



Государственный Комитет Российской Федерации по рыболовству
Мурманский государственный технический университет (МГТУ).
Кольский научный центр Российской академии наук (КНЦ РАН).

Мурманский морской биологический институт (ММБИ).
Полярный геофизический институт (ПГИ). Университет Тромсе
(Норвегия). AGH - Научно-технический университет Akademia
Ggorniczo-Hutnicza (г. Краков, Польша).
Finnish Meteorological Institute (FMI).



Международная научно-техническая конференция

НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ- 2008

(2 -10 апреля 2008г.)

Мурманск
2008

КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ ВИНТОРУЛЕВЫХ КОЛОНОК И ПОДШИПНИКОВ ЛИНИИ ВАЛА МОРСКИХ СУДОВ ПО ПАРАМЕТРАМ ВИБРАЦИИ

Брежнев А.В., Гриценко М.В., Николаев И.Н. (г. Новороссийск, ООО «Юг-Транс-Ойл», e-mail: abrezhnev@ytoil.ru)

Abstract. In the article there are control results of the screw steering column vibration and shafting line of the seagoing vessels on the different operational positions, which made possible to reduce classification maintenance expenses of the shipowners and shift the terms of screw steering columns dismantling to the 10 years when Classification Society inspection.

На современных морских судах находят широкое применение винторулевые колонки (ВРК) и линия вала с подшипниками качения фирм «Aquamaster» (на рис. 1, в качестве примера, показано расположение линии валопровода и ВРК), «Steerpro» (Финляндия), «Schottel» (Германия), «Neagatae» (Япония) и т.д.

Применение ВРК в качестве движителя позволяет: повысить маневренные качества судна и безопасность мореплавания; сократить длину машинного отделения и увеличить грузовместимость судна; сократить эксплуатационные расходы и т.д. В качестве двигателей применяются высоко – или среднеоборотные дизеля («Caterpillar», «МАК», «Cumins» и т.д.).

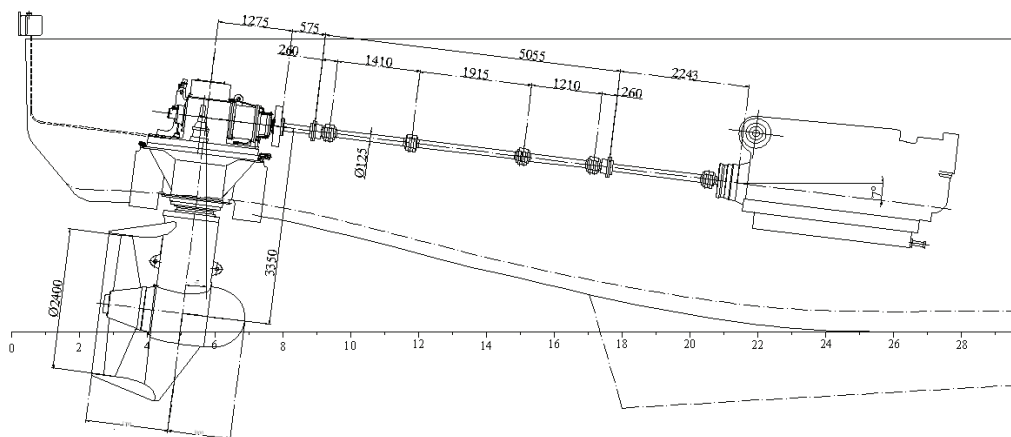


Рис. 1 Расположение линии валопровода и ВРК

Для повышения эффективности технической эксплуатации ВРК, сокращения расходов судовладельца при классификационных ремонтах судна, авторами разработаны и апробированы Методики контроля технического состояния винторулевых колонок (КС ВРК), которые одобрены Морским Регистром Судоходства (РС). Наряду с традиционными видами контроля (визуальным, параметрическим, трибологическим) Методика КС ВРК предусматривает контроль вибрации ВРК и подшипников качения линии вала.

Для оценки технического состояния судовых технических средств и ВРК в эксплуатации наиболее эффективным видом контроля является контроль по вибрационным параметрам. Он дает возможность зафиксировать начальное техническое состояние ВРК и отследить его изменение в процессе эксплуатации, а также обнаружить дефекты подвижных (вращающихся) элементов на этапе их

зарождения и проследить за их развитием. На основе таких наблюдений (при условии их регулярности и периодичности) возможна оценка технического состояния ВРК и прогнозирование состояния на определенный период эксплуатации.

Вибрационный контроль ВРК и линии вала проводится анализатором шума и вибрации, например, SVAN 912AE в узкополосном диапазоне 1 – 1410 Гц. не реже 1 - 2^{-x} раз в год и включает в себя:

а) проведение вибрационного контроля ВРК и подшипников валопровода на 3^{-x} режимах работы главного двигателя в соответствующих точках (Рис. 2);

б) анализ результатов измерений:

- общая оценка технического состояния ВРК по среднеквадратичным значениям (СКЗ) уровней вибрации в диапазоне частот 10 - 1000 Гц;

- общая оценка технического состояния подшипников валопровода по СКЗ уровней вибрации в диапазоне частот 10 - 1000 Гц;

- оценка технического состояния элементов ВРК на характерных частотах верхнего редуктора, промежуточного вала, нижнего редуктора, лопастной частоте и частоте вала винта в треть-октавном диапазоне;

в) оценка результатов проведенного анализа и выдача заключения.

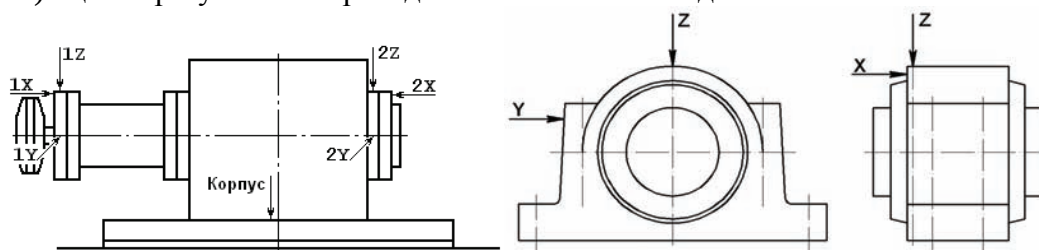


Рис. 2. Точки, в которых проводится контроль параметров вибрации ВРК и подшипников валопровода

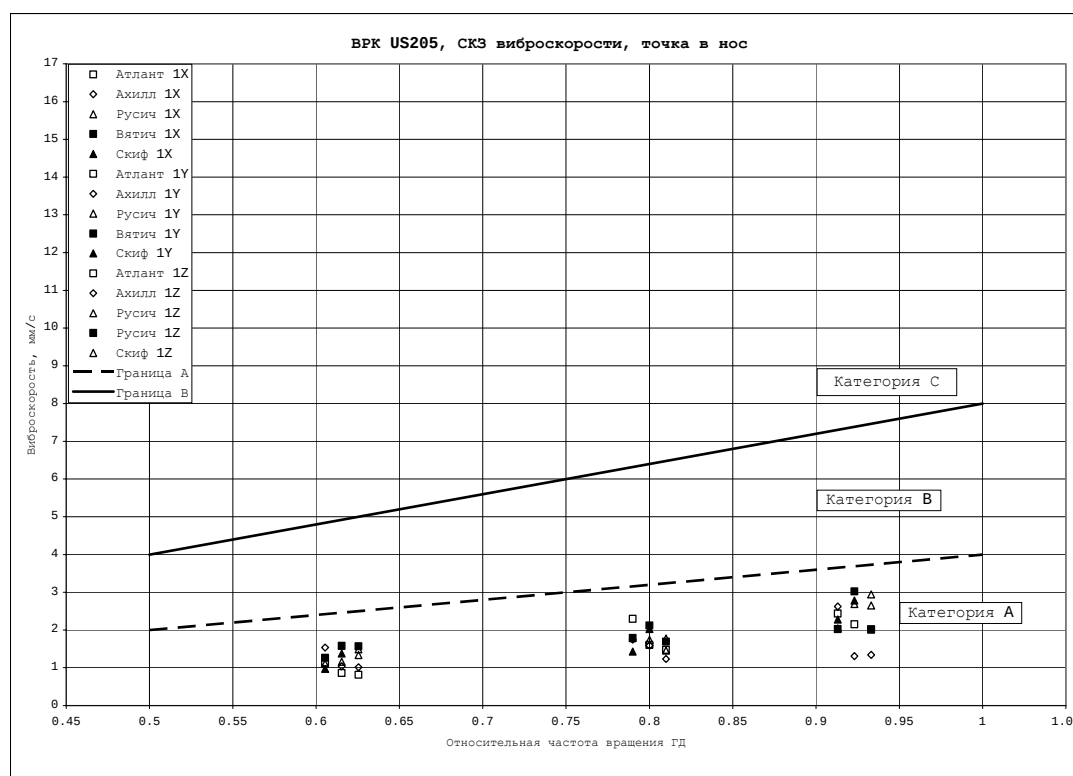


Рис. 3. Зависимость СКЗ виброскорости от частоты вращения двигателя на различных морских буксирах с ВРК US205 (точка 1).

На рис. 3, в качестве примера, приведена зависимость уровня СКЗ виброскорости от режима работы двигателя по результатам проведенных измерений на различных морских буксирах с ВРК US205.

По результатам выполненных измерений и из рис. 3 видно, что уровни вибрации для ВРК типа US205 «Aquamaster» при изменении относительной частоты вращения ГД от 0.6 до 0.95 лежат в пределах 2 – 3 мм/с. Накопленные результаты контроля вибрации ВРК на различных судах (буксирах с мощностью двигателя от 300 до 2000 кВт, судах типа река-море с мощностью двигателя около 1000 кВт) позволили разработать и предложить рекомендации по нормированию вибрации ВРК по СКЗ. На рис. 3, в качестве примера, показаны уровни вибрации ВРК в соответствии с категориями: А, В, С, рекомендованные (1).

Выполненный контроль вибрации подшипников линии вала на морских буксирах показывает, что на буксирах с ВРК типа US205 при относительной частоте вращения ГД $n=0,6 - 0,8$ уровни вибрации не превышают рекомендаций фирмы SKF, не более 10 мм/с. Однако на режимах, близких к максимальному в отдельных точках СКЗ уровень вибрации может достигать 15 – 17 мм/с. Например, на подшипниках валопрохода ВРК SRP1010 буксира «Бравый» (ОАО «Новороссийский Морской Торговый Порт») уровни СКЗ на режимах малого хода достигают значений 15 - 17 мм/с., а на режимах полного хода, близких к максимальному превышению 25 мм/с. Полученные результаты свидетельствуют о том, что при проектировании судов не учтены факторы, влияющие на повышенный уровень вибрации и в дальнейших исследованиях необходимо выявить основные причины, приводящие к повышенным уровням вибрации в местах установки подшипников линии вала.

Контроль вибрации ВРК и подшипников линии вала морских судов по разработанным и одобренным Методикам КС ВРК позволяет сократить эксплуатационные расходы, связанные с Классификационным ремонтом морских судов с ВРК не менее чем на 30% - 40%, сдвинуть сроки их разборки при освидетельствовании РС до 10 лет.

Литература

1. Правила классификации и постройки морских судов т.2. Часть VII, Механические установки. Раздел 7, Средства активного управления судами. Раздел 9, Вибрация механизмов и оборудования. Технические нормы. СПб. Российский Морской Регистр Судоходства, 2005 г. – 637с.

ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД АНАЛИЗА ДВИЖЕНИЯ ДВУХКОМПОНЕНТНОЙ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ В РАДИАЛЬНО- ОСЕВЫХ ТУРБИНАХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Елихин А.И., Савченко В.А., Николаев Н.И., Погодин Ю.М.

(г.Новороссийск, МГА им. адм. Ф.Ф. Ушакова, кафедра судовые тепловые двигатели; г. Санкт-Петербург, СПбГМТУ).

Abstract. Characteristic failures of gas turbochargers such as NR (MAN B&W) and RR (ABB) of the marine diesels, which operates on Heavy Fuel Oil (HFO) - are considered. Results of numerical modelling of a two-componental working environment flow are resulted.

В состав энергетических установок большинства судов промыслового и морского флота в качестве главных и вспомогательных двигателей применяются дизели с наддувом. От эффективности и надежности их работы во многом зависят технико-экономические показатели и надежность всей силовой установки. Подтверждение этому находится в работах отечественных ученых и инженеров, в докладах на конгрессах СИМАС 2001, 2004, в которых сообщается о незапланированных простоях в работе судовых дизелей из-за большого количества отказов турбокомпрессоров, связанных с конструктивным исполнением элементов турбокомпрессора (ТК), выбором материалов для их изготовления, разрушением подшипников, повреждением проточной части турбины и т.д. (1,2).

Современные судовые среднеоборотные двигатели в основном работают на тяжелых сортах топлива вязкостью 180—380 сСт и более, что, несомненно, оказывает заметное влияние на работу как самого дизеля, так и ТК. При работе турбокомпрессора в условиях применения тяжелого топлива элементы проточной части турбины (рис. 1, рис. 2) подвергаются износу под воздействием твердых частиц, которые содержатся в продуктах сгорания двигателя (3).

В настоящее время сложилась ситуация характерная тем, что исследования на стадии проектирования ТК, направленные на повышение надежности элементов турбомашин не в полной мере учитывают условия их реальной эксплуатации и таким образом не достигается требуемый уровень надежности.



Рис. 1. Повреждение соплового аппарата ТК типа NR

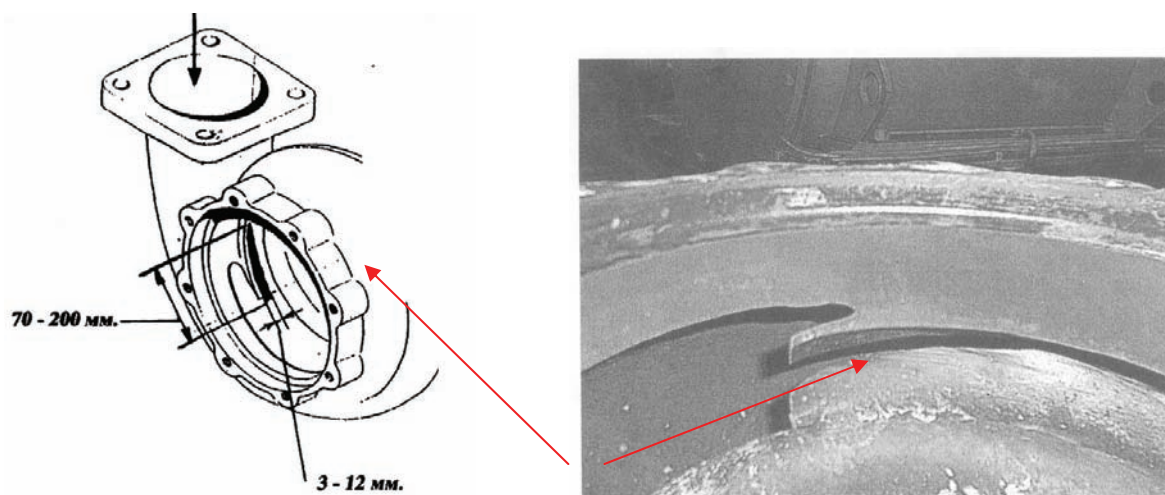


Рис. 2. Дефект в виде «щели» во входном устройстве турбины ТК типа RR

Анализ результатов опубликованных исследований и работ, связанных с созданием и эксплуатацией ТК судовых дизелей, работающих на тяжелых сортах топлива (4), показывает, что разработка метода исследования и анализа процессов течения двухкомпонентной рабочей среды для выработки мероприятий по восстановлению изношенных деталей и местному их упрочнению является актуальной задачей.

Авторами настоящей статьи основной упор был сделан на численный эксперимент по исследованию движения двухкомпонентной рабочей среды во входном устройстве радиально-осевой турбины с безлопаточным направляющим аппаратом RH 143/163 двигателя 6N21AL – DN серии танкеров типа «Москва». Поводом для выбора объекта исследований послужил тот факт, что по результатам сбора зафиксированных в период эксплуатации отказов и неисправностей исследуемых ТК, из корпусных деталей чаще всего отказывало входное устройство (1). Одним из характерных проявлений отказов было образование дефекта в виде «щели» (см. рис.2).

Сущность численного эксперимента, основанного на CFD и FEA анализе (5), заключалась в том, что для моделирования турбулентного течения двухкомпонентной рабочей среды использован численный метод конечных объемов (МКО). Геометрические модели построены с использованием программного пакета Solid Works. Расчетная сетка создана с помощью программного комплекса Gambit фирмы Fluent. Расчет течения выполнен с использованием программного комплекса вычислительной динамики жидкости и газа фирмы Fluent.

По результатам расчетов были построены пространственные траектории движения твердых частиц в спиральной камере входного устройства. Наибольшая густота расчетных траекторий (а значит и наибольшая концентрация твердых частиц) наблюдалась в районе «языка», именно в том месте, где зафиксировано образование «щели» (см. рис.2). Это служит косвенным подтверждением адекватности результатов расчетов фактическому процессу износа детали.

В результате решения этой задачи были получены следующие основные результаты и сделаны выводы:

1. Расчетный анализ движения частиц во входном устройстве (ВУ) необходимо выполнять с использованием модели турбулентного течения вязкого газа, так как на перенос частиц определенного диапазона размеров могут оказывать существенное влияние перетекания в трехмерном пограничном слое на стенках спиральной камеры.

2. В износе внутренней поверхности ВУ участвуют главным образом твердые частицы со следующими параметрами: с размерами 0,05мм и более; с коэффициентом формы 0,6 - 0,7; при нормальной и тангенциальной степени упругости удара, лежащей в диапазоне 0,8 – 0,9 (см. рис3).

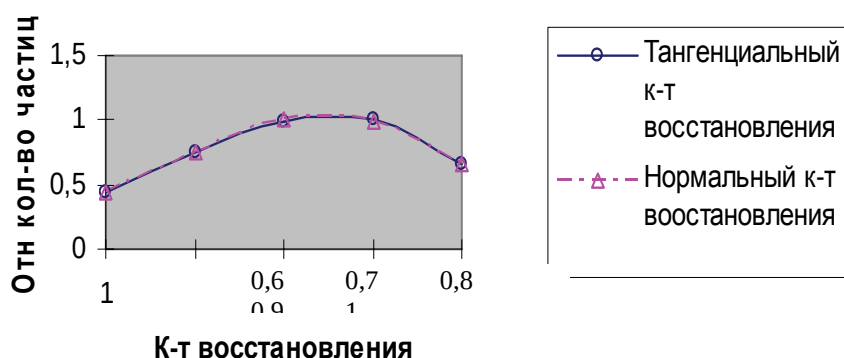


Рис. 3. Влияние степени упругости соударения частиц с поверхностью стенок канала на параметры их движения

3. Параметры движения абразивно (эрозионно) опасных частиц в зоне износа (вблизи «языка» входного устройства) слабо зависят от величины начальной скорости и места расположения выпуска частиц во входном сечении ВУ.
4. Твердые частицы с размерами более 0,05 мм могут накапливаться в спиральной камере, совершая в процессе движения более одного оборота вокруг оси вращения турбины. При этом их скорость приближается к максимальной скорости потока газа во входном патрубке. Однако основная часть твердых частиц не совершает более двух оборотов.
5. Твердые частицы с размерами 0,05 - 0,5 мм имеют значительную величину тангенциальной составляющей импульса при соударении с внутренней поверхностью ВУ в зоне износа. При этом абразивный износ играет существенную роль в процессе разрушения.
6. Улавливание частиц в спиральной камере ВУ проблематично из-за конструктивных трудностей размещения улавливающего устройства в зоне наибольшей концентрации частиц (зоне языка). В других местах ВУ частицы значительно рассеяны в пространстве, и эффективно улавливать их невозможно.
7. Возможны два механизма износа поверхности ВУ при работе на двухкомпонентной рабочей среде – ударный (эрозия) и истиранием (абразивный износ).
8. Общее разрушение поверхности пропорционально произведению напряжения τ_1 на число взаимодействий. Предполагая, что воздействие частиц различного размера складываются, можно определить скорость разрушения:

$$V_{разр} = \sum_{i=1}^{k_d} G_{d0} \frac{\overline{G_{di}}}{m_{di}} \cdot N_{di} \cdot \tau_{1i},$$

где G_{do} - общий массовый расход частиц на входе в патрубок;

$\overline{G}_{d:}$ - относительный расход частиц на входе данного диапазона размеров;

$m_{d:}$ - средняя масса частиц в данном диапазоне размеров;

$\overline{N}_{d:}$ - относительная доля частиц данного диапазона размеров, попадающих в данное место.

k_d – число диапазонов, на которые разбит весь спектр частиц, участвующих в разрушении поверхности ВУ.

В связи с этим существует необходимость анализа сущности процессов износа элементов ТК и на основании выявленных причин – выработки решений по их предотвращению на всех стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации.

Литература

1. Николаев Н.И. и др. Характерные неисправности и отказы турбонагнетателей с радиальной турбиной судовых дизель-генераторов. // Морской транспорт. Серия Техническая эксплуатация флота и судоремонт: ЭИ. М., 2002. Вып. 4 (916), с. 1 – 6.
2. Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С. Обзор докладов по турбокомпрессорам. – Двигателестроение, №4, 2001, с. 55 – 59.
3. Николаев Н.И., Савченко В.А., Кучменко В.В. Анализ отказов и повреждений современных турбонаддувочных агрегатов судовых вспомогательных дизелей при эксплуатации на тяжелом топливе. – Изв. ВУЗов. Сев. – Кавк. Регион. Техн. науки. Спецвыпуск. Проблемы водного транспорта. 2004. Часть 1., с. 74 – 78.
4. Пути повышения износостойкости материала входных устройств турбонаддувочных агрегатов судовых дизелей, работающих на тяжелых сортах топлива [Текст] / Н.И. Николаев, Ф.М. Березовский, А.И. Епихин // Известия ВУЗов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. –2006, Спецвыпуск.–С.6–8.
5. <http://fluent.com>

АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИИ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ 9TMS410 НА РАЗЛИЧНЫХ СОРТАХ ТОПЛИВА

Николаев. Н.И., Жук. А.Н., Гинда О.П. (г. Новороссийск, МГА имени адм. Ушакова Ф.Ф., кафедра судовые тепловые двигатели, e-mail: mgastd@mail.ru)

Abstract. In article technical and economic aspects of change of medium speed engine operation on heavy fuel IFO30 in a zone of partial loadings are considered. The technique providing stable, reliable and economic work of the engine on these modes is shown. The result of economic benefit of change of work of the main engine of the bulkcarrier from marine gas oil into heavy fuel is presented. The analyses of change of thermal and mechanical intensity of the engine is given.

Одна из отличительных черт современного мирового флота наличие большого количества старых судов. Согласно статистике *Lloyds Register*, в 2000 году мировой торговый флот насчитывал около 875 тысяч судов со средним "возрастом" 20 лет, в списке самых старых лидируют балкеры – 26 лет (1). На таких судах установлены главные и вспомогательные двигатели, работающие на дизельном топливе. Увеличение цен на топливо приводит к тому, что повышение эффективности эксплуатации судов возможно за счет перевода двигателей с дизельного топлива на тяжелое.

Экономический эффект перевода эксплуатации двигателей с дизельного топлива на тяжелое рассмотрим на примере модернизации балкера дедвейтом 11849 тонн. На судне в качестве главного двигателя установлен четырехтактный среднеоборотный дизель 9TMS410 фирмы Сторк-Веркспур номинальной мощностью $N_e=6000$ кВт при частоте вращения вала $n=550$ об/мин. Однако главный двигатель эксплуатируется только на долевой нагрузке при максимальной частоте вращения 420 об/мин – 50% от номинальной нагрузки ГД.

Регион плавания судна: п. Мариуполь (Украина) – порты Италии. Время работы главного двигателя балкера составляет около 60 % от общего эксплуатационного периода судна. Были рассмотрены варианты перевода работы двигателя на тяжелые топлива IFO180 и IFO30. Расчет экономической эффективности модернизации (2,3). приведен в таблице 1.

Анализ данных таблицы показывает, что с экономической точки зрения модернизация судна для использования топлива IFO180 более выгодна по сравнению с модернизацией при переходе на использование IFO30. Однако мероприятия по переходу на использование топлива IFO30 требуют меньше трудозатрат и гораздо проще, что позволяет произвести модернизацию без вывода судна из эксплуатации. Для перевода работы главного двигателя на топливо IFO180 модернизацию придется производить в условиях судоремонтного завода, с выводом судна из эксплуатации. При использовании высоковязкого топлива IFO180 требуется поддерживать температурный режим на всех этапах использования топлива. Предложено использовать утилизацию тепла уходящих газов. В силу всего вышесказанного было принято решение на первом этапе перевести эксплуатацию главного двигателя на топливо IFO30.

Модернизационные работы по переводу эксплуатации этого двигателя с дизельного (MGO) на тяжелое топливо (IFO 30) были завершены осенью 2006. Годовой экономический эффект от перевода работы главного двигателя на IFO30 составил 452114 USD, что существенно больше предполагаемого. Это объясняется рядом причин:

– плотность тяжелого топлива выше дизельного и несмотря на меньшую теплоту сгорания при одинаковом объеме топлива, в случае использования топлива IFO30 подводится большое количество тепла. Так расход топлива при работе на дизельном топливе составил 291,66 кг/час, а на тяжелом топливе – 270,83 кг/час..

– перманентный рост цен на топливо. Причем увеличение стоимости дизельного топлива происходит более динамично повышения стоимости IFO 30. Так за 2007 год разница цен между MGO и IFO30 увеличилась на 25 USD.

Таблица 1. Экономический эффект модернизации

№	Параметр	IFO180 (проект)	IFO30 (проект)	IFO30 (фактический результат)
1	Цена тяжелого топлива, USD (год)	300 (2006)	430 (2006)	633 (2007)
2	Годовая экономия на топливе, USD	432120	254150	460114
3	Основные дополнительно устанавливаемые агрегаты	Утилизационный котел, атмосферный конденсатор, тёплый ящик, питательный насос; три паровых топливоподогревателя, топливоперекачивающий насос, змеевики, трубки-спутники; сепаратор тяжелого топлива.	Сепаратор тяжелого топлива, два электрических подогревателя.	Сепаратор тяжелого топлива, два электрических подогревателя, система охлаждения форсунок
4	Капиталовложения, USD	550000	70000	70000
5	Годовой экономический эффект, USD	367120	246150	452114

Работа на малых нагрузках сопровождается ухудшением сгорания топлива и дымным выхлопом, связанным с ухудшением распыливания топлива, падением давления наддува и нарушением воздухообеспечения. Поэтому первоочередная задача при переводе эксплуатации ГД с дизельного топлива на тяжелое состояла в том, чтобы обеспечить стабильную, надежную и экономичную работу двигателя на этом режиме.

Очевидно, что для нормальной работы двигателя с наддувом во всем диапазоне его эксплуатационных нагрузок необходим соответствующий подбор характеристик двигателя и газотурбонагнетателя (ГТН). Основное условие подобного подбора заключается в том, чтобы совмещенные расходные характеристики двигателя и компрессора захватывали область максимального КПД ГТН и одновременно были бы достаточно далеки от помпажной зоны работы компрессора (4). В процессе модернизации в соответствии с предварительно сделанными расчетами было уменьшено проходное сечение соплового аппарата (F_{ca}) турбины ГТН VTR 320: с $F_{ca1} = 140 \text{ см}^2$ до $F_{ca2} = 121,5 \text{ см}^2$ (октябрь 2007 года). После данных мероприятий работа ГД улучшилась, увеличилось давление наддува и частота вращения ГТН – параметры характеризующие работу ГТН.

Более высокое содержание серы в топливе IFO30, предъявляет, в первую очередь к смазочному маслу, требование полной нейтрализации конденсатов серной кислоты, образующихся в цилиндрах двигателя. Нейтрализация растворов серной

кислоты, конденсирующихся на деталях цилиндро-поршневой группы была достигнута применением смазочного масла CLADIUM 120 SAE 30 фирмы AGIP, с общим щелочным числом – TBN (total base number) 12 мг KOH/г.

После 4167 часов работы ГД на тяжелом топливе было произведено контрольное вскрытие третьего цилиндра, полученные результаты подтверждают правильность выбора смазочного масла. Все поршневые кольца были подвижны, блестели, риск на них не было. Боковые поверхности головки поршня выше первого кольца были покрыты бугристым налетом толщиной 0,2 – 0,7 мм. Тронк поршня был покрыт сажистым маслянистым слоем загрязнений, легко удаляемых ветошью. Износ цилиндровой втулки замеряли микрометрическим штихмасом в районе верхней кромки и была взята максимальная величина износа. Общее состояние деталей ЦПГ после опытной эксплуатации на тяжелом топливе в течение 4167 часов было признано хорошим.

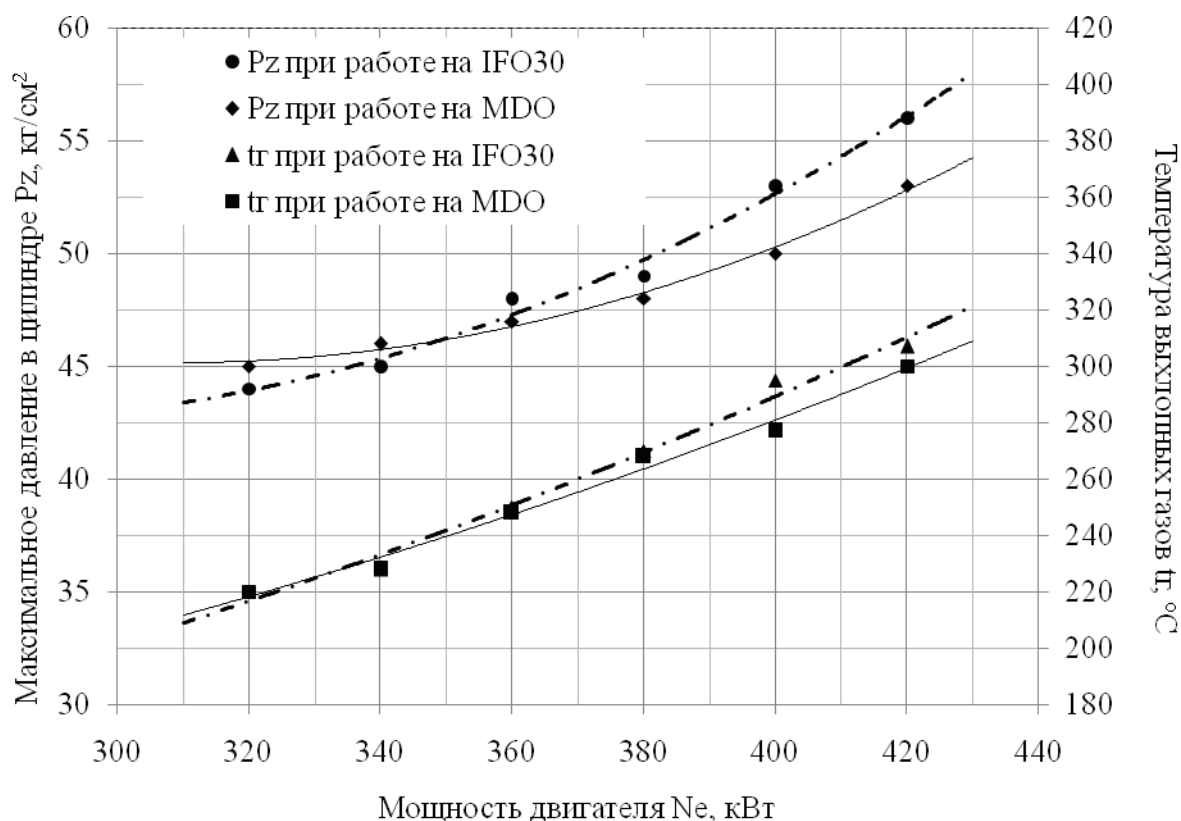


Рис. 1. Зависимость температуры выхлопных газов и максимального давления газов при работе ГД на IFO30 и MGO на различных режимах

Использование тяжелого топлива оказывает влияние на тепловую и механическую напряженность двигателя (5). На рисунке 1 приведены параметры, характеризующие тепловую и механическую напряженность двигателя.

На максимально развиваемой мощности средняя температура выхлопных газов ГД по цилиндрам при работе на дизельном топливе составила 300 °C, а на тяжелом топливе – 307 °C. Среднее значение максимального давления сгорания газов в цилиндрах ГД соответственно – 53 кг/см² и 56 кг/см². Таким образом можно сказать, что увеличение напряженности лежит в пределах нормы.

В результате выполненных модернизационных работ получили следующие результаты:

1. Главный двигатель 9TMS 410 стабильно проработал на тяжелом топливе IFO 30 в течение 4167 часов, отказов и неисправностей не было.

2. Использование топлива IFO30 с содержанием серы не более 2,5 % обеспечивает надежную длительную работу ГД при смазке дизеля маслом AGIP CLADIUM 120 SAE 30.

3. Улучшение характеристик ГТН VTR 320 за счет уменьшения площади соплового аппарата турбины на 13% привело к улучшению работы главного двигателя 9TMS 410 .

4. Годовой экономический эффект от перевода работы главного двигателя 9TMS 410 на тяжелое топливо составил 452114 USD.

Литература

1. Состояние мирового судостроения по данным Lloyds Register of Shipping. – российский судостроительный портал, 2004. /www.shipbuilding.ru.
2. Филиппов А.П. Техничко-экономическая эффективность использования тяжелого топлива в транспортных дизелях. – М.: Транспорт, 1978. – С. 236.
3. Большаков В.Ф., Кобринский Г.А., Полянцев Ю.Д. Пути повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов на морском транспорте. – М.: Мортехинформреклама, 1986.
4. Николаев Н.И., Савченко В.А. Современное состояние и техническая эксплуатация турбонаддувочных агрегатов.-Санкт-Петербург: Судостроение, 2005 – С.113.
5. Возницкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели. - Санкт-Петербург: "КСИ", 2005 – С.116.