оно отражается на нагрузке дизеля.

Что касается приведения цикловой подачи топлива в соответствие с частотой вращения дизеля и скоростью судна, то в данном случае следует воспользоваться соотношениями p_z/p_i и v/n , так как сопротивления корпусу при плавании на мелководье и плавании с обросшим корпусом по характеру воздействия на дизель мало отличаются друг от друга. Можно отношение p_z/p_i применить с большей точностью, если во время прохода мелководья снять индикаторные диаграммы при неизменном положении топливной рукоятки.

4. Плавание при сильном встречном течении

При движении вверх по реке во время прилива или отлива судно может попасть во встречное течение, достигающее половины его скорости на спокойной воде. То же самое наблюдается и в узких проливах, соединяющих моря с океанами. Сопротивление движению судна увеличивается вследствие возрастания скорости обтекания его корпуса водой, нагрузка на дизель повышается, что видно по уменьшению частоты вращения при неизменном положении топливной рукоятки. Если подачу топлива сохранить на том же уровне, дизель окажется перегруженным в тепловом отношении.

Поскольку скорость судна и частота вращения дизеля падают, то для оценки увеличения тепловой нагрузки дизеля следует воспользоваться отношением v/n . За нормальную нагрузку следует принять отношение v/n , полученное при плавании на спокойной воде вдали от берегов. Если снять во

время хода против сильного течения индикаторные диаграммы, то вполне можно применить отношение p_z/p_i и соответственно полученным результатам уменьшить цикловую подачу топлива.

Старшему механику следует записывать все параметры дизеля, работавшего в различных условиях, а также все изменения внешней обстановки, т. е. скорость течения, глубины под килем, скорость ветра. Кроме того, нужно записывать скорость судна и величины цикловых подач топлива, выраженные в положениях топливной рукоятки, при различных режимах работы. Накопленный таким образом материал позволит без всяких предварительных расчетов выбрать такой режим работы, который по возможности оградит дизель от тепловых перегрузок.

На многих судах в инструкции по обслуживанию включены различные характеристики работы дизеля: внешние, ограничительные, винтовые, нагрузочные и регуляторные, но все они составлены без учета работы в различных условиях, поэтому пользование ими иногда затруднительно.

5. Плавание во льдах

Плавание во льдах является наиболее тяжелым испытанием для всего судна в целом, и прежде всего для главного дизеля. Плавание сопровождается частыми и беспорядочными изменениями частоты вращения дизеля из-за резких изменений состояния льдов вокруг судна и частого маневрирования. Фиксировать в таких положениях частоту вращения дизеля или скорость судна невозможно.

Интенсивное повышение нагрузки сопровождается быстрым нарастанием температуры со стороны горячих газов в стенках крышки и днища поршня, вследствие чего в них возможны высокие тепловые напряжения, которые в условиях частого изменения приводят к развитию термоусталостных трещин.

Наблюдения за изменением температуры крышки и втулки дизеля Зульцер 6RD76 при плавании во льдах показали скорость нарастания температуры в верхней части втулки до 45 - 50 °C/мин. При плавании в обычных условиях эта скорость значительно меньше.

Так же резко, как и частота вращения дизеля, меняются и механические нагрузки на его детали и узлы. Правда, чаще всего страдают гребные винты и дейдвудные валы, но это только подтверждает, как велики нагрузки, испытываемые самим дизелем.

Большинство морских судов попадает в ледовую обстановку эпизодически и ненадолго, поэтому останавливаться более подробно на оценке состояния деталей дизеля при плавании во льдах не имеет смысла. То что дизель в ледовой обстановке испытывает резко нарастающие и быстро изменяющиеся перегрузки, ясно каждому механику. Чем-либо облегчить условия работы дизеля при этом механик не имеет возможности.

6. Значительное повышение температуры наружного воздуха и забортной воды

Повышение температуры наружного воздуха оказывает большее влияние на работу дизелей без наддува и меньшее – на работу дизелей с наддувом. Объясняется это тем, что у дизелей с наддувом воздух, прежде чем попасть в цилиндры, проходит через воздухоохладители. Если воздухоохладители имеют достаточную поверхность, температуру нагнетаемого воздуха можно поддерживать практически постоянной при всех условиях плавания.

При повышении температуры воздуха, поступающего в цилиндры, его массовый заряд уменьшается, а следовательно, уменьшается и коэффициент избытка воздуха α (при неизменном положении топливной рукоятки). При этом снижаются давление p_i и мощность N_i . Но поскольку уменьшение коэффициента α ухудшает процесс сгорания и, кроме того, температура воздушного заряда повышена, то температура выпускных газов возрастает и теплонапряженность деталей ЦПГ увеличивается.

Для дизеля 6RD76 повышение температуры продувочного воздуха на 23°C (с 17 до 40°) при постоянной частоте вращения дизеля сопровождается увеличением температуры поршня на $20 - 25^\circ$, втулки на 10° и крышки на $5 - 20^\circ$. Если сохранять постоянной не частоту вращения, а цикловую подачу, то температура деталей ЦПГ повысится еще меньше.

Более значительно повышение температуры продувочного воздуха влияет на экономичность и мощность дизеля. Так, по многим источникам при повышении температуры воздуха на 10° мощность дизеля будет уменьшаться на 4%. В этих обстоятельствах заградительным параметром будет температура выпускных газов по цилиндрам. Если при неизменной цикловой подаче топлива величина температуры выпускных газов не выходит из допустимых пределов, можно продолжать работать на этом режиме.

В противном случае, цикловую подачу топлива следует уменьшать до тех пор, пока температура выпускных газов не снизится, и этого будет достаточно для того, чтобы оградить дизель от тепловых перегрузок. Частота вращения при этом понизится, но причиной этому будет не увеличение внешних сопротивлений движению судна, а уменьшение цикловой подачи топлива.

Что касается повышения температуры забортной воды, то оно не будет оказывать влияния на работу дизеля до тех пор, пока водо- и маслоохладители способны поддерживать спецификационную температуру. Когда они перестанут справляться с этим, температура масла или воды, охлаждающей цилиндры и крышки, начнет повышаться.

Как известно, поршни современных малооборотных дизелей имеют водяное или масляное охлаждение. При повышении температуры охлаждающего масла повышается и температура стенки, которую масло омывает, но на газовой стороне это ощущается незначительно.

Механики никогда не допускают колебаний температуры масла в таком громадном диапазоне, разве что при выходе из порта, когда дизель начинает работать на масле, подогретом до минимально допустимой температуры. На

полном ходу в тропиках, если температура охлаждающего масла повышается всего на 2 - 3° сверх допустимого, обычно сбавляют нагрузку дизеля.

Так же влияет на работу дизеля и повышение температуры воды, охлаждающей втулки и крышки. Охлаждающая вода приносит меньше беспокойства, чем масло, так как ее температура на выходе, по крайней мере, на 20° превышает температуру масла, и практически ее можно поддерживать постоянной при любой температуре забортной воды.

7. Буксировка

Транспортные суда иногда оказываются в таком положении, когда им приходится буксировать другое судно или иной объект. Для одних судов это редкие эпизоды, другие занимаются этим регулярно.

Во время буксировки главный дизель требует неослабного внимания, так как условия его работы таковы, что он все время находится на грани тепловой и механической перегрузок. Это объясняется не только большим сопротивлением движению судна, но и необходимостью обеспечить максимально возможную мощность дизеля при сохранении надежности его работы.

С. В. Камкин и Г. А. Давыдов провели обстоятельные исследования работы главных дизелей МАН K7Z78/140A и Зульцер 9SD72 в условиях буксировки с целью выяснения, в какой степени неизменное положение топливной рукоятки обеспечивает надежную работу дизеля при длительной его эксплуатации на новом режиме.

Авторы критически рассмотрели некоторые рекомендации по оценке механической и тепловой напряженности дизеля. Так, давление сжатия p_c не признается параметром, ограничивающим механическую напряженность кормового конца коленчатого вала и теплонапряженность дизеля, так как не позволяет оценивать механическую напряженность элементов движения и остова дизеля. Справедливо также отмечается, что эта величина не относится к числу параметров, замеряемых при эксплуатации дизеля.

Также нельзя руководствоваться и температурой отходящих газов даже как косвенным критерием теплонапряженности деталей ЦПГ.

При переходе дизеля на режимы работы с повышенным сопротивлением движению судна температура отходящих газов падает. Ограничимся тем, что полученные ими закономерности присущи, хотя и в меньшей степени, режимам работы дизеля при обросшем корпусе судна.

Механическая напряженность деталей дизеля определяется значениями давлений p_c и p_i . Для малооборотных главных дизелей эти параметры определяют по индикаторным диаграммам, и поддержание их в допустимых инструкцией пределах является достаточной гарантией предохранения дизелей от механических перегрузок. Однако следует иметь в виду, что при буксировке в результате повышения давления p_g и снижения частоты вращения ухудшаются динамические показатели рабочего цикла дизеля: уменьшается величина p_c , увеличивается степень повышения давления и скорость повышения давления,

вследствие чего жесткость работы дизеля и механическая напряженность его деталей также увеличиваются.

Для конкретного примера с дизелем МАН K7Z78/140A переход от режима свободного хода на буксировочный, при неизменном положении топливной рукоятки, увеличивает механическую напряженность деталей движения на 13 %.

При падении частоты вращения и увеличении давления p_i значительно возрастает степень неравномерности вращения коленчатого вала, что приводит к увеличению амплитуды колебаний напряжений на валу. Для того же примера она увеличилась на 44 %.

Но основное, за чем следует наблюдать механикам, это тепловая напряженность деталей ЦПГ, так как она определяет надежность дизеля. Ранее уже пояснялось, что унос тепла с отходящими газами для каждого дизеля находится в прямой зависимости от частоты вращения, при ее увеличении число циклов в единицу времени и температура газов увеличиваются. При падении частоты вращения и неизменном положении топливной рукоятки наблюдается обратное явление.

Тепло же, передаваемое от газов к стенкам, зависит в основном от давления p_i и мало зависит от скоростного режима. Поэтому получается перераспределение тепла отходящих газов: количество тепла, уносимое газами, уменьшается, а количество тепла, воспринимаемое стенками втулки, поршня и крышки, увеличивается.

На рисунке 4 показано изменение температуры в полости уплотнений цилиндровой втулки дизеля K7Z78/140A в результате перехода от режима свободного хода (кривая 1) на буксировочный режим (кривая 2) при неизменном положении топливной рукоятки. Показан частный случай, так как полость уплотнений цилиндровой втулки у этого дизеля является наиболее неблагоприятным районом. У других дизелей таким районом может оказаться периферийная часть днища поршня или верхняя часть втулки. У рассматриваемого дизеля даже на режимах полного хода при положении топливной рукоятки на делениях 94,5 и 113 об/мин температура в поясе уплотнений никогда не достигала величин, показанных на графике.

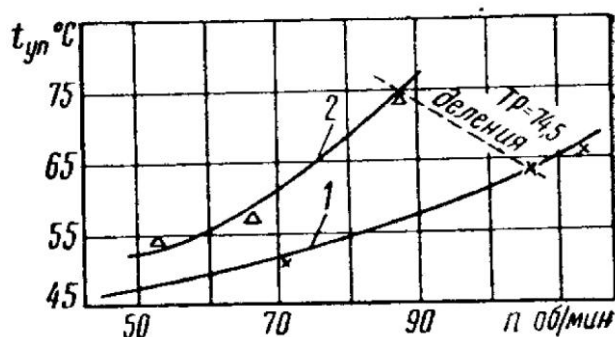


Рисунок 4 – Изменение температуры в полости уплотнений цилиндровой втулки дизеля МАН K7Z78/140A

Так как при снижении частоты вращения падает и давление продувочного воздуха, то уменьшается количество тепла, отводимого из района окон с продувочным воздухом, что ведет к резкому повышению температуры этих частей втулки. Повышение температуры вызывает деформацию втулки, в результате чего ухудшаются условия работы поршневых колец и их смазка, в цилиндре возникают стуки и в дальнейшем перемычки окон вырабатываются ступенькой.

Дизель МАН K7Z78/140A является не единственным, который не имеет охлаждения перемычек окон, большинство дизелей, такого охлаждения не имеет. Да и в тех случаях, когда перемычки окон имеют охлаждение, условия отвода тепла от них при тепловой перегрузке ухудшаются, и известны случаи, когда ступенькой вырабатывались охлаждаемые перемычки.

При современных измерительных и контролирующих аппаратах, которыми снабжены судовые дизели, получить непосредственные данные о температурном состоянии деталей ЦПГ невозможно. Для получения таких данных в рейс идет группа испытателей со специальными лабораторными приборами.

Механикам же следует руководствоваться данными, полученными из индикаторных диаграмм, т. е. величинами давлений p_z , p_c , p_i . В случае достижения предельного значения давления p_i цикловую подачу топлива нужно, безусловно, снижать. То же самое нужно делать и в случае повышения давления p_z до номинального или заданного инструкцией значения. Если давление p_c упало на значительную величину, допустим на 4 - 5 кгс/см², подачу топлива необходимо снижать даже при заданном давлении p_z .

Практическое ЗАНЯТИЕ № 3.

ИЗНОСЫ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ И ИХ УСТРАНЕНИЕ

1. Изгиб коленчатого вала вследствие деформации корпуса

Правилами Регистра допускается деформация корпуса судна на крупной волне со стрелкой прогиба, не превышающей 0,001 длины судна. При расположении главного дизеля в средней части судна деформации изгиба будут испытывать детали набора корпуса вместе с машинным фундаментом, машинная рама и коленчатый вал.

Для того чтобы деформация была возможно меньшей, часть набора корпуса под машинным фундаментом и сам фундамент делают более жесткими. Однако это не исключает полностью деформаций машинной рамы. Так, у одного из дизелей Доксфорд длина машинной рамы превышает 18 м. При замере ее упругой деформации стрелка прогиба достигала 1 мм.

Иногда значительные деформации машинных рам и коленчатых валов наблюдаются и у относительно коротких дизелей; очевидно, здесь причиной является недостаточная жесткость набора и машинного фундамента.

Но вообще поломка коленчатых валов мощных малооборотных дизелей, построенных за последние 15 лет – чрезвычайно редкое явление. За весь послевоенный период на судах БМП было только два случая поломок коленчатых валов главных дизелей.

Кроме того, у подавляющего большинства новых судов, не говоря уже о танкерах, главный дизель расположен не в середине судна, а в корме и коленчатые валы даже при сильной качке не испытывают таких напряжений изгиба, которые следовало бы принимать во внимание.

Нет необходимости приводить весь комплекс сложных напряжений, которые испытывает коленчатый вал, особенно во время сильной килевой качки, тем более что характер и распределение этих напряжений зависят не столько от конструкции самого вала, сколько от жесткости его фундамента и набора корпуса под фундаментом, а также от характера укладки вала. Что касается скорости износа подшипников, то, безусловно, она увеличивается, если коленчатый вал испытывает дополнительные упругие деформации из-за недостаточной жесткости фундамента, но чем более совершенствуется технология постройки современных дизелей, тем более повышается износостойкость основных узлов дизеля.

Однако следует отметить, что по исследованиям чешских специалистов у рамовых подшипников дизеля 6S275IPV, работавших в условиях деформаций коленчатого вала, давления отличались от расчетных на 30 – 50 % в сторону увеличения. Объяснялось это несимметричным распределением полей давления относительно продольной оси подшипника.

2. Увеличение зазоров в подшипниках

Основные подшипники дизеля относятся к так называемым нестационарным. Под нестационарными понимаются подшипники, у которых величины и направления действующих на них сил, а также угловые скорости между поверхностями скольжения изменяются во времени. Типичными нестационарными подшипниками дизеля являются мотылевой и, в несколько меньшей степени, рамовый.

На рисунке 5 показана траектория центра рамовой шейки коленчатого вала главного дизеля Зульцер 9RD90 танкера «Люботин» при различных режимах работы (I - сторона топливных насосов; II - сторона выпуска). Установочный масляный зазор в подшипнике при диаметре шейки 650 мм находится в пределах 0,4 - 0,56 мм. Из графика видно, что на режимах, на которых проводились испытания, контакт вала и нижнего вкладыша полностью отсутствует, а при минимальном масляном зазоре возможно касание шейки верхнего вкладыша в момент нахождения мотыля в положении на 30° до в. м. т.

В значительно худших условиях находятся головные подшипники, работающие при высоких нагрузках и несовершенной смазке вследствие небольших скоростей скольжения и перемены направления движения каждые пол-оборота коленчатого вала. Поэтому в головных подшипниках возникают чрезвычайно тяжелые условия для сохранения масляной пленки.

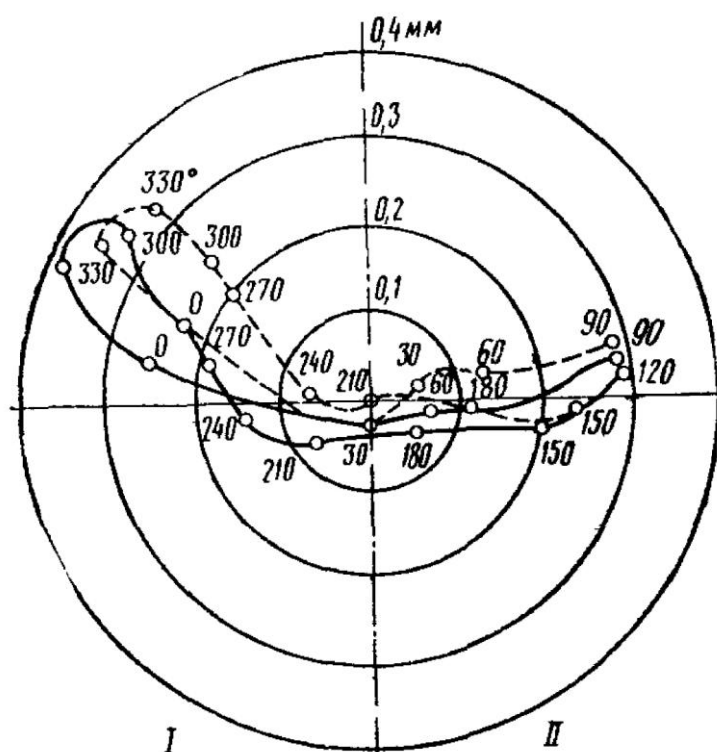


Рисунок 5 – Траектория центра рамовой шейки коленчатого вала главного дизеля Зульцер 9RD90 при номинальной мощности

Как показывают результаты испытаний подшипников, у мощных дизелей даже в приработавшихся подшипниках при 100%-ной нагрузке масляная пленка частично сохраняется, но более 50 % сил трения возникает на участках сухого и граничного трения. Суммарная площадь точек контакта составляет только 0,03 % общей площади подшипника. Поэтому, если приложить к такой небольшой поверхности 50 % сил трения всего подшипника, то не обеспечивается полное охлаждение контактирующей поверхности и происходит разрыв масляной пленки. В результате участок сухого трения увеличивается и, если вовремя не принять необходимых мер, произойдет выплавление подшипника.

Мотылевые и рамовые подшипники работают в значительно лучших условиях, поэтому и повреждения их случаются значительно реже.

При длительной работе дизеля без переборки основных подшипников зазор в них увеличивается. Скорость износа в зависимости от величины зазора в подшипниках исследовали во многих странах, и выводы были почти единодушными: при увеличении зазоров в подшипниках сверх определенного предела (приблизительно двойной установочный зазор) скорость износа подшипников резко возрастает.

Для главных малооборотных дизелей актуальность этого вопроса со временем стала затухать, так как при современной технологии постройки таких дизелей скорость износа их основных подшипников настолько мала, что трудно представить такой запущенный дизель, у которого зазор в подшипниках достиг двойного установочного.

Но не настолько износоустойчивы подшипники некоторых среднеоборотных дизелей.

Исходя из длительного опыта эксплуатации дизелей Веркспур и других, а также проведенных экспериментов с различными величинами зазоров в подшипниках, пришли к выводу о необходимости уменьшения зазоров в подшипниках дизелей Веркспур и дала указания об установке монтажных зазоров у новых подшипников в пределах 0,07 - 0,1 мм. Период обкатки подшипников с этими зазорами увеличили в два раза. Это намного улучшило условия работы подшипников и случаи разрушения заливки в них резко сократились.

В продолжение многих лет вопрос об установлении наиболее оптимальных зазоров в подшипниках дизелей исследовали научные организации, пароходства и судовые механики, но окончательно он решен не был. Не решен он и в европейском дизелестроении. Например, фирма «Зульцер» применяет монтажные зазоры в мотылевых и рамовых подшипниках своих дизелей почти в два раза большие, чем фирма МАН при одинаковых диаметрах шеек.

Если у мощных малооборотных двухтактных дизелей величины монтажных зазоров в мотылевых и рамовых подшипниках и не оказывают существенного влияния на прочность заливки, что подтверждается расхождением в нормах фирм «Зульцер» и МАН, то для среднеоборотных дизелей величины зазоров в подшипниках имеют решающее значение. Это подтверждается многократными экспериментами.

По этим результатам сделан вывод о том, что срок службы коленчатого вала до заводского ремонта и подшипников до их перезаливки может быть доведен до 80000 ч. Уменьшение заводских монтажных зазоров рекомендуется проводить не сразу, а после 1000 - 1200 ч работы, когда подшипники и шейки приработаются и на поверхности их образуется упрочненный слой.

Исследование было проведено по дизелям 18Д, 6С275Л, Шкода, 4ДР30/50, 6425/34.

В результате исследований установлено, что при работе этих дизелей с зазорами в мотылевых и рамовых подшипниках 0,18 - 0,2 мм скорость увеличения зазоров на 1000 ч составляет 0,015 - 0,02 мм. После того как зазоры были уменьшены до 0,04 - 0,08 мм, скорость увеличения зазоров снизилась до 0,005 - 0,006 мм на 1000 ч.

Такие зазоры в подшипниках можно устанавливать при хорошо сохранившейся геометрии шеек, т.е. минимальных величинах эллиптичности и конусности. Но причины появления трещин в баббите подшипников только что упомянутых дизелей и современных малооборотных деталей с высокой степенью наддува совершенно разные.

В среднеоборотных дизелях, например 4ДР30/50, 6425/34 и других, давления в подшипниках относительно невелики, и основной причиной растрескивания в них баббита являются динамические нагрузки, резко возрастающие при увеличении зазора. Они попросту «разбивают» баббит. В малооборотных же дизелях, например Зульцер RD76, нагрузки в подшипниках столь велики, что вплотную придвинулись к предельно допустимым. Поэтому в них задолго до увеличения зазоров на большую величину уже появляются трещины. У дизеля RD76 трещины характерны для головных подшипников. Большие давления как бы раздавливают баббит без существенного участия в этом динамических нагрузок.

3. Неодинаковая затяжка пружин форсунок на дизеле с двумя форсунками на цилиндр

В связи со все увеличивающейся степенью наддува увеличивается и количество сжигаемого за цикл топлива на единицу объема. Это вызвало увеличение размеров форсунок настолько, что они стали конструктивно неудобными.

Выходом из создавшегося положения было создание дизелей с двумя, тремя и даже четырьмя форсунками на одном цилиндре. Особенно много типов таких дизелей разработано фирмами «Бурмейстер и Вайн» и «Мицубиси».

Топливо в форсунки подается чаще всего одним топливным насосом на две форсунки. В такой системе каждая форсунка должна за один цикл подавать одинаковое количество топлива, распыливаемого при равном давлении. Однако, как показала эксплуатация, добиться такой согласованной работы двух форсунок мешает множество причин, и в том числе предварительная затяжка пружин.

Оказалось, что практически очень трудно, а порой невозможно добиться равенства затяжек по обоим форсункам. Кратковременность процесса подъема иглы при опрессовке, быстрое перемещение и дрожание стрелки манометра в момент подрыва иглы не позволяют точно определить величину давления затяжки пружины.

В процессе работы форсунок разница величины их затяжки может увеличиваться вследствие ослабления болтов и контргаек, затягивающих пружину, и вследствие осадки самой пружины. У работающих при такой разности давлений двух форсунок одного цилиндра углы впрыска, время начала подачи и величины подачи различны, что не может не отражаться на процессе сгорания топлива.

Протяженность его по углу п. к. в. следует отсчитывать от начала впрыска топлива форсункой с меньшей затяжкой пружины и до конца впрыска любой из форсунок, игла которой сядет на место позже. Такое несоответствие работы форсунок растягивает процесс подачи и сгорания топлива в цилиндре и не может не отразиться на его динамике.

Значительные отклонения процесса сгорания топлива от расчетного влияют на частоту вращения коленчатого вала, а это в свою очередь приведет к падению давления продувочного воздуха и уменьшению коэффициента избытка воздуха, поскольку цикловая подача топлива остается прежней. Такое положение может привести к повышению тепловой напряженности деталей ЦПГ. Еще раз уместно напомнить, что этот процесс не отразит ни один из штатных приборов дизеля, разве что повысится температура выпуска в отдельных цилиндрах.

Исследования показали, что расхождения в цикловых подачах форсунок одного цилиндра уменьшаются с ростом общей подачи насоса и частоты вращения дизеля. Однако из графиков, приведенных в указанной работе, видно, что даже незначительная разница в затяжках пружин форсунок практически влияет на цикловые подачи топлива, а при разнице в затяжках 30 кгс/см^2 неравномерность по подачам даже при номинальной частоте вращения превышает 5 %.

Поскольку главный дизель основную часть времени работает на частоте вращения, близкой номинальной, каких-либо серьезных осложнений в тепловом процессе дизелей, имеющих две и более форсунок в одном цилиндре, по-видимому, не возникало, чем и можно объяснить незначительное количество исследований в этой области. Кроме того, количество таких дизелей относительно невелико.

4. Изменение состояния топливной аппаратуры при длительных переходах

В топливную аппаратуру входят топливные насосы, форсунки, трубопроводы и фильтры тонкой очистки.

Во время длительного перехода могут появиться дефекты только в распылителях форсунок и, несколько реже, в клапанах топливных насосов.

Плунжерные пары обычно работают очень долго без видимых признаков износа.

У форсунок возможны следующие дефекты засорение или загорание сопловых отверстий; протекание; заедание иглы; значительный пропуск топлива через неплотности в направляющей части иглы; поломка или ослабление пружины; увеличение сопловых отверстий вследствие износа.

За исключением неплотностей в направляющей части иглы и увеличения сопловых отверстий, остальные дефекты могут возникнуть в любое время при длительной безостановочной работе дизеля. Названные же дефекты развиваются медленно и только при исключительно небрежном отношении к дизелю их можно не заметить во время осмотров форсунок.

Наиболее опасны для форсунок подтекание ее и заедание или зависание иглы. При подтекании форсунки на кончике ее распылителя (после посадки иглы) образуется капля топлива. При следующей подаче топлива эта капля отрывается от распылителя и сгорает не распыленной, образуя значительное количество нагара. Нагар, оседая на днище и образующей поршня до уровня первого кольца, а также на стенках верхней части втулки и днище крышки, увеличивает скорость их износа.

Примерно так же, если не хуже, действует на процесс сгорания топлива зависание иглы. Процесс подачи топлива форсункой начинается одновременно с началом рабочего хода плунжера насоса, и, поскольку пружина форсунки не работает, давление топлива в форсунке и подача его в цилиндр нарастают постепенно. То же происходит и в конце рабочего хода плунжера при падении давления топлива. В этом случае также неизбежно возникновение капли на кончике распылителя.

Немногим лучшее положение создается при поломке пружины форсунки.

Такие дефекты сравнительно нетрудно обнаружить и у работающего дизеля. Во время работы, особенно при неполной частоте вращения, форсунка издает характерный звук, похожий на мягкий удар двух металлических предметов, который легко ощущается рукой. Если пружина форсунки не работает, никаких звуков не ощущается. Поскольку процесс горения в таких случаях растягивается, температура выпускных газов несколько повышается.

Наиболее надежным способом обнаружения таких дефектов является снятие индикаторных диаграмм или хотя бы гребенок. В цилиндре с форсункой, имеющей подобные дефекты, резко падает давление p_z (на 4 - 5 кгс/см²). При таких дефектах в форсунке часто появляется дым в выпускных газах, однако это справедливо не для всех дизелей. Обычно при обнаружении дефектных форсунок их меняют.

Труднее обнаружить такой дефект, как засорение или загорание отверстий в распылителях. Выход из строя одного, двух и даже трех отверстий опасен не ухудшением условий сгорания топлива, а перекосом факела форсунки, в результате чего края его могут касаться стенок втулки или периферийной части головки поршня. Касание конца факела небольшой площади поршня или втулки вызовет такой поток тепла, с передачей которого эта площадь будет справляться с трудом, и температура стенки з этой части начнет повышаться. Какие явления

вызовет в охлаждаемой поверхности местное повышение температуры, уже известно.

Пропуски клапанов также влияют на процесс сгорания топлива, но это более отражается на экономичности его использования, а не на увеличении износа деталей ЦПГ.

5. Нарушение установленной подачи смазки

Пока еще нет таких циркуляционных систем, у которых можно контролировать поступление масла в каждый из подшипников и другие узлы дизеля. Контролируются только общие показатели системы: давление масла до и после фильтра, температура масла при выходе из танка и при входе после маслоохладителя в дизель, давление перед масляным насосом и после него, электрическая нагрузка мотора циркуляционного масляного насоса.

При масляном охлаждении на выходных патрубках каждого поршня установлены термометры и контрольные крышки или стекла, позволяющие наблюдать за потоком масла, выходящим из системы охлаждения поршня. Все остальные узлы масляной системы внутри картера остаются без контроля. Основные подшипники новейших дизелей оборудуются термопарами, при помощи которых можно контролировать температуру, но остаются без контроля остальные узлы трения.

Между тем, как бы тщательно ни очищалось маслофильтрами и сепарированием, на стенках маслопроводов образуются отложения, влияющие на скорость и количество проходящего масла, в результате чего расчетное распределение масла по узлам нарушается. Особенно это касается маслопроводов небольшого диаметра, подающих масло к подшипникам шестерен и различных валов небольшого диаметра, к ползунам и сцеплениям шестерен.

Неоднократно в эксплуатации наблюдались труднообъяснимые случаи значительного увеличения износа в таких узлах, иногда со следами перегрева, несмотря на то, что масло в узлы поступало исправно. Также нередки случаи, когда при вскрытии цилиндра оказывается, что не из всех штуцеров масло поступает в цилиндр, несколько штуцеров закоксовано. Чаще всего страдают этим дефектом наиболее ответственные штуцеры, расположенные в области более высоких температур.

Однако по работе большинства устройств, подающих масло в цилиндры, такой дефект обнаружить нельзя: в смотровом стекле пресс-масленки также будет проходить контрольная капля масла, но в цилиндр она не попадет. Неисправность можно обнаружить по уменьшению расхода цилиндрического масла, но смазочные устройства большинства дизелей не дают возможности точного учета расхода масла на каждый цилиндр, а тем более на каждый штуцер, и инструкции по обслуживанию дизелей не обязывают к строгому контролю расхода цилиндрического масла на весь дизель хотя бы за сутки.

Неполадки масляных систем дизеля отнюдь не обязательны. У большинства современных дизелей с большими диаметрами цилиндров можно

проверять состояние цилиндрических втулок со стороны подпоршневого пространства без каких-либо существенных разборок. Кромка поршня у них при положении его в в. м. т. находится выше осей маслоподающих штуцеров (например, у дизеля RD76 на 150 мм). Это дает возможность контролировать на любой стоянке не только состояние рабочей поверхности втулок, окон, но и подачу масла в цилиндр через штуцеры. При обнаружении закоксовавшихся штуцеров не составляет особого труда перебрать их. Пренебрегать такой возможностью нельзя, тем более что сроки между вскрытиями цилиндров с каждым годом все более увеличиваются.

Также несложно проверить состояние конечных маслопроводов малого диаметра, наиболее удаленных от входных труб большого диаметра. Такие участки следует периодически снимать и продувать сначала паром, затем воздухом. Продувка должна планироваться в ремонтной ведомости при ремонте любой категории, однако, как показывает практика, это делают далеко не всегда.

6. Изменение нагрузки на газотурбоагрегаты вследствие их загрязнения

Поскольку через проточную часть газовой турбины проходят продукты сгорания топлива и цилиндрического масла, а турбоагрегат непрерывно забирает из МО воздух, насыщенный парами масла и пылью, неизбежным злом являются отложения, образующиеся на стенках проточных частей и лопатках турбины и агрегата.

Проточная часть агрегата до некоторой степени предохраняется от отложений воздушными фильтрами, но они эффективно работают до тех пор, пока сами чистые. На длительных переходах неизбежно засорение фильтров, и в этих случаях воздух проходит в агрегат, почти не изменяя своего состава.

Естественно, что отложения на лопатках турбины увеличивают массу ее крылатки и при том же количестве проходящих сквозь турбину газов частота вращения роторов турбины и агрегата падает. Падение частоты вращения ротора агрегата влечет за собой падение давления продувочного воздуха и, при неизменной цикловой подаче топлива, уменьшение коэффициента избытка воздуха α . Какие изменения вносит в тепловое состояние деталей ЦПА несоответствие коэффициента α цикловой подаче топлива, описано ранее.

Следует отметить, что отложения или нагар на лопатках турбины располагаются неравномерно, поэтому нарушается динамическая балансировка ротора и, вполне естественно, увеличивается износ подшипников и сокращается срок их службы.

Если для проточной части агрегата условия сгорания топлива и масла не имеют значения и чистота ее зависит от состояния воздушных фильтров, то для газовой турбины это обстоятельство имеет решающее значение. Чем лучше будут отрегулированы процесс сгорания топлива в цилиндре и подача смазки в него, тем с меньшей скоростью будут нарастать отложения в проточной части турбины.

Изменится и характер отложений. При хорошо отрегулированном процессе в цилиндре лопатки турбины покрываются сравнительно тонким (до 1 мм) слоем сухой сажи, легко отделяющейся от поверхности. При чрезмерной подаче масла и дефектах форсунок на лопатках будет уже не сажа, а гудрон, расположенный неравномерно и значительно более толстым слоем, чем сажа.

Таким образом, уход за ГТН начинается с тщательного контроля процесса сгорания топлива и масла в цилиндре.

Загрязнения проточных частей турбины и нагнетателя вызывают не только повышенный износ подшипников, но и еще одно явление, называемое помпажем. Обычно оно возникает при увеличении частоты вращения от малого хода. Внешне это явление проявляется в возникновении резких, завывающих, прерывистых звуков в нагнетателе, что сопровождается падением частоты вращения ротора ГТН на 1000 об/мин и более, а также выбросом воздуха из всасывающего патрубка нагнетателя. При этом падает давление продувочного воздуха и повышается температура выпускных газов перед турбиной.

Хотя это явление длится недолго, только при набирании дизелем частоты вращения резкая вибрация ротора ГТН увеличивает нагрузку на подшипники. Кроме того, в это время могут возникнуть резонансные колебания рабочих лопаток нагнетателя и турбины, которые приведут к поломке.

Загрязнения проточных частей ГТН являются не единственной причиной возникновения помпажа, но наиболее вероятной. Поскольку образование отложений на проточных частях ГТН неизбежно, их следует периодически очищать. Строгих сроков очистки не установлено; рекомендуется делать это по мере необходимости.

Хотя и до сих пор применяют в основном механическую очистку, цели она полностью не достигает из-за сложности форм деталей. Более эффективна промывка проточных частей ГТН пресной водой при работе дизеля, что и было рекомендовано фирмой «Зульцер» для своих дизелей.

Процесс промывки ГТН предельно прост, но до сих пор не признан некоторыми судовыми механиками, предпочитающими очистку и промывку с разборкой деталей при ремонте. Загрязнение проточных частей ГТН является не единственным эксплуатационным дефектом, вызывающим усиленный износ деталей не только самих ГТН, но и деталей ЦПГ.

Широко распространены различные ГТН фирмы «Броун-Бовери». Укупорка лабиринтовых уплотнений у них осуществляется через разгрузочную полость турбины путем подачи в нее воздуха. Выход воздуха с небольшой примесью газов через эту полость свидетельствует о том, что воздух поступает в лабиринтовые уплотнения.

Но воздух, засасываемый нагнетателем из МО, несет в себе и пары масла, которые отлагаются в соединительных каналах и в лабиринтах. Поскольку температура лабиринтов достаточно высока, масляные пары, проходящие здесь вместе с воздухом, отлагаются в виде кокса, воздуха через лабиринт проходит все меньше и температура его начинает возрастать. Это приводит к тому, что при пуске дизеля, когда количество газов, проходящих через турбину, еще невелико, ротор ее некоторое время остается неподвижным, так как энергии

газов не хватает для преодоления дополнительных сил трения. Поскольку в таком состоянии лабиринты уже перестают быть таковыми, газы начинают прорываться в сторону подшипника и температура его возрастает, а это, в свою очередь, вызывает повышенный износ подшипника

Самое неприятное в этом явлении то, что воздушный канал, ведущий к лабиринтам, у турбонагнетателей этой фирмы выполнен в среднем корпусе и корпусе турбины, и без полной разборки ГТН прочистить воздушный канал невозможно. Разборку же ГТН можно осуществить далеко не на каждой стоянке. Поэтому при каждой очередной разборке турбонагнетателя нужно особое внимание обратить на чистоту воздушного канала.

Еще более распространенными и более опасными дефектами являются трещины в проточной части газовой турбины. Реже от трещин страдает проточная часть нагнетателей. Как правило, появление трещин заканчивается обрывом части лопаток ротора турбины.

7. Общие условия эксплуатации дизеля

Известно, что на срок службы основных деталей дизеля большое влияние оказывает нагрузка его при эксплуатации. Скорость износа деталей зависит не столько от продолжительности работы, сколько от величины нагрузки дизеля.

Если для дизелей, построенных в начале 50-х годов, трещины в основных деталях или износ, исчисленный миллиметрами на 1000 ч, были редкостью, то в начале 70-х годов литература и статистика свидетельствуют о многочисленных случаях исключительно высоких износов цилиндрических втулок и поршневых колец, задиров втулок и заклиниваний поршней, появления трещин в поршнях, втулках и крышках цилиндров, а также в головных и мотылевых подшипниках новых дизелей. Причем, этими дефектами страдают дизели ведущих дизелестроительных фирм, имеющих многолетний опыт в постройке дизелей. Поэтому, как уже говорилось, ни в коем случае нельзя стараться приближать параметры, на которых работает дизель, к тем, которые получены заводом на стенде и приведены в приемо-сдаточных документах.

Завод применяет различные способы контроля: тензометрирование, термометрирование, осциллографирование и может испытывать дизели со значительными перегрузками, не теряя контроля над ними. В судовых же условиях дизель работает в значительно более сложных условиях и нередко находится в перегруженном состоянии, о чем не укажет ни один из штатных приборов.

После ремонта с выемкой поршней, даже если в ЦПГ не была заменена ни одна деталь, дизелю нужен какой-то период обкатки.

Исследования, проведенные в Новосибирском институте водного транспорта, позволили сделать вывод о том, что в общем случае для нового или капитально отремонтированного дизеля на первых 50 - 100 ч эксплуатации следует ограничить мощность 75 - 80 % номинальной. Это увеличивает моторесурс не менее чем на 20 % снижает эксплуатационные расходы топлива и масла на 4 % из общей сложности дает большой экономический эффект.

Правда, эти цифры ориентировочные, многое зависит от качества ремонта и особенностей дизеля.

Значительно чаще производят не ремонт дизеля, тем более капитальный, а профилактические переборки силами судового экипажа со сменой некоторых деталей (основных подшипников, поршней и втулок), нередко без участия Регистра. В таких случаях старший механик судна должен установить режим обкатки, если возможно, согласовав его с ССХ. Неправильная обкатка дизеля после замены некоторых основных деталей может принести им непоправимый вред; особенно это касается деталей ЦПГ. При неправильной обкатке на новой детали чаще всего возникают задиры, которые перейдут на сопряженную с ней старую деталь. Процесс будет развиваться с нарастающей скоростью и закончится вынужденной остановкой дизеля или даже заклиниванием поршня в цилиндре. У подшипников этот процесс выразится в повышении температуры подшипника вплоть до выплавления баббита.

Практическое занятие № 4. РАБОТА ДИЗЕЛЕЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СОСТОЯНИЯ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ

1. Износ цилиндрических втулок

Обычно удельный износ цилиндрических втулок, поршневых колец, основных подшипников и шеек коленчатого вала относят к 1000 ч работы. При определении количества рабочих часов реверсы дизеля не подсчитывают и во внимание не принимают. Это обстоятельство снижает точность расчетов износа, так как при пусках дизеля втулки и кольца подвергаются усиленному износу.

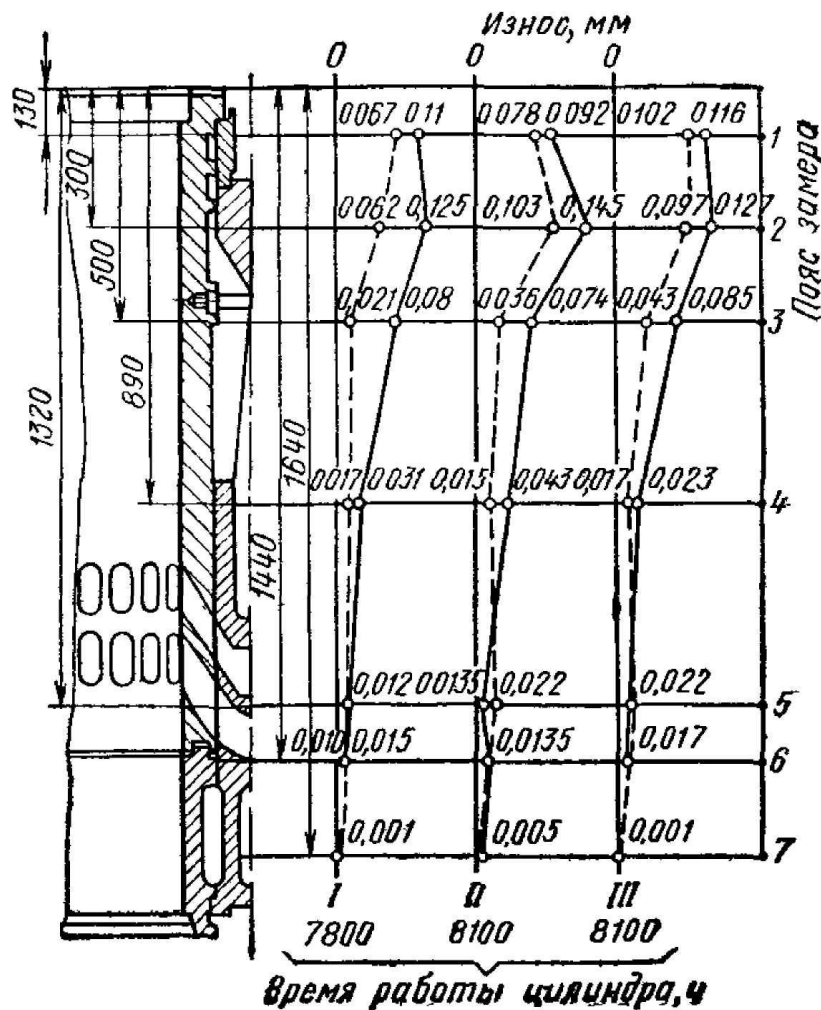


Рисунок 6 – Износ цилиндрических втулок дизеля Зульцер 9SD72

Исследования показали, что пуск судового дизеля в холодном состоянии равноценен 5 - 7 ч его работы. Согласно другим источникам, эта цифра составляет 10 ч. Правда, в настоящее время ни кто главных дизелей в холодном виде в ход не пускает, но то, что в момент пуска износ втулки и колец во много раз выше, чем при установившемся режиме, бесспорно.

Частые пуски дизеля, необходимые при реверсах, являются одним из наиболее существенных факторов, увеличивающих скорость износа.

Характер износа втулок довольно сложен, но, поскольку он достаточно закономерен, определить его не составляет большого труда.

На рис. 6 показаны характер и величины износа трех втулок (I, II, III) из девяти дизеля Зульцер 9SD72.

Как видно из рисунка, максимальная величина износа образуется в верхних частях втулок. Это объясняется тем, что в верхней части втулки наиболее высокие давления и температура цикла, вследствие чего поршневые кольца здесь с наибольшей силой прижимаются к стенкам втулки. Высокая температура газов в верхней части частично разрушает масляную пленку на стенках втулки, что усугубляет процесс износа.

По оси блока и в плоскости движения шатуна втулка изнашивается неравномерно (на рисунке сплошными линиями показан износ по оси блока, а пунктирными - в плоскости движения шатуна). Но такой износ характерен для крейцкопфных дизелей, у которых нормальное давление воспринимается параллелями, а не стенками втулки. Кроме того, износ вдоль оси блока у таких дизелей имеет большие величины, чем в плоскости движения шатуна, еще и потому, что теплоходы плавают все время с дифферентом на корму, особенно на балластных переходах, и поршни в этом случае приваливаются к втулкам в сторону кормы.

У бескрейцкопфных дизелей, как правило, износ в плоскости движения шатуна всегда больше, чем вдоль оси блока, так как тронк их поршней выполняет роль также и ползуна.

Величина эллиптичности втулок по высоте также не одинакова. У бескрейцкопфных дизелей наибольшая эллиптичность образуется приблизительно на середине рабочей высоты втулки. Износ нижней части втулок у всех дизелей фактического значения не имеет, так как его величина ничтожно мала.

Наблюдения за втулками показали, что скорость износа в верхней части в 4,5 - 5,5 раза больше, чем в средней. Это объясняется различными давлениями от колец и разными температурными условиями работы втулок.

Такое явление крайне нежелательно потому, что в районе окон на втулке часто образуются наработки в виде резко выраженной ступеньки. Поршневые кольца, проходя такую ступеньку, напоминают кривую изменения давления в цилиндре (левая часть), несколько отличаясь от нее вверху. Это можно объяснить тем, что условия смазки верхней части втулки хуже, чем нижней.

Иногда случается, что в районе пояса продувочных и выпускных окон износ втулки не уменьшается, а, наоборот, заметно увеличивается. Кривая такого износа показана на рисунке 7.

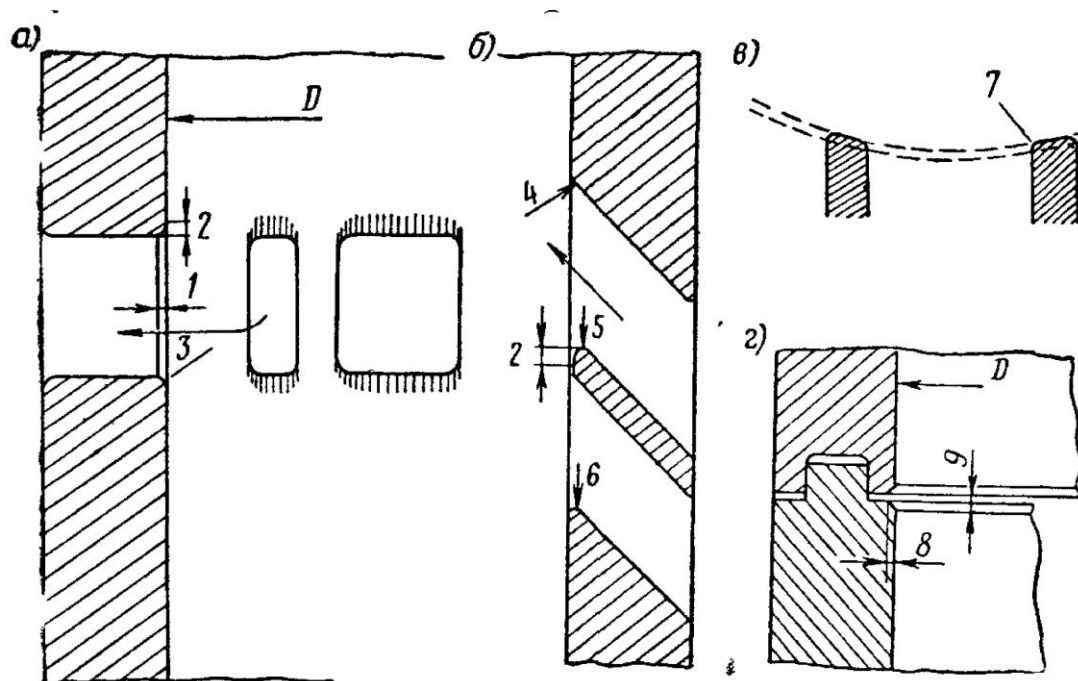


Рисунок 7 – Форма кромок выпускных и продувочных окон дизеля Зульцер

У многих высокооборотных дизелей через некоторое время верхнее кольцо, а иногда и следующее за ним пригорают в канавках. Пригоранием объясняют повышенную скорость износа втулок, так как кольцо, потеряв упругость, не прижимается плотно к втулке и между рабочими поверхностями втулки и кольца образуется слой абразивно действующих частиц кислотного происхождения.

В том случае, если кольца не пригорают, максимальный износ втулок обычно происходит в зоне между первым и вторым поршневыми кольцами при положении поршня в в. м. т. Эта зона охватывает 1/7 высоты втулки в ее верхней части.

После очистки втулки и окон от нагара следует осмотреть окна, проверяя форму их кромок. Большие дизели этой фирмы, и, в частности, модель SD72, имеют втулку, состоящую из двух частей. На рис. 7, г показано сопряжение двух частей втулки и размеры фасок в месте стыка частей.

Для проверки формы кромок рекомендуется изготовить шаблоны из листовой стали толщиной 0,7 - 1 мм.

Не следует трогать кромки, если в этом нет необходимости. Когда во время работы кольца не задевают за кромки окон (нет стука), то форму кромок достаточно проверять шаблоном при каждом вскрытии. В том случае, если кольца задевают за кромки, нужно отыскать места вероятного задевания и закруглить кромки по шаблонам (для этого применяют полукруглые шлифные напильники) и тщательно проследить за тем, чтобы металлические опилки не остались в цилиндре. Круговую фаску на стыке двух частей втулок нужно зачистить мелким наждачным кругом, насаженным на электрическую дрель.

Обмер втулок. Перед обмером рабочая поверхность втулки должна быть хорошо промыта, очищена от нагара и насухо протерта бelfевой ветошью.

Диаметры втулок замеряют микроштихмасом, который обычно собирают в комплект с несколькими вставками. При сборке штихмаса нужно тщательно протереть торцы вставок и проверить, нет ли на них забоин, коррозии или случайных повреждений. При небрежной сборке штихмас может дать погрешность в сторону уменьшения размера в несколько сотых миллиметра. В этом случае можно получить уменьшенные диаметры цилиндра против действительных и сделать неверное заключение о величине его износа.

В тех случаях, когда для замера диаметров поршня, имеется микрометр, необходимо собранный штихмас сверить по микрометру и установить истинный номинальный диаметр втулки.

Например, собранный штихмас, установленный на размер 720 мм, показал при сверке по микрометру размер 720,05 мм. Тогда для определения действительного диаметра втулки к показателям штихмаса следует прибавлять 0,05 мм.

Необходимо также учитывать, что при замерах таких больших диаметров сам способ измерения может дать погрешность $\pm 0,05$ мм.

При обмерах втулки нужно принимать во внимание следующее. В горизонтальной плоскости, т.е. плоскости поперечного сечения втулки, наибольшим размером будет диаметр втулки в данный момент. В вертикальной плоскости диаметр втулки будет наименьшим размером.

У всех микрометрических штихмасов измерительные поверхности сделаны сферическими, так что штихмас касается измеряемых поверхностей только двумя точками. Один его конец опирают на измеряемую поверхность и держат неподвижным, а другим отыскивают размер. При этом свободным концом штихмаса описывают две дуги – в горизонтальной и вертикальной плоскостях, т.е. совершают крестообразное движение.

Штихмас устанавливают на заведомо меньший размер. Описывая дуги, постепенно увеличивают длину штихмаса и, следовательно, дуги делаются все короче, пока горизонтальная дуга не станет практически равной нулю. Достигнув такого положения, еще раз убеждаются в том, что свободный конец штихмаса может иметь движение только по вертикали и касается измеряемой поверхности в одной точке. В этом положении штихмас покажет действительную величину измеряемого диаметра.

Во время замера нужно следить за тем, чтобы другой конец штихмаса не сдвигался и касался измеряемой поверхности в одной и той же точке. Поскольку это затруднительно, при обмере втулки применяют несложные шаблоны, удерживающие один из концов штихмаса в неподвижном положении.

Шаблон представляет собой стальную полосу толщиной 8 - 10 мм и шириной 30 - 40 мм. Один конец полосы отогнут под прямым углом, и этим концом полоса опирается на фланец втулки. В полосе просверлены отверстия (6-7 шт. для главных дизелей и 3-4 для вспомогательных), в которые при обмерах вставляют один из концов штихмаса. Отверстие имеет несколько больший диаметр, чем конец штихмаса, и поэтому не мешает колебательным движениям другого конца.

Применение шаблона необходимо еще и потому, что скорость износа втулок дизелей очень невелика, и контролировать износ можно только в том случае, если диаметры измеряют в одних и тех же сечениях.

При использовании шаблона по каждому из семи сечений согласно отверстиям на шаблоне делают два замера: один вдоль оси блока, а другой - в плоскости движения шатуна. Таким образом, по каждому цилиндру получают 14 размеров втулки.

Схема измерения диаметров втулок строится таким образом, чтобы наибольшее число замеров (3-4 из 7) приходилось на верхнюю часть втулки, подвергающуюся наибольшему износу.

На рис. 8 показана схема замеров диаметров цилиндровой втулки для дизеля Зульцер 9SD72 согласно шаблону, представляемому заводом-строителем.

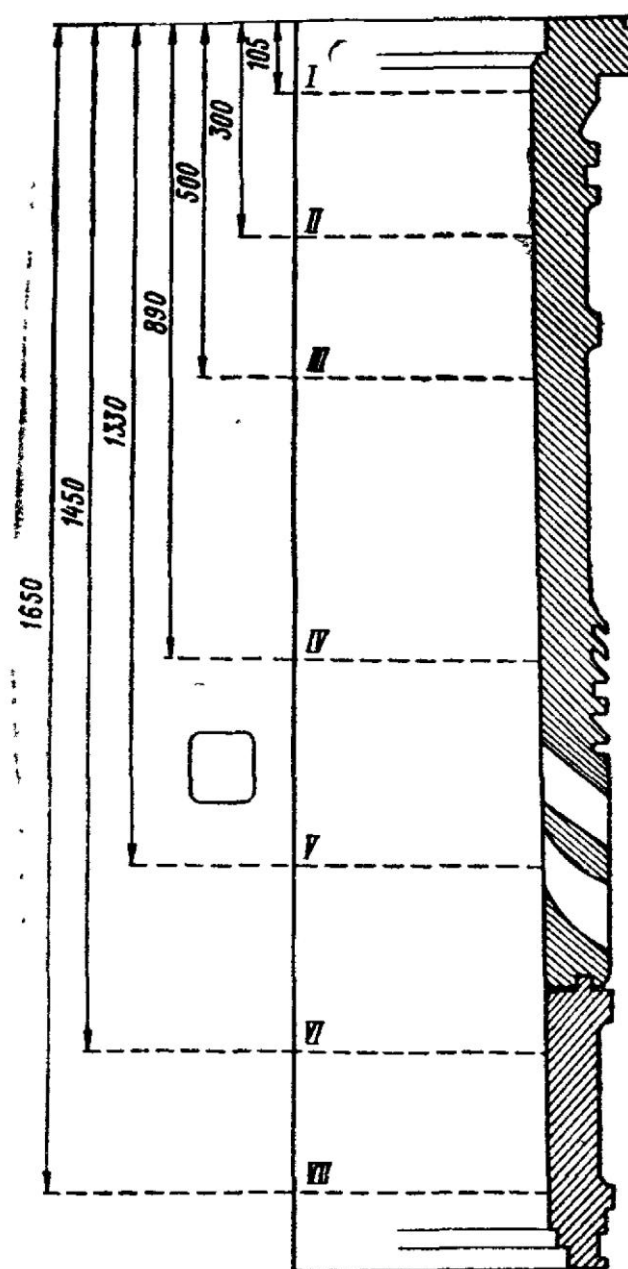


Рисунок 8 – Схема замера втулок дизеля Зульцер 9SD72

Пояса замеров расположены следующим образом. Пояс I находится на уровне верхнего поршневого "кольца при положении поршня в в. м. т. Пояса II и III расположены относительно близко к поясу I. Эти три пояса лежат в той части втулки, которая при нормальной эксплуатации подвергается наибольшему износу. Пояс IV находится против посадочного пояса втулки. Измерения в этом поясе необходимы потому, что втулка при тугой посадке испытывает здесь температурные напряжения и могут наблюдаться отступления от диаметра как в сторону минуса, так и в сторону плюса. Пояс V лежит посередине нижнего ряда продувочных окон и ниже кромки выхлопных. Назначение поясов VI и VII – контролировать износ нижней вставки втулки в верхней и нижней ее частях.

Замечено, что на новых дизелях диаметры втулок изменяются при каждом замере, так как новые втулки некоторое время меняют свою форму из-за неполностью ликвидированных литейных напряжений и напряжений, возникших при посадке втулки. Следует также учитывать и то обстоятельство, что у новых дизелей износ втулок в продолжение первых 10 000 - 12 000 ч будет больше, чем при дальнейшей работе. В первые 4000 ч износ, по крайней мере, в два раза превышает обычные величины износов приработавшихся втулок и постепенно убывает, достигая через 10 000 - 12 000 ч величины 0,08 - 0,09 мм на 1000 ч.

Усиленный износ новых втулок объясняется в основном тем, что с их поверхностей срабатываются следы механической обработки и втулки взаимно прирабатываются с кольцами. Определить длительность приработки для втулок любых дизелей затруднительно, все зависит от качества материала втулки и колец, чистоты обработки и условий работы.

Желательно учитывать количество реверсов или, точнее говоря, пусков дизеля за время, в которое оценивается износ, и приравнивать пуски к какому-либо количеству часов работы дизеля. Этот учет позволил бы приблизиться к унификации учета износа втулок дизеля.

Ремонт втулок. В принципе цилиндрические втулки, так же как и другие Детали, для восстановления формы их рабочих поверхностей можно растачивать на месте с помощью специального переносного расточного станка - борштанги или в цехе, после выпрессовки. Толщина стенок втулок позволяет производить расточку даже не один раз.

И все же расточку втулок больших малооборотных дизелей в настоящее время применяют крайне редко и то на величину, не превышающую предельного увеличения диаметра, обусловленного фирмой. Дело в том, что при увеличении диаметра втулки сверх допустимого потребуются изготовить для нее новый поршень, так как номинальный зазор между втулкой и поршнем необходимо сохранить. Можно и не изготавливать нового поршня, а при помощи современных средств увеличить диаметр старого. Но поршневые кольца все равно придется изготавливать нового размера.

Следует еще отметить, что при замене отдельных поршней, имеющих большую по сравнению с остальными массу, нарушится динамическое равновесие дизеля. В результате при работе возникнет нежелательная вибрация

всего дизеля. Кроме того, потеря номинальных размеров одного или нескольких цилиндров вызовет необходимость запаса поршневых колец и поршней нестандартного размера.

Эти обстоятельства и удерживают от расточки втулок, которые в случае необходимости просто заменяют.

Однако при наличии соответствующей заготовки втулку небольшого диаметра (допустим до 250 - 270 мм), особенно для четырехтактного дизеля, можно изготовить и в судовой обстановке. Такая работа вполне оправдана, если, например, вышла из строя одна из втулок, а запасных втулок на судне нет и до возвращения в советский порт еще далеко.

Для изготовления втулки нужно располагать минимальными сведениями о чугунах, из которых отлита заготовка, и иметь нормальный токарный станок. Наиболее приемлемая твердость чугунной заготовки 180 - 230 НВ. Имея старую втулку, можно руководствоваться ее размерами и изготовить новую по образцу. Если втулка сильно повреждена, можно выпрессовать для шаблона из бездействующего изделия другую втулку.

При обработке втулки на токарном станке необходимо соблюдать основные условия:

внутренний и наружный диаметры втулки, а также нижнюю опорную поверхность фланца обрабатывать с одной установки;

при обработке рабочей поверхности втулки добиваться чистоты 9. На судовом оборудовании такой чистоты добиться трудно, так как после чистовой расточки нужна шлифовка. При отсутствии шлифовальной головки можно применять притиры собственного изготовления, но для того, чтобы не исказить геометрические размеры новой втулки, не следует стараться полностью выводить следы резца (слабый и равномерный след резца по всей длине втулки будет служить показателем правильной шлифовки).

Замена втулки. Операции по замене втулки примерно одинаковы для всех дизелей как двухтактных, так и четырехтактных. Втулки выпрессовывают при помощи различных приспособлений, которыми, как правило, заводы-строители снабжают выпускаемые дизели.

На рис. 9, а - г показано приспособление для выпрессовки и запрессовки втулок дизелей Зульцер SD72. Необходимо только не забывать о некоторых моментах, а именно:

- перед выпрессовыванием старой втулки убедиться в состоянии новой (удалить консервирующую смазку, прочистить метчиком резьбу в отверстиях для штуцеров, наблюдая за тем, чтобы метчик срезал только консервирующую смазку, но не металл);

- тщательно осмотреть с лупой поверхность втулки изнутри, убедиться в том, что не имеется каких-либо повреждений;

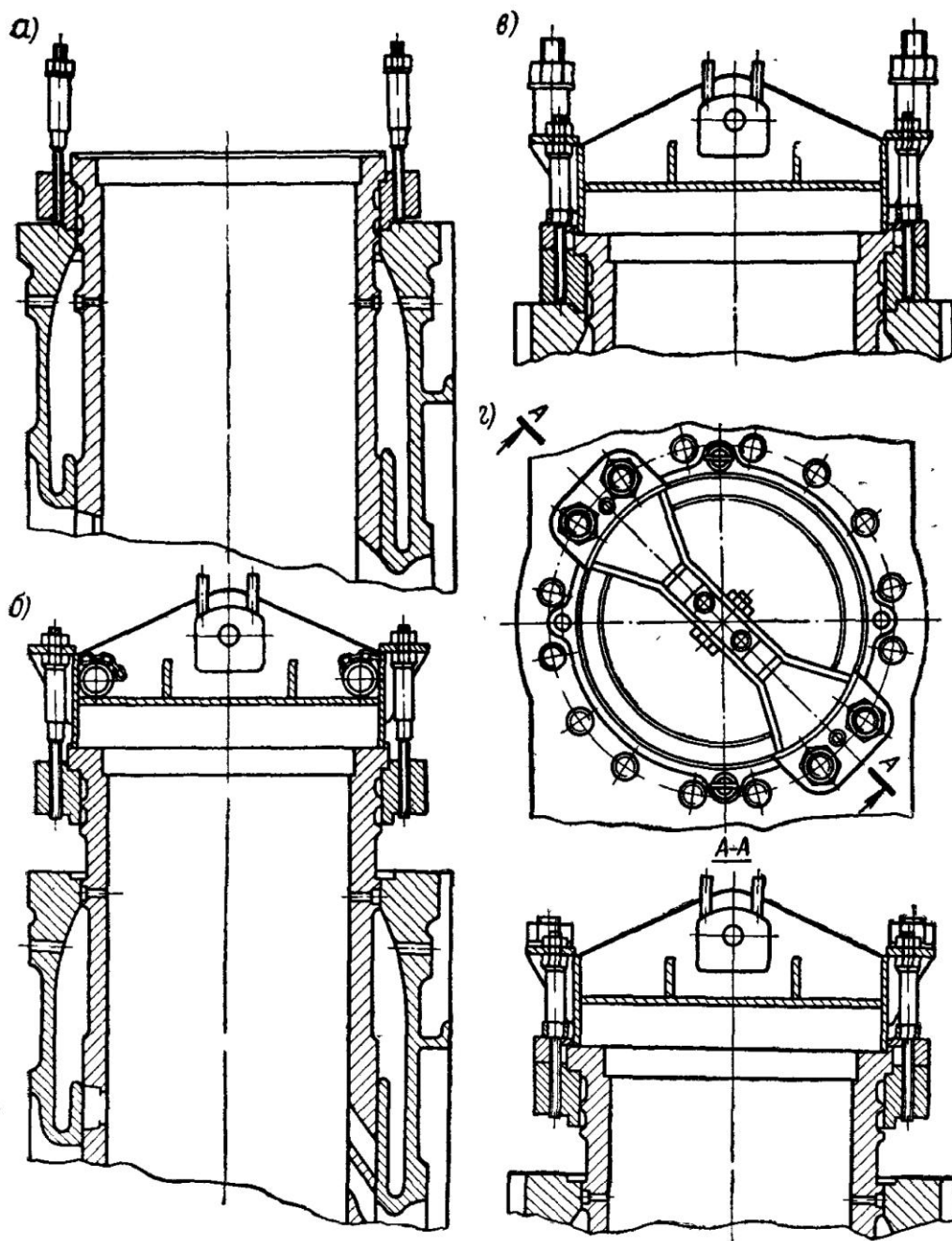


Рисунок 9 – Приспособление фирмы «Зульцер» для выпрессовки и запрессовки цилиндрических втулок

- проверить по рабочему чертежу основные размеры втулки (диаметры посадочных буртов, рабочий диаметр втулки, высоту опорного фланца, расстояние осей отверстий для штуцеров от нижней плоскости фланца);
- после выпрессовки старой втулки очистить ее от накипи и грязи, снять и осмотреть уплотнения, сверить наружные посадочные размеры старой и новой втулок;
- после промывки зарубашечного пространства тщательно осмотреть, не нанесены ли повреждения посадочным местам при выпрессовке втулки;
- осмотреть внутренние посадочные бурты, выяснить, возможны ли деформация блока и изменение размеров вследствие коррозии; сравнить обмеры посадочных мест втулки и блока (если втулка имеет красно-медные пояски, то

ее диаметр по поясам должен быть на 0,04 мм больше диаметра блока в соответствующем месте);

- если для уплотнения втулки не имеется запасных резиновых колец, а только резина соответствующего сечения, то заблаговременно отрезать необходимый кусок и склеить его концы косым замком; полученные кольца должны надеваться на втулку с натягом и сидеть в канавке, плотно облекая ее поверхность;

- проверить правильность посадки втулки путем ввертывания масляных штуцеров; если штуцеры входят нормально и внешний осмотр показал, что окна втулки находятся в должном положении, поставить под масляные штуцеры отоженные медные прокладки и ввернуть штуцеры окончательно;

- заглушить все отверстия зарубашечного пространства, за исключением самого верхнего, заполнить через это отверстие зарубашечное пространство водой и осмотреть все сопрягаемые места, где может образоваться течь;

- если течи не обнаружено, поставить заглушку на последнее отверстие и испытать зарубашечное пространство под давлением; в порту, где нет инспекции Регистра, испытание можно проводить только на рабочее давление; в присутствии инспектора Регистра испытание проводят на давление, которое укажет инспектор (обычно 4 - 5 кгс/см²).

Если втулку ставит СРЗ, то правильность соосности втулки с линией вала проверяют по струне.

В судовой обстановке приходится ограничиваться только проверкой положения поршня относительно оси новой втулки. Для этого ставят на место поршень без поршневых колец, прижимают домкратом ползун к параллели в трех положениях (верх, середина, низ) и измеряют зазоры между втулкой и поршнем снизу и сверху. Такая проверка дает достаточно ясное представление о том, какое положение заняла новая втулка относительно оси цилиндра и поршня.

После обкатки новой втулки нужно воспользоваться первой возможностью для вскрытия цилиндра и, если на рабочей поверхности втулки будут обнаружены следы нормальной приработки, можно считать, что все обстоит благополучно.

Задолго до того, как втулка сработается до допустимых величин износа, на ее рабочей поверхности могут образоваться такие дефекты, как наработки, натиры, риски и забоины. Эти дефекты устраняют ручной опиловкой, шабрением или механической обработкой мелкозернистым карборундовым камнем.

Обработка карборундовым камнем дает лучшие результаты по сравнению с ручной, но не следует забывать о том, что любая обработка углубляет поверхность втулки и на обработанной поверхности долго будут видны черные пятна. Поэтому небольшие отдельные задиры, риски и царапины глубиной до 0,5 мм лучше оставлять без обработки, только обязательно зачищать их острые кромки шабером или наждачным кругом в поперечном направлении к оси цилиндра.

2. Износ поршней и поршневых колец

В процессе эксплуатации поршни могут получить следующие повреждения: трещины наружные и сквозные на головках и тронках; задиры рабочих поверхностей тронков; деформации тронков; износ, превосходящий допустимые пределы.

Дефекты перечислены по степени вероятности их возникновения. Так, в практике крайне редки случаи такого износа поршня, который превзошел бы допустимые пределы. Чаще поршень выходит из строя по какой-либо из первых трех причин, а то и по всем трем сразу. Тем не менее, поршень хотя и медленно, но изнашивается. Заранее оговоримся, что у больших поршней изнашивается только тронк, так как стальная головка, изготовленная отдельно, имеет диаметр меньший, чем у тронка, стенки втулки не касается и не изнашивается. Поршни подлежат обмеру одновременно с обмером втулок.

Обмер поршней. Поршни дизеля обмеряют микрометром больших размеров, который называют микрометрической скобой.

Обмер крупных поршней главных дизелей сопряжен с некоторыми трудностями, и для того, чтобы свести погрешности до минимума, обмер следует производить вдвоем. Замеры должны быть сделаны через каждые 100 - 200 мм по высоте тронка. Для больших поршней (высотой до 2 м) нет необходимости в таком количестве замеров и на практике чаще производят обмеры в трех поясах: в верхней части (непосредственно под головкой), в средней и нижней. Головки поршней не обмеряют.

Если поршень не имеет съемной головки, верхний замер делают на 15 - 20 мм ниже кромки нижней канавки для поршневого кольца. Чаще всего большие поршни обмеряют в то время, когда они находятся в вертикальном положении. Перед тем как начать обмер, поршень очищают от нагара, обмывают керосином или дизельным топливом и насухо вытирают. Затем при помощи большой линейки и мела размечают точки обмера. Поршни, так же как и втулки, в горизонтальной плоскости обмеряют в двух положениях (рис. 10): в направлении оси коленчатого вала (по оси) и в направлении плоскости движения шатуна (по ходу).

При обмере большого поршня один из обмеряющих держит конец микрометра с неподвижной губкой так, чтобы он был постоянно прижат к намеченной точке. Так как измерительные поверхности микрометра представляют собой плоскости, второй, его конец нельзя двигать в любом направлении, как конец штихмаса, а можно только слегка покачивать в направлении, перпендикулярном оси поршня и параллельно измерительным плоскостям.

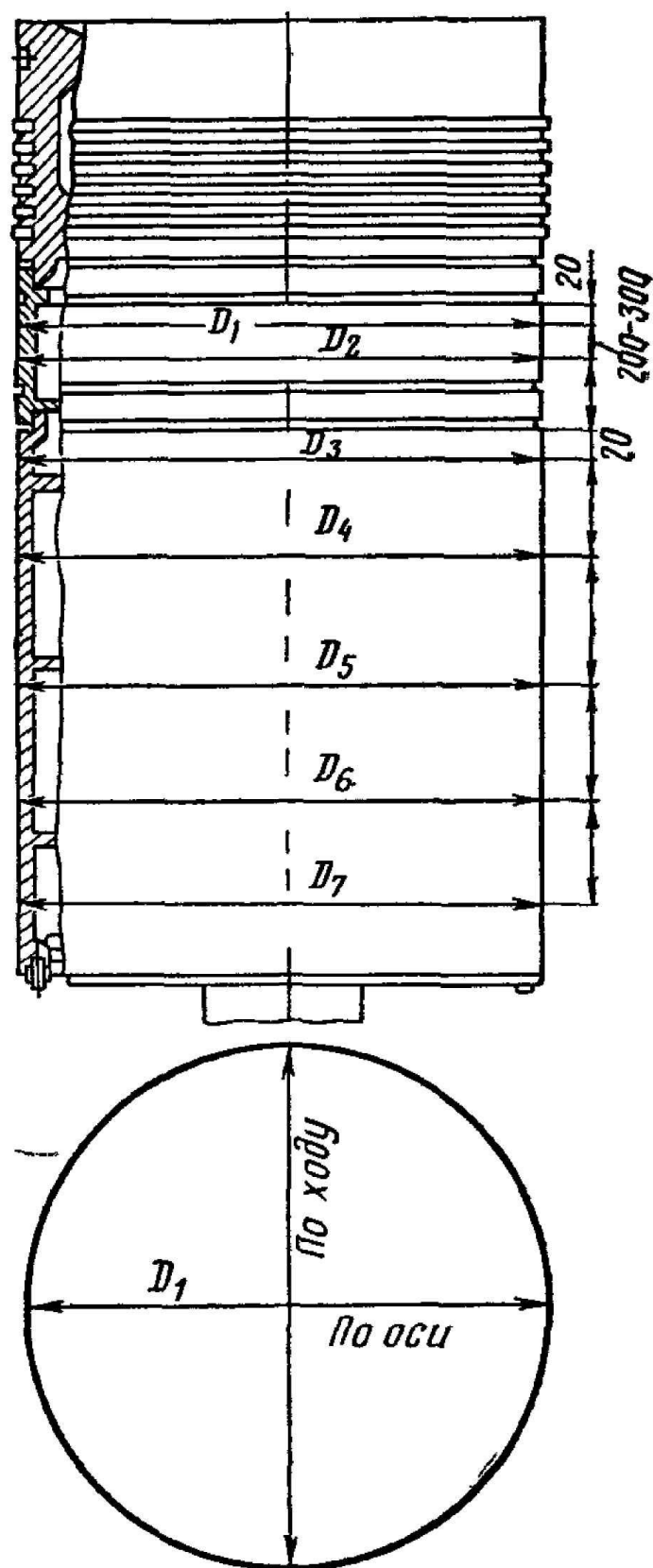


Рисунок 10 – Схема обмеров поршня дизеля

Подвижную губку микрометра один из работающих ставит на заведомо больший размер, чем измеряемый, и, убедившись в том, что его помощник держит конец микрометра с неподвижной губкой в намеченной точке, слегка

покачивает свой конец в горизонтальной плоскости и поворачивает микрометрический винт в сторону уменьшения размера до тех пор, пока измерительная плоскость не коснется поверхности тронка. При этом подвижная измерительная плоскость должна проходить по поверхности тронка без всякого усилия, только касаться ее. Всякое усилие искажает результат измерения в сторону уменьшения, так как большие скобы обладают значительной упругостью и пружинят на несколько сотых миллиметра.

Результаты замеров заносят в таблицу. В таблице ставят номер поршня, дату измерения, порт, в котором производилось измерение, температуру в МО при обмере, фамилии и должности производивших обмеры.

При анализе результатов обмера следует принимать во внимание температуры, при которых производились данный и предыдущий обмеры, и вносить в результаты измерения температурную поправку.

Правилами установлены нормы на предельный износ тронков поршней. Лимитируются эллиптичность и конусность тронка, т. е. разность диаметров по его высоте. Так, для поршня крейцкопфного дизеля с диаметром поршня 700 - 750 мм допускаются предельная эллиптичность и конусность тронка по 1,6 мм. Обычно следы механической обработки на тронке сохраняются несколько лет и при правильно отцентрованном механизме движения крейцкопфного дизеля износа тронка вообще не должно быть. Значительно раньше тронки выходят из строя вследствие трещин, задиров и деформаций.

Отметим то обстоятельство, что сам по себе износ тронка даже сверх предела практического значения не имеет. Прочности его никакой износ не угрожает и, за исключением тронка поршня дизелей Зульцер SD72, не имеющих штока, тронк не воспринимает на себя нагрузок вдоль своей оси. Но дело в том, что одним из очень важных контролируемых параметров является круговой зазор между тронком и втулкой, который устанавливает завод-строитель, и допуски на его увеличение весьма невелики. Этот параметр и заставляет контролировать износ тронка поршня.

По некоторым сведениям, средняя высота канавки поршня увеличивается на 0,01 мм за 1000 ч работы. Верхние канавки обычно изнашиваются больше нижних. И в данном случае предел устанавливается не на абсолютное увеличение высоты канавки, а на величину зазора между горизонтальными плоскостями кольца и канавки.

Как известно, кольцо во время работы находится под воздействием опрокидывающего момента, направленного против часовой стрелки и стремящегося как бы вывернуть кольцо из канавки. Чем больше будет зазор между плоскостями кольца и канавки, тем больше величина поворота кольца в сторону опрокидывания. Обычно завод-строитель указывает в инструкции по обслуживанию установочные зазоры между кольцом и канавкой и предельно допустимые их величины. Установочные и предельно допустимые зазоры не одинаковы для всех колец, для двух верхних колец они больше.

Восстановить геометрические размеры поршневых канавок можно только путем проточки. Но проточка канавок увеличивает высоту канавок, поэтому к ней прибегают только в тех случаях, если после проточки и установки в канавку

нового кольца зазор между кольцом и канавкой не достигает предельного размера. В тех случаях, когда проточка невозможна, канавки у стальных головок поршней наплавляют и протачивают снова на номинальный размер. Чугунные поршни, не имеющие съемной головки, никаким наплавкам не подвергают, а просто заменяют.

К наплавке канавок стальных головок прибегают крайне редко, так как это изменяет структуру в самом напряженном месте головки, и только общий отжиг головки, который не всегда возможен, может восстановить нужную структуру.

Во избежание восстановления изношенных канавок поршней некоторые фирмы, строящие мощные малооборотные дизели, применяют специальные противоизносные сдвоенные кольца из легированных сортов чугуна с высокой механической прочностью при повышенных температурах. В частности, такие поршневые кольца применяют в крейцкопфных дизелях фирма «Бурмецстер и Вайн» и ее лицензианты.

При нормальной центровке поршней и регулярных профилактических осмотрах такие кольца работают свыше 20 000 ч. В случае необходимости кольца можно сменить, восстановив этим номинальные размеры канавки.

Поршневые кольца. Не будет преувеличением сказать, что больше всего беспокойства судовым механикам приносят поршневые кольца. Осматривают и обмеряют кольца во время профилактических переборок цилиндров, и, если поршень и втулка чаще всего не требуют никакого ремонта, то комплект колец после переборки редко возвращается в цилиндр в полном составе. Иногда из-за состояния колец приходится вскрывать цилиндр и вынимать поршень раньше профилактического осмотра.

После того, как кольца сняты с поршня и очищены от нагара и масла, осматривают их рабочую поверхность. Очень важно установить, всей ли рабочей поверхностью прилегает кольцо к стенкам втулки. Поверхность, не прилегающая к втулке, имеет темный цвет, и кольца с таким дефектом ни в коем случае нельзя оставлять на месте первого и второго. Какую опасность представляют такие кольца, сказано выше. Если износ такого кольца по всем параметрам не достигает предельно допустимого, его можно поставить вниз, на место последнего или предпоследнего.

Заводы-строители, в частности, «Зульцер», определяют пригодность кольца по трем параметрам: зазору в замке, зазору между кольцом и канавкой и толщине кольца. Толщину кольца не лимитируют.

Первым из параметров определяют зазор в замке кольца. Для этого кольцо вставляют в цилиндр и продвигают до того места, где цилиндр имеет наибольший диаметр. В этом месте выравнивают кольцо так, чтобы оно лежало в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра, и замеряют зазор.

Вернемся к замерам зазоров в замке кольца. Выше было сказано о том, что зазор замеряют в кольце, когда оно вставлено в наиболее изношенную часть втулки. Но заводы-строители снабжают свои дизели кольцом-калибром (рис. 11), внутренний диаметр которого равен номинальному диаметру втулки, и

многие судовые механики определяют зазор в замке кольца 2, устанавливая его в этот калибр.

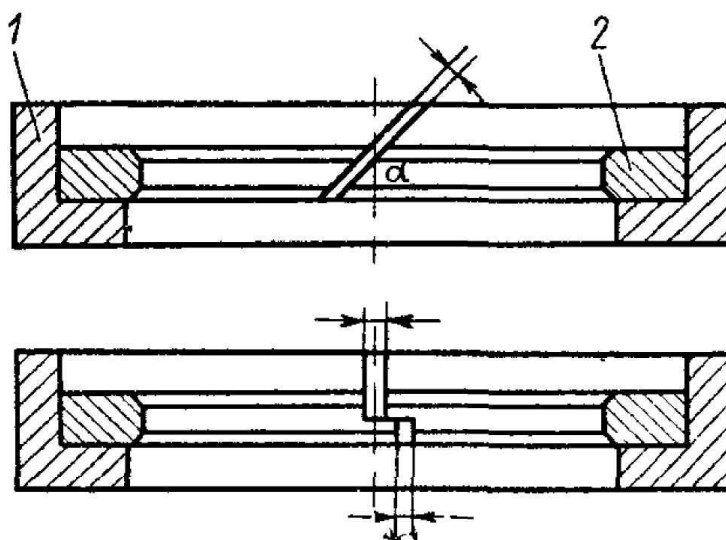


Рисунок 11 – Замер теплового зазора в поршневом пальце

Такой прием нельзя считать правильным, если втулка давно потеряла номинальные размеры. При замере зазора в кольце получают заведомо меньший зазор против того, что будет получен при замере зазора во втулке. Кольцо работает во втулке при ее действительном диаметре, следовательно, и зазор замка нужно замерять во втулке, так как это будет действительным зазором, с которым работает кольцо.

Очень жесткие нормы, ближе всего совпадают с нормами, устанавливаемыми фирмой МАН. Так, для дизеля K9Z70/120A5 с диаметром 700 мм монтажный зазор в замках колец установлен в 4, а предельно допустимый 10 мм.

Следующий контролируемый параметр – зазор между горизонтальными плоскостями кольца и канавки. Для втулки диаметром 700 - 750 мм предельно допустимым установлен зазор 0,3 мм. Если допуски, применяемые фирмой МАН, довольно близки к допускам Правил, но с несколько более широким диапазоном, то фирма «Зульцер» допускает предельный зазор между кольцом и канавкой для трех верхних колец – до 0,8 мм и для остальных – до 0,7 мм, т.е. более чем в два раза.

Минимальные зазоры для трех верхних колец с простым замком установлены 0,28 мм, а с герметическим – в 0,13 мм. По Инструкции фирмы «Зульцер» на место трех нижних колец следует ставить кольца с герметическим замком. Таким образом, предписываемый для нижних колец зазор связан и с конструкцией, и с положением колец. И в этом случае следует руководствоваться нормами, установленными фирмой.

Размер колец по высоте не лимитируется ни Правилами, ни инструкциями фирм. Однако не составляет большого труда при обмере колец замерить их по высоте. Это позволяет установить, что же изнашивается при увеличении зазора между кольцом и канавкой: кольцо или стенки канавки. Длительное

наблюдение за дизелями 9SD72 позволило установить, что изнашиваются в основном кольца, так как при номинальной высоте кольца 17 мм после 20 000 ч работы дизелей у верхних колец высота уменьшилась до 16,8 - 16,85 мм. Износ нижних колец за это время не превышал 0,05 мм.

И, наконец, последний из контролируемых параметров – толщина кольца. Как сказано выше, Правилами этот параметр не лимитируется. Его устанавливают только фирмы-строители дизелей. Толщина колец дизеля SD72 - 22 мм. Фирма «Зульцер» допускает износ колец по толщине до 18 мм для колец с простым замком и до 19,3 мм для колец с герметическим замком. При износе втулки, близком к предельному, уменьшение толщины простого кольца допускается до 20,5 мм.

В отличие от зазора между кольцом и канавкой, предельных величин которого кольца дизеля SD72 почти никогда не достигают, по толщине они изнашиваются до предела довольно часто. Это происходит почти всегда одновременно с предельным увеличением зазора в замке кольца.

Одним из важных параметров является фаска на кромках поршневых колец. При работе поршневых колец и втулки наблюдаются два вида износа: пластический и хрупкий. Наиболее опасный износ – пластический, характеризуется тем, что на нижней кромке кольца появляются заусенцы, а на поверхности втулки и даже поршня – задиры, искажающие кристаллическую структуру поверхности. При появлении задиров износ начинает резко прогрессировать.

Пластический износ наблюдается у мягких втулок и колец. Особенно склонны к образованию заусенцев кольца, в структуре которых содержится феррит и крупные пластинки графита. Испытания показали, что своевременное закругление кромок поршневых колец уменьшает износ втулки на 46 %, а верхних колец на 34 %.

Таким образом, наблюдения за фасками колец и восстановление их геометрической формы при осмотрах совершенно необходимы. Формы и размеры фасок на кольцах, как правило, указаны в инструкциях по эксплуатации, представляемых фирмами.

Новые кольца проверяют следующим образом. Обмеряют их по высоте. Высота колец должна быть $\pm 0,05$ % номинальной, указанной в чертеже и в инструкции. Вставляют кольца во втулку, в наименее изношенную ее часть, и замеряют зазор в замке, который должен быть не меньше указанного в инструкции.

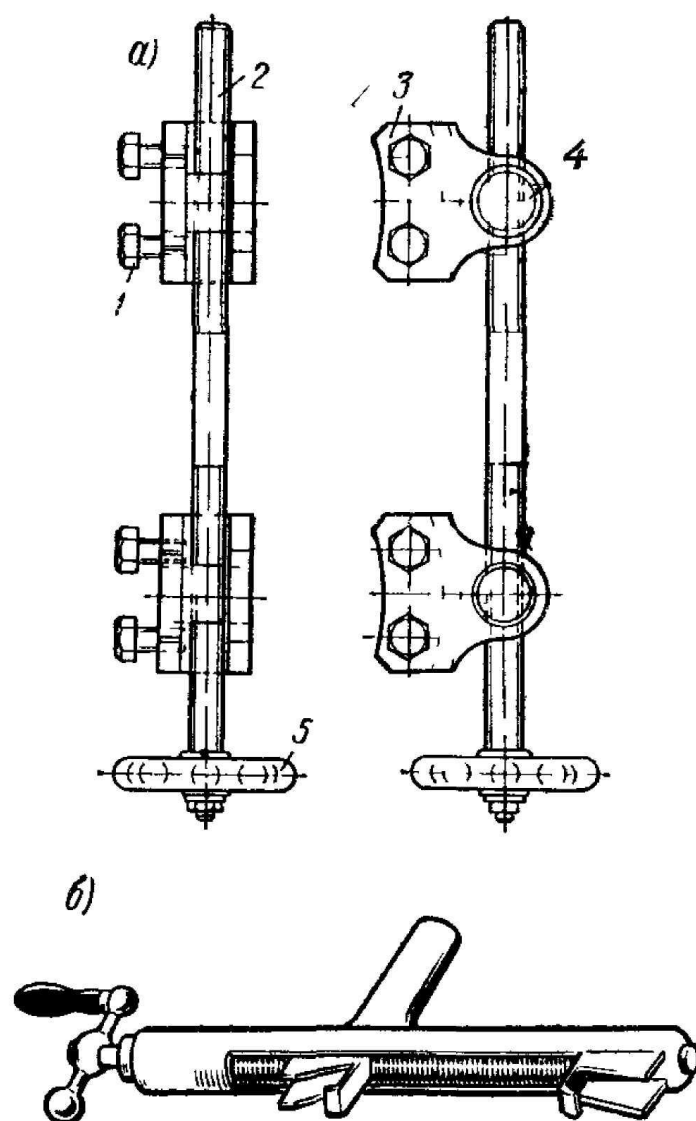


Рисунок 12 – Разжимные приспособления для поршневых колец

Затем решают, в какую канавку будут устанавливать новое кольцо. На этот счет также нет единого мнения и Правилами место постановки нового кольца не оговаривается. Чаще новое кольцо ставят на место нижнего, а остальные передвигают соответственно кверху. Если комплект колец состоит из двух разновидностей, например, три с простым замком и три с герметичным, то новое кольцо с простым замком ставят на место третьего, а новое кольцо с герметичным замком – на место шестого.

Когда вопрос о канавке, в которой будет установлено новое кольцо, решен, его обкатывают снаружи по канавке, наблюдая за тем, чтобы оно проходило по канавке свободно.

Если на судне есть шабровочная плита соответствующих размеров, то проверяют на ней щупом, не покорежено ли кольцо. Нормальное кольцо должно лежать на плите всей плоскостью, и, если между плоскостью и плитой окажется просвет более 0,08 мм для больших колец или 0,05 мм для колец диаметром до 200 мм, кольцо следует шабрить до уменьшения зазора в пределах допустимого.

Правила предусматривают проверку возможного зазора между втулкой и кольцом. Для этого вставляют новое кольцо во втулку и подсвечивают его снизу. Если по свету зазор обнаруживается, измеряют его щупом: щуп толщиной 0,03 мм может проходить не более чем на $1/3$ длины окружности кольца при условии плотного прилегания кольца на остальных $2/3$ окружности.

Целесообразность такой проверки сомнительна, так как во время работы кольца оно плотно прижимается к стенкам втулки давлением газов в заколочном пространстве, и сила упругости кольца относительно этого давления очень невелика. Однако проделать указанную операцию нетрудно, только браковать кольцо по этому параметру не следует.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

№ п/п	Наименование изданий учебной литературы	Количество экземпляров
Основная литература		
1	Прикладные вопросы оценки технического состояния судовых механических систем : монография / А.В. Неменко, М.М. Никитин. — М. : ИНФРА-М, 2017. - 174 с. - (Научная книга). - Режим доступа: http://znanium.com/catalog/product/906323	Без ограничений регистрация по IP- адресам СевГУ, индивидуальный доступ для всех
2	Анализ причин повреждений судовых технических средств : учеб. пособие / Ю.Г. Дейнего. - М. : ИНФРА-М, 2019. - 70 с. - (Военное образование). - Режим доступа: http://znanium.com/catalog/product/1013058	Без ограничений регистрация по IP- адресам СевГУ, индивидуальный доступ для всех
3	Эксплуатация судовых дизелей без аварий: учебное пособие / Захаров Г.В., Попов Д.А. - М.:МГАВТ, 2016. - 92 с. - Режим доступа: http://znanium.com/catalog/product/945338	Без ограничений регистрация по IP- адресам СевГУ, индивидуальный доступ для всех
Дополнительная литература		
4	Обеспечение надежности судовых дизелей на эксплуатационных и особых режимах работы [Текст] / М. А. Малиновский, А. А. Фока, В. И. Ролинский, Ю. З. Вахрамеев. - 2-е изд., стер. - Одесса : Фенікс, 2007. - 150 с. : ил. - Библиогр.: с. 147. - ISBN 966-8289-8298-44-7	9
5	Обслуживание и ремонт судовых теплообменных аппаратов : учеб. пособие / Н.В. Шерстнев. - М. : ИНФРА-М, 2019. - 232 с. - Режим доступа: https://znanium.com/catalog/product/1010183	Без ограничений регистрация по IP- адресам СевГУ, индивидуальный доступ для всех
6	Соболенко, А.Н. Эксплуатация судовых дизелей: Курс лекций : учебное пособие / А.Н. Соболенко. - Владивосток : МГУ им. адм. Г.И. Невельского, 2011. - 103 с. - Текст : электронный // Электронно-библиотечная система «Лань»: [сайт]. - URL: https://e.lanbook.com/book/20161	Без ограничений регистрация по IP- адресам СевГУ, индивидуальный доступ для всех

Учебное издание

**АНАЛИЗ ПОВРЕЖДЕНИЙ
СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ**

Учебно-методическое пособие

Составители: **Аблаев** Алим Рустемович,
Бабышев Сергей Евгеньевич, **Хромов** Егор Владимирович

В авторской редакции

Изд. № 8/2022. Объем 3,5 п.л. Усл. печ. л. 3,25. Уч.-изд. л. 3,43.
РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»