

Повышение эффективности работы главного двигателя корректировкой упора гребного винта

Горб Сергей Иванович¹, Сандлер Альберт Кириллович²,
Будуров Николай Игоревич³

НУ "Одесская морская академия", Одесса, Украина
gs@fa.onma.edu.ua¹, albertsand4@gmail.com², budurovuk@gmail.com³

Increasing of the main engine efficiency by propeller thrust correction

Gorb Sergii¹, Sandler Albert², Budurov Mykola³

NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
gs@fa.onma.edu.ua¹, albertsand4@gmail.com², budurovuk@gmail.com³

Аннотация – Предлагается технология корректировки упора гребного винта, обеспечивающая повышение эффективности работы главных судовых дизелей на судах с винтами фиксированного шага. За счёт корректировки упора достигается улучшение сгорания топлива в двигателе, улучшение условий работы выпускных клапанов и обеспечивается возможность повышения скоростей судов в грузу и повышенном сопротивлении движению корпуса судна. Также проанализирована возможность улучшения рабочих процессов дизеля за счёт изменения регулировочных параметров при "тяжёлом" гребном винте.

Abstract – The proposed propeller thrust correction technology provides increasing of the main marine diesel engines efficiency on vessels with fixed pitch propellers. Improvement of the fuel combustion in the engine and working conditions of exhaust valves, possibility of increasing vessel speeds in the load condition and in high hull resistance are achieved by thrust correction. The thesis also analyzes the possibility of improving the operating processes by tuning the adjustment parameters of the diesel engine with a "heavy" propeller.

DOI: 10.31653/1819-3293-2019-1-25-35-52

Суда торгового флота с винтами фиксированного шага эксплуатируются в широком диапазоне упора гребного винта, так как послед-

ний зависит от осадки (загрузки) судна, обрастания корпуса, ветроволновых условий плавания, течений и влияния мелководья [1, 2, с. 20]. Это означает, что главные двигатели этих судов даже при номинальной частоте вращения работают при существенно различных значениях момента сопротивления (нагрузки). При проектировании судов мощность главных двигателей выбирается по усреднённым значениям момента сопротивления гребного винта, соответствующим усреднённой нагрузке судна, причём чаще для "чистого" корпуса судна и при условии движения судна на спокойной воде. Поэтому в эксплуатации момент сопротивления гребного винта фиксированного шага практически никогда не равен паспортному и в большинстве случаев превышает паспортное значение.

Момент сопротивления гребного винта находится в квадратической зависимости от частоты вращения. Эту зависимость называют винтовой характеристикой судна. Если фактическая винтовая характеристики отличается от паспортной большими значениями момента сопротивления, то винт называют "тяжёлым". Если – меньшими значениями, то – "лёгким". "Тяжёлый" винт, как отмечено выше, встречается чаще и его эксплуатация сопровождается большими проблемами, чем "лёгкого", так как возникают перегрузки главного двигателя.

Чтобы предотвратить перегрузки главного двигателя при "тяжёлом" винте, на судах с винтами фиксированного шага уменьшают частоту вращения винта. Однако при этом увеличиваются промежутки времени между впрыском топлива в цилиндры дизеля. Поэтому существенно снижается количество газов, которые проходят через сопловой аппарат турбины, что, в свою очередь, приводит к уменьшению подачи воздуха турбокомпрессором и соответственно к уменьшению избытка воздуха при сгорании и росту температур газов на линии расширения и в начале выпуска [1, 3]. Чтобы не допустить перегрев выпускных клапанов приходится существенно уменьшать частоту вращения главного двигателя, то есть существенно "жертвовать" скоростью движения судна.

Частично проблему "тяжёлого" винта можно решить обрезкой его лопастей. Но при этом неизбежно уменьшится КПД винта и главный двигатель будет работать с недогрузкой в балласте судна.

В связи с изложенным представляется актуальным решение проблемы повышения эффективности работы главного двигателя в условиях его эксплуатации, когда фактическая винтовая характеристика на ходовых режимах судна отличается от паспортной. Решение этой проблемы направлено на оптимизацию скоростей судов и повышение энергоэффективности флота [4, 5, 6].

Ранее проведённое исследование [7] показало, что при "тяжёлом" винте и использовании для его привода среднеоборотного четырёхтактного дизеля с импульсным наддувом за счёт регулировки параметров дизеля нельзя добиться кардинального улучшения эффективности его работы. В связи с этим возникла необходимость определить, можно ли распространить этот вывод на другие типы главных дизелей и с этой целью в качестве объекта исследования выбран малооборотный двухтактный главный двигатель HYUNDAI-B&W 7S60MC с изобарным наддувом крупнотоннажного танкера BARENTS SEA. Этот двигатель имеет прямую передачу на гребной винт и развивает номинальную мощностью 14310 кВт, номинальную частоту вращения 105 мин⁻¹, является крещкопфным и реверсивным. Газотурбинный наддув обеспечивает турбоагнетатель SAMSUNG-MAN B&W NA70/T09049.

Исследование выполнено по схеме работы [7] с использованием усовершенствованной методики численного моделирования [1, 2, 8, 9, 10].

Для моделирования использованы конструктивные параметры, приведённые в руководстве [11]. Также использованы данные ходовых испытаний судна и параметры, измеренные специально для моделирования.

Для настройки математической модели измерены показатели рабочих процессов двигателя на четырёх установившихся ходовых режимах. Для измерения использовались штатные приборы; максимальное давление в цилиндре определялось стационарной диагностической системой Kuma Diesel Analyzer. Результаты измерений приведены в табл. 1.

Измерения проводились в условиях: осадка судна носом и кормой по 11,78 м; температура воздуха в машинном отделении 22 °С; давление воздуха в машинном отделении 101,3 кПа; температура забортной воды 11 °С; волнение моря 3 балла; топливо IFO 120 (смесь 11,88 % Gas Oil Marino и 88,12 % Fuel Oil 380).

В качестве расчётного для моделирования выбран режим с частотой вращения 83,3 мин⁻¹, который соответствует экономичному ходу судна. На этом режиме удалось добиться удовлетворительного совпадения расчётных и эмпирических параметров при следующих значениях исходных данных [10]:

показатель процесса сгорания топлива $m_0 - 1,5$;

продолжительность процесса сгорания топлива $\varphi_0 - 59$;

коэффициент гидравлических потерь в выпускном коллекторе $- 0,2$;

адиабатический КПД компрессора $- 0,83$;

Таблица 1

Экспериментальные показатели рабочих процессов
главного двигателя

№ п/п	Показатель	Режим №1	Режим №2	Режим №3	Режим №4	
1	Частота вращения главного двигателя, мин ⁻¹	66,1	83,3	95,4	105	
2	Ход рейки топливных насосов, мм	41,9	58,6	72,0	87,0	
3	Частота вращения турбоагнетателя, мин ⁻¹	3960	7210	9060	10340	
4	Давление воздуха перед холодильником, бар	0,24	0,99	1,75	2,49	
5	Давление воздуха после холодильника, бар	0,27	0,96	1,72	2,45	
6	Температура воздуха перед холодильником, °С	42	95	138	176	
7	Температура воздуха после холодильника, °С	19	26	32	37	
8	Перепад давления на воздушном холодильнике, мм вод. ст.	95	160	200	230	
9	Температура газов перед турбиной, °С	300	330	345	392	
10	Температура газов за турбиной, °С	263	250	222	224	
11	Максимальное давление в цилиндре №7, кг/см ²	66	91	121	138	
12	Температура газов на выходе из цилиндра, °С	№1	278	300	295	324
		№2	288	295	280	310
		№3	290	300	292	325
		№4	302	294	294	328
		№5	300	300	300	332
		№6	290	300	298	315
		№7	296	303	302	330

адиабатический КПД турбины – 0,8;
степень реактивности турбины – 0,4;
перепад давления в газовом тракте за турбиной – 0,011 кг/см²;
средняя условная температура стенок цилиндра – 650 К;
постоянная составляющая на выхлопе – 1 атм.;
КПД воздухоохладителя – 0,88.

При указанных исходных данных обеспечился баланс мощностей турбины и компрессора и полностью совпали расчётные и эмпирические параметры: давление наддува воздуха в воздухоохладителе; давление наддува воздуха после охладителя; максимальное давление цикла. Однако расчётная температура газов перед турбиной (317 °С) оказалась на 13 °С меньше экспериментальной (330 °С). Но такое несоответствие можно считать допустимым для исследования качественного изменения параметров.

Анализ показателей расчётного режима показал, что производство адиабатического КПД компрессора на адиабатический КПД турбины по сравнению с номинальным режимом уменьшилось на 10 %, что с учётом уменьшения количества газов, проходящих через сопловой аппарат турбины, привело к уменьшению действительного коэффициента избытка воздуха при сгорании до 1,71. Это вызвало рост максимальной температуры цикла до 1660 К. Соответственно возросли температуры газов на линии расширения и ухудшились условия работы выпускных клапанов. То есть на расчётном режиме, соответствующем экономическому ходу судна, проявились отрицательные последствия "тяжёлого" винта.

На математической модели проверена возможность улучшения эффективности работы главного двигателя за счёт изменения его регулировочных параметров в условиях "тяжёлого" винта.

В табл. 2 показано, что изменение геометрической степени сжатия относительно регламентированного конструкторской документацией 17,3 (показатели при регламентированном значении угла опережения впрыска выделены жирным шрифтом) не приводит к существенному изменению рабочих процессов. Судя по температурам в цилиндре и выпускном тракте, значение геометрической степени сжатия 17,3 можно считать оправданным.

В табл. 3 показано влияние угла опережения впрыска топлива на показатели рабочих процессов дизеля на расчётном режиме (показатели при фактическом значении угла опережения впрыска выделены жирным шрифтом).

Таблица 2

Влияние геометрического степени сжатия на расчётном режиме

Показатель	16,5	17,3	17,7	18,5
Максимальное давление цикла, кг/см ²	82,4	90,7	94,5	97,9
Максимальная температура цикла, К	1643	1660	1670	1698
Температура в цилиндре в момент начала выпуска, К	652	663	663	664
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	7,8	8,5	8,7	9,0
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	638	650	655	661
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,65	1,67	1,67	1,66
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,78	2,80	2,80	2,78
Средняя температура газов перед турбиной, К	670,8	671,1	677,5	683,3
Суммарный индикаторный КПД	0,449	0,451	0,452	0,454

Из табл. 3 следует, что при увеличении опережения впрыска растёт максимальная температура цикла, но уменьшается температура в цилиндре в момент начала выпуска. Падение последней связано с увеличением доли тепла, отводимого в стенки цилиндра. Минимальная температура газов перед турбиной достигается при угле опережения впрыска –1,5 град., но это значение нельзя рекомендовать из-за роста температуры в цилиндре в момент начала выпуска.

В целом моделирование показало, что перерегулирование угла опережения впрыска (относительно значения –1,83 ... –2 град.) не позволяет устранить проблему повышенных температур газов (также низкого коэффициента избытка воздуха) на расчётном режиме. Также перерегулирование угла опережения впрыска не даёт экономии топлива, сравнимой с экономией от использования экономической скорости судна.

Изменение угла открытия выпускных клапанов рассмотрено при одновременном соответствующем смещении угла их закрытия, то есть при неизменном диапазоне открытия этих клапанов. В табл. 4 показано влияние угла открытия выпускных клапанов на показатели рабочих процессов дизеля на расчётном режиме (показатели при фактическом значении угла открытия выпускных клапанов выделены жирным шрифтом).

Таблица 3

Влияние угла опережения впрыска топлива, град,
на расчётном режиме

Показатель	-1,0	-1,3	-1,5	-1,83	-2	-2,5
Максимальное давление цикла, кг/см ²	75,6	82,8	85,7	90,7	92,1	96,0
Максимальная температура цикла, К	1598	1620	1641	1660	1693	1732
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	682	675	670	663	657	640
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	7,2	7,8	8,1	8,5	9,0	9,5
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	617	631	648	650	660	682
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,76	1,72	1,70	1,67	1,67	1,65
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,86	2,85	2,84	2,80	2,80	2,80
Средняя температура газов перед турбиной, К	672,2	670,4	669,3	671,1	669,6	667,3
Суммарный индикаторный КПД	0,453	0,453	0,452	0,451	0,497	0,488

Из табл. 4 следует, что на расчётном режиме изменение угла открытия выпускных клапанов в диапазоне 8 град. не оказывает существенное влияние на рабочие процессы дизеля. Однако при более раннем выпуске по сравнению с паспортным 117,5 град. видна тенденция повышения температуры газов перед турбиной. При более позднем выпуске температура газов перед турбиной несколько уменьшается одновременно с небольшим уменьшением суммарного индикаторного КПД. Это означает, что паспортное значение угла начала открытия выпускных клапанов можно считать оптимальным и на рассматриваемом расчётном режиме.

Таблица 4

Влияние угла открытия выпускных клапанов, град,
на расчётном режиме

Показатель	110	113	117,5	122	125
Максимальное давление цикла, кг/см ²	90,8	90,7	90,7	90,7	90,9
Максимальная температура цикла, К	1659	1659	1660	1660	1666
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	663	663	663	663	663
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	8,9	8,5	8,5	8,5	8,9
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	654	650	650	652	657
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,76	2,78	2,80	2,81	2,86
Средняя температура газов перед турбиной, К	681,3	673,9	671,1	668,8	653,6
Суммарный индикаторный КПД	0,450	0,451	0,451	0,450	0,450

Изменение угла закрытия впускных окон рассмотрено при одновременном соответствующем смещении угла их открытия, то есть при неизменном диапазоне открытия этих окон. В табл. 5 показано влияние угла закрытия впускных окон на показатели рабочих процессов дизеля на расчётном режиме (показатели при фактическом значении угла закрытия впускных окон выделены жирным шрифтом).

Из табл. 5 следует, что на расчётном режиме изменение угла закрытия впускных клапанов в диапазоне 8 град. влияет на рабочие процессы дизеля. Однако при более раннем закрытии по сравнению с паспортным (паспортное значение равно 224,5 град.) немного уменьшаются максимальная температура цикла и температура газов перед турбиной за счёт увеличения объёма воздуха в начале сжатия.

Моделированием также определено, что, если угол закрытия впускных клапанов установить равным 217 град. и увеличением подачи топлива поднять частоту вращения на 2 мин⁻¹ (то есть с 83,3 до 85,3 мин⁻¹), то средняя температура газов перед турбиной достигнет значения 670,5 К (практически как при закрытии впускных клапанов 671,1

град.), максимальная температура цикла увеличится до 1659 К (что близко к значению при закрытии впускных клапанов 224,5 град.), а температура в цилиндре в момент начала выпуска будет равна 664 К. Это означает, что за счёт более раннего начала сжатия воздуха в цилиндре можно немного исправить недостатки рабочего процесса и увеличить мощность дизеля на 5,6 %.

Таблица 5
Влияние угла закрытия впускных окон, град, на расчётном режиме

Показатель	217	220	224,5	229	232
Максимальное давление цикла, кг/см ²	91,4	91,0	90,7	90,5	89,9
Максимальная температура цикла, К	1651	1657	1660	1661	1671
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	663	663	663	663	663
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	8,5	8,5	8,5	8,6	8,8
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	650	650	650	652	656
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,68	1,68	1,67	1,67	1,65
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,83	2,81	2,80	2,81	2,78
Средняя температура газов перед турбиной, К	664,8	669,5	671,1	670,6	673,9
Суммарный индикаторный КПД	0,451	0,451	0,451	0,450	0,450

В табл. 6 показано влияние эффективного проходного сечения соплового аппарата турбины на показатели рабочих процессов дизеля на расчётном режиме (показатели при фактическом эффективном проходном сечении выделены жирным шрифтом).

Из табл. 6 следует, что увеличение проходного сечения соплового аппарата турбины приводит к уменьшению средней температуры газов перед турбиной, но при этом существенно увеличивается максимальная температура цикла (соответственно увеличиваются температуры на линии расширения), что означает ухудшение условий работы выпускных клапанов. При уменьшении проходного сечения условия работы выпускных клапанов улучшаются, но средняя температура газов перед турбиной возрастает.

Таблица 6

Влияние эффективного проходного сечения соплового аппарата турбины, см², на расчётном режиме

Показатель	708,1 – 5 %	708,1 – 5 %	708,1	708,1 + 5 %	708,1 + 15 %
Максимальное давление цикла, кг/см ²	95,2	91,5	90,7	89,6	86,9
Максимальная температура цикла, К	1615	1641	1660	1676	1701
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	660	662	663	665	668
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	8,5	8,5	8,5	8,6	8,7
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	656	652	650	661	664
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,73	1,69	1,67	1,62	1,57
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,80	2,81	2,80	2,83	2,81
Средняя температура газов перед турбиной, К	683,7	673,3	671,1	662,5	658,9
Суммарный индикаторный КПД	0,451	0,451	0,451	0,450	0,449

Поскольку при уменьшении проходного сечения соплового аппарата турбины температура в цилиндре в момент начала выпуска уменьшается незначительно, а температура газов перед турбиной увеличивается, корректировку проходного сечения соплового аппарата турбины нельзя признать эффективным способом улучшения рабочих процессов дизеля на расчётном режиме.

В табл. 7 показано влияние температуры воздуха наддува на показатели рабочих процессов дизеля на расчётном режиме (показатели при начальном значении давления выделены жирным шрифтом).

Из табл. 7 следует, что увеличение температуры воздуха наддува в рабочем диапазоне на 5 К приводит к росту: средней температуры газов перед турбиной на 4 ... 9 К, максимальной температуры цикла на 28 ... 32 К и температуры в цилиндре в момент начала выпуска на 20 ... 22 К. Увеличение температуры воздуха наддува также приводит к небольшому ухудшению суммарного индикаторного КПД. Это означает, что в эксплуатации на частичных ходовых режимах судна целесообразно стремиться к максимальному охлаждению воздуха наддува.

Таблица 7

Влияние температуры воздуха наддува, °С, на расчётном режиме

Показатель	22	25	27	30
Максимальное давление цикла, кг/см ²	90,7	90,5	90,1	89,5
Максимальная температура цикла, К	1660	1674	1692	1710
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	663	673	685	694
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	8,5	8,8	9,1	9,1
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	650	656	671	675
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,67	1,67	1,66	1,62
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,80	2,80	2,77	2,73
Средняя температура газов перед турбиной, К	671,1	674,0	679,3	685,9
Суммарный индикаторный КПД	0,451	0,450	0,449	0,446

В табл. 8 показано влияние давления воздуха в машинном отделении на показатели рабочих процессов дизеля на расчётном режиме (при давлении 101,3 кПа, то есть без подпора воздуха, выделенные жирным шрифтом).

Из табл. 8 следует, что создание подпора воздуха в машинном отделении уменьшает максимальную температуру цикла и среднюю температуру газов перед турбиной. За счёт реализации этого мероприятия реально снизить максимальную температуру цикла и среднюю температуру газов перед турбиной до 10 К.

Моделированием также определено: если поднять давление в машинном отделении до 102,5 кПа, то появится возможность увеличить частоту вращения двигателя до 85,3 мин⁻¹ без ухудшения максимальной температуры цикла и средней температуры газов перед турбиной (температура в цилиндре в момент начала выпуска возрастет незначительно – на величину менее 1 К).

Влияние "веса" гребного винта на рабочие процессы дизеля оценено путём изменения соотношения частоты вращения и момента сопротивления двигателя при сохранении индикаторной мощности двигателя. Для этого при уменьшении момента сопротивления на:

- 1 % частота вращения увеличивалась до 84,1 мин⁻¹;
- 2 % частота вращения увеличивалась до 85,0 мин⁻¹;
- 3 % частота вращения увеличивалась до 85,8 мин⁻¹;
- 3,5 % частота вращения увеличивалась до 86,2 мин⁻¹.

Таблица 8

Влияние давления воздуха в машинном отделении, кПа,
на расчётном режиме

Показатель	101,3	102,0	102,5	103,5
Максимальное давление цикла, кг/см ²	90,7	91,2	91,8	92,1
Максимальная температура цикла, К	1660	1656	1650	1641
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	663	663	663	662
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	8,5	8,6	8,7	8,5
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	650	655	653	651
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,67	1,69	1,70	1,73
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,80	2,83	2,89	2,92
Средняя температура газов перед турбиной, К	671,1	667,5	665,8	661,1
Суммарный индикаторный КПД	0,451	0,451	0,451	0,451

В табл. 9 показано влияние момента сопротивления двигателя на показатели рабочих процессов дизеля при условии сохранения индикаторной мощности двигателя (показатели при моменте сопротивления на расчётном режиме выделены жирным шрифтом).

Из табл. 9 следует, что "облегчение" гребного винта существенно улучшает рабочие процессы в двигателе, несколько повышает суммарный индикаторный КПД и позволяет повысить эксплуатационную мощность двигателя.

Например, если "облегчить" гребной винт на 3 %, то, как установлено моделированием, мощность двигателя можно повысить на 7 % (что достигается при частоте вращения 85,8 мин⁻¹) при условии не превышения температуры в цилиндре в момент начала выпуска 663 К (т.е. температуры на расчётном режиме). При этом максимальная температура цикла будет равняться 1622 К, что на 38 К меньше, чем на расчётном режиме, а средняя температура газов перед турбиной повысится до 681,5 К (на 10,4 К), что разрешается конструкторской документацией и соответствует стендовым испытаниям двигателя.

Таблица 9

Влияние момента сопротивления двигателя, %, на расчётном режиме

Показатель	100	99	98	97	96,5
Максимальное давление цикла, кг/см ²	90,7	90,9	87,8	83,9	80,4
Максимальная температура цикла, К	1660	1640	1615	1590	1573
Температура в цилиндре на момент начала выпуска, К	663	660	658	653	649
Доля тепла, отводимого в стенки цилиндра за цикл, %	8,5	8,5	8,4	8,3	8,0
Средняя условная температура стенок цилиндра, К	650	646	640	632	620
Действительный коэффициент избытка воздуха	1,67	1,7	1,74	1,81	1,87
Суммарный коэффициент избытка воздуха	2,80	2,83	2,87	2,93	2,98
Средняя температура газов перед турбиной, К	671,1	668,7	664,9	663,2	656,0
Суммарный индикаторный КПД	0,451	0,451	0,453	0,456	0,460

Таким образом результаты моделирования показали, что при "тяжёлом" винте закономерности изменения рабочих процессов в малооборотном двухтактном главном двигателе с изобарным наддувом схожи с закономерностями в среднеоборотном четырёхтактном дизеле с импульсным наддувом.

Изложенное позволило заключить, что на судах с "тяжёлыми" винтами фиксированного шага перерегулировкой главного дизеля практически невозможно решить проблему эффективной работы дизеля (в условиях перегрузки). Решение проблемы следует искать в изменении гидродинамики гребного винта. В этом плане представляют интерес технические решения [12, 13], в которых для изменения упора гребного винта предложено подавать воздух или газы на всасывающую поверхность винта.

В [12] воздух подаваться самотёком из атмосферы с помощью труб, расположенных за кормой судна. В конструкции предусмотрена гильза, с помощью которой регулируется подача воздуха.

В [13] воздух или газы подаются через корпус судна или направляющую насадку в случае, когда винт контактирует со льдом. В качестве сигнала, регулирующего подачу воздуха или газов, предложено использовать один из трёх: момент, измеренный торсиомером на валу (момент возрастает при контакте винта со льдом); частота вращения вала (полагается, что она уменьшается из-за действия ограничителя нагрузки двигателя при контакте винта со льдом); сигнал от детектора приближения льда к винту.

За счёт подачи воздуха (или газов) и образования воздушных пузырей уменьшается количество воды, контактирующей с винтом, что приводит к уменьшению упора и соответственно момента сопротивления винта.

В [12, 13] фактически предложен способ корректировки упора гребного винта, однако конструктивные решения не обеспечивают корректировку винтовой характеристики, то есть необходимую корректировку момента сопротивления главного двигателя во всём диапазоне частот вращения на ходовых режимах. Также они не обеспечивают корректировку момента сопротивления при изменении условий плавания: изменениях силы и направления ветра и волнения, течений и влияния мелководья.

Альтернативой изобретению [13] для корректировки упора гребного винта предлагается система управления, схема которой изображена на рис. 1.

Кроме указанных на рис. 1 элементов, система включает компрессор, резервуар со сжатым воздухом, клапаны и трубопроводы. От аналогичных систем она отличается наличием перед гребным винтом кольцевой насадки с резиновыми втулками, в которых смонтированные воздушные сопла для подачи воздуха в зону работы гребного винта. Защита от обрастаний морскими микроорганизмами выполняется высокочастотными колебаниями, которые генерируются блоком формирования высокочастотных колебаний, и по соответствующей шине поступают к воздушным соплам [14].

В качестве датчика частоты вращения гребного винта 1 можно использовать преобразователь сигнала заданной частоты вращения, который подаётся на регулятор частоты вращения (преобразователь сигнала уставки регулятора) либо индукционный преобразователь, расположенный на расстоянии 2 ... 3 мм от поверхности зубчатой ленты, которая опоясывает гребной вал. Во втором случае при вращении гребного вала каждый зуб ленты вызывает импульс тока в цепи преобразователя, и частота тока оказывается пропорциональной скорости вращения вала. Использование в системе сигнала заданной частоты

вращения, который отличается стабильностью, вполне оправданно, так как система должна усреднять частоту вращения в условиях волнения во избежание нестабильности подачи воздуха или газов к гребному винту. Если используется сигнал фактической частоты вращения от индукционного преобразователя, то его усреднение должно обеспечиваться интегратором 7 за счёт выбора больших значений времени интегрирования.

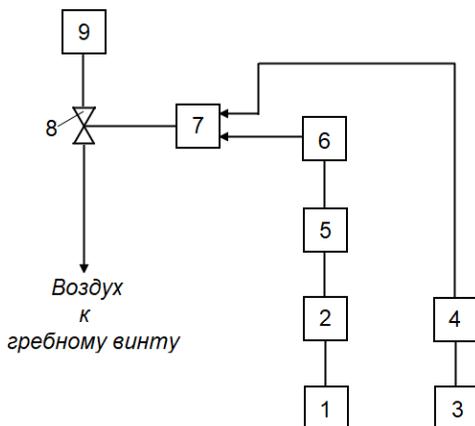


Рис. 1. Система управления коррективкой упора гребного винта: 1 – датчик частоты вращения гребного винта; 2 – преобразователь сигнала датчика 1 в напряжение постоянного тока; 3 – потенциометрический датчик хода рейки топливных насосов; 4 – усилительное устройство с регулируемым коэффициентом усиления для настройки сигнала фактического хода рейки топливных насосов; 5 – функциональный преобразователь сигнала частоты вращения в сигнал хода рейки топливных насосов (реализует квадратичную зависимость); 6 – регулировочный потенциометр для настройки паспортной винтовой характеристики; 7 – блок, реализующий интегральный закон управления; 8 – клапан, регулирующий подачу воздуха или газов к гребному винту; 9 – источник сжатого воздуха или газов

Датчик хода рейки топливных насосов главного двигателя представляет собой потенциометр, включённый в мостовую схему и жёстко связанный с рейкой. Устройство 4 позволяет настраивать уровень сигнала датчика без переподсоединения потенциометра. Сигнал этого датчика соответствует фактической нагрузке главного двигателя.

Функциональный преобразователь 5 для каждого значения частоты вращения гребного вала вырабатывает желательное значение на-

грузки двигателя (желательный момент сопротивления гребного винта). Фактически преобразователь 5 воспроизводит паспортную винтовую зависимость судна (зависимость момента сопротивления гребного винта от его частоты вращения, для которой выбран главный двигатель при постройке судна).

Регулировочный потенциометр 6 позволяет перерегулировать паспортную винтовую зависимость судна (изменить наклон винтовой зависимости) как в "сторону" более "тяжёлого", так и в "сторону" более "лёгкого" винта. Такая корректировка винтовой зависимости может оказаться полезной в случае ухудшения технического состояния главного двигателя (например, при закоксовывании его газозвдушного тракта).

Если выходной сигнал устройства 4 оказывается больше выходного сигнала потенциометра 6, то есть главный двигатель начинает работать на более "тяжёлый" винт, блок 7 вырабатывает сигнал, который открывает клапан 8.

Открытие клапана 8 приводит к подаче воздуха в кольцевую насадку с резиновыми втулками, в которых смонтированные воздушные сопла, и далее в поток воды, набегающий на гребной винт. Появление в этом потоке воздуха или газов приводит к уменьшению упора гребного винта и соответственно к уменьшению момента сопротивления гребного винта, что в свою очередь вызывает уменьшение нагрузки главного двигателя. Регулятор частоты вращения главного двигателя уменьшает ход рейки топливных насосов до тех пор, пока сигнал на выходе устройства 4 и потенциометра 6 не станут равными, что прекратит увеличение сигнала на выходе блока 7.

Если сопротивление движению судна уменьшается, например, при появлении попутного ветра, сигнал на выходе устройства 4 становится меньше сигнала на выходе потенциометра 6. Это приводит к уменьшению сигнала на выходе блока 7 и соответственно к уменьшению подачи воздуха. При существенном уменьшении сопротивления движению судна клапан 8 закрывается, и подача воздуха прекращается.

Предложенная система предназначена для ходовых режимов судна. На манёвренных режимах блок 7 рекомендуется отключать, чтобы подача воздуха (газов) не ухудшала манёвренные характеристики судна. Максимально допустимое количество воздуха или газов, подаваемых к гребному винту, следует определить из условия отсутствия кавитации винта на всех ходовых режимах судна.

Применение предложенной системы управления корректировкой упора гребного винта обеспечивает улучшение рабочих процессов ди-

зеля на ходовых режимах судна, так как улучшается работа турбокомпрессора и повышается избыток воздуха при сгорании. Это одновременно позволяет эксплуатировать суда с винтами фиксированного шага с большими скоростями при их движении в грузу и при повышенном сопротивлении движению корпуса судна. Увеличение скоростей судов в грузу существенно улучшает экономические показатели работы флота.

В дальнейшем исследовании предполагается разработать методику определения производительности подсистемы подачи воздуха (газов) для коррекции упора гребного винта.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Горб С. И. Моделирование судовых дизельных установок и систем управления: учебное пособие для вузов. – М. : Транспорт, 1993. – 134 с.
2. Горб С.И. Моделирование динамики работы дизельных импульсивных установок на ЭЦВМ: учебное пособие. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1986. – 48 с.
3. Горб С.И. Эффективность устройств защиты судового малооборотного дизеля от тепловых перегрузок // Двигателестроение. – 1990. – №5. – С. 28, 35 – 38.
4. Маслов В.В. Влияние скорости на экономические показатели работы судна // Энергетические установки современных морских судов: сб. науч. трудов. – Л.: Транспорт, 1987. – С. 3 – 7.
5. Горб С. Новые правила энергоэффективности для судов // Порты Украины. – 2013. – № 1(123). – С. 34, 35.
6. Горб С.И. Мониторинг энергоэффективности судов // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2015. – Вып. 21. – Одесса: ОНМА. – С. 48 – 53.
7. Горб С.И. Оптимизация главного двигателя на режиме экономического хода судна // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса: ОНМА. – С. 17 – 34.
8. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей. // Энергомашиностроение. – 1968. – №7. – С. 34, 35.
9. Дизели: справочник. Изд. 3-е. /Под ред. В.А. Ваншейдта и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.

10. Козьминых А.В., Красовский О.Г., Горб С.И. Расчёт эксплуатационных параметров судовых дизелей на ЭЦВМ: учебное пособие. – М.: ЦРИА "Морфлот", 1981. – 44 с.

11. Instructions for HYUNDAI-B&W 7S60MC engine operation. – Doc. No.: K630 – INR99A – 3113. – ННІ – EMD, 2000. – 366 с.

12. А.с. 977275 А СССР, МКИ В 63, Н 21/00, В63 Н 5/16. Устройство для подачи воздуха к гребному винту / Ф.Г. Куковицкий, Г.П. Айбабин, И.П. Гольшев и Т.М. Мезина (СССР). – №2542950/27-11; заявлено 30.11.77; опубл. 30.11.82, Бюл. № 44. – 3 с.

13. Пат. SU 1678199 АЗ СССР, МПК В 63, Н 5/16, В 63 В35/08. Способ снижения сопротивления вращению гребного винта / Антти Калеви Хенрик Ярви, Юха Аксели Хейкинхеймо, Эркки Вейкко Элиас Хирвонен; заявитель и патентообладатель Аквамастер Раума ОЙ (Финляндия). – № 40208333/11; заявл. 24.10.86; опубл. 15.09.91, Бюл. № 34. – 5 с.

14. А.с. 1557004 А2 СССР, МПК 5В 63, Н 1/36, В63 Н 23/04. Судовая гребная установка/ М.Д. Генкин, Д.М. Ростовцев, А.А. Синиченко, С.Г. Костогрыз, В.А. Петров, Г.А. Синиченко, Л.В. Ледакова (СССР); заявитель и патентообладатель Хмельницкий технологический институт бытового обслуживания. – № 3399821/27-11; заявлено 19.02.82; опубл. 15.04.90, бюл. № 14. – 5 с.