

УДК 629.12.03.2

А. А. Иванченко,
д-р техн. наук, профессор,
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова;

И. А. Щенников,
инженер,
ОАО «ЗВЕЗДА»;

А. А. Иванченко,
аспирант,
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова

ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВ С ДИЗЕЛЬНЫМИ УСТАНОВКАМИ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ И ЗАДАЧИ ПО ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ

SHIP OPERATING PROBLEMS WITH THE NEW GENERATION OF DIESEL ENGINES AND OBJECTIVES FOR THEIR IMPROVEMENT

В статье предлагается обзор некоторых проблем, возникающих при эксплуатации современных судовых дизелей. Описывается влияние условий работы дизеля на его теплонапряженность и коэффициент избытка воздуха. Указывается на важность согласования работы турбокомпрессора и дизеля на различных режимах эксплуатации. Предлагается решать выявленные проблемы при помощи назначения повышенного запаса мощности судовых дизелей. Рассматриваются особенности выбора мощности для судовых дизелей.

The article provides an overview of some of the problems arising from the operation of modern marine diesel engines. Describes the effect of the conditions of the diesel engine at its thermal stress and excess air ratio. Indicates the importance to coordinate turbocharger and diesel at different operating conditions. It is proposed to address the issues identified by assigning high power reserve of marine diesel engines. The features of the power of choice for marine diesel engines.

Ключевые слова: судовой дизель, теплонапряженность и коэффициент избытка воздуха, согласование турбокомпрессора, запас мощности.

Key words: marine diesel engines, thermal stress and excess air ratio, to coordinate turbocharger, power reserve.



ЕГОДНЯ судостроение представляет собой международный рынок с очень развитой конкуренцией, в результате чего отечественные и зарубежные судовладельцы заказывают суда там, где они видят высокое качество продукции, удовлетворяющие их сроки строительства и стоимость судна.

В силу сложившихся исторических обстоятельств в России в настоящее время проектируются и строятся в основном небольшие гражданские суда типа река–море, ледоколы, буксиры и вспомогательные суда, а все остальное, как правило, заказывается на зарубежных верфях. Определенное лидерство в этой области завоевали ОАО КБ «Вымпел», «Морское инженерное бюро» и немногие другие отечественные фирмы, которыми в последние годы разработаны суда смешанного плавания (ССП) новых проектов (16510, 00352, 00101, 005RSD03, 006RSD05). На большинстве новых судов основные усовершенствования направлены на выполнение вводимых на дату их закладки новых требований международных конвенций, а также на устранение недостатков СПП, выявленных в процессе их эксплуатации. Они прежде всего касаются корпусных конструкций, судовых устройств, средств связи, навигационного оборудования, систем управления [1].

В части проектирования энергетической установки в большинстве случаев использованы как типовые решения, отработанные в последние десятилетия (суда пр. 16530 и др.), так и новые решения с двигателями нового поколения. Причем учитывая, что большинство выпускаемых отечественных судовых дизелей или уступают по своим характеристикам зарубежным аналогам, или имеют ограниченный потенциал конструктивной модернизации, обеспечивающий их конкурентоспособность лишь в течение ближайших 4–5 лет, на судах гражданской постройки все больше находят применение двигатели зарубежных производителей [3; 5].

Новые решения, как правило, обуславливались изменениями технических характеристик судов. Например, учитывая, что ССП круглый год интенсивно используются судовладельцами в закрытых морях и в прибрежных районах открытых морей, где глубины больше, чем в реке, у построенных по новым проектам судов увеличена осадка до нормативного ограничения по высоте надводного борта, а также грузоподъемность и скорость с 10 до 11–12 узлов [2].

Соответственно суда нового поколения в классе «Волго-Балт»/«Сормовский» типа «Карелия» (пр. 005RSD03) грузоподъемностью 3000 т с учетом указанных изменений грузоместимости и скорости оснащены двухвальными дизельными установками с двигателями повышенной оборотности марки 6M20 фирмы «MaK» (Германия, г. Кельн) повышенной мощностью (1020 кВт каждый) и полноповоротными винторулевыми колонками (ВПК) фирмы «Schottel» типа SRP-1010FP с винтами фиксированного шага в насадках. Привод винтов от главных дизелей осуществляется через механическую Z-образную передачу. В пр. 006RSD05 более крупного судна грузоподъемностью 4376/6638 т соответственно в условиях реки и моря установлены в качестве главных двигателей два дизеля повышенной оборотности марки 6L20 фирмы «Wartsila» мощностью 1120 кВт каждый и те же винторулевые колонки.

Применение ВПК позволило сократить длину машинного отделения примерно на 20 %, отказаться от ахтерпика и румпельного отделения, а также повысить управляемость в стесненных условиях плавания, сократить затраты на монтаж и предполагаемые затраты на техническое обслуживание и ремонт.

На судах типа «Русич» (пр. 00101) также установлены установки классической схемы с нереверсивными главными двигателями фирмы «Wartsila» марки 6L20 мощностью 1140 кВт каждый с приводом винтов через реверс-редукторы. Модернизация коснулась лишь системы водяного охлаждения главной энергетической установки, в результате которой ее охладители установлены за бортом в специальных ящиках, что позволило упростить систему — отказаться от некоторых насосов забортной воды и части трубопроводов.

Новые суда класса «Волго-Дон-макс» (пр. 00352) оснащены также классической одновальной главной энергетической установкой с нереверсивным дизелем марки 8VDS29/24 AL-2 повышенной оборотности фирмы «SKL» и реверс-редуктором типа WAF-1961 (Reintjes).

Строятся суда и по другим проектам. Так, только Волгоградский судостроительный завод за последние 10 лет сдавал в год 20 единиц. Это суда и река–море, «Траулеры» (пр. 502, 503) и другие суда [1].

Из изложенного следует, что основной наметившейся тенденцией проектирования энергетических установок новых проектов судов является использование в качестве главных двигателей нереверсивных высокофорсированных дизелей повышенной оборотности с последующим снижением частоты вращения вала с использованием для этой цели реверс-редукторов и винторулевых колонок. Для судов смешанного река–море плавания такое решение является новым и требует осмысления в эксплуатации и научной оценки.

К сожалению, большинство исследований, посвященных оценке экономичности, тепловой и механической напряженности дизелей и составу вредных выбросов с отработанными газами, современных высокофорсированных судовых дизелей выполнено применительно к стендовым условиям. В реальных эксплуатационных условиях эти вопросы рассматриваются в работах [4; 5; 8] и работах ГУМРФ (СПГУВК), выполненных с участием авторов.

Их анализ показывает, что эксплуатационные показатели дизельных установок на установленных режимах работы, как правило, не выходят за пределы рекомендованных производителями заградительных параметров. Этому способствует действующая в отрасли система технической эксплуатации флота, которой предусматривается переход на работу судна с пониженной технической скоростью в случае долговременного выхода эксплуатационных показателей дизеля за предельные значения. Техническая мощность в таком случае назначается исходя из условия не превышения показателями двигателя заградительных параметров [8].

Наиболее важными факторами, определяющими тепловую и механическую напряженность дизеля, вид кривой расхода топлива и выброса вредных веществ (в первую очередь NOx), являются коэффициент избытка воздуха и давление наддува на режиме номинальной мощности. Подбирая эти параметры, создатели судовых дизелей до настоящего времени добивались показателей работы и наиболее благоприятного характера изменения удельного расхода топлива в зависимости от числа оборотов, не уделяя должного внимания экологическим параметрам.

При повышении нагрузки на судовой дизель и соответствующем снижении числа оборотов по винтовой характеристике на режимах, близких к номинальному, превалирующее значение имеет увеличение коэффициента избытка воздуха (α) и индикаторного КПД, и соответственно повышение выброса окислов азота. При достижении $\alpha \approx 3$ индикаторный КПД достигает наибольшего значения, этот процесс сопровождается ростом давления в цилиндре, что ведет к увеличению механической напряженности. При дальнейшем снижении частоты вращения вследствие падения давления наддувочного воздуха и ухудшения условий смесеобразования начинается падение индикаторного КПД. В соответствии с характером изменения индикаторного КПД на этом участке кривая выброса NOx резко снижается, переходя в резко падающую кривую на малых нагрузках. Температура отработанных газов на таком режиме повышается, повышается и тепловая напряженность деталей ЦПГ.

Чем выше давление наддува, тем меньше относительное изменение коэффициента избытка воздуха при одном и том же числе оборотов. Выражение для изменения коэффициента избытка воздуха при работе на гребной винт указывает на быстрое увеличение α со снижением частоты вращения коленчатого вала. Рассматривая коэффициент избытка воздуха как один из параметров, характеризующих тепловую и механическую напряженность деталей двигателя и выбросы вредных веществ во время работы дизеля на винт, становится понятна, как важность рациональной настройки агрегата наддува на режим длительной работы дизеля, так и важность выбора типа и мощности дизельной установки.

Упомянутое в равной степени относится и к выбору винта, определяющему режимы работы дизеля. Рассмотрение режимов работы двигателя на винт регулируемого шага показывает, что с переходом на долевые режимы по нагрузочной характеристике значение коэффициента избытка воздуха поддерживается приблизительно таким же, как на номинальном режиме. Это происходит потому, что давление наддувочного воздуха, обеспечиваемое турбокомпрессором, при такой компоновке изменяется пропорционально среднему эффективному давлению газов в цилиндре дизеля. В результате с переходом на эти режимы не происходит повышения выбросов NOx, характерного для двигателей, работающих по винтовой характеристике.

Немаловажными причинами негативных изменений в протекании рабочего процесса и соответственно в составе отработанных газов является техническое состояние двигателей и утяжеление винтовых характеристик. А именно: погодные условия (мелководье, направление и сила ветра, состояние моря и т. д.), степень загрузки судна, обрастание корпуса, состояние гребного винта, вид вспомогательных операций (свободный ход, траление, буксировка).

Например, выход судна на мелководье оказывает существенное влияние на работу главного двигателя. Уменьшение глубины фарватера приводит к значительному возрастанию сопротивления корпуса судна и росту мощности, развиваемой главными дизелями с выходом на заградительную характеристику. Последнее влечет за собой перегрузку по тепловым напряжениям основных деталей двигателя. Указанные факторы необходимо учитывать в ходе реализации концепции

Морского инженерного бюро, направленной на строительство крупнотоннажных водоизмещающих судов для эксплуатации в условиях малых глубин.

Наглядным подтверждением этому является рис. 1, где представлены зависимости сопротивления движению судна от рассмотренных факторов.

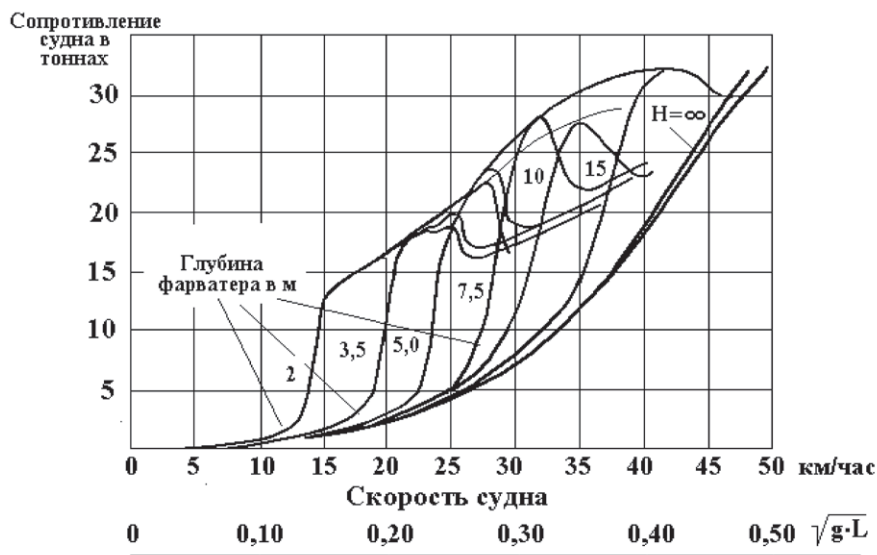


Рис. 1. Влияние глубины фарватера на сопротивление движению судна

Увеличение сопротивления движению судна сопровождается падением скорости хода, а выход дизеля на заградительную характеристику требует уменьшения частоты вращения его вала, что дополнительно снижает скорость хода судна. Если не воздействовать на ГД, то часовой расход топлива может несколько снизиться из-за падения частоты вращения вала и ограничения максимального хода рейки топливных насосов. Если стремиться восстановить прежнюю скорость хода судна, то часовой расход топлива и теплонапряженность деталей ЦПГ дизеля могут существенно возрасти.

Это означает, что возникает задача выбора компромиссного сочетания скорости хода судна и расхода топлива в границах допустимой теплонапряженности дизеля. Наглядным подтверждением указанному является рис. 2, где представлены зависимости сопротивления движению судна и параметров работы двигателя от рассмотренных факторов.

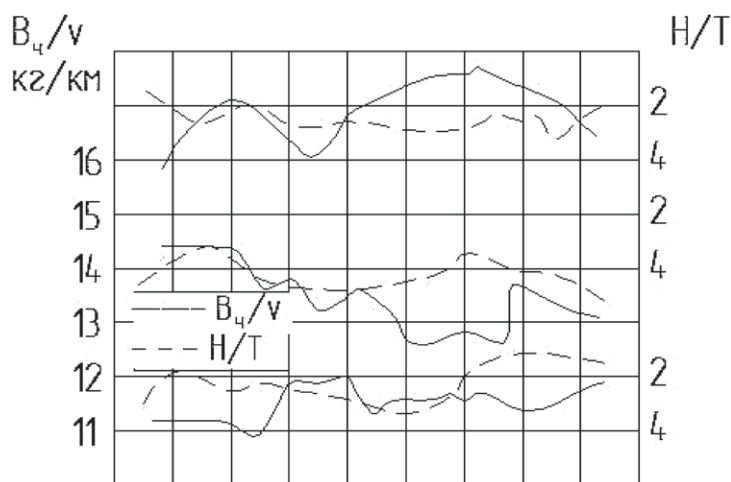


Рис. 2. Кривые режимов нагружения дизеля при движении судна на мелководье:

а — $n = 980 \text{ мин}^{-1}$; б — $n = 910 \text{ мин}^{-1}$; в — $n = 800 \text{ мин}^{-1}$

К числу других факторов, являющихся причинами изменений в протекании рабочего процесса и тепловой напряженности судового дизеля, относятся меняющиеся условия эксплуатации, обрастание корпуса судна и движение судна при волнении, что вызывает утяжеление винтовых характеристик. Влияние рассматриваемых факторов наглядно демонстрирует рис. 3.

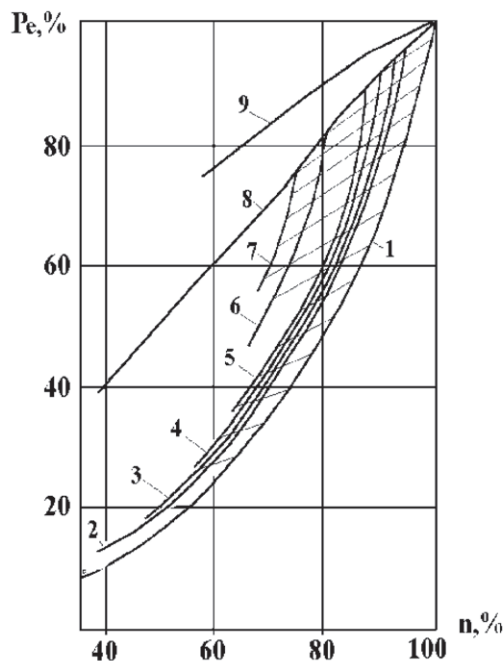


Рис. 3. Влияние условий эксплуатации на режимы работы двигателя:

- 1 — движение груженого судна при свободном ходе на тихой воде; 2 — движение груженого судна;
3 — при обрастании судна через 60 сут после докования; 4 — при обрастании судна через 175 сут после докования; 5 — движение судна при волнении;
6 — буксировка трала; 7 — буксировка судна; 8 — ограничительная характеристика;
9 — внешняя характеристика двигателя; // — поле реальных режимов работы судовых дизелей

При работе современного высокофорсированного дизеля по характеристикам согласно рис. 3 он не может развивать полного расчетного числа оборотов n , а только меньшее число оборотов n_x , зависящее от свойств внешней характеристики дизеля, величины утяжеления винтовой характеристики судна, свойств корпуса судна и характеристик гребного винта, то есть совместной работы комплекса «корпус–винт–дизель».

С увеличением среднего эффективного давления двигателя свыше 2,4 МПа границы диапазона допустимых режимов работы современных дизелей определяются уже не границами помпажа турбокомпрессора, как ранее у двигателей со средним эффективным давлением до 1,0–1,4 МПа, а температурой неохлаждаемых узлов и деталей двигателя. При этом эти границы смещаются в область режимов, близких к номинальным, когда давление наддува, создаваемое турбокомпрессором, изменяется прямо пропорционально мощности. На долевых режимах винтовой характеристики эта пропорциональность не выдерживается, что приводит к снижению коэффициента избытка воздуха, сопровождаемому признаками перегрузки двигателя с соответствующим повышением температуры неохлаждаемых деталей двигателя. Причем с увеличением среднего эффективного давления на номинальном режиме работы дизеля на долевых режимах условия работы турбокомпрессора ухудшаются.

В обширных обзорах перспектив развития судовых дизелей эти вопросы, как правило, не рассматриваются по экономическим причинам. Анализ же технических мероприятий по расширению диапазона допустимых режимов высокофорсированных дизелей приводит к ухудшению удельного расхода топлива.

Стремление проектанта максимально удовлетворить желание судовладельцев и обеспечить длительную, непрерывную и надежную работу судового дизеля благодаря его эксплуатации в более льготном режиме с меньшей тепловой и механической напряженностью, а также желание обеспечить приемлемые значения эксплуатационного расхода топлива и выбросов вредных веществ приводит к необходимости увеличения запаса мощности главных двигателей либо выбору несколько облегченного винта на этапе проектирования судна.

Номинальная потребная мощность судового дизеля должна определяться на основании результатов расчета гидродинамического комплекса судна с учетом глубин в предполагаемом бассейне эксплуатации, принятых обводов корпуса и винта.

Рассчитанная потребная мощность должна согласовываться с классификационным обществом и должна быть не ниже рассчитанной минимальной мощности главных двигателей в соответствии с его Правилами. Дополнительно в предпроектных исследованиях необходимо оценить, а в период ходовых испытаний судна предоставить доказательства его представителю того, что [7]:

- пропульсивная установка судна будет обеспечивать возможность работы на задний ход для необходимой маневренности судна при всех нормальных условиях эксплуатации. Причем согласно правилам она должна обеспечивать при установившемся свободном заднем ходе судна не менее 70 % расчетной частоты вращения механизмов переднего хода в течение не менее 30 мин, подразумевая под расчетной частотой вращения механизмов переднего хода частоту вращения, соответствующую максимальной длительной мощности главных механизмов;

- мощность заднего хода достаточна для торможения судна, идущего полным передним ходом, в пределах приемлемого расстояния;

- в дизельных установках с реверсивными передачами или ВРШ, а также в гребных электрических установках работа на задний ход не будет приводить к перегрузке главных механизмов сверх допустимых значений;

- дизельная установка с одним главным двигателем внутреннего сгорания в случае выхода из строя одного или всех турбонагнетателей будет обеспечивать скорость судна, при которой сохраняется управляемость судном. При этом главный двигатель должен обеспечить не менее 10 % от номинальной мощности.

Таким образом, основываясь на указанных выше требованиях и рекомендациях при проектировании дизельной пропульсивной установки важно выбрать не какой-нибудь двигатель, а такой, который в наибольшей мере подходит судну по технико-экономическим и эксплуатационным показателям.

Данная задача не относится к числу тривиальных, поскольку приходится рассматривать несколько вариантов установки и выбирать наилучший из них. Например, рассматривают и сопоставляют пропульсивную установку с прямой передачей и с механической. Установки сравнивают по совокупности показателей. Основными среди них являются энергетические, массогабаритные, экономические (стоимость оборудования и эксплуатационные расходы на топливо) и экологические.

В результате гидродинамического расчета элементов гребных винтов при постоянной заданной скорости движения судна получают соотношения между требуемой частотой вращения винта n_2 , диаметром винта D_B и мощностью N_p , подведенной к нему.

Очевидно, наиболее рационально использовать гребной винт, имеющий наибольший пропульсивный КПД — η_p , который при прочих равных условиях тем выше, чем больше диаметр винта. Так поступают, как правило, при проектировании ПК на базе среднеоборотных или высокооборотных двигателей с редукторной передачей [9, с. 88–95; 10].

Потребная мощность, определенная в результате гидродинамического расчета, должна корректироваться с учетом условий ее объявления для предполагаемых главных двигателей, атмосферных условий в машинном отделении, надбавки на ухудшение технического состояния, потерь в передаче, в валопроводе, на привод вспомогательных механизмов. Если в гидродинамическом расчете и при объявлении мощности не учтен запас мощности на мореходные качества,

то рассчитанная потребная мощность дополнительно подвергается коррекции с учетом рекомендаций изготовителя двигателя.

Производители главных дизелей повышенной оборотности рекомендуют принимать запас мощности в пределах $N_{\text{ерасч}} = 0,85 \div 0,90) N_{\text{ен}}$ в зависимости от типа проектируемого судна при частоте вращения вала $n_{\text{н}}$. При объявлении мощности главного двигателя по ISO 3046 заводы-изготовители дизелей также рекомендуют учитывать прибавку на привод вспомогательных механизмов и изменение технического состояния.

Иногда гидродинамический расчет гребных винтов производят при $N_{\text{ен}}$ и $n_{\text{н}}$, а запас мощности — путем некоторого увеличения (по сравнению с расчетным) сопротивления воды движению судна на номинальном режиме.

Производители высокооборотных дизелей MAN, MTU и других этот запас, как правило, прячут в объявляемую мощность в зависимости от предполагаемых условий его эксплуатации на том или ином типе судна через так называемые рейтинги.

Необходимо также иметь в виду, что в технических условиях на поставку дизелей всех производителей указана их мощность при работе в нормальных стандартных по ISO 3046 атмосферных условиях, в то время как на судах в машинных помещениях температура достигает 40–45 °С, что снижает мощность дизеля на 6–12 %.

Для каждого альтернативного двигателя должны рассматриваться и анализироваться его характеристики, накладываться на них расчетная винтовая характеристика судна.

Подробный анализ экспериментальных данных по ходовым испытаниям согласно рис. 4 показывает, что двигатели одного типа, устанавливаемые на серийные суда, имеют индивидуальные особенности. При одинаковой установке рейки топливных насосов h и незначительной разнице температур наружного воздуха t_o и охлаждающей воды на входе в дизель $t_{\text{вх}}$ имеются значительные расхождения в соответствующих величинах давления наддува и степени повышения давления, замеренных с одинаковой погрешностью. Происходит как бы «дрейф» точки исходного режима. Влияние условий эксплуатации на него, несмотря на значительное число работ в данной области, спрогнозировать без разработки специальных математических моделей анализа пока довольно сложно.

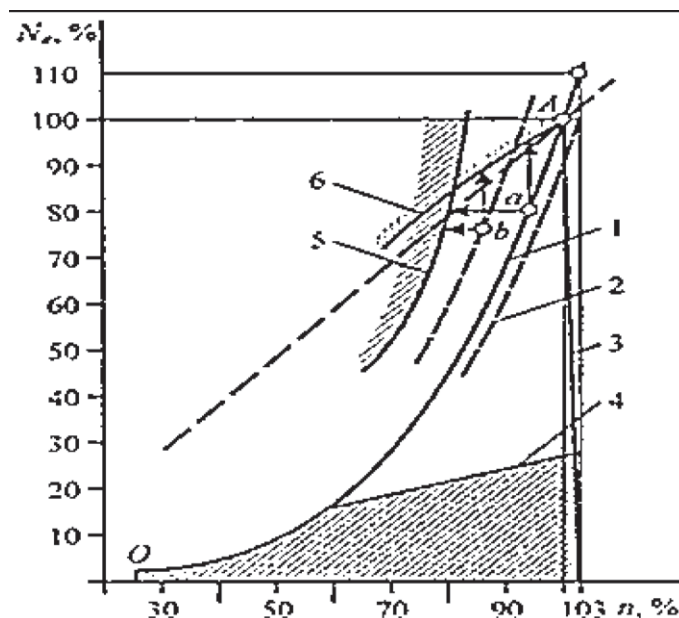


Рис. 4. Зона эксплуатационных режимов главного судового дизеля:

- 1 — стеновая винтовая характеристика; 2 — проектно-облегченная винтовая характеристика;
- 3 — регуляторная характеристика;
- 4 — граница минимально устойчивой частоты вращения вала дизеля;
- 5 — граница устойчивой работы турбокомпрессора;
- 6 — внешняя характеристика

Рассмотрение представленных данных подчеркивает важность правильного выбора мощности главного двигателя. Это решение должно учитывать возможные эксплуатационные отклонения мощности, которые неизбежны в процессе эксплуатации:

— необходимый построечный резерв мощности дизеля при сдаче судна (при обеспечении контрактной скорости);

— допустимая степень колебания мощности при отклонении атмосферных условий от стандартных или стендовых;

— допустимая степень «утяжеления» винтовой характеристики в эксплуатации в связи с обрастанием корпуса судна и винта, износом и потерей покрытия, после чего требуется обязательное докование.

Очевидно, что номинальный режим, устанавливаемый заводом-изготовителем без строго обусловленных предельных значений режимных показателей, не может быть использован в качестве сравнительного эталона или исходного уровня для сопоставления эффективности, экономичности и напряженности различных двигателей.

Список литературы

1. Проектирование гражданских судов российскими проектными организациями: состояние, проблемы нормативно-правового обеспечения и пути их решения: стенограмма заседания круглого стола, 25 февраля 2011 г. Ресурсы Интернета.

2. *Егоров Г. Н.* Обоснование облика нового поколения сухогрузных судов смешанного плавания / Г. Н. Егоров // на XII Международная конференция по гражданскому судостроению, морской технике освоения океана и шельфа, судоремонту и производству судового оборудования: тез. докл., Россия, Санкт-Петербург, 25–26 сентября 2012 г.

3. Отчет о работе правительственной комиссии по транспорту и связи. Ресурсы Интернета.

4. *Румб В. К.* Судовая пропульсивная установка с двигателем внутреннего сгорания: учеб. пособие / В. К. Румб. — СПб.: СПбГМТУ, 2012. — 316 с.

5. Суворов П. С. Управление режимами работы главных судовых дизелей / П. С. Суворов. — Одесса: ЛАТСТАР, 2000. — 238 с.

6. Мясников Ю. Н. Информационные технологии в пропульсивном комплексе морского судна: моногр. / Ю. Н. Мясников, А. А. Иванченко, А. М. Никитин. — СПб.: ГУМРФ, 2013. — 328 с.

7. Правила МРС. — СПб., 2008.

8. *Иванченко А. А.* Охрана воздушного бассейна при проектировании и эксплуатации судовых энергетических установок: моногр. / А. А. Иванченко, А. А. Иванченко. — СПб.: Изд-во Гос. ун-та морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова, 2014. — 327 с.

9. *Даниловский А. Г.* Критерии для согласованной оптимизации судовых энергетических установок, систем и оборудования / А. Г. Даниловский, Д. С. Иванов, Г. А. Архипов // Совершенствование конструкций судовых систем: сб. науч. тр. / ЛКИ. — Л., 1987. — С. 88–95.

10. *Иванченко А. А.* Основы проектирования нестандартных энергетических установок новых проектов судов / А. А. Иванченко, И. А. Боровикова, В. И. Резниченко. — СПб.: СПГУВК, 2010. — 36 с.