

ТИПОВОЙ АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДЛЯ СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРОИЗВОДСТВА ЗАО УК "БМЗ"

Обозов А.А.

ЗАО УК "Брянский машиностроительный завод" – БГТУ, г. Брянск

Безразборное (функциональное) диагностирование двигателей, а также диагностирование с частичной разборкой узлов двигателя является неотъемлемой составной частью комплекса работ по сервисному обслуживанию дизелей, выполняемому специалистами ЗАО УК "БМЗ". При этом, следует подчеркнуть, что наибольший эффект от работ достигается при оптимальном сочетании функционального диагностирования, диагностирования посредством разборки и выполнения стандартных процедур по обслуживанию двигателей. Тем не менее, значимость функционального диагностирования трудно переоценить в связи с тем, что суда подчас имеют напряженный график коммерческих рейсов и главный двигатель бывает трудно вывести хотя бы на небольшой промежуток времени из эксплуатации под разборку. Работы в области создания систем функционального диагностирования и, в частности, в области создания алгоритмов диагностирования начались более 20 лет назад. Многие научно-исследовательские и учебные институты, связанные с отраслью двигателестроения, занимались и продолжают заниматься данной проблемой. Известны разработки ЦНИДИ, ЦНИИМФ, ЛВИМУ им. адм. Макарова, ЛИВТ (Санкт-Петербург), ОВИМУ (Одесса), НВИМУ (Новороссийск) и других институтов и ВУЗов*. *Примечание автора: указаны «старые» названия учебных заведений, используемые до реорганизации системы высшего образования.*

Судовой малооборотный дизель в настоящее время полностью определен как объект диагностирования, т.е. определены узлы и системы, подлежащие диагностированию и влияющие на надежность функционирования двигателя. Определены регистрируемые диагностические параметры двигателя, несущие информацию о техническом состоянии диагностируемых элементов. Разработанные алгоритмы диагностирования отличаются друг от друга той или иной степенью сложности. Однако посещение нашими специалистами судов показывает, что персонал, обслуживающий главный двигатель, диагностикой, как правило, не занимается и этому есть объяснение: внедряемые алгоритмы часто "тяжеловесны", перегружены математическим аппаратом, имеют сложную логику. Например, встречаются используемые в алгоритмах математические модели, описывающие изменение диагностических параметров (регрессионные уравнения) состоящие из 10 – 15 членов, включающих режимные факторы, факторы внешней окружающей среды и пр. с учетом описания нелинейности взаимосвязей между параметрами. Естественно, такие модели и алгоритмы для использования должны быть "защиты" в системы диагностики, так как вручную их никто использовать не будет. Сложность разработанных алгоритмов диагностирования является основной причиной того, что до сих пор диагностированием в эксплуатации занимаются специалисты теплотехнических служб пароходств, а не экипажи судов.

В настоящей статье предлагается алгоритм диагностирования главного двигателя, который используется автором в течение ряда лет. Диагностированием охватываются следующие узлы и системы двигателя:

- детали камеры сгорания двигателя (*головка поршня, поршневые кольца, выпускной клапан, пусковой клапан*);
- топливная аппаратура двигателя (*топливный насос, трубы высокого давления, форсунки, привод топливного насоса*);
- выпускной клапан, гидропривод выпускного клапана;
- турбокомпрессор(ы);
- охладитель наддувочного воздуха;
- тракт газоотвода двигателя;

Следует сразу же сказать, что непременным условием установления правильного диагноза является наличие у персонала системы регистрации индикаторного процесса дизеля и определения с достаточной точностью среднего индикаторного давления (P_{mi}) цилиндров двигателя. Такая система должна иметь хорошие метрологические характеристики (погрешность определения P_{mi} не должна превышать 2-3%, система должна представлять на обозрение и обрабатывать несколько последовательных рабочих циклов, рассчитывать цикловую нестабильность и статистические характеристики ряда реализаций индикаторного процесса, должна обеспечивать высокую точность фазовой регистрации ВМТ).

На основе замеренных параметров индикаторного процесса по всем цилиндрам и частоты вращения коленчатого вала определяется важный параметр - режим работы двигателя (режимная точка на диаграмме нагрузок дизеля).

Почти то же самое относится и к регистрации и обработке параметров процесса впрыска топлива.

Несмотря на тот факт, что рынок в настоящее время насыщен различными системами регистрации индикаторного процесса и процесса впрыскивания топлива, приобретение такой системы вследствие их высокой стоимости вовсе не является обязательным. Специалисты "БМЗ" используют собственную разработку – управляемый компьютером (типа Notebook) дешевый внешний аналого-цифровой преобразователь. Датчики и нормирующие усилители используются норвежской системы типа "Autronica NK-5", для регистрации фазовых характеристик процессов используется датчик-отметчик ВМТ оптического (инфракрасного) типа. Запись температур сред в характерных точках производится с использованием платиновых термометров сопротивления. Также на основе использования компьютера осуществляется регистрация частот вращения коленчатого вала и роторов турбонагнетателей. Для регистрации перемещения выпускного клапана используется датчик резистивного типа. Разработанную систему технического диагностирования (СТД) можно отнести к, так называемым, системам виртуального типа, так как она строится на минимальном объеме используемых аппаратурных средств. Применяемая СТД может регистрировать достаточно длительные реализации процессов (длительность регистрации зависит только от возможностей компьютера и терпения оператора) или работать в циклическом режиме. Как мы полагаем, достоинством разработанной системы явля-

ется то, что она работает в реальном масштабе времени и представляет механику информации без задержки, соответствующую текущему моменту наблюдения за двигателем.

В разработанных алгоритмах диагностирования для описания изменения диагностических параметров от режимных и "внешних" факторов используются полученные в процессе стендовых испытаний дизелей регрессионные уравнения первого и второго порядков и только для описания изменения температур газов (после цилиндров, перед /за/ турбо-нагнетателями) используются уравнения третьего порядка. Анализ уравнений показывает на хорошее их качество (квадрат множественного коэффициента корреляции, характеризующий качество уравнений регрессии, как правило, оказывается не ниже 0,98-0,99). В качестве примера для иллюстрации приведенного выше алгоритма диагностирования взят двигатель 8L60MC постройки «БМЗ».

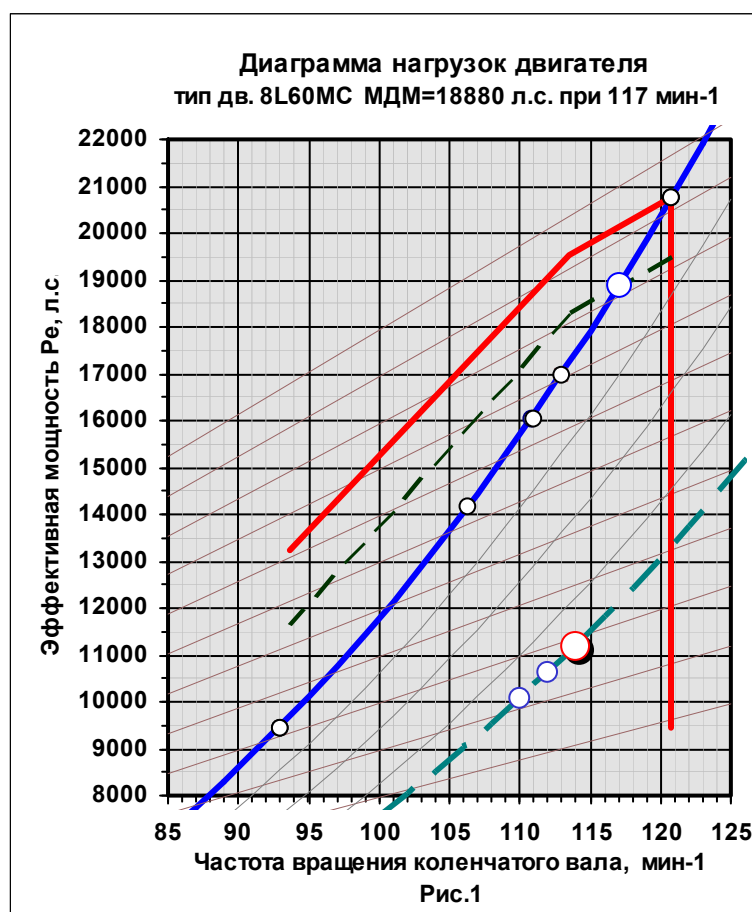
Решаемые по предлагаемому алгоритму задачи:

1. Определение точки режима нагружения двигателя.

Производится индицирование цилиндров двигателя. Замер частоты вращения коленчатого вала. Определяется среднее индикаторное давление P_{mi} каждого цилиндра и производится регулировка (выравнивание) индикаторного давления между отдельными цилиндрами.

Определяется P_{mi} осредненное по всем цилиндрам. Для учета межцикловой неустойчивости при индицировании цилиндров обрабатывается не менее 10 последовательных циклов. Рассчитывается индикаторная и эффективная мощности (мощность механических потерь определяется по данным стендовых испытаний двигателя). Точка режима нагружения наносится на диаграмму нагрузок двигателя (см. Рис.1.)

2. Определение соответствия давления наддува P_{scav} и эффективной мощности двигателя P_e .



Осуществляется с использованием эталонной кривой приведенной ниже (Рис.2).

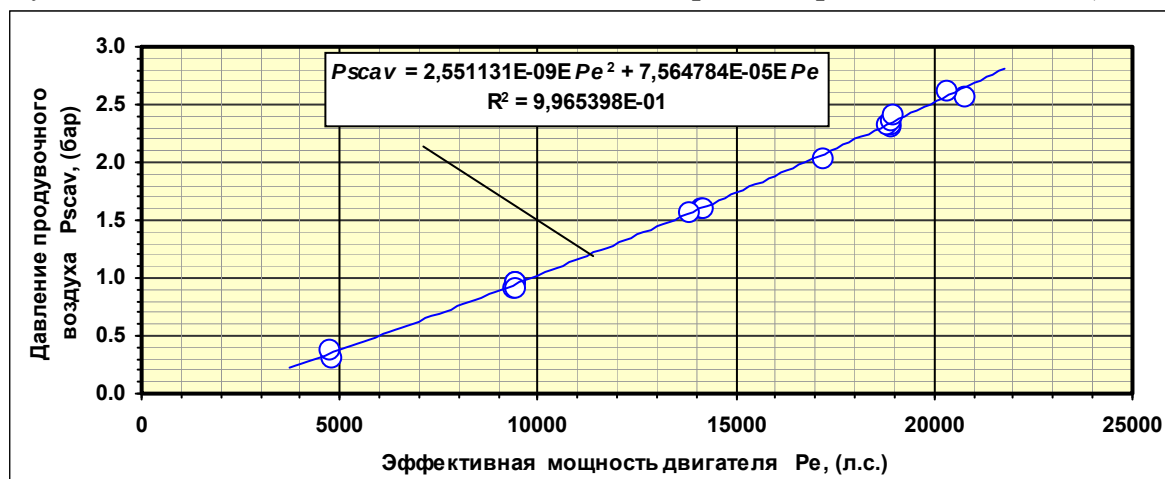


Рис.2. Взаимосвязь давления наддува и эффективной мощности дизеля

Опыт показывает, что зависимость между параметрами P_{scav} и P_e носит линейный (или очень близкий к линейному) характер в широком диапазоне режимов нагружения двигателя. Если проверка показывает, что измеренное в эксплуатации значение P_{scav} на 0,2 - 0,3 бара (и более) ниже эталонного значения параметра, то это свидетельствует о снижении эффективности системы воздухообращения двигателя (причины могут быть различными: снижение к.п.д компрессорной и/или турбинной ступени турбокомпрессора, снижение энергии выпускных газов подводимой к турбинной ступени ТК, загрязнение соплового аппарата турбокомпрессора, воздухофильтра или охладителя наддувочного воздуха, повышенное противодавление за турбиной).

3. Оценка соответствия давления конца процесса сжатия в цилиндрах P_{comp} и давления наддува P_{scav} .

Осуществляется для диагностирования неплотности камеры сгорания двигателя. Взаимосвязь параметров P_{comp} и P_{scav} описывается линейной зависимостью (рис.3.).

Отклонение измеренного значения P_{comp} от эталонного свидетельствует либо о плохом состоянии поршневых колец (необходим осмотр их через продувочные окна цилиндровой втулки), либо о прогорании шпинделя (посадочного седла) клапана, либо о прогорании огневого днища головки поршня (изменилась степень сжатия).

Также причиной отклонения P_{comp} от эталонного уровня может быть появление неплотности пускового клапана, однако данная неисправность легко диагностируется (патрубок подвода пускового воздуха к крышке цилиндра при работе двигателя сильно нагревается). Еще одной причиной нарушения взаимосвязи P_{comp} и P_{scav} может быть нарушение фазы закрытия выпускного клапана, которое ведет к изменению степени сжатия заряда в цилиндре. В связи с этим обычно предварительно до проведения диагностирования двигателя специалистами "БМЗ" осуществляется контроль натяжения главной приводной цепи и контроль правильности установки газовыпускных кулачных шайб на распреде-

лительном валу двигателя, чтобы заранее исключить данную неисправность из рассматриваемых.

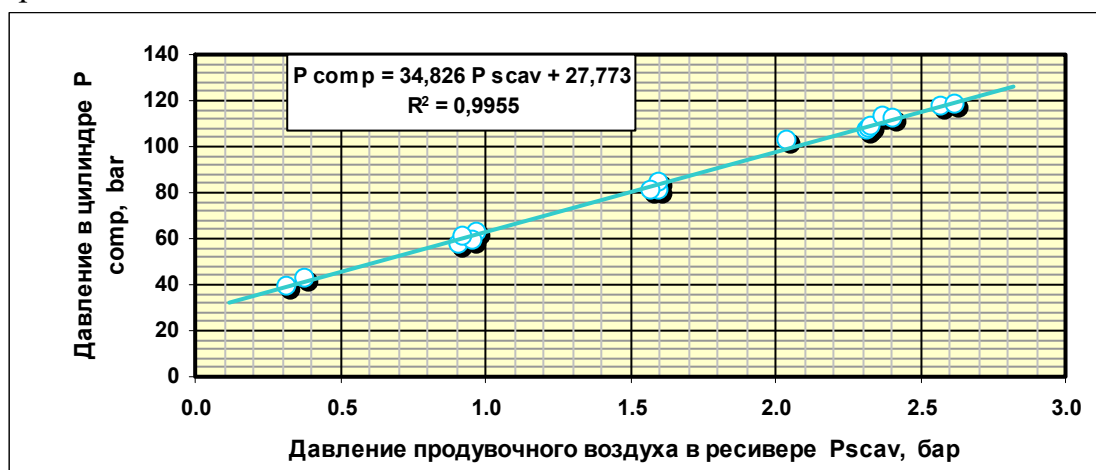


Рис.3. Зависимость давления в цилиндре в конце такта сжатия от давления продувочного воздуха

4. Определение соответствия максимального давления сгорания P_{max} эффективной мощности двигателя P_e .

Осуществляется регулирование P_{max} таким образом, чтобы оно соответствовало эталонному значению, полученному в ходе стендовых испытаний на заводе изготовителе дизеля. Желательно на неработающем двигателе заранее выполнить проверку правильности установки топливных кулачных шайб. Регулировка уровня P_{max} осуществляется изменением опережения подачи топлива (в зависимости от конструкции насоса регулировка выполняется установкой или выемкой регулировочных прокладок топливного насоса, либо регулированием системы ВПТ).

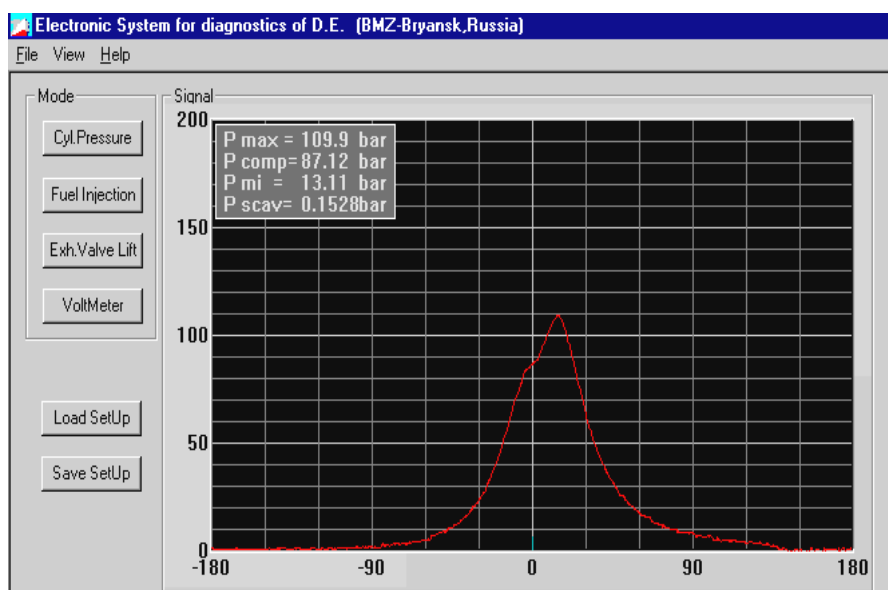


Рис.4. Вид дисплея компьютера СТД, отображающего индикаторную диаграмму дизеля с представлением величин P_{max} , P_{comp} и P_{mi} .

Заметное снижение уровня $P_{\max}$ при нормальных значениях P_{comp} и угла опережения подачи топлива ($dF_i \text{ open} / \text{см. п. 9/}$ контролируется при помощи СТД) свидетельствует об износах плунжерной пары насоса и/или о неплотности всасывающего клапана, установленного в крышке топливного насоса. В этом случае требуется повторно осуществить при помощи СТД контроль процесса впрыска топлива в цилиндр.

5. Оценка эффективности системы турбонаддува осуществляется (в дополнение к п.2) на основе оценок адиабатического к.п.д. компрессорной ступени ТК η_{comp} , общего (суммарного) к.п.д. турбокомпрессора η_{total} и к.п.д. турбинной ступени η_{turb} , которые определяются из известных зависимостей:

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{\frac{k}{k-1} T_{\text{inl}} \left(\pi_{\text{comp}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{C_p (T_{\text{out}} - T_{\text{inl}})}$$

для определения η_{comp} также может использоваться выражение:

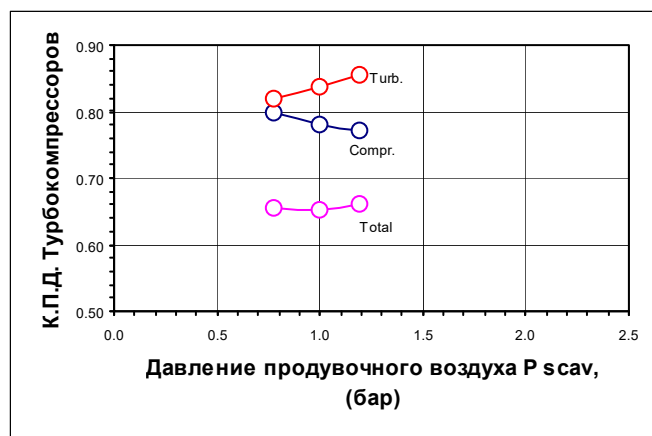
$$\eta_{\text{comp}} = 3614400 \frac{T_{\text{inl}} \left(\pi_{\text{comp}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\mu (\pi D n)^2}$$

где π_{comp} - степень повышения давления компрессорной ступени; $\pi_{\text{comp}} = F(B, P_f, P_{\text{scav}}, dP_{\text{cool}})$; B - барометрическое давление (бар), P_f - падение давления на воздухофильтре (бар); P_{scav} - давление воздуха (избыточное) в продувочном коллекторе (бар); dP_{cool} - падение давления на воздухоохладителе (бар); T_{inl} - температура воздуха на всасывании компрессорной ступени (измеряется минимум в трех точках по периметру воздушного фильтра и производится осреднение результата) (К); T_{out} - температура воздуха после компрессорной ступени (измеряется термометром сопротивления) (К); C_p - теплоемкость воздуха в изобарном процессе (Дж/кг К); D - диаметр колеса компрессора (м); μ - Slip-фактор (фактор скольжения) колеса компрессора (в зависимости от геометрии лопаток колеса компрессора $\mu = 0,7-0,75$); n - частота вращения ротора турбокомпрессора (мин^{-1}).

Рис.5.

Для определения общего (суммарного) к.п.д. турбокомпрессора используется выражение:

$$\eta_{\text{total}} = 0,9055$$



$$\frac{T_{inl}(\pi_{comp}^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{T_{inl_turb}(1 - \frac{1}{\pi_{turb}^{\frac{k_g-1}{k_g}}})}$$

где: T_{inl_turb} – температура газов перед турбинной ступенью; π_{turb} – степень понижения давления газов на турбинной ступени; $\pi_{turb} = F(B, P_{turb_inl}, dP_{back})$; P_{turb_inl} – давление газов перед турбиной; dP_{back} – противодавление за турбиной;

Эффективность турбиной ступени оценивается как отношение:

$$\eta_{turb} = \frac{\eta_{total}}{\eta_{comp}}$$

Результаты оценки эффективности турбокомпрессоров, приведены на графике (рис.5). К системам турбонаддува достаточно высокой эффективности можно отнести те системы, у которых на эксплуатационных режимах $\eta_{comp} = 0,80-0,83$, $\eta_{turb} = 0,80-0,82$ и $\eta_{total} > 0,64$.

6. Оценка эффективности воздухоохладителей осуществляется на основе параметра, представляющего разность (см. рис.6):

$$dt = t_{scav} - t_{sea\ water},$$

где t_{scav} – температура продувочного воздуха в ресивере, $t_{sea\ water}$ – температура охлаждающей воды на входе в охладитель.

Для нового (чистого) охладителя, как показывают стендовые испытания двигателей данная разность температур, как правило, не превышает 12 -15 °С.

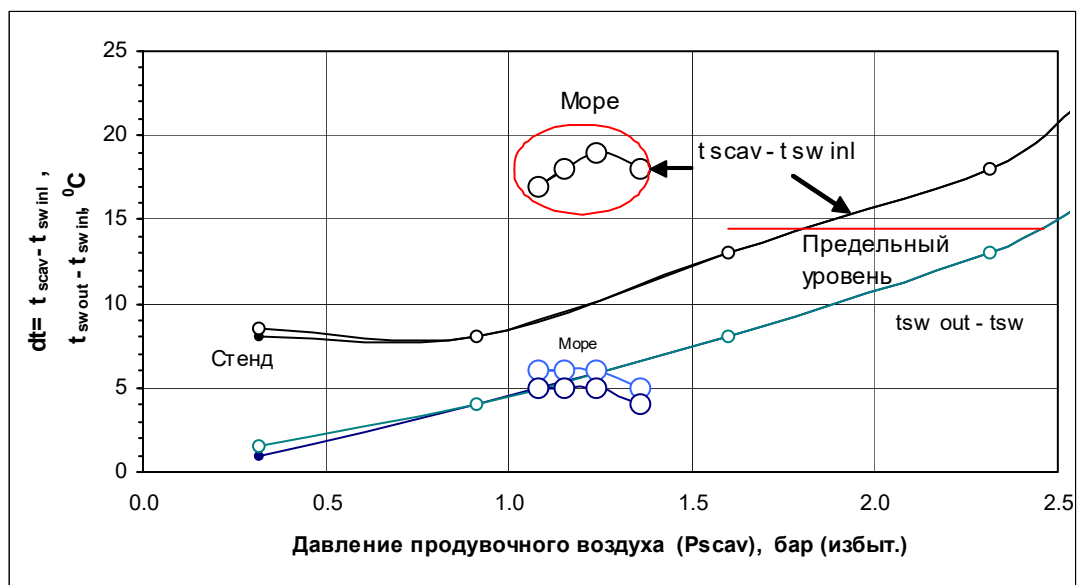


Рис.6

Результаты диагностирования охладителей воздуха в эксплуатации показали, что они находятся в плохом техническом состоянии. Как видно из рисунка на долевых нагрузочных режимах ($P_{scav} = 1,1-1,4$ бар) величина dt достигала уровня 17 –19 °С. На режимах близких к номинальной мощности двигателя следует

ожидать, что величина dt приблизится к $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, что значительно превышает предельно-допустимый уровень. Как показала в последующем ревизия охладителей, то они действительно были в очень плохом состоянии (массовое выпадение пластин, практически полное отсутствие фиксации оставшихся пластин на охлаждаемых водой трубках).

7. Оценка степени чистоты газо-воздушного тракта двигателя.

Оценка степени чистоты газо-воздушного тракта дизеля производится на основе сравнения замеренных перепадов давления в тракте за турбиной (dP_{back}), на охладителе продувочного воздуха (dP_{cool}) и на воздухофильтре турбокомпрессора (dP_f) (см. Рис.7., на рисунке кривая перепада давления на фильтре ТК не показана).

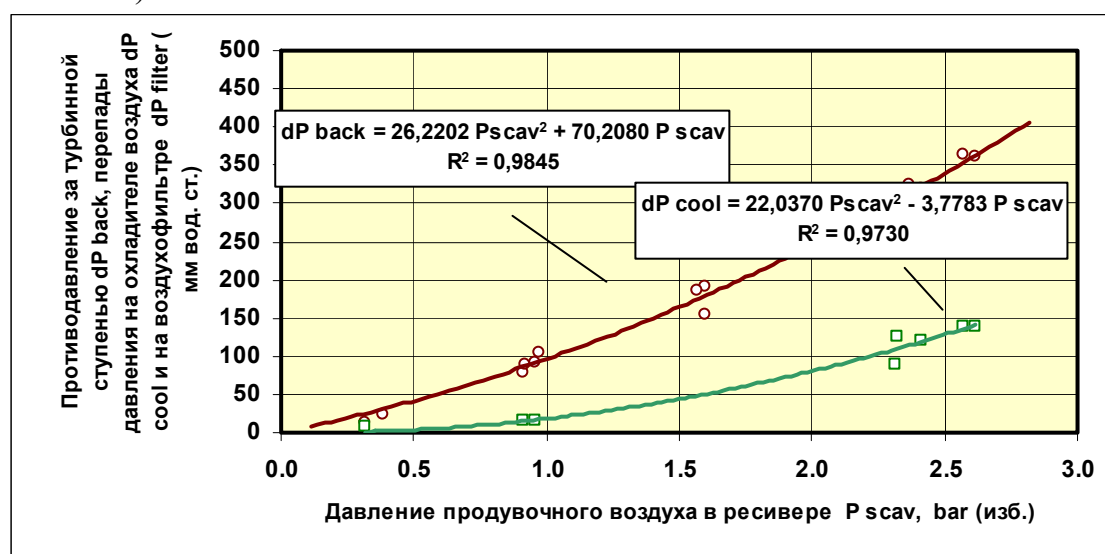


Рис.7. Гидравлические характеристики двигателя

Допускается увеличение противодавления за турбиной ступенью ТК до 400 мм вод. ст. на режиме номинальной мощности. Большой перепад давления свидетельствует о загрязнении утилизационного котла, который нуждается в очистке.

Предельный уровень загрязнения фильтра воздуха турбокомпрессора обычно принимается равным 100 мм вод. ст. (чистый фильтр имеет $dP_f = 50$ мм вод. ст.).

8. Регистрация закона движения шпинделя выпускного клапана

Ниже на рис. 7 приведены закон перемещения толкателя выпускного клапана (повторяет профиль газовыпускной кулачной шайбы) и зарегистрированный при помощи СТД закон перемещения шпинделя выпускного клапана. Можно сделать заключение о том, что чем лучше кривая перемещения клапана повторяет закон перемещения толкателя, тем лучше работает гидропривод клапана. Это свидетельствует о минимальных протечках масла в системе гидропривода, о хорошей работе деаэрационного клапана и «воздушной пружины». Однако, с соответствии с рекомендациями фирмы — лицензиара, небольшой перепуск из системы гидропривода может быть специально организован для обеспечения оптимальных условий посадки выпускного клапана на седло. Условиями правильной работы выпускного клапана являются близость законов движения выпускного

клапана и его толкателя и отсутствие жесткой посадки клапана на седло (жесткая посадка также может быть проконтролирована по наличию характерного стука). При помощи СТД также наглядно можно наблюдать за вращением шпинделя выпускного клапана, которое специально инициируется, установленной на шпинделе клапана крыльчаткой. Наблюдения за двигателями в эксплуатации показывают, что максимальный подъем выпускного клапана не должен отличаться от хода толкателя более чем на 5-7%. Посадка клапана на седло должна быть достаточно мягкой.

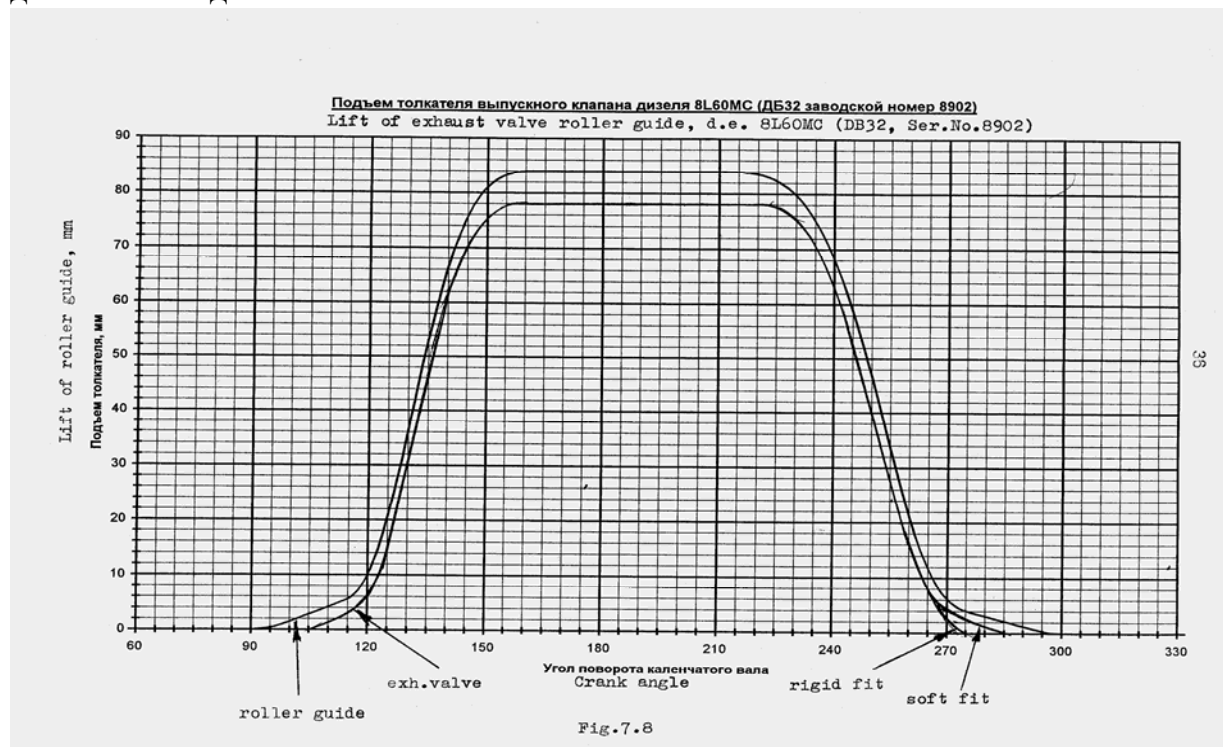


Рис.7. Запись подъема шпинделя выпускного клапана: roller guide – толкатель выпускного клапана; rigid fit – жесткая посадка; exh. valve- шпиндель вып. клапана; soft fit - мягкая посадка;

9. Оценка характеристики процесса впрыскивания топлива

Ниже на рис. 8 приведен типичный импульс давления топлива в момент впрыскивания (зарегистрирован в трубопроводе за т.н.В.Д.) и его характерные точки. Это амплитудные характеристики (бар): $P_{f\ open}$ – давление топлива в момент открытия форсунки; $P_{f\ max}$ – максимальное давление впрыскивания топлива ; фазовые характеристики (град. п.к.в.) : $dFi\ open$ – угол опережения подачи топлива; $dFi\ max$ - угол (после ВМТ) соответствующий моменту $P=P_{f\ max}$; $dFi\ inj$ - продолжительность впрыскивания топлива; динамическая характеристика (бар / град.п.к.в.): dP_f / dFi – скорость нарастания давления в трубопроводе (после т.н.В.Д.) в момент, предшествующий открытию форсунки.

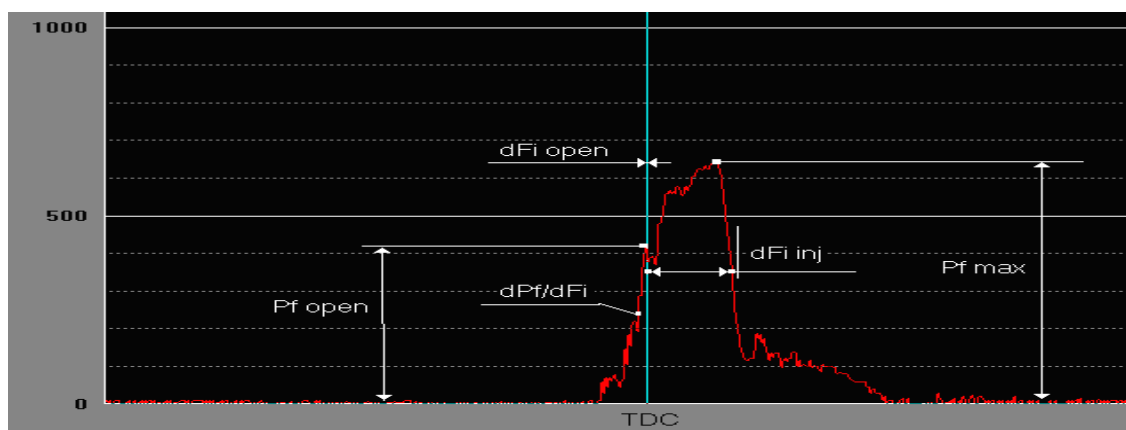


Рис.8. Зарегистрированный импульс давления топлива в трубопроводе перед форсункой

СТД также на основе анализа импульса давления рассчитывает величину цикловой подачи топлива. Совместный (информативно объединенный) анализ индикаторного процесса цилиндра и импульса давления топлива, регистрируемого в трубопроводе перед форсункой, дает достаточно информации для выявления характерных неисправностей топливной аппаратуры. На рис.9 показана записанная длительная реализация процесса впрыска топлива, дающая представление о стабильности работы топливной аппаратуры.

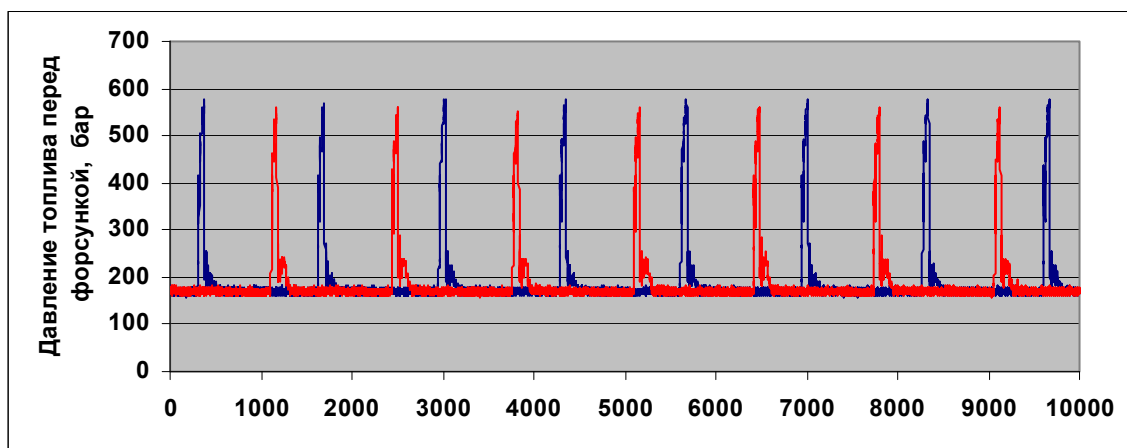


Рис.9. Последовательная серия импульсов давления топлива перед форсункой (импульсы двух цилиндров в двигателе 7K80GF)

В заключение следует отметить, что целью настоящей статьи являлось, по возможности охватить только основные аспекты функциональной диагностики судового малооборотного дизеля. Объем статьи не позволяет рассмотреть каждый из рассмотренных аспектов детально. Приведенный в статье алгоритм на протяжении ряда лет использовался автором при выполнении диагностирования главных двигателей 8L60MC т\х “Corona Fortune”, принадлежащем греческой компании “N.G.Livanos Co.”, двигателя 7K80GF т\х “Sorokaletie Pobedy” компании “Novoship Co.Ltd.” (Великобритания), двигателей 8L60MC т\х-ов “THIA MATINA” и “THIA CHRYSSOULA” греческой компании “Efshipping” и др.