





































УДК 621.436:621.515.5

П.Х. Мурель, Г.Л. Соскинд

### НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЦПВ

Известно, что одним из наиболее эффективных и относительно мало изученных типов воздухоохлаждаителей для дизелей являются контактные (смесительные) теплообменники.

Одним из основных моментов в принципиальных схемах контактных аппаратов и является непрерывный подвод-отвод воды в количестве, в десятки раз большем, чем потенциально может испариться. Благодаря такому постоянному обновлению жидкой фазы и организации завихрения потока воздуха зачастую удается снизить его температуру до значений, близких к температуре охлаждающей воды. Это значит, например, что для охлаждения воздуха до 30–35 °С может быть в принципе использована забортная вода с температурой до 25–30 °С [1,2].

Наиболее эффективным из контактных аппаратов является циклонно-пенный охладитель воздуха (ЦПВ), широко применяемый в настоящее время в качестве кондиционера воздуха на судах [5, 6,] в химической и энергетической промышленности и т.д.

Принцип работы ЦПВ состоит в следующем. В полый цилиндр через улитку снизу подается воздух. За счёт его кинетической энергии, действия центробежных сил потока и трения между газом и жидкостью (водой), непрерывно подаваемой сверху – навстречу воздуху, вода превращается в нестабильную пену. Это воздушно-водная среда в виде подвижной пены из жидкостных плёнок, воздушных пузырей и струй воздуха и воды приобретает вращательное движение. Наиболее интенсивное вра-

щательное, спиралеобразное движение имеет место в нижней части аппарата - на выходе из улитки. Выходящий из неё со скоростью до 20-30 м/с воздух проникает во всю массу воды, находящуюся там же.

Процессы тепло- и массообмена проходят очень интенсивно благодаря турбулизации газо-жидкостной системы, что обеспечивает уменьшение диффузионных и термических сопротивлений и резкое увеличение удельной поверхности соприкосновения взаимодействующих фаз и их непрерывное обновление.

В аппарате возможно регулирование расходов воды и воздуха в широком диапазоне.

Максимальные значения скорости воздуха в аппарате и удельного расхода воды определяются из условия качественного отделения влаги. Наилучшие результаты при сепарации воды получены в элиминаторах из гофрированных стальных пластин, расположенных вертикально [1,2].

По основным показателям - тепловым, аэродинамическим, весогабаритным - ЦПВ может успешно конкурировать с рекуперативными теплообменниками уже в ближайшем будущем.

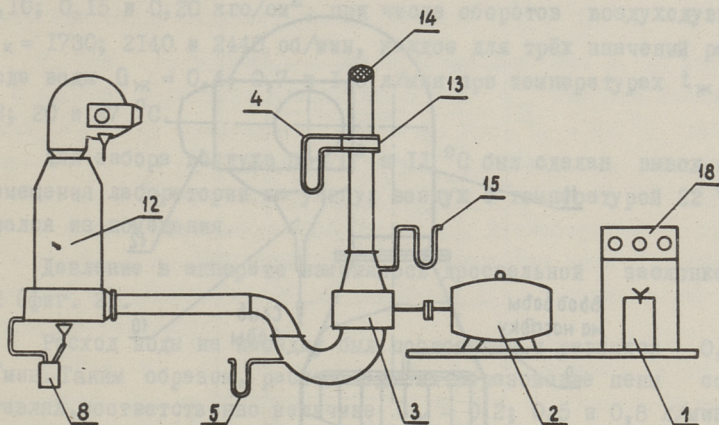
Для исследования эффективности работы циклонно-пенного воздухоохладителя с насадкой последний был изготовлен и установлен на стенде с воздуходувкой "РУТ" двигателя ЯАЗ-204<sup>1)</sup>.

Схема стенда с циклонно-пенным воздухоохладителем представлена на фиг. 1.

Опытный циклонно-пенный аппарат с насадкой представлен на фиг. 2. Через входную улитку I воздух поступает в цилиндрическую часть аппарата 5, в верхней части которой и расположена спиралеобразная насадка 8. Последняя изготовлена из полотна и имеет небольшой вес.

Назначение насадки предположительно заключается, во-первых, в отделении влаги из воздуха и, во-вторых, при необходимости - на нее можно дополнительно подать некоторое количество воды с целью более глубокого охлаждения воздуха.

<sup>1)</sup> В работе участвовали В.П. Петров, Д.И. Хохлов и А.А. Кре-клин.



Фиг. 1. Схема экспериментального стенда для исследования работы ЦПВ с насадкой;  
 1 - регулировочный реостат; 2 - электродвигатель;  
 3 - нагреватель "РУТ"; 4, 5, и 15 - манометры; 8 - сосуд для сбора воды; 12 - ЦПВ; 13 - мерная шайба; 14 - воздухомерник; 18 - пульт управления.

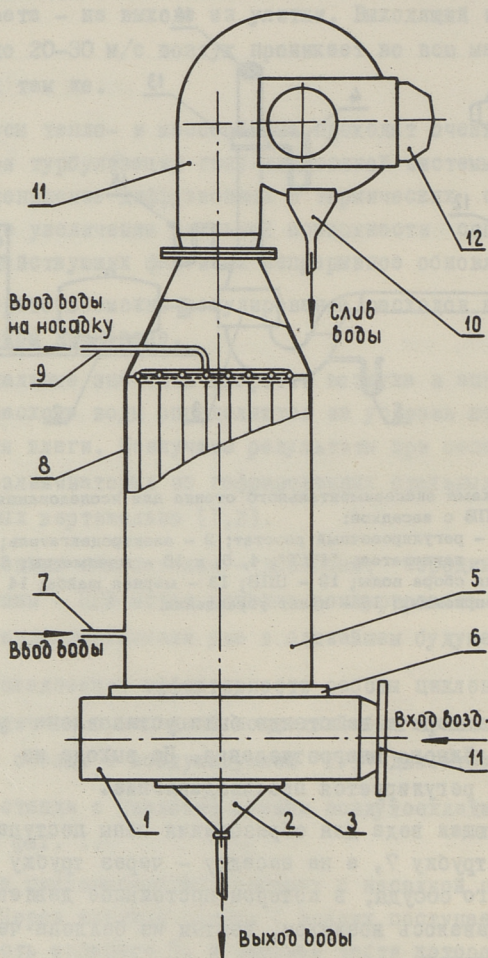
Сверху аппарата на стенде была установлена улитка II для более надёжного влагоотделения. На выходе из последней заслонкой I2 регулируется противодействие.

Охлаждающая вода для образования пены поступает в аппарат через трубку 7, а на насадку - через трубку 9 - из металлического сосуда, в котором постоянное давление в I кгс/см<sup>2</sup> создавалось воздухом, взятым из баллона через редукционный клапан.

Целью экспериментальных исследований являлось определение глубины охлаждения  $t_s$  и перепада температур воздуха  $\Delta t$  в ЦПВ с насадкой при его работе на различных режимах. Скорость воздуха в аппарате - около 1,2-1,5 м/с.

В задачи исследований входило:

Определение  $t_s$  и  $\Delta t$  при значениях температуры наружного воздуха на входе в нагреватель  $t_0 = 0; 11$  и  $22$  °С,



Фиг. 2. Опытный ЦПВ с насадкой.

1 - входная улитка; 2 и 10 - водосборник; 3 - основание; 5 - корпус; 6 - фланец; 7 и 9 - подвод воды; 8 - насадка; 11 - улитка влагоулавливателя; 12 - заслонка.

каждое для трёх значений давления воздуха в аппарате  $p_k = 0,10; 0,15$  и  $0,20$  кгс/см<sup>2</sup>, при числе оборотов воздуходувки  $n_k = 1730; 2140$  и  $2440$  об/мин, каждое для трёх значений расхода воды  $G_{ж} = 0,4; 0,7$  и  $1,0$  л/мин при температурах  $t_{ж} - 13; 20$  и  $27$  °С.

Для забора воздуха при 0° и 11 °С был сделан вывод из помещения лаборатории на улицу; воздух с температурой 22 °С брался из помещения.

Давление в аппарате изменялось дроссельной заслонкой 12 (фиг. 2).

Расход воды на насадку был постоянным и равнялся 0,2 л/мин. Таким образом, расход воды на образование пены составлял, соответственно величине  $G_{ж} - 0,2; 0,5$  и  $0,8$  л/мин. Вода бралась из водопроводной сети при температуре 13 °С и заливалась в металлический сосуд. Для получения температур 20 и 27 °С её предварительно нагревали на электроплитке.

Вода, улавливаемая улиткой сверху аппарата, отводилась через слив в сосуд, а стекающая вниз - через выход 2 (фиг. 2).

Скорость воздуха в аппарате определялась по его расходу и сечению цилиндрической части аппарата.

Все замеры производились не ранее чем через 20-30 мин после установления режима, и делались 2-3 раза.

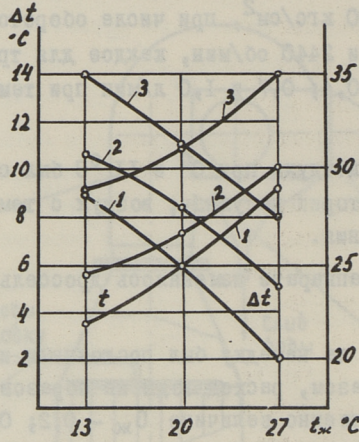
Характеристики работы циклонно-пенного воздухоохладителя с насадкой представлены в таблицах I - 3 и фиг. 3-5 в зависимости от различных внешних условий и режимов нагрузки объемной воздуходувки "РУТ".

Из рассмотрения этих таблиц и фигур можно сделать следующие выводы:

I. при  $n_k = \text{const}$ , с увеличением:

- $t_0$  на входе в компрессор;
- $p_k$  на входе в охладитель воздуха;
- расхода охлаждающей воды  $G_{ж}$  - глубина охлаждения  $t_s$  и перепад температур  $\Delta t$  в ЦПВ возрастают.

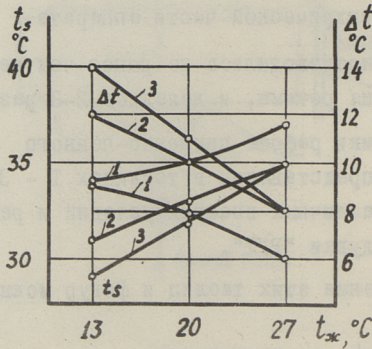
Так, при  $n_k = 2440$  об/мин увеличение  $t_0$  на 22 °С приводит к повышению  $t_s$  на 9,5° и величины  $\Delta t$  на 2,5°



Фиг. 3. Влияние температуры охлаждающей воды  $t_{ж}$  на параметры воздуха в ЦПВ с насадкой при  $t_0 = \text{var}$  ( $\rho_k = 0,2 \text{ кгс/см}^2$ ):

$n_k = 2440 \text{ об/мин}$ ;  $G_{ж} = 1,0 \text{ л/мин}$ .

1.  $t_0 = 0^\circ\text{C}$ ; 2.  $t_0 = 11^\circ\text{C}$ ; 3.  $t_0 = 22^\circ\text{C}$ .



Фиг. 4. Влияние  $t_{ж}$  на параметры воздуха в ЦПВ с насадкой при

$G_{ж} = \text{var}$  ( $\rho_k = 0,2 \text{ кгс/см}^2$ ;  $t_0 = 22^\circ\text{C}$ ;  $n_k = 2440 \text{ об/мин}$ ).

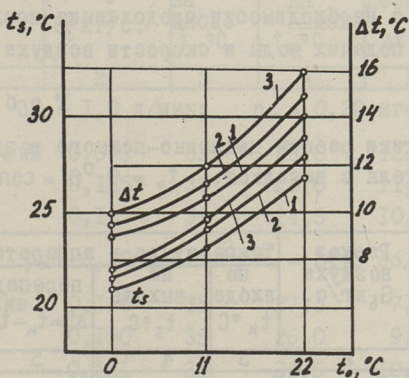
1.  $G_{ж} = 0,4 \text{ л/мин}$ ; 2.  $G_{ж} = 0,7 \text{ л/мин}$ ; 3.  $G_{ж} = 1,0 \text{ л/мин}$ .

при  $G_{ж} = 0,4$  л/мин. При расходе охлаждающей жидкости 1,0 л/мин эти цифры составят соответственно 7 и 5 °С.

2. При  $t_0 = \text{const}$ , с увеличением давления  $p_k$  на входе в аппарат и расхода охлаждающей воды  $G_{ж}$  глубина охлаждения  $t_s$  и  $\Delta t$  возрастает. Например, при  $t_0 = 22$  °С увеличение  $p_k$  от 0,10 до 0,20 кгс/см<sup>2</sup> приводит к увеличению  $\Delta t$  от 6 до 9 °С при  $G_{ж} = 0,4$  л/мин, и от 9 до 14 °С - при  $G_{ж} = 1$  л/мин - благодаря повышению  $t_k$ . И наоборот - при  $t_0 = \text{const}$ , с возрастанием  $p_k$  и температуры воды  $t_{ж}$  температура воздуха на выходе из аппарата  $t_s$ , а также и  $\Delta t$ , несколько снижаются.

3. При  $p_k = \text{const}$  температура  $t_s$  возрастает, и  $\Delta t$  уменьшается при увеличении  $t_{ж}$ ,  $p_k$  и  $t_0$ . С повышением расхода воды глубина охлаждения и  $\Delta t$ , естественно, увеличивается, что нетрудно объяснить как возрастанием коэффициента теплопередачи, так и ростом удельного количества воды - на 1 кг воздуха, и плотности орошения  $\gamma = G_{ж}/F_{оп}$ .

Так, при  $p_k = 0,2$  кгс/см<sup>2</sup> = *idem*, при увеличении  $p_k$  от 1730 до 2440 об/мин  $t_s$  возрастает на 2°, а  $\Delta t$  падает



Фиг. 5. Влияние  $p_k$  на параметры воздуха в ЦПВ с насадкой при

$t = \text{var}$  ( $p_k = 0,2$  кгс/см<sup>2</sup>;  $t_{ж} = 13$  °С;  $G_{ж} = 1,0$  л/мин).

1.  $p_k = 1730$  об/мин; 2.  $p_k = 2140$  об/мин;

3.  $p_k = 2440$  об/мин.

на столько же, независимо от значения  $G_{ж}$  (в пределах от 0,4 до 1,0 л/мин). Это объясняется быстрым ростом  $t_k$  при увеличении  $p_k$ .

4. Далее, при  $G_{ж} = \text{const}$ , с повышением  $t_0$ , а также  $p_k$  глубина охлаждения  $t_s$  несколько уменьшается ( $t_k$  растет), хотя перепад  $\Delta t$  в аппарате возрастает.

Например, при  $G_{ж} = 1$  л/мин при росте  $t_0$  на  $22^\circ$  (от  $0^\circ\text{C}$ ) значение  $\Delta t$  увеличивается на  $5^\circ$ , несмотря на возрастание на столько же температуры  $t_s$ . Аналогичные изменения ( $6$  и  $5^\circ\text{C}$ ) имеют место при увеличении давления  $p_k$  от  $0,1$  до  $0,2$  кгс/см $^2$ .

5. При  $t_{ж} = \text{const}$ , с повышением  $t_0$  перепад температур в холодильнике возрастает; при росте  $t_{ж}$  ( $G_{ж} = \text{const}$ ) глубина охлаждения и перепад температур в аппарате, естественно, уменьшаются (как и  $\Delta t_n$ ), но медленнее чем  $t_{ж}$ . Так, например, при  $G_{ж} = 1,0$  л/мин ( $p_k = 0,2$  ати;  $n_k = 2440$  об/мин), увеличение  $t_{ж}$  на  $14^\circ$  (от  $13$  до  $27^\circ\text{C}$ ) приводит к снижению  $\Delta t$  на  $6^\circ$  (от  $14$  до  $8^\circ\text{C}$ ).

Полученные результаты свидетельствуют об эффективности работы ЦПВ и о необходимости продолжения исследований при увеличенных подачах воды и скорости воздуха в аппарате.

Т а б л и ц а I

Характеристики работы циклонно-пенного воздухоохлаждителя с насадкой,  $t_0 = 0^\circ\text{C} = \text{const}$

Значение параметра	Расход воздуха $G_{ж}$ , кг/с.	Температура в аппарате			Недоохлаждение $\Delta t_n = t_{ж} - t_s$
		на входе $t_k$ , °C	на выходе $t_s$ , °C	перепад $\Delta t = t_k - t_s$	
1	2	3	4	5	6
$t_{ж} = 13^\circ\text{C}; G_{ж} = 1,0$ л/мин;		$n_k = 2440$ об/мин.			
1. $p_k = 0,10$ кгс/см $^2$	0,165	22,5	17,0	5,5	4
2. 0,15	0,156	25,0	18,0	7,0	5
3. 0,20	0,146	31,0	22,0	9,0	9
$t_{ж} = 13^\circ\text{C}; G_{ж} = 1,0$ л/мин;		$p_k = 0,20$ кгс/см $^2$			
4. $n_k = 1730$ об/мин	0,075	31,0	21,0	10,0	8



Т а б л и ц а 1

Продолжение

1	2	3	4	5	6
5. 2140	0,130	31,0	21,5	9,5	8,5
6. 2440	0,146	31,0	22,0	9,0	9
$t_{ж} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad p_k = 0,20 \text{ кгс/см}^2; \quad n_k = 2440 \text{ об/мин}$					
7. $G_{ж} = 0,4 \text{ л/мин}$	0,143	31,0	24,5	6,5	11,5
8. 0,7	0,145	31,0	23,0	8,0	10
9. 1,0	0,146	31,0	22,0	9,0	9
$G_{ж} = 1,0 \text{ л/мин}; \quad p_k = 0,20 \text{ кгс/см}^2; \quad n_k = 2440 \text{ об/мин}$					
10. $t_{ж} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}$	0,146	31,0	22,0	9,0	9
11. 20	0,144	31,0	25,0	6,0	5
12. 27	0,141	31,0	29,0	2,0	2

Т а б л и ц а 2

Характеристики работы циклонно-пенного воздухо-  
охладителя с насадкой,  $t_0 = 11 \text{ }^{\circ}\text{C} = \text{const}$

Значение параметра	Расход воздуха $G_b \text{ кг/с.}$	Температура в аппарате			Недоохлаждение $\Delta t_n \text{ }^{\circ}\text{C}$
		на входе $t_k \text{ }^{\circ}\text{C}$	на выходе $t_s \text{ }^{\circ}\text{C}$	перепад $\Delta t \text{ }^{\circ}\text{C}$	
1	2	3	4	5	6
$t_{ж} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad G_{ж} = 1,0 \text{ л/мин}; \quad p_k = 0,20 \text{ кгс/см}^2$					
1. $n_k = 1730 \text{ об/мин}$	0,079	35	23,0	12,0	10
2. 2140	0,125	35	24,0	11,0	11
3. 2440	0,151	35	24,5	10,5	11,5
$t_{ж} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad p_k = 0,20 \text{ кгс/см}^2; \quad n_k = 2440 \text{ об/мин.}$					
4. $G_{ж} = 0,4 \text{ л/мин}$	0,150	35	27,5	7,5	14,5
5. 0,7	0,150	35	26,0	9,0	13
6. 1,0	0,151	35	24,5	10,5	11,5
$G_{ж} = 1,0 \text{ л/мин}; \quad p_k = 0,20 \text{ кгс/см}^2; \quad n_k = 2440 \text{ об/мин.}$					
7. $t_{ж} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}$	0,151	35	24,5	10,5	11,5
8. 20	0,150	35	26,5	8,5	6,5
9. 27	0,149	35	30,0	5,0	3,0

Т а б л и ц а 3

Характеристики работы циклонно-пенного воздухо-  
охлаждителя с насадкой,  $t_0 = 22^\circ\text{C} = \text{const}$

Значение параметра	Расход воздуха, $G_b$ , кг/с.	Температура в аппарате, $^\circ\text{C}$			Недоохлаждение $\Delta t_n$ , $^\circ\text{C}$
		на входе $t_k$ , $^\circ\text{C}$	на выходе $t_s$ , $^\circ\text{C}$	перепад $\Delta t$ , $^\circ\text{C}$	
1	2	3	4	5	6
$t_{ж} = 13^\circ\text{C}; \quad p_k = 0,20 \text{ кгс/см}^2; \quad G_{ж} = 1,0 \text{ л/мин.}$					
1. $n_k = 1730$ об/мин	0,083	43,0	27,0	16,0	14
2. 2140	0,123	43,0	28,0	15,0	15
3. 2440	0,152	43,0	29,0	14,0	16
$t_{ж} = 13^\circ\text{C}; \quad p_k = 0,20 \text{ кгс/см}^2; \quad n_k = 2440 \text{ об/мин}$					
4. $G_{ж} = 0,4$ л/мин	0,152	43,0	34,0	9,0	21
5. 0,7	0,152	43,0	31,0	12,0	18
6. 1,0	0,152	43,0	29,0	14,0	16
$p_k = 0,20 \text{ кгс/см}^2; \quad n_k = 2440 \text{ об/мин}; \quad G_{ж} = 1,0 \text{ л/мин.}$					
7. $t_{ж} = 13^\circ\text{C}$	0,152	43,0	29,0	14,0	16
8. 20	0,151	43,0	32,0	11,0	12
9. 27	0,148	43,0	35,0	8,0	8

## Л и т е р а т у р а

1. С.А. Б о г а т ы х. Комплексная обработка воздуха в пенных аппаратах. "Судостроение", Л., 1964.
2. Д.А. З е р и н. Разработка и исследование водоконтактной системы охлаждения воздуха дизелей с наддувом. Автореферат диссертации. ЛВИМУ, 1970.
3. М.Е. П о з и н. Пенный способ обработки газов и жидкостей. Ленгосхимиздат, Л., 1955.
4. В.С. Ч и р к и н. Теплофизические свойства материалов. Физматгиз, М., 1959.
5. E. S. S h u l t e r s. Marine air conditioning and refrigeration (Cambridge Mariland). Пер. с англ. Судпромгиз, Л., 1958.

6. W.F. Stoecker. Refrigeration and Air Conditioning.  
Пер. с англ. Гос.научно-технич.издат. машиностроит. ли-  
терат. М., 1962.

P. Murel, G. Soskind

Some Results Obtained by Experimental Procedure  
on Foam-Cyclone Aircooler

Summary

This paper deals with data on a new type of aircooler, and on the dependence of the degree of cooling upon air temperature, pressure and amount, and upon water input for foam generating. The data were obtained on a test-stand.

Results obtained give evidence of the fact that contact cooling of diesel engine air charge is efficient and holds promise.



УДК 621.432.052

П.Х. Мурель, Г.Л. Соскинд

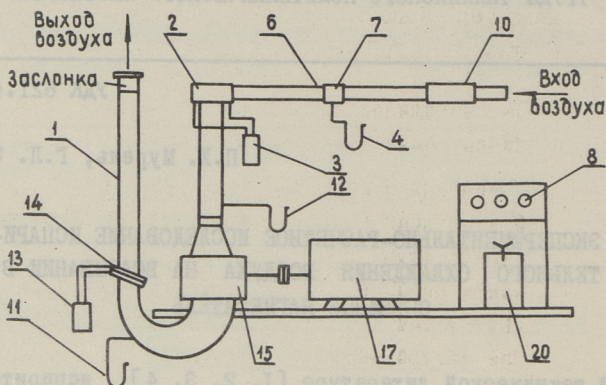
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПАРИ-  
ТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВСАСЫВАНИИ В  
ОБЪЕМНЫЙ НАГНЕТАТЕЛЬ

В технической литературе [1, 2, 3, 4] испарительному охлаждению воздушного заряда дизелей отводится достаточно видное место, поскольку необходимый эффект достигается без всякого теплообменного аппарата — лишь за счет весьма простого устройства для впрыска жидкости. Однако сведения по исследованию с объемными нагнетателями "РУТ" отсутствуют.

На экспериментальной установке (фиг. 1) было исследовано<sup>1)</sup> влияние количества впрыскиваемой перед нагнетателем воды, температуры и числа оборотов нагнетателя (давления нагнетаемого воздуха) на испаряемость воды и снижение температуры воздуха.

Для обеспечения температуры  $t_0 = 10^\circ\text{C}$  воздух собирался с улицы, режим  $20^\circ\text{C}$  на входе в нагнетатель обеспечивался в самом помещении, а для достижения  $t_0 = 30^\circ\text{C}$  включался электрический подогреватель. Для распыливания воды была применена форсунка, к которой подводились вода и сжатый воздух. Вода подавалась из сосуда, помещенного на весы, и расположенного, для создания подпора, на 2 м выше распыливающего устройства. Расход воды регулировался краником. Воздух для распыла брался из баллонов высокого давления (250 ата) и через редукционный клапан подавался к распылителю при давлении 3 ата. Наши опыты показали, что повышение давления свыше 3 ата почти не влияет на качество распыливания

<sup>1)</sup> В работе участвовал Б.А. Милохович



Фиг. 1. Схема экспериментального стенда для исследования испарительного охлаждения воздушного заряда дизеля: 1 - труба; 2 - цикл.-пластинч. влагоулавливатель; 3 и 13 - водосборник; 4, 11 и 12 - манометры; 6 - распылитель; 7 - мерная шайба; 8 - щит приборов; 10 - электроподогреватель; 14 - целевой влагоулавливатель; 15 - нагнетатель "РУТ"; 17 - электродвигатель; 20 - пусковой реостат.

ния (определялось визуально) и лишь увеличивает длину факела жидкости, что нежелательно.

Поскольку контроль за равномерностью и тонкостью распыла был лишь визуальным, то образующиеся более крупные капли не успевали испаряться и уносились бы воздушным потоком на лопасти нагнетателя и, далее, возможно, и цилиндры двигателя, что нежелательно. Поэтому для улавливания неиспарившейся жидкости, на стенде (фиг. 1) были установлены два влагоотделителя - улавливателя капель.

Переход от давления  $p_k = 0,10$  к  $0,15$  и  $0,20$  кгс/см<sup>2</sup> обеспечивался регулировкой числа оборотов роторов нагнетателя в пределах  $n_k = 2057 - 2740$  об/мин и заслонкой.

Для каждого режима работы нагнетателя, который задавался параметрами  $t_0$  и  $p_k$ , исследовалось охлаждение воздуха при количестве распыливаемой воды  $G_w = 60; 100; 140$  и  $180$  г/мин. Расход воды регулировался краником и контролиро-

вался по секундомеру и весу. Количество же испарившейся воды определялось как разность между  $G_w$  и тем количеством, которое улавливалось и собиралось во влагоотделителях (фиг. 1).

Все замеры проводились не раньше чем через 20-30 минут после установления режима работы и повторялись 2-3 раза.

Для сопоставления и контроля полученных на стенде результатов было выполнено теоретическое определение возможного снижения температуры при полном испарении впрыснутой воды (до состояния насыщения) при заданных параметрах воздуха перед нагнетателем  $t_0$  и  $p_0$ . Для этого использовалась энтропийная диаграмма Г.А. Михайловского для парогазовых смесей [5]. В целях же нахождения максимально-возможного снижения температуры при испарительном охлаждении воздуха на данном режиме работы компрессора, т.е. при условиях  $t_k$  и  $p_k$  на выходе из него, был использован графо-аналитический метод расчета [4], с проверкой по энтропийной диаграмме для влажного воздуха.

При исследовании процесса испарения влаги в потоке воздушного заряда дизеля особое внимание должно быть уделено времени, необходимому для испарения. Полное испарение возможно, очевидно, лишь в случае, если время, начиная от момента введения капли воды в объем воздуха, до момента поступления этого воздуха в цилиндр двигателя, будет не меньше времени, необходимого для испарения этой капли. В рассматриваемом случае на стенде, время на испарение капли в зависимости от скорости (расхода) воздуха в трубе (фиг. 1) колеблется от 0,16 до 0,25 секунд.

Расчет времени, необходимого для испарения капли, был выполнен по методу проф. Д.Н. Вырубова [5, 6], т.е. в предположении мгновенного нагрева поверхностного слоя капли до температуры испарения (изотермическое равновесное испарение) и отсутствия относительных скоростей между каплей и воздухом (при торможении капель в воздухе). Для такого случая испарения в условиях молекулярной диффузии (критерий  $Nu = 2$ ), проф. Д.Н. Вырубовым была получена приблизительная формула для определения времени испарения капли [6]

$$\tau = \frac{\chi^2}{K} \text{ ч.}$$

где коэффициент  $K = \frac{8 K_p (P - P_0)}{\gamma}$ ;

$\chi$  - диаметр капли в начальный момент времени, м;

$K_p$  - коэффициент диффузии, отнесенный к градиенту парциальных давлений, м/ч;

$P$  - парциальное давление на поверхности капли при температуре испарения, кгс/м<sup>2</sup>;

$P_0$  - парциальное давление водяных паров в окружающем воздухе, кгс/м<sup>2</sup>;

$\gamma$  - плотность жидкости (воды), кг/м<sup>3</sup>.

Как следует из формулы Д.Н. Вырубова, при  $K = \text{const}$  имеет место квадратичная зависимость времени испарения от диаметра капли.

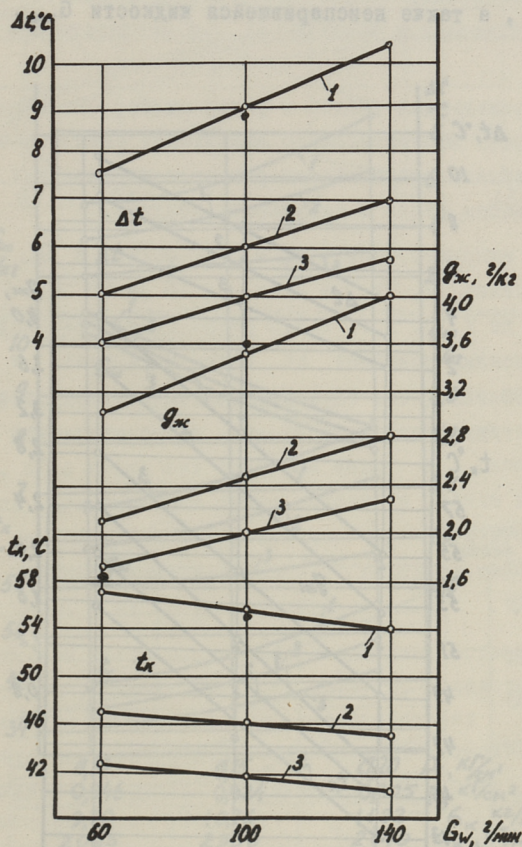
На основании данных А.С. Ирисова [7] значение  $K$  для водяного пара принято  $0,35 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/ч. Вследствие невозможности определения действительных размеров капель в факеле воды расчет был произведен для ряда предполагаемых диаметров капель - от 0,01 до 0,09 мм.

Для установления закономерностей испарения капель воды в зависимости от их диаметра  $\chi$  и разности парциальных давлений  $\Delta P = P - P_0$  расчеты были выполнены сначала для трех значений  $\Delta P = 35; 45$  и  $52$  мм рт.ст.;  $\chi = 0,01-0,09 \cdot 10^{-3}$  м, а затем - при трех значениях  $\chi = 0,020; 0,035$  и  $0,050 \cdot 10^{-3}$  м и  $\Delta P = 10 - 70$  мм рт.ст.

В заключение следует отметить, что количество испарившейся влаги, кроме начальной влажности, при прочих равных условиях, зависит и от величины суммарной поверхности капель. Учитывая относительную грубость распыла, желательно увеличить эту поверхность путем некоторого увеличения количества распыливаемой воды. Это мероприятие, как будет видно из дальнейшего, весьма эффективно. Неиспарившаяся влага улавливалась специальными влагуоулавливателями-сепараторами, необходимость в которых диктуется отсутствием гарантии на полное испарение даже теоретически возможно-

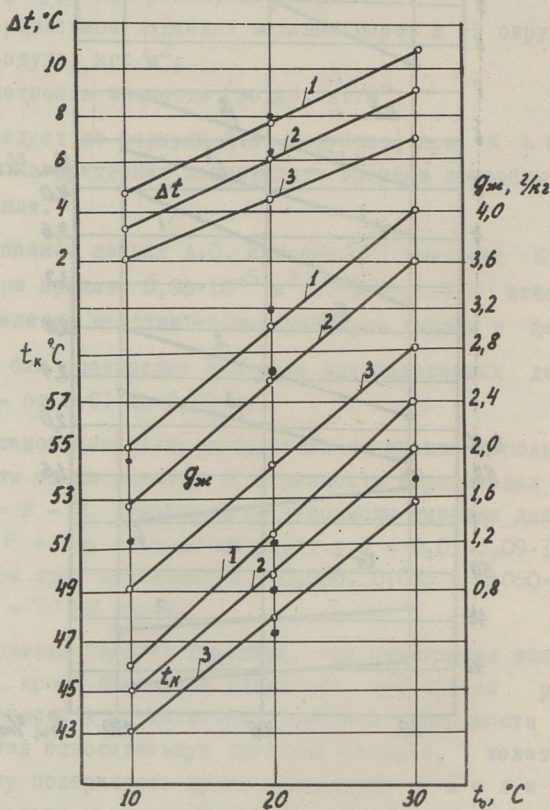


го количества воды  $G_{WT}$ . Уменьшение же последнего влечет за собой снижение эффективности испарительного охлаждения воздуха и не устраняет возможность попадания капель воды в цилиндры двигателя (при отсутствии устройств для их улавливания).



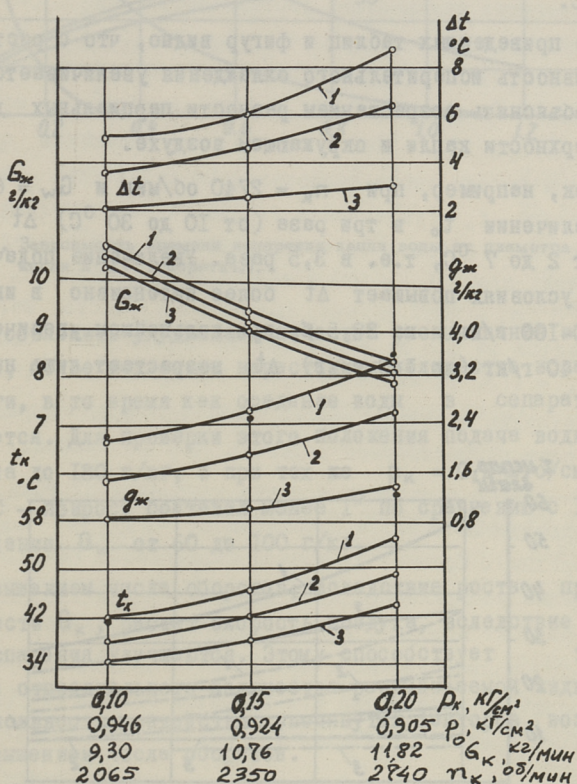
Фиг. 2. Влияние  $G_w$  на параметры испарительного охлаждения воздуха при  $t_0 = 30^{\circ}\text{C}$  - экспериментальная зависимость.  
 1.  $\rho_{\text{ж}} = 0,20 \text{ кгс/см}^2$ ; 2.  $\rho_{\text{ж}} = 0,15 \text{ кгс/см}^2$ ;  
 3.  $\rho_{\text{ж}} = 0,10 \text{ кгс/см}^2$ .

Полученные на стенде результаты экспериментальных исследований влияния  $t_0$ , количества распыливаемой жидкости  $G_w$  и числа оборотов (или производительности, зависящей от давления за нагнетателем) на охлаждение воздуха, представлены в таблицах 1-4 и на фиг. 2-6. В таблицах указаны удельные количества распыливаемой воды  $G_w$ , испарившейся воды  $g_{ж}$ , а также неиспарившейся жидкости  $G_{нв}$ .



Фиг. 3. Влияние  $t_0$  на параметры испарительного охлаждения воздуха при  $p_k = 0,20$  кгс/см<sup>2</sup> - экспериментальная зависимость.  
 1.  $G_w = 140$  г/мин; 2.  $G_w = 100$  г/мин; 3.  $G_w = 60$  г/мин.

При анализе результатов исследований на стенде следует помнить, что впрыск и испарение воды происходят в трубе (воздуховоде), на значительном расстоянии до нагнетателя (фиг. 1), в условиях относительно невысоких температур (от 10 до 30 °С) и при низких давлениях воздуха  $P_0$  (0,905–0,966 ата).



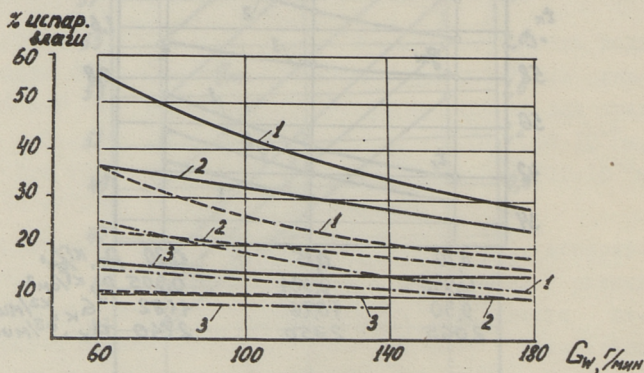
Фиг. 4. Влияние  $\rho_k(\rho_0)$  на параметры испарительного охлаждения воздуха при  $G_w = 100$  г/мин – экспериментальная зависимость.

1.  $t_0 = 30$  °С; 2.  $t_0 = 20$  °С; 3.  $t_0 = 10$  °С.

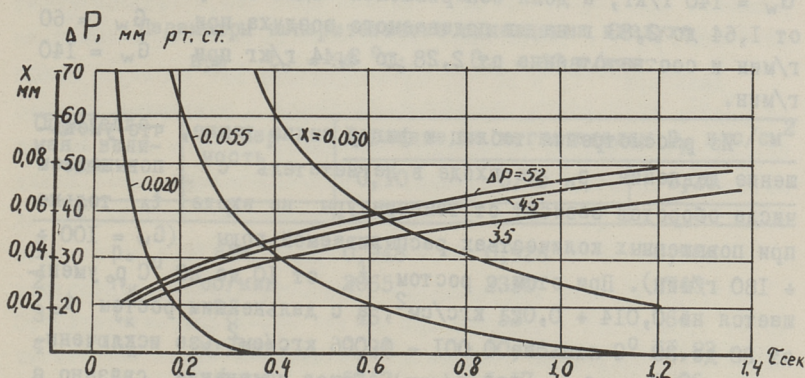
Вода на лопасти роторов практически не попадала, и поэтому нагнетатель в перемешивании капель воды с воздухом и испарении жидкости, как это обычно имеет место в центробежных нагнетателях [1, 2], не участвовал. Испарение воды при параметрах  $P_0$  и  $t_0$  вместо  $P_k$  и  $t_k$  происходило, естественно, в небольших количествах, что приводило к небольшому значению охлаждения воздуха  $\Delta t$ , в частности при  $t_0 = 10$  и  $20^\circ\text{C}$ .

Из приведенных таблиц и фигур видно, что с ростом  $t_0$  эффективность испарительного охлаждения увеличивается. Это можно объяснить возрастанием разности парциальных давлений на поверхности капли и окружающем воздухе.

Так, например, при  $n_k = 2740$  об/мин и  $G_w = 60$  г/кг, при увеличении  $t_0$  в три раза (от  $10$  до  $30^\circ\text{C}$ )  $\Delta t$  возрастает от  $2$  до  $7^\circ\text{C}$ , т.е. в  $3,5$  раза. Увеличение подачи воды в этих условиях повышает  $\Delta t$  более интенсивно в интервале  $G_w = 60-100$  г/кг - на  $28,5\%$ ; при дальнейшем увеличении  $G_w$  еще на  $40$  г/кг (до  $140$  г/кг)  $\Delta t$  возрастает лишь на  $11,1\%$ .



Фиг. 5. Влияние  $G_w$ ,  $t_0$  и  $p_0$  ( $p_k$ , числа оборотов) на испаряемость воды - экспериментальная зависимость.  
 1.  $t_0 = 30^\circ\text{C}$ ; 2.  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ ; 3.  $t_0 = 10^\circ\text{C}$ ;  
 -  $p_0 = 0,905$  ( $p_k = 0,20$  кгс/см<sup>2</sup>); --  $0,924$  ( $p_k = 0,15$  кгс/см<sup>2</sup>);  
 - - -  $0,948$  ( $p_k = 0,10$  кгс/см<sup>2</sup>).



Фиг. 6. Зависимость времени испарения капли воды от диаметра капли и  $\Delta P$  (теоретич.).

Это можно объяснить ухудшением качества распыливания и, следовательно, более медленным нарастанием количества испаряющейся влаги, в то время как оседание воды в сепараторах увеличивается. Для проверки этого положения подача воды была доведена до 180 г/кг, и при тех же  $\rho_k = 0,2 \text{ кгс/см}^2$  и  $t_0 = 30^\circ \text{C}$  — прирост составил менее  $1^\circ$  по сравнению с  $10^\circ$  при увеличении  $G_w$  от 60 до 100 г/кг.

С повышением числа оборотов, вследствие роста производительности  $G_k$ , растет скорость воздуха, вследствие чего условия испарения улучшаются. Этому способствует также уменьшение относительного количества распыливаемой жидкости  $q_j$ . Интенсивность воздействия упомянутых факторов возрастает с повышением числа оборотов.

Так, при увеличении  $n_k$  от 2065 до 2350 об/мин ( $t_0 = 30^\circ \text{C}$ )  $\Delta t$  увеличивается на  $1^\circ$  при  $G_w = 60 \text{ г/кг}$  и на  $1,5^\circ \text{C}$  при  $G_w = 140 \text{ г/кг}$ , в то время как при дальнейшем увеличении до 2740 в мин эти цифры удваиваются. При этом удельное количество впрыснутой жидкости уменьшается от 6,42 до 5,06 г/кг при  $G_w = 60 \text{ г/кг}$  и от 15,05 до 11,82 г/кг при

$G_w = 140$  г/кг, а доля испарившейся жидкости увеличивается от 1,64 до 2,83 г на кг подаваемого воздуха при  $G_w = 60$  г/мин и соответственно от 2,28 до 3,44 г/кг при  $G_w = 140$  г/мин.

Из рассмотрения таблиц и фигур видно также, что уменьшение давления  $p_0$  на входе в нагнетатель с повышением числа оборотов зависит от температуры на входе  $t_0$  только при повышенных количествах распыливаемой воды ( $G_w = 100 + 180$  г/мин). При этом с ростом  $t_0$  от 10 до 20 °С  $p_0$  уменьшается на  $0,014 + 0,021$  кгс/см<sup>2</sup>, а с дальнейшим ростом  $t_0$  от 20 до 30 °С лишь на  $0,001 - 0,006$  кгс/см<sup>2</sup> (за исключением замера при  $G_w = 180$  г/мин). Такое изменение связано с небольшим ростом числа оборотов нагнетателя при повышении температуры  $t_0$  (уменьшение удельного веса воздуха), в результате чего весовая производительность нагнетателя  $G_k$  падает. Так, при  $G_w = 100$  г/мин, при повышении  $t_0$  от 10 до 30 °С ( $n_k = 2057$  об/мин) производительность нагнетателя уменьшается на 4,6 %, а при тех же параметрах охлаждения, по  $n_k = 2730$  об/мин - на 6,8 % (от 12,68 до 11,82 кг/мин).

Нетрудно заметить также, что  $n_k$  при  $t_0 = idem$  от количества распыливаемой жидкости  $G_w$  не зависит.

На фиг. 5 приведены графики испаряемости воды и величины охлаждения воздуха в функции от  $G_w$ ,  $t_0$  и  $p_k$  (числа оборотов). Процент испарения определялся как отношение количества испарившейся воды к количеству распыленной жидкости на 1 кг воздуха. Из их рассмотрения видно, что относительное количество воды при увеличении  $G_w$  снижается, хотя абсолютное количество его при этом возрастает (см. табл. I-4), что приводит к увеличению охлаждения воздуха (фиг. I).

Как и следовало ожидать, % испарившейся влаги (как и абсолютное количество в г/кг), повышается с ростом  $t_0$ , в результате чего  $\Delta t$  интенсивно увеличивается. В этом же направлении действует и повышение производительности нагнетателя при увеличении числа оборотов  $n_k$ .

Обращает на себя внимание очень низкий процент испа-

Т а б л и ц а 1

Параметры испарительного охлаждения воздуха  
при  $t_0 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $G_w = 60 \text{ г/мин}$

Определяе- мая вели- чина	Размер- ность	Давление за нагнетателем $P_K$ кгс/см <sup>2</sup>		
		0,10	0,15	0,20
1	2	3	4	5
1. $p_0$	ата	0,948	0,926	0,906
2. $n_k$	об/мин	2065	2350	2740
3. $t_k$	$^\circ\text{C}$	46	52	64
4. $G_k$	кг/мин	9,34	10,76	11,83
5. $G_{ж}$	г/кг	6,42	5,57	5,06
6. $g_{ж}$	г/кг	1,64	2,11	2,83
7. $G_{нв}$	г/мин	44,6	37,2	25,4
8. $t_s$	$^\circ\text{C}$	42	47	57
9. $\Delta t$	$^\circ\text{C}$	4	5	7

Т а б л и ц а 2

Параметры испарительного охлаждения воздуха  
при  $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $G_w = 60 \text{ г/мин}$

Определяе- мая вели- чина	Размер- ность	Давление за нагнетателем $P_K$ кгс/см <sup>2</sup>		
		0,10	0,15	0,20
1	2	3	4	5
1. $p_0$	ата	0,948	0,926	0,906
2. $n_k$	об/мин	2060	2346	2438
3. $t_k$	$^\circ\text{C}$	41,0	46,0	55,5
4. $G_k$	кг/мин	9,48	10,99	12,05
5. $G_{ж}$	г/кг	6,33	5,46	4,97
6. $g_{ж}$	г/кг	1,03	1,25	1,87
7. $G_{нв}$	г/мин	50,2	46,2	37,3
8. $t_s$	$^\circ\text{C}$	38,5	43,0	51,0
9. $\Delta t$	$^\circ\text{C}$	2,5	3,0	4,5

рившейся влаги - от 7,4 до 17,2 % - при  $t_o = 10^0$  для всех значений  $p_k$ , а также при  $t_o = 20^0$  ( $p_k = 0,10$  кгс/см<sup>2</sup>).

Лишь при  $t_o = 30^0$ С,  $p_k = 0,20$  кгс/см<sup>2</sup> ( $n_k = 2740$  об/мин) и подаче воды 60-100 г/мин (5,06 - 8,45 г/кг) испаряемость жидкости составляет ~ 56-43 % (фиг. 4). Абсолютное же количество испарившейся воды превышает 4 г/кг только при  $G_w = 140$  и 180 г/мин, которым соответствуют максимальные снижения температуры воздуха IО и II <sup>0</sup>С.

Теоретические максимальные количества влаги, которые могут испаряться в воздухе при  $p_o$  и  $t_o$ , и соответствующие снижения температуры воздуха (до точки росы  $t_p$ )  $\Delta t$  [5], приведены в таблице 3 ( $d$  г/кг соответствует конечному влагосодержанию при  $\varphi = 100$  %).

Т а б л и ц а 3

Теоретически возможные максимальное количество испарившейся воды и снижение температуры воздуха при  $t_o$  и  $p_o = \text{вар}$  - на всасывании в "РУТ"

$p_o$ ата	$n_k$ об/мин	$p_k$ кгс/см <sup>2</sup>	$t_p$ <sup>0</sup> С	$d_n$ г/кг	$\Delta t$ <sup>0</sup> С	$g_{\delta\lambda}$ г/кг
1	2	3	4	5	6	7
$t_o = 30^0$ С; $d_o = 10,4$ г/кг ( $\varphi_o = 40$ %)						
0,946	2065	1,10	19,3	15,0	10,7	4,6
0,926	2350	1,15	19,0	15,1	11,0	4,7
0,925	2740	1,20	18,7	15,3	11,3	4,9
$t_o = 20^0$ С; $d_o = 6,0$ г/кг ( $\varphi_o = 40$ %)						
0,950	2060	1,10	11,9	9,4	8,1	3,4
0,928	2346	1,15	11,6	9,5	8,4	3,5
0,907	2738	1,20	11,4	9,6	8,6	3,6
$t_o = 10^0$ С; $d_o = 3,0$ г/кг ( $\varphi_o = 40$ %)						
0,955	2057	1,10	3,7	5,5	6,3	2,5
0,935	2342	1,15	3,6	5,6	6,4	2,6
0,915	2730	1,20	3,5	5,7	6,5	2,7



Из рассмотрения таблицы 3 видно, что при исходном вла-  
госодержании 10,4 г на 1 кг сухого воздуха при  $t_0 = 30^\circ\text{C}$   
на входе в установку, наибольшее количество испарившейся  
влаги составит 4,9 г/кг, что обеспечит охлаждение до со-  
стояния насыщения ( $p_0 = 0,905$  ата) - до точки росы  $18,7^\circ\text{C}$   
или на  $\Delta t = 11,3^\circ\text{C}$ . При наиминимей температуре  $t_0 = 10^\circ\text{C}$   
для случая  $\varphi_0 = 40\%$  ( $d_1 = 3,0$  г/кг), впрыск 2,5 г/кг во-  
ды обеспечивал достижение  $t_p = 3,7^\circ\text{C}$ , т.е. охлаждение  
воздуха на  $6,3^\circ$  при  $p_0 = 0,955$  ата ( $n_k = 2057$  об/мин, со-  
ответствующие созданию  $p_k = 0,010$  кгс/см<sup>2</sup>), а при  $p_0 =$   
 $0,915$  ата - охлаждение до  $3,5^\circ\text{C}$  (т.е. на  $6,5^\circ\text{C}$ ). С умень-  
шением начальной влажности воздуха глубина охлаждения может  
быть еще увеличена за счет роста количества испаряющей жид-  
кости, и наоборот - с повышением начального влажосостояния  
 $\Delta t$  снижается.

При  $t_0 = 30^\circ\text{C}$  и  $G_w = 180$  г/мин ( $p_k = 0,2$  ати) ис-  
парялось 4,21 г/кг влаги, что обеспечивало снижение темпе-  
ратуры воздуха на стенде  $11^\circ\text{C}$ , а теоретически (табл. 3) -  
4,9 г/кг приводило к охлаждению воздуха на  $11,3^\circ\text{C}$ , т.е. ре-  
зультаты опыта и расчета почти совпадают. Однако в послед-  
нем случае не учитывались скорость движения воздуха по тру-  
бе, предполагая идеальный распыл воды в течение неограни-  
ченного времени и подачи влаги в количестве, соответствую-  
щем лишь 58 г/мин (полное испарение) вместо 180 г/мин, т.е.  
3,1 раза меньше, чем на стенде. Весьма вероятно, что подача  
увеличенного количества воды частично приводит к эффекту кон-  
тактного массо- и теплообмена, подобно процессу в ЦПВ, в ре-  
зультате чего температура воздуха дополнительно немного сни-  
жалась. Подача же на стенде почти такого же количества воды  
(60 г/мин при теоретически максимальном 58 г/мин) приводило  
к охлаждению всего лишь на  $7^\circ\text{C}$  (табл. 1) вместо теорети-  
ческого значения  $\Delta t = 11,3^\circ\text{C}$ .

Из табл. 3 видно также, что при  $t_0 = 10^\circ\text{C}$  теорети-  
чески может испаряться 2,5 - 2,7 г/кг воды, что снизило бы  
температуру воздуха на  $6,3 - 6,5^\circ\text{C}$  вместо полученного на  
стенде  $\Delta t = 2,5 - 4,5^\circ\text{C}$  за счет испарения 1,07-1,84 г/кг.

Однако при  $t_0 = 10^\circ\text{C}$  и  $p_0 = 0,915$  ата расход воздуха составляет 12,62 кг/мин и количество испарившейся влаги — лишь 23,3 г/мин. Если столько воды подавать (вместо  $G_w = 60$  г/мин), то охлаждение воздуха (при  $n_k = 2730$  об/мин,  $p_k = 0,2$  ати) вряд ли было бы уловимым.

Таким образом, видно, что при рассматриваемых значениях  $t_0$  и  $p_0$ , теоретически возможное испарительное охлаждение воздуха при идеальных условиях распыливания и бесконечном времени испарения обеспечил бы в 2–3 раза более глубокое охлаждение воздуха.

Что касается возможного охлаждения при давлении и температуре сжатого воздуха  $p_k = 0,2$  кгс/см<sup>2</sup> и  $t_k = 64^\circ\text{C}$  ( $t_0 = 30^\circ\text{C}$ ), то расчет теоретических параметров испарительного охлаждения приведен в таблице 4.

Т а б л и ц а 4

Теоретические значения параметров испарительного охлаждения воздуха при  $t_k = 64^\circ\text{C}$ ,  $p_k = 0,2$  ати,  $p_{w1} = 14$  мм рт.ст. ( $d = 12,7$  г/кг)

Определяемая величина	Обозначение	Единица измерения	Численное значение
1. Действительная температура насыщения (из графика)	$t_n$	$^\circ\text{C}$	31,4 (31,7)
2. Действительное количество испарившейся воды	$g_g$	г/кг	13,1 (12,9)
3. Снижение температуры за счет испарения воды	$\Delta t$	$^\circ\text{C}$	32,6 (32,3)

В этой таблице в скобках приведены значения искомым величин, полученных в порядке контроля, по энтропийной диаграмме для влажного воздуха [5]. Из табл. 4 видно, что максимальное снижение температуры воздуха, за счет испарения 13,1 г влаги на 1 кг воздуха, т.е. 155 г/мин, составило бы 32,6  $^\circ\text{C}$ .

Результаты ориентировочного расчета времени испарения по методу проф. Д.Н. Вырубова приведены на фиг. 5.

При скоростях воздуха 15-23 м/с в подводящей воздух трубе на стенде время испарения капли ограничено значениями порядка 0,15 - 0,25 с. Примерно такие же значения имеют место в ресивере на двигателе 8ДР43/61.

Из фиг. 5 следует, что за время  $\tau = 0,25$  с могут испариться капли диаметром по 0,037 мм при разности парциальных давлений 52 мм рт.ст. и до 0,030 мм - при разности  $\Delta p = 35$  мм рт.ст. Такого качества распыла в условиях стенда добиться весьма трудно, и поэтому расхождение теоретических и опытных параметров весьма значительно.

Поскольку с увеличением температуры воздуха возрастает и разность парциальных давлений, то время испарения  $\tau$  при этом интенсивно убывает, что особенно заметно при малых значениях  $\Delta p$  (фиг. 5). Например, при диаметре капли  $X = 0,035$  мм, при увеличении  $\Delta p$  от 10 до 40 мм рт.ст. время испарения сокращается в четыре раза, а при дальнейшем повышении  $\Delta p$  еще на 30 ед. - лишь в 1,75 раза. При увеличении же диаметра капли (согласно квадратичной зависимости), в 2 раза - от 0,02 до 0,04 мм, время  $\tau$  возрастает в 4 раза (при  $\Delta p = 45$  мм рт.ст. - фиг. 5), а при дальнейшем удвоении диаметра также в 4 раза, т.е. от 0,085 до 0,338 с и далее до  $\tau = 1,35$  с.

В заключение следует отметить, что испарительное охлаждение является эффективным средством охлаждения воздушного заряда дизелей и при малых значениях  $t_k$  и  $p_k$  (т.е.  $t_0$  и  $p_0$ ).

#### Л и т е р а т у р а

1. И.С. Г о л ь т р а ф. Охлаждение воздуха в судовых дизелях. "Судостроение", Л., 1966.
2. Г.И. И в а н о в. Результаты испытания центробежного компрессора с испарительным охлаждением воздуха в процессе

- статья. Турбопоршневые двигатели. Сборник статей. "Машиностроение", М., 1965.
3. Н.Н. К н я з е в. Впрыск воды в дизели для промежуточного охлаждения воздуха при наддуве. Труды ЦНИИМФ, вып. 20, 1968.
  4. Л.Г. Ш е р е м е т ь е в. Термодинамические основы испарения воды на всасывании авиадвигателей. Труды О.К.Б. ак. Микулина, вып. 2, 1946.
  5. Г.А. М и х а й л о в с к и й. Термодинамические расчеты процессов парогазовых смесей. Машгиз, М.-Л., 1962.
  6. Д.Н. В ы р у б о в. О методике расчета испарения капли. Труды МВТУ им. Баумана. Вып. 25, 1954.
  7. А.С. И р и с о в. Испаряемость топлив для поршневых двигателей и методы ее исследований. Гостоптехиздат, М., 1955.

P. Murel, G. Soskind

Experimental Research and Calculations of  
Evaporative Cooling of Air at Intake to a  
Roots Supercharger

Summary

Here we give data of research on the efficiency of a diesel engine air charge cooling by injecting sprayed water into the Roots supercharger intake at a comparatively low ambient temperature. The dependence of the drop in temperature upon output, number of revolutions, amount of injected water as well as theoretically feasible limits have been established.

П.Х. Мурель, Г.Л. Соскин

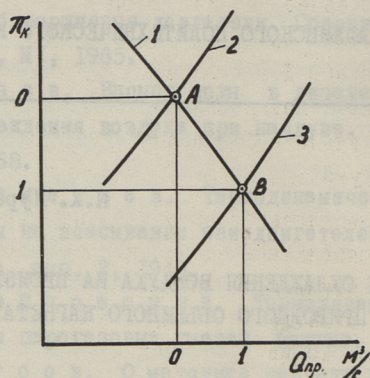
О ВЛИЯНИИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ  
ПРИВОДНОГО ОБЪЕМНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

Эффективность применения охлаждения воздушного заряда за компрессором с целью увеличения его плотности и, таким образом, веса заряда, обеспечивается только при соответствующей величине объемной производительности нагнетателей.

В случае приводного нагнетателя типа "РУТ" производительность в основном определяется числом оборотов роторов нагнетателя  $n_k$ , кратном числу оборотов коленчатого вала дизеля. Поэтому, в случае установки воздухоохладителя (любой системы) за нагнетателем следует проверить, как изменится весовая производительность нагнетателя этого типа. В условиях повышенных  $t_0$  и  $\varphi_0$  окружающей среды на входе в компрессор удельный вес всасываемого воздуха снижается.

Известно, что потери воздуха от перетекания как через зазоры между самими роторами, так и между ними и стенками корпуса нагнетателя "РУТ" уменьшают его производительность тем значительней, чем выше степень повышения давления  $\pi_k$ . При введении охлаждения воздуха  $\pi_k$  несколько уменьшается, что и приводит к некоторому росту производительности ротативной воздуходувки. Об этом свидетельствуют и результаты экспериментов.

На фиг. I приведены характеристики совместной работы двигателя с приводным нагнетателем "РУТ" [I], где А - точка совместной работы двигателя с нагнетателем при отсутствии охлаждения, а В - при его наличии.



Фиг. 1. Характеристики совместной работы дизеля с приводным нагнетателем "РУТ":

- 1 - характеристика нагнетателя;
- 2 - характеристика дизеля без охлаждения воздуха;
- 3 - характеристика дизеля при охлаждении воздуха.

Как известно, давление воздуха за нагнетателем  $p_k$ , вследствие влияния охлаждения на совместную работу компрессора и двигателя, будет несколько ниже, чем при отсутствии охлаждения. Такая потеря напора возрастает с увеличением глубины охлаждения в поверхностном холодильнике [1], особенно интенсивно у быстроходных объемных нагнетателей "РУТ". К этому добавляется ещё и аэродинамическое сопротивление холодильника, в результате чего давление воздуха на входе в цилиндры двигателя  $p_s$  будет несколько меньше  $p_k$  - на некоторую величину  $\Delta p_x$ . Численное значение последнего определяется экспериментальным путем и по ГОСТу 10598-63 оно не должно превышать  $0,05 \text{ кгс/см}^2$ .

Для определения влияния охлаждения воздуха на работу объемной воздухоудки "РУТ" нами было выполнено специальное исследование <sup>1)</sup>. Принято  $p_k = 0,10; 0,15 \text{ и } 0,20$  ати и число оборотов нагнетателя  $n_k = 1730; 2140 \text{ и } 2440$  в мин. для каждого значения  $p_k$ . Для проверки влияния охлаждения воз-

<sup>1)</sup> В работе участвовали В.П. Петров и А.А. Хатишвили

духа на  $G_k$  при более высоких значениях  $n_k$  и  $G_{ж}$  было выполнено исследование при  $n_k = 3000$  об/мин и расходе охлаждающей воды в ЦПВ 1,5 кг/мин - для тех же давлений воздуха  $p_k$ . В табл. 2 потеря напора за нагнетателем - в охладителе, в числителе - без охлаждения, в знаменателе - с охлаждением воздуха.

Сначала замерялись производительность и затрачиваемая нагнетателем мощность при отсутствии охлаждения воздуха. После этого, не меняя положения заслонки и числа оборотов  $n_k$ , включалось охлаждение воздуха в циклонно-пенном аппарате и замерялись те же показатели.

Результаты исследований ( $G_{ж} = \text{const}$ ) представлены в табл. 1 и 2.

В графе 6 этих таблиц в числителе указаны потери от перетекания в случае отсутствия охлаждения при увеличении  $p_k$  от 0,10 до 0,20 ати, а в знаменателе - при наличии охлаждения воздуха за нагнетателем.

Из этих таблиц видно, что:

1. При охлаждении воздуха за приводным нагнетателем "РУТ", несмотря на значительные потери воздуха от перетекания, его производительность увеличивается на 1,2-4,8 % на всех рассматриваемых режимах, что хорошо согласуется с данными по другому быстроходному двигателю [1];

2. Прирост удельной производительности нагнетателя на  $T^0$  охлаждения воздуха увеличивается с понижением числа оборотов ( $p_k = \text{idem}$ ), и  $p_k$  ( $n_k = \text{idem}$ ).

3. Потеря производительности от обратного перетекания воздуха через зазоры возрастает при снижении  $n_k$  от 2440 до 1730 об/мин с 8,8 до 13,6 % в случае охлаждения воздуха, т.е. в 2,1 раза (в 2,2 раза - без охлаждения воздуха). При этом в случае  $n_k = 1730$  и 2440 об/мин эти потери увеличиваются, с ростом  $p_k$ , примерно одинаково для случаев охлаждения воздуха и без него.

4. Потери воздуха на перетекание при охлаждении воздуха незначительно возрастают для принятых на стенде параметров воздуха.

5. Мощность нагнетателя при повышении производительности не возрастала, что объясняется понижением удельной работы на перенос воздуха в случае уменьшения температуры заряда в условиях проводимых исследований.

6. Потеря напора (сопротивление ЦПВ) увеличивается с ростом  $p_k$  и интенсивностью охлаждения от 0,005 до 0,020 кгс/см<sup>2</sup>.

Т а б л и ц а I

Влияние охлаждения воздуха на производительность нагнетателя при  $p_k$  и  $\Delta t = \text{var}$  и при  $n_k = 1730$ -  
-2440 об/мин

$p_k$ кгс/см <sup>2</sup>	$n_k$ об/мин	Производительность нагнетателя без охлаждения		Относительное увеличение производительности	Потери от перетекания, %	Температура воздуха, °C			Удельная производительность
		$G_k$	$G_{ko}$			$\frac{G_{ko}}{G_k}$	$G_{\text{пот}}$	$t_k$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.0, 10	1730	0,105	0,108	1,030	$\frac{18,1}{18,6}$	32	21	11	0,237
2.0, 15		0,093	0,095	1,026		36	23	13	0,200
3.0, 20		0,086	0,088	1,022		43	27	16	0,137
4.0, 10	2140	0,131	0,135	1,025	$\frac{9,9}{11,1}$	32	22	11	0,250
5.0, 15		0,128	0,130	1,020		36	24	12	0,188
6.0, 20		0,118	0,120	1,016		43	28	15	0,106
7.0, 10	2440	0,156	0,159	1,021	$\frac{8,3}{8,8}$	32	23	9	0,234
8.0, 15		0,151	0,153	1,016		36	25	11	0,145
9.0, 20		0,143	0,145	1,012		43	29	14	0,086



Влияние охлаждения воздуха на  $G_k$  при  $n_k = 3000$   
 об/мин и  $t_o = 18-29$  °C

р <sub>к</sub> ати	G <sub>к</sub> кг/с	G <sub>к0</sub> кг/с	G <sub>к0</sub> G <sub>к</sub>	ΔG Δt	G <sub>пот</sub> %	°C			Δр <sub>к</sub> кгс/см <sup>2</sup>
						t <sub>к</sub>	t <sub>с</sub>	Δt	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,10	0,174	0,180	1,036	0,200		48	30	18	<u>0,005</u> 0,010
0,15	0,169	0,176	1,041	0,178	<u>5,5</u> 6,9	57	34	23	<u>0,005</u> 0,016
0,20	0,162	0,170	1,048	0,165		65	36	29	<u>0,010</u> 0,020

### Л и т е р а т у р а

И. И. С. Г о л ь т р а ф. Охлаждение воздуха в судовых ди-  
 зелях. "Судостроение", Л., 1966.

On the Influence of Air Cooling upon the Output  
of a Positive Driven Roots Supercharger

Summary

The paper gives some experimental data on the dependence of Roots supercharger output upon the degree of the cooling of air behind it.

The amount of air backflow is established depending upon pressure, number of revolutions and the intensity of the cooling of air.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.0, 10	0.104	0.104	1.036							0.237
2.0, 15	0.094	0.094	1.026							0.200
3.0, 20	0.084	0.084	1.022							0.157
4.0, 10	0.131	0.131	1.021							0.250
5.0, 15	0.124	0.124	1.020							0.198
6.0, 20	0.117	0.117	1.019							0.166
7.0, 10	0.150	0.150	1.018							0.234
8.0, 15	0.141	0.141	1.017							0.183
9.0, 20	0.133	0.133	1.016							0.166

УДК 621.436.74

Г.Л. Соскинд, П.Х. Мурель

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ  
СРЕДНЕОБОРОТНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ НА ГАЗО-  
ТУРБИННОМ ТОПЛИВЕ

Одним из основных путей повышения рентабельности эксплуатации дизельного флота является снижение затрат на топливо путем использования вместо дизельного дистиллятного топлива дешевых сортов топлив повышенной вязкости. В связи с этим на теплоходах морского флота были начаты исследования по определению технической возможности и экономической целесообразности применения в судовых дизелях нефтяного топлива по ГОСТу 10433-63, предназначенного для локомотивных газотурбинных двигателей [1].

Основное преимущество газотурбинного топлива перед дизельным - его дешевизна, а перед моторным топливом и мазутом - возможность работы на нем как главных судовых двигателей, так и вспомогательных дизелей.

Ниже рассматриваются некоторые результаты исследований технической возможности работы на газотурбинном топливе дизелей типа NVD 24 (417,5/24), широко используемых на флоте рыбной промышленности в качестве вспомогательных двигателей. Эти двигатели - четырехтактные, без наддува, с непосредственным смесеобразованием. Цилиндровая мощность - 25 э.л.с. при 750 об/мин или 20 э.л.с. при частоте вращения коленчатого вала двигателя, равной 600 об/мин.

Исследования проводились на двигателе 417,5/24 в лабораторных условиях.

Для оценки влияния сорта топлива на работу двигателя были выбраны следующие критерии:

- 1) протекание рабочего процесса;
- 2) нагарообразование в дизеле;
- 3) износ основных деталей двигателя.

Анализ протекания характеристик топливоподачи и рабочего процесса при переводе дизеля на газотурбинное топливо производился путем сравнения с таковыми при его работе на дизельном топливе.

Основные характеристики обоих сортов топлива приведены в таблице I.

Оценка качества протекания рабочего процесса дизеля проводилась анализом снятых осциллограмм, по расходу топлива и по температуре выхлопных газов, а также по дымности выхлопа. Перед началом испытаний дизеля на обоих видах топлива он подвергался тщательной регулировке.

Нагаро- и лакоотложения на деталях дизеля устанавливались по отрицательной системе отложений № 344 Т федерального стандартного метода испытаний США [2].

Износ поршней, цилиндрических втулок, поршневых колец, головных подшипников, поршневых пальцев, шеек коленчатого вала и его подшипников, рабочих клапанов и их направляющих втулок, а также других деталей устанавливался путем микрометража по общепринятой методике. Износ цилиндрических втулок определялся также и методом вырезанных лунок. Износ распылителей форсунок и плунжерных пар топливных насосов оценивался гидравлической опрессовкой.

При проведении испытаний двигателя на дизельном топливе применялось масло M12B, а на газотурбинном топливе масло M16D.

Режимы работы двигателя на обоих топливах были идентичными как по нагрузке и скоростному режиму, так и по температурам масла и охлаждающей воды, а также по количеству пусков.

Длительность испытаний двигателя на каждом сорте топлива составила 400 часов.

Т а б л и ц а I

Основные физико-химические показатели топлив,  
на которых испытывался двигатель

№ п/п	Наименование показателя	Значение показателей для сортов топлива	
		ДЛ	ГТ
1	2	3	4
1	Плотность при 20 °С	0,835	0,869
2	Вязкость кинематическая, сст		
	при 20 °С	4,9	-
	при 50 °С	-	6,0
3	Теплота сгорания, ккал/кгс	10250	9500
4	Содержание серы, %	0,07	2,23
5	Содержание ванадия, %	-	0,004
6	Содержание смолистых веществ, %	-	20
7	Температура вспышки, °С	65	84
8	Температура застывания, °С	- 15	- 5
9	Содержание механических примесей, %	-	0,006
10	Зольность, %	-	0,091

В самом начале испытаний двигателя на газотурбинном топливе было выявлено чрезвычайно быстрое закоксовывание распылителей форсунок, что нарушало нормальную работу дизеля на таком топливе. В связи с этим нами было применено охлаждение распылителей. Такая модернизация форсунок позволила, при прочих равных условиях, полностью устранить закоксовывание распыляющих отверстий [3]. Исследование работы двигателя на газотурбинном топливе проводилось на охлаждаемых форсунках.

Обработка снятых осциллограмм показала, что при переводе двигателя с дизельного на газотурбинное топливо почти все параметры, характеризующие протекание впрыска, изменились практически мало. Исключение составила продолжительность впрыска, значение которой несколько возросло. Наибольшее ее увеличение (на 2,5<sup>0</sup> п.к.в.) наблюдалось на режиме номинальной мощности.

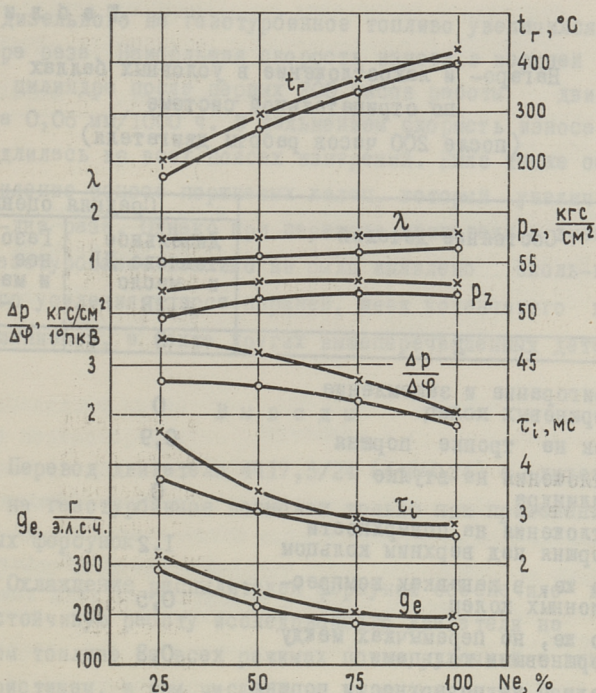
Вместе с этим было выявлено наличие некоторых количественных и качественных изменений в протекании рабочего процесса. Сопоставление основных параметров работы двигателя по нагрузочной характеристике на дизельном и на газотурбинном топливах показано на фиг. 1.

Как видно из приведенных графиков, на режиме 100-процентной нагрузки во время работы двигателя на газотурбинном топливе увеличился период задержки воспламенения. При этом в цилиндры двигателя к моменту начала воспламенения впрыскивалось больше топлива, что в свою очередь привело к увеличению максимального давления цикла и к возрастанию жесткости работы дизеля. Одновременно при переводе двигателя с дизельного на газотурбинное топливо возросла и температура выпускных газов по цилиндрам - на  $15 + 20^{\circ}\text{C}$ , а его экономичность снизилась на  $3 + 5\%$ .

Проведенные испытания показали, что рассматриваемый дизель при применении газотурбинного топлива работает устойчиво на всех режимах по нагрузочной и винтовой характеристикам, в том числе и на холостом ходу. Пуск двигателя на таком топливе и набор оборотов практически протекает так же, как и на дизельном топливе.

В таблице 2 дан сравнительный анализ нагаро- и лакоотложений, проведенный по отрицательной системе, после работы двигателя на дизельном и на газотурбинном топливах.

Как видно из приведенной таблицы, оценка нагарообразования в баллах на поверхностях, образующих камеру сгорания (на днище поршней, крышках цилиндров, выхлопных клапанах), показывает некоторое ухудшение состояния упомянутых деталей при работе дизеля на газотурбинном топливе. Это главным об-



Фиг. 1. Сопоставление основных параметров, характеризующих протекание рабочего процесса, при работе двигателя на дизельном и на газотурбинном топливах:

- дизельное топливо;
- ×— газотурбинное топливо.

разом объясняется тем, что при применении газотурбинного топлива изменился характер нагара, который стал более плотным и твердым. Вместе с этим следует отметить, что состояние деталей цилиндра-поршневой группы при работе двигателя на газотурбинном и на дизельном топливах практически было одинаковым. Все поршневые кольца в обоих случаях были подвижны и свободны в канавках поршней. Однако при работе двигателя на газотурбинном топливе повысилось количество от-

Т а б л и ц а 2

Нагаро- и лакоотложение в условных баллах  
по отрицательной системе  
(после 200 часов работы двигателя)

№ п/п	Состояние деталей	Средняя оценка	
		Дизельное топливо ДЛ и масло М12В	Газотурбинное топливо и масло М-16Д
1	2	3	4
I			
1	Пригорание и защемление поршневых колец	0	0
2	Лак на тронке поршня	0,9	0,9
3	Отложения на втулке цилиндра	0	0
4	Отложения на поверхности поршня над верхним кольцом	1,2	2,1
5	То же, в канавках компрессионных колец	0,5	0,6
6	То же, на перемычках между поршневыми кольцами	0,3	0,3
7	Задиры на поверхности поршня над верхним кольцом	0	0
8	Отложения на клапанах	0,9	3,0
9	Отложения на днище крышек цилиндров	1,6	2,7
10	Подвижность клапанов	0	0
II			
11	Состояние гнезд и конусов выхлопных клапанов	1	1
12	То же, всасывающих клапанов	0	0
13	Отложение шлама в масляной системе	0	0

ложений в выхлопной системе. Вес нагара, который был снят после испытаний со специально установленного в выхлопном коллекторе нагарника, увеличился почти в полтора раза.

Результаты измерений зеркала цилиндров методом вырезанных лунок показали, что износ втулок при переводе двига-



теля с дизельного на газотурбинное топливо увеличился почти в полтора раза. Наибольшая скорость износа в верхней части зеркала цилиндра после первых 200 часов работы двигателя достигла 0,06 мм/1000 ч. В дальнейшем скорость износа втулки замедлилась во всех поясах измерений. Было также обнаружено усиление износа поршневых колец, который увеличился в полтора-два раза. Однако при переводе двигателя с дизельного на газотурбинное топливо не было выявлено сколь-нибудь заметного усиления износа поршней, шеек коленчатого вала и его подшипников, а также других вышеперечисленных деталей.

### В ы в о д ы

1. Перевод двигателя 4С17,5/24 (4NVD24) с дизельного топлива на газотурбинное возможен только при применении охлаждаемых форсунок.

2. Охлаждение распылителей форсунок обеспечило надежную и устойчивую работу исследованного двигателя на газотурбинном топливе на всех режимах по нагрузочной и винтовой характеристикам, в том числе и на холостом ходу. Пуск двигателя на таком топливе и набор оборотов протекали практически так же, как и на дизельном топливе.

3. Проведенные исследования подтвердили техническую возможность и экономическую целесообразность применения газотурбинного топлива в судовых среднеоборотных дизелях.

### Л и т е р а т у р а

1. В.Ф. Б о л ь ш а к о в, В.Г. М ы м р и н. Работа судовых дизелей на нефтяном газотурбинном топливе. Труды ЦНИИМФ, вып. 142, 1971.
2. О.А. Н и к и ф о р о в. Повышение эффективности масляных систем быстроходных судовых дизелей. Изд. "Судостроение", Л., 1970.
3. Г.Л. С о с к и н д, П.Х. М у р е л ь. Влияние температуры распылителя на нагарообразование вокруг сопловых отверстий. См. наст. сб., стр. 57.

G. Soskind, P. Murel

Some Results of Research on Moderate-Speed  
Marine Diesel Engine Operating on Gas-Turbine

Fuel

**Summary**

Results reported in the paper have been obtained from research on marine diesel engine NVD24 operating on gas-turbine fuel according to GOCT 10433-63. Unsatisfactory performance of non-cooled burners operating on this fuel has been noted.

УДК 621.436.74.08

Г.Л. Соскинд, П.Х. Мурель

## ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАСПЫЛИТЕЛЯ НА НАГАРООБРАЗОВАНИЕ ВОКРУГ СОШЛОВЫХ ОТВЕРСТИЙ

В последнее время была определена техническая и экономическая целесообразность применения в судовых дизелях газотурбинного топлива по ГОСТу 10433-63 [1, 2]. Основное преимущество такого топлива перед дизельным — его дешевизна, а перед моторным и мазутом — возможность работы на нем как главных, так и вспомогательных среднеоборотных двигателей.

Однако, как показали исследования [2, 3], одним из важных факторов, обеспечивающих нормальную работу судовых двигателей на газотурбинном топливе, является надежность действия форсунок. Качественная работа форсунок достигается лишь в том случае, если рабочие температуры распылителя форсунки лежат в определенных пределах.

Во время испытаний двигателя 4С17,5/24 (4NVD24) на газотурбинном топливе было обнаружено [3] сильное закоксовывание распылителей форсунок уже через несколько часов их работы. В связи с этим нами было исследовано влияние температурного состояния распылителя форсунки на образование нагара вокруг распыливающих отверстий.

Топливная аппаратура каждого цилиндра указанного двигателя состоит из индивидуального насоса золотникового типа с регулированием по концу подачи и неохлаждаемой форсунки закрытого типа, соединенных между собой нагнетательной трубкой.

Оценка рабочих температур распылителя форсунки производилась термомпарой, которая была изготовлена из медной и

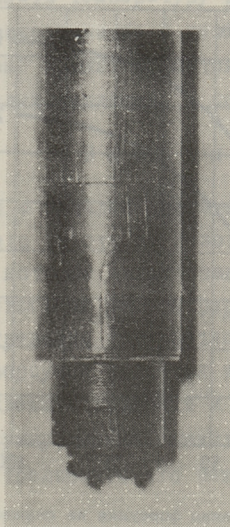
константановой проволокой диаметром, равным 0,2 мм. Горячий спай термопары был установлен в сопловом наконечнике распылителя. Измерения температурного состояния распылителя проводились по методике [4].

Измерения показали, что температура сопла распылителя неохлаждаемой форсунки при работе двигателя на газотурбинном топливе и полной нагрузке превышала 200 °С. Работа форсунки при такой температуре приводила к термическому крекингу газотурбинного топлива при впрыске и нагарообразованию вокруг распыливающих отверстий. На фиг. 1 показана такая форсунка с закоксованным распылителем. Как видно из приведенной фотографии, вокруг распыливающих отверстий образовались трубки нагара. Такие трубки резко ухудшают качество распыливания и смесеобразования, что снижает эффективность сгорания топлива в цилиндрах двигателя. Это ведет к неполному сгоранию топлива и отложениям нагара на поверхности камеры сгорания, а также сопровождается падением мощности, ухудшением экономичности и появлением дымного выхлопа.

Таким образом, при переводе двигателя 4Ч17,5/24 с дизельного на газотурбинное топливо возникла проблема обеспечения нормальной работы форсунок. Возникшая проблема была нами успешно решена применением охлаждения распылителя форсунки, что при прочих равных условиях полностью устранило закоксовывание сопловых отверстий. Было обнаружено, что форсунка работает нормально, если температура распылителя менее 180 °С.

Применение охлаждения форсунок устранило нагаростложение на распылителе, что, в свою очередь, обеспечило надежную и устойчивую работу испытанного двигателя на газотурбинном топливе на всех режимах его работы по нагрузочной и винтовой характеристикам, в том числе и на холостом ходу.

На фиг. 2 показано влияние охлаждения водой и топливом модернизированной форсунки на снижение температуры ее распылителя. Эти исследования проводились при одном и том же расходе охлаждающей жидкости (воды или топлива). Как следует из приведенной фигуры, применение воды обеспечило, как и следовало ожидать, более эффективное охлаждение форсунки.

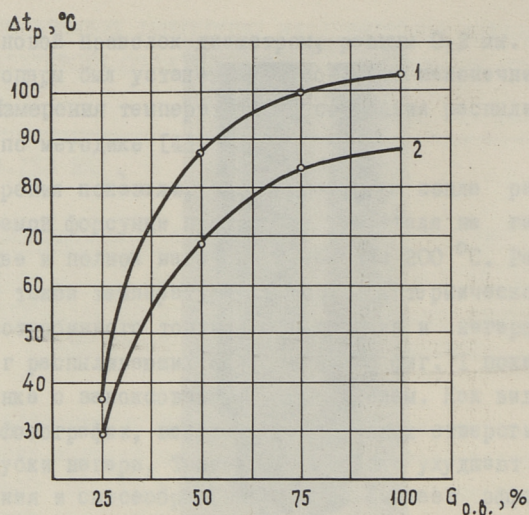


Фиг. 1. Вид распылителя неохлаждаемой форсунки с закоксованными сопловыми отверстиями.

Применение в качестве охлаждающего средства воды позволило в два раза больше снизить температуру распылителя по сравнению с охлаждением форсунки топливом. Это объясняется тем, что теплоемкость воды почти в два раза превышает теплоемкость топлива. Вода также имеет более высокую теплопроводность и лучшие свойства теплопередачи.

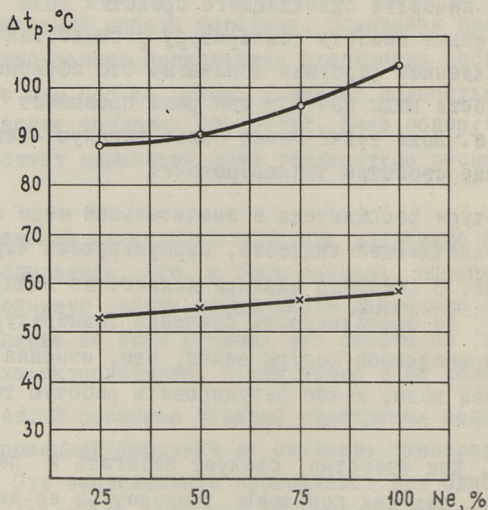
Температура распылителя в значительной мере зависит от количества охлаждающей жидкости, циркулирующей через форсунку. На фиг. 3 показано влияние количества воды, охлаждающей форсунку, на эффективность снижения температуры распылителя. Из приведенной фигуры видно, что, изменяя количество охлаждающей воды, можно регулировать рабочую температуру распылителя.

Однако, как известно, следует избегать и переохлаждения форсунки, так как понижение температуры ее деталей ниже точки росы вызывает коррозию их поверхностей, расположенных в камере сгорания. Система охлаждения форсун-



Фиг. 2. Влияние охлаждения форсунки на снижение температуры распылителя ( $\Delta t_p$ ) при испытаниях двигателя по нагрузочной характеристике на газотурбинном топливе и одинаковом расходе охлаждающей жидкости:

- охлаждение водой;
- x— охлаждение топливом.



Фиг. 3. Влияние количества воды, охлаждающей форсунку, на снижение температуры распылителя  $\Delta t_p$ :  
1 -  $Ne = 100\%$ ; 2 -  $Ne = 25\%$ .

ки должна поддерживать температуру распылителя и других ее поверхностей, соприкасающихся с газами в камере сгорания, в диапазоне, который принят в настоящее время для дизелей, работающих на тяжелых топливах, и составляет  $140 \pm 180^{\circ}\text{C}$ .

### В ы в о д ы

Из всех узлов и деталей двигателя типа NVD24 наиболее чувствительным к его работе на газотурбинном топливе оказались распылители, которые сильно закоксовывались и приводили к неудовлетворительной работе форсунок. Одним из эффективных средств устранения нагароотложения вокруг распыливающих отверстий форсунок является их охлаждение. Правильным подбором охлаждающей жидкости и ее количества, циркулирующего через форсунку, можно снизить температуру распылителя до уровня, устраняющего его закоксовывание.

### Л и т е р а т у р а

1. В.Ф. Б о л ь ш а к о в, В.Г. М ы м р и н. Работа судовых дизелей на нефтяном газотурбинном топливе. Труды ЦНИИМФ, вып. 142, 1971.
2. В.Ф. Б о л ь ш а к о в и др. Эксплуатация судовых дизелей на нефтяном газотурбинном топливе. Труды ЦНИИМФ, вып. 142, 1971.
3. Г.Л. С о с к и н д, П.Х. М у р е л ь. Некоторые результаты исследования работы среднеоборотного судового дизеля на газотурбинном топливе. См. наст. сб., стр. 49.
4. Г.Л. С о с к и н д. Влияние режима работы дизеля 4С17,5/24 на температуру распылителя форсунки. Труды Таллинского политехнического института, вып. 253, 1967.

G. Soskind, P. Murel

The Influence of Atomizer Temperature on the  
Forming of Carbon Deposit around the Injection

Ports

Summary

The paper presents results of investigation on the influence of atomizer temperature on the forming of carbon deposit around the injection ports of the moderate-speed marine diesel engine operating on gas-turbine fuel according to IOCT 10433-63. It is indicated that the cooling of burner results in reduction of nozzle temperature to such level that the carbonizing of injection ports is eliminated.



Г.Л. Соскинд, П.Х. Мурель

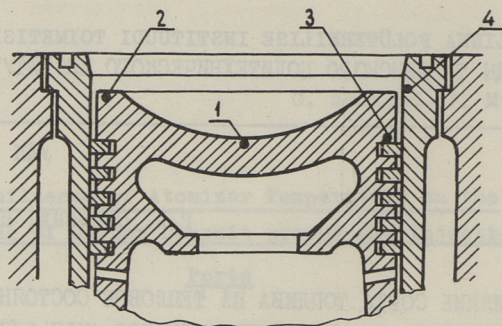
ВЛИЯНИЕ СОРТА ТОПЛИВА НА ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ  
ПОРШНЯ И ВТУЛКИ ЦИЛИНДРА ДИЗЕЛЯ 4ЧI7,5/24

В последние годы в судовых среднеоборотных поршневых двигателях было начато использование вместо дизельного топлива нефтяного топлива по ГОСТу IO433-63, предназначенного для локомотивных газотурбинных двигателей. Выполненные нами исследования [I] показали, что при переводе судового дизеля 4ЧI7,5/24. (4NVD24) с дизельного на газотурбинное топливо наблюдается некоторое увеличение продолжительности впрыска и растягивания процесса сгорания на линию расширения. Такое изменение протекания рабочего процесса может отразиться и на тепловом состоянии цилиндро-поршневой группы, что, в свою очередь, может оказать влияние на условия смазки, скорость износа и долговечность работы упомянутых деталей.

Целью настоящего исследования была оценка изменения теплового состояния поршня и втулки цилиндра при переводе дизеля 4ЧI7,5/24 с дизельного топлива на газотурбинное.

Измерение температуры поршня выполнялось методом термомпар с периодическим включением их в измерительную цепь [2].

На чугунном поршне было закреплено три хромель-копелевых термомпары: одна - в центре днища, вторая - на периферии днища в районе выхлопного клапана и третья - на боковой стенке головки над верхним компрессорным кольцом. На фиг. I приведена схема размещения горячих спаев термомпар в поршне. Горячие спаи крепились по методике [3] на глубине 4 мм от поверхности поршня. Диаметр проводов термомпары составлял 0,5 мм.

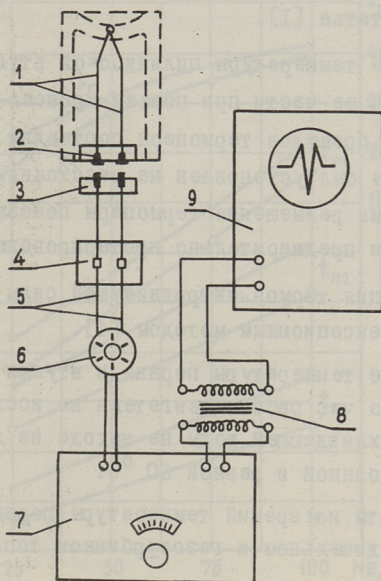


Фиг. 1. Схема размещения горячих спаяв в поршне и во втулке цилиндра.

Термопары, смонтированные в поршне, были присоединены к контактам, которые были изолированы от стенок поршня и прикреплены к нему на текстолитовой колодке. При каждом приближении поршня к своему нижнему положению эти контакты соприкасались с пружинными контактами, которые были закреплены, через текстолитовую колодку на специальном кронштейне, установленном в камере двигателя. Замыкание контактов происходило на протяжении 0,8 - 1 мм хода поршня или 15-20° угла поворота коленчатого вала дизеля. Принципиальная схема измерения температуры поршня показана на фиг. 2.

В качестве нуль-индикатора был применен электронный осциллограф. Для этого в измерительную цепь была включена первичная обмотка повышающего трансформатора. Вторичная обмотка трансформатора присоединялась к электронному осциллографу.

Первичная обмотка трансформатора имела 100 витков из провода ПЭ диаметром 0,56 мм, а его вторичная обмотка - 4000 витков из такого же провода диаметром 0,15 мм. В качестве электронного осциллографа был применен осциллограф марки СТ-8.



Фиг. 2. Схема измерения температуры поршня:

- 1 - термопара; 2 - колодка с контактами на поршне;
- 3 - неподвижная колодка с контактами; 4 - термостат;
- 5 - соединительный кабель; 6 - переключатель; 7 - компенсационный прибор; 8 - трансформатор; 9 - осциллограф.

При неравенстве э.д.с. термопары и напряжения на потенциометре в первичной обмотке трансформатора в момент замыкания контактов протекает импульс токов. Индуцируемое во вторичной обмотке трансформатора напряжение в момент размыкания цепи тока подается на осциллограф и наблюдается на его экране в форме вертикального отклонения луча. Момент наступления равновесия электродвижущей силы отмечается исчезновением "всплесков" луча на экране осциллографа. Соответствующее этому положению показание милливольтметра выражает термоэлектродвижущую силу термопары.

Измерения температуры поршня проводились при работе двигателя на разных нагрузках на дизельном и газотурбинном

топливах, основные физико-химические показатели которых приведены в статье [1].

Измерение температуры цилиндровой втулки производилось в верхней ее части при помощи хромель-копелевой термопары. Диаметр проводов термопары составлял 0,5 мм. Горячий спай термопары был установлен на расстоянии 2 мм от зеркала цилиндра. Схема размещения термопары показана на фиг. 1. Термопара была предварительно протарирована.

Регистрация термоэлектродвижущей силы термопары производилась компенсационным методом [4].

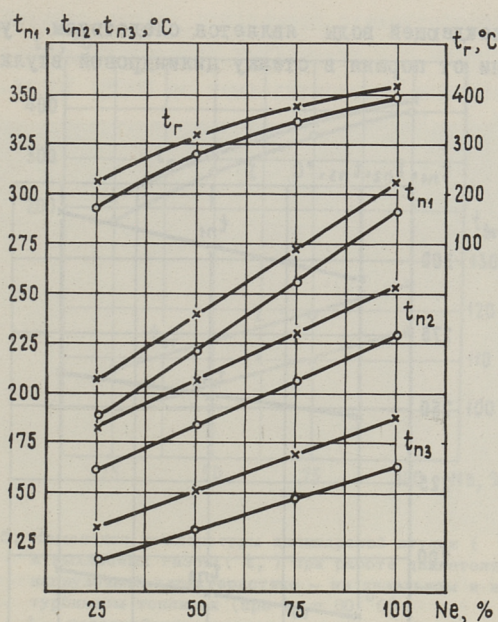
Измерение температуры поршня и втулки цилиндров производилось через час работы двигателя на исследуемом режиме. Температура охлаждающей воды на выходе из двигателя поддерживалась постоянной и равной 60 °С.

Результаты измерений температуры поршня при работе двигателя на дизельном и газотурбинном топливах показаны на фиг. 3.

Из приведенных кривых видно, что температура поршня возрастает пропорционально повышению мощности дизеля при работе дизеля на обоих топливах и имеет линейный характер во всех трех замеренных точках.

Результаты испытаний показывают, что при переводе двигателя на газотурбинное топливо температура в центре днища поршня возросла на 15-30 °С, а на периферии днища - в пределах 25-45 °С. При этом, как и следовало ожидать, при работе двигателя на дизельном и на газотурбинном топливах температура поршня в центре днища была более высокой, чем на периферии - на всех режимах испытаний двигателя. Повышение температуры поршня при переводе на газотурбинное топливо объясняется смещением процесса сгорания на линию расширения.

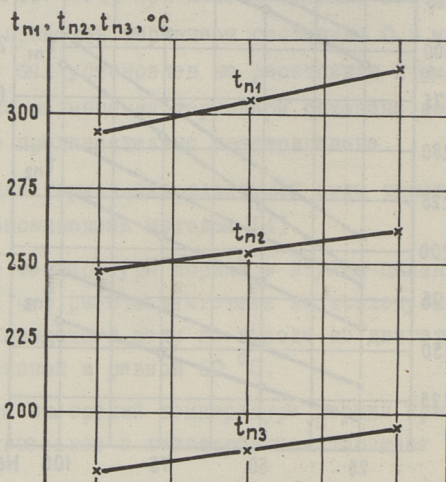
Температура поршня в точке 3 (над канавкой первого кольца), при переводе с дизельного на газотурбинное топливо, также возросла на 15-25 °С, оставаясь, однако, в допустимых пределах.



Фиг. 3. Изменение температуры поршня и выхлопных газов ( $t_r$ ) при работе двигателя по нагрузочной характеристике на дизельном и на газотурбинном топливах - при температуре охлаждающей воды на выходе  $t_{ов} = 60^\circ\text{C}$  и  $n = 600$  об/мин;  
 —●— дизельное топливо;  
 —x— газотурбинное топливо;  
 $t_{n1}$  - температура в центре днища;  
 $t_{n2}$  - то же на периферии днища;  
 $t_{n3}$  - то же над верхним поршневым кольцом.

На температуру поршня большое влияние оказывает температура воды, охлаждающей дизель. Результаты исследования этого влияния, при работе двигателя на газотурбинном топливе и на режиме полной мощности, показаны на фиг. 4. Как видно из приведенного графика, с повышением температуры воды ( $t_{ов}$ ) на выходе из головок цилиндров на  $40^\circ\text{C}$  (от  $40$  до  $80^\circ\text{C}$ ), температура в центре днища ( $t_{n1}$ ) повысилась почти на  $25^\circ\text{C}$ . При этом повысилась также температура на периферии днища ( $t_{n2}$ ) и над первым поршневым кольцом ( $t_{n3}$ ) - на  $15^\circ\text{C}$ . Это повышение температуры поршня при увеличении тем-

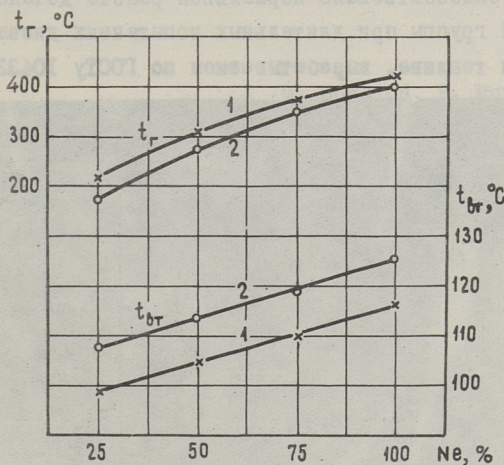
пературы охлаждающей воды является следствием уменьшения теплопередачи от поршня в стенку цилиндровой втулки.



Фиг. 4. Влияние температуры охлаждающей воды на температуру поршня при  $Ne = 80$  э.л.с.:  $n = 600$  об/мин.

- дизельное топливо;
- x— газотурбинное топливо;
- $t_{n1}$  — температура в центре днища;
- $t_{n2}$  — то же на периферии днища;
- $t_{n3}$  — то же над верхним поршневым кольцом.

На фиг. 5 показано изменение температуры цилиндровой втулки при работе двигателя на дизельном и на газотурбинном топливах. Из приведенной фигуры видно, что при переводе двигателя с дизельного топлива на газотурбинное температура втулки меняется незначительно, причем даже в сторону снижения. Так, с переходом на газотурбинное топливо температура втулки снизилась на  $10^{\circ}\text{C}$  на долевых нагрузках, а на режиме полной мощности — на  $20^{\circ}\text{C}$ . Это можно объяснить тем, что при работе двигателя наблюдались отложения нагара на верхней части зеркала цилиндра, образующей камеру сгорания (над поршневыми кольцами). Поверхность же втулки, по которой перемещаются поршневые кольца, была абсолютно чистой. Причем



Фиг. 5. Изменение температуры цилиндровой втулки ( $t_{br}$ ) и выхлопных газов ( $t_r$ ) при работе двигателя по нагрузочной характеристике - на дизельном и на газотурбинном топливах (при  $t_{об} = 60^\circ\text{C}$ ):  
 1 - газотурбинное топливо;  
 2 - дизельное топливо.

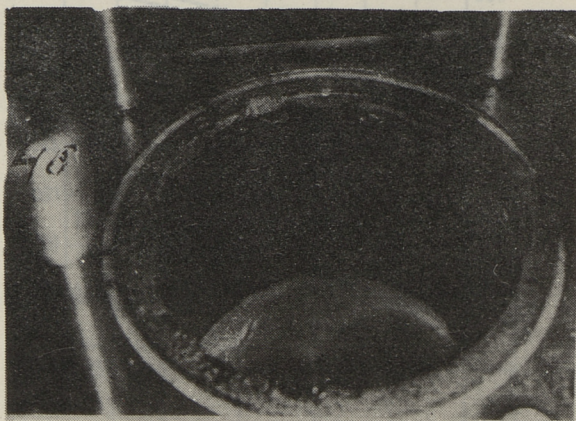
во время работы двигателя на газотурбинном топливе отложение нагара в верхней части было более плотным и толстым, чем в случае применения дизельного топлива, что ухудшило теплоотдачу от газа к стенке втулки цилиндров в месте замера температуры (фиг. 6).

Испытания также показали, что с понижением температуры воды, охлаждающей цилиндры, температура втулки уменьшается (фиг. 4).

### Выводы

При переводе двигателя 4Ч17,5/24 (NVD24) с дизельного на газотурбинное топливо температура поршня возросла на  $15\pm 45^\circ\text{C}$ , а температура цилиндровой втулки, наоборот, понизилась на  $10\pm 20^\circ\text{C}$ . Однако теплонапряженность рассматриваемых деталей находилась в допустимых пределах. Это обстоя-

тельство способствовало нормальной работе деталей цилиндрикопоршневой группы при длительных испытаниях дизеля на газотурбинном топливе, вырабатываемом по ГОСТу 10433-63.



Фиг. 6. Вид отложений нагара на верхней части цилиндрической втулки после 200 часов работы двигателя на газотурбинном топливе.

#### Л и т е р а т у р а

1. Г.Л. Соскин д, П.Х. Мурель. Некоторые результаты исследования работы среднеоборотного дизеля на газотурбинном топливе. См. наст. сб., стр. 49.
2. Л.А. Волчок. Из опыта совершенствования методики и измерительной аппаратуры для исследования двигателя внутреннего сгорания. Труды конференции по поршневым двигателям. Изд. АН СССР, 1956.
3. Н.С. Розанов, Т.К. Сауль. К вопросу замера температур в поршнях дизелей рыболовных траулеров. Труды Таллинского политехнического института, № 224, 1955.
4. Л.А. Волчок. Методы измерений в двигателях внутреннего сгорания. Изд. машиностроительной литературы, 1955.



The Influence of the Type of Fuel on the Temperature Conditions of Diesel Engine 4 Ч 17.5/24 Pistons and Cylinder Liners

Summary

Here we give the results obtained from the measurements of temperature conditions of pistons and cylinder liners of medium-speed diesel engine operating on diesel and gas-turbine fuel.

Исследования температурного состояния поршня проводились во время плавных режимов судна. Двигатель ВМРТ-441 оборудован винтом регулируемого шага, который использовался в качестве нагрузочного устройства. Установка соответствующего шага винта позволяла имитировать главный двигатель на режиме полной мощности при заданном судне.

Для измерения температуры был применен метод неинвазивных индикаторов [1], который основан на изменении твердости металлов при воздействии на них различной температуры. Измерение температур поршня таким способом было выполнено на двигателях типа WVD24 и WVD48 [2].

Измерения температурного состояния шара поршня проводилось в 20-ти точках на шаре, приведенной на фиг. 2. Неинвазивные индикаторы были изготовлены из закаленной стали



Г.Л. Соскин, П.Х. Мурель

ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ГОЛОВКИ ПОРШНЯ  
СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ 8ДР43/61

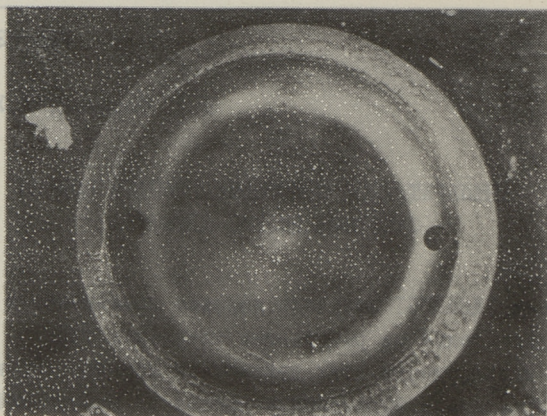
Дизели 8ДР43/61 получили широкое применение в качестве главных двигателей на рыболовных траулерах типа "Маяковский". В эксплуатации этих двигателей нередко наблюдаются случаи обгорания и образования трещин на внутренней кромке днища головки поршней (фиг. 1). С целью установления причин повреждения головок поршней рассматриваемых двигателей авторами исследовалось их температурное состояние. Ниже приводятся результаты измерения температуры поршня дизеля 8ДР43/61, установленного на БМРТ-441 Эстонского рыбопромышленного объединения "Океан".

Исследования температурного состояния поршня производились во время швартовых испытаний судна. Рыболовный траулер БМРТ-441 оборудован винтом регулируемого шага, который использовался в качестве нагрузочного устройства. Установка соответствующего шагового отношения винта позволила испытывать главный двигатель на режиме полной мощности при неподвижном судне.

Для измерения температуры был применен метод неплавких индикаторов [1], который основан на изменении твердости металлов при воздействии на них различной температуры. Измерение температур поршня таким способом было нами опробовано на двигателях типа NVD24 и NVD48 [2].

Измерение температурного состояния днища поршня производилось в 20-ти точках по схеме, приведенной на фиг. 2. Неплавкие индикаторы были изготовлены из закаленной стали

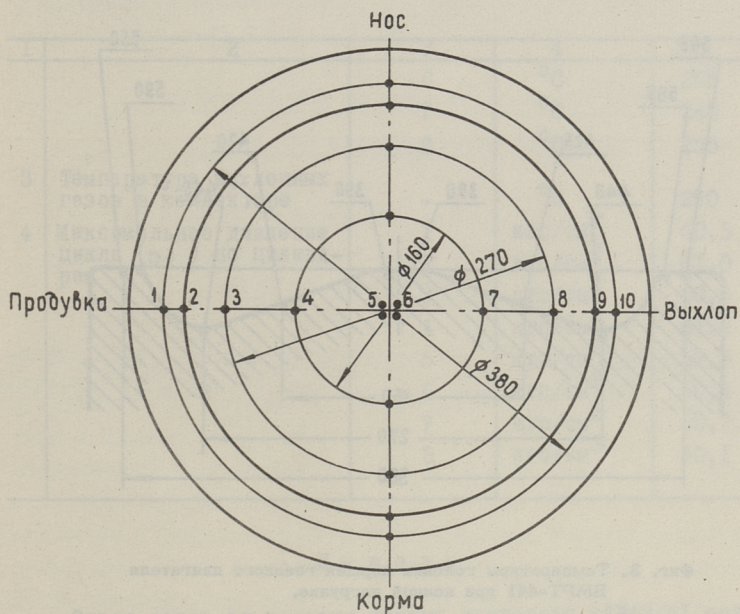
УГОА, которые имели цилиндрическую форму ( $\varnothing$  3 мм и  $l = 2,5$  мм) и крепились в поршне на резьбе.



Фиг. 1. Характер повреждений головки поршня дизеля 8ДР43/61.

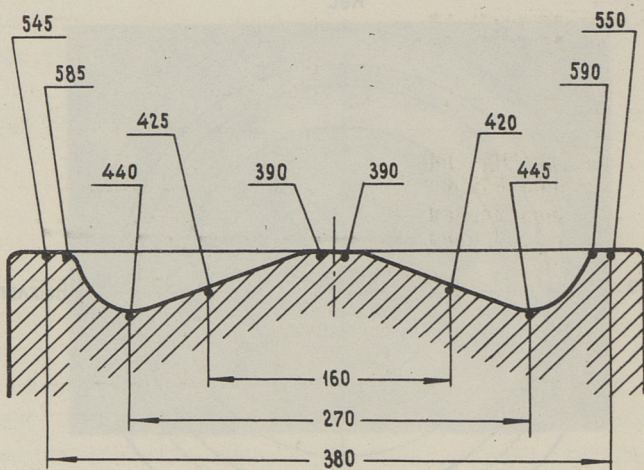
После окончания швартовых испытаний энергетической установки БМРТ-44I, во время которых дизель 8ДР43/6I проработал на режиме полной мощности 12 часов, была снята цилиндрическая крышка и вывернуты индикаторы из головки поршня. Затем у индикаторов были зачищены торцевые поверхности и замерена твердость по Виккерсу. По замеренной твердости материала индикаторов определялись температуры в каждой точке поршня с помощью тарировочной кривой, дающей зависимость твердости металла от температуры нагрева. Основные параметры работы двигателя на режиме полной мощности приведены в таблице № I.

Результаты измерений температуры дна поршня показаны на фиг. 3. Из приведенной фигуры видно, что температура металла в центральной части головки поршня двигателя 8ДР43/6I значительно ниже, чем на периферии дна. Это объясняется хорошим отводом тепла охлаждающей жидкостью (маслом) в середине дна и плохой организацией отвода тепла от ме-



Фиг. 2. Схема установки индикаторов в головке поршня.

талла на периферии головки поршня. Последняя имеет наивысшую температуру на внутренней кромке, образованной пересечением фигурной поверхности камеры сгорания с плоской поверхностью дна поршня. На этой кромке температура металла достигла 585-590 °С. В центральной же части дна поршня температура чугуна была наименьшей и составляла 390°.



Фиг. 3. Температуры головки поршня главного двигателя БМРТ-441 при полной нагрузке.

Т а б л и ц а I

Значения основных параметров работы главного двигателя БМРТ-441 на режиме полной мощности во время швартовых испытаний

№ п/п	Наименование параметра	№ Цилиндра	Значение параметра	
			размерность	величина
1	2	3	4	5
1	Частота вращения коленчатого вала	-	об/мин	250
2	Температура выхлопных газов по цилиндрам	1	°C	265
		2	°C	255
		3	°C	250
		4	°C	255
		5	°C	260

Т а б л и ц а I  
продолжение

1	2	3	4	5
		6	°С	265
		7	°С	260
		8	°С	255
3	Температура выхлопных газов в коллекторе	-	°С	290
4	Максимальное давление цикла ( $p_z$ ) по цилиндрам	1	кгс/см <sup>2</sup>	60,5
		2	кгс/см <sup>2</sup>	61,0
		3	кгс/см <sup>2</sup>	60,5
		4	кгс/см <sup>2</sup>	61,5
		5	кгс/см <sup>2</sup>	59,3
		6	кгс/см <sup>2</sup>	60,4
		7	кгс/см <sup>2</sup>	60,7
		8	кгс/см <sup>2</sup>	60,1

### В ы в о д ы

Отвод тепла от головки поршня двигателя 8ДР43/6I организован неблагоприятно и на периферии днища - недостаточно эффективно. Наивысшую температуру головка поршня имеет на внутренней кромке днища, где металл нагревается до температуры, близкой к предельно-допустимой для чугуна, что и в условиях перегрузки двигателя во время эксплуатации образуются окалина и сетка трещин.

### Л и т е р а т у р а

1. Г.Л. Соскин д. Способ измерения температуры. Авторское свидетельство № 250504. Бюллетень измерений № 26, 1969.
2. П.Х. Мурель, Г.Л. Соскин д. Экспериментальное исследование эффективности замкнутого охлаждения поршня дизеля взбалтыванием масла. "Энергомашиностроение", 1973, № 8.

Temperature Conditions of the Piston Head  
of Marine Diesel Engine 8DP 43/61

Summary

The paper sums up measurements of marine diesel engine 8DP43/61 piston head temperatures made by means of infusible indicators.



П.Х. Мурель, Г.Л. Соскинд

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ НЕОБХОДИМОЙ ВЕЛИЧИНЫ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО  
ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА ДИЗЕЛЯ ПРИ ПОВЫШЕНИИ  
ТЕМПЕРАТУРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

В настоящее время допустимая глубина охлаждения воздушного заряда дизелей в холодильнике ограничивается заводами и фирмами более высокой температурой, так как унес сконденсировавшихся капель воды в рабочие цилиндры может послужить причиной коррозии и увеличения износа дизелей. Вообще же в результате такого ограничения использования располагаемой возможности охлаждения (недоохлаждение) имеет место значительный "недобор" мощности и экономичности при одновременном росте теплонпряженности двигателя.

Поэтому проблема обеспечения нормальных параметров воздушного заряда цилиндров дизеля в тропиках тесно связана с проблемой надежного улавливания и отвода сконденсировавшейся из воздуха влаги. Эта задача вполне разрешима, но требует постановки специальных исследований и разработки влагоулавливателей [1].

Способы осуществления охлаждения и "подсушки" воздуха зависят от особенностей конкретной установки, от назначения судна, района плавания и т.п. обстоятельств. Любое конструктивное решение при этом должно быть надёжным в работе, относительно простым и экономически выгодным.

Для двигателя (главного или вспомогательного) с наддувом при наличии воздухоохладителя последний должен в условиях тропиков иметь определённый резерв для дополнительного - более глубокого - охлаждения. Как известно, охлади-

тели воздуха судовых дизелей должны проектироваться для температуры в машинном отделении  $t_0 = 32 + 8^{\circ}\text{C}$  и забортной воды  $23^{\circ}\text{C}$  [2,3]. В этом случае они естественно, располагают таким резервом, который в умеренных широтах не используется. Если же холодильник воздуха не имеет упомянутого резерва, то он должен быть, очевидно, заменен новым.

Величина же необходимого дополнительного охлаждения воздуха (для сохранения  $T_s = \text{const}$  в условиях повышения  $T_0$ ) может быть определена следующим образом. Как известно, температура воздуха перед впускными органами двигателя

$$T_s = T_k - \Delta T_{\text{хол}} = T_0 \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - \Delta T_{\text{хол}}, \text{ К}, \quad (I)$$

где  $T_s$  - температура охлажденного заряда воздуха на входе в цилиндры, К;

$T_k$  - температура воздуха за компрессором, К;

$\Delta T_{\text{хол}}$  - перепад температур в охладителе, К.

Очевидно, что при повышении  $T_0$  температура за нагнетателем  $T_k$  увеличится прямо пропорционально новому значению  $T_0$ . Для сохранения  $T_s = \text{const}$  следует соответственно увеличить глубину охлаждения воздуха в холодильнике  $\Delta T_{\text{хол}}$ . Последняя может быть определена следующим образом.

$$T_s = T_k - \Delta T_{\text{хол}} = T'_k - \Delta T'_{\text{хол}} = \text{const}, \quad (2)$$

где

$$T'_k = T'_0 \left( \frac{p'_k}{p'_0} \right)^{\frac{n'_k - 1}{n'_k}}, \quad (3)$$

Величины с индексом "штрих" относятся к новым условиям (при  $T'_0$ ).

Пренебрегая незначительным изменением  $p'_k$  и  $n'_k$ , можно написать равенство

$$\left( \frac{p'_k}{p'_0} \right)^{\frac{n'_k - 1}{n'_k}} \cong \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}. \quad (4)$$

Тогда получим отношение  $\frac{T'_k}{T_k} = \frac{T'_0}{T_0}$ , откуда  $T'_k = T_k \frac{T'_0}{T_0}$ . (5)

Необходимая в новых условиях глубина охлаждения воздуха в холодильнике из равенства (2), используя (5), будет

$$\Delta T'_{\text{хол}} = T'_k - T_k + \Delta T_{\text{хол}} = T_k \left( \frac{T'_0}{T_0} - 1 \right) + \Delta T_{\text{хол}}. \quad (6)$$

Очевидно, слагаемая в правой части зависимости (6)

$$T'_k - T_k = T_k \left( \frac{T'_0}{T_0} - 1 \right) = \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} \cdot (T'_0 - T_0) \quad (7)$$

и есть искомая величина дополнительного охлаждения воздуха  $\Delta T_{\text{доп}}$ , и выражение (6) можно переписать окончательно следующим образом:

$$\Delta T'_{\text{хол}} = \Delta T_{\text{хол}} + \Delta T_{\text{доп}}. \quad (8)$$

Из равенства (7) видно, что  $\Delta T_{\text{доп}}$  больше величины приращения температуры  $(T'_0 - T_0) = \Delta T_0$  и зависит от величины давления наддува  $p_k$  и показателя политропы сжатия  $n_k$ :

$$\Delta T_{\text{доп}} = \Delta T_0 \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \text{ К.} \quad (9)$$

Так, например, при  $\Delta T_0 = 20 = \text{idem}$  получаем для значения  $T'_k = 352 \text{ }^\circ\text{К}$  величину  $\Delta T_{\text{доп}} = \Delta t_{\text{доп}} = 24,3 \text{ }^\circ\text{С}$ , а для  $T_k = 410 \text{ К}$  ( $p_k \cong 2,3 \text{ кгс/см}^2$ ,  $n_k = 1,9$ ) имеем уже  $\Delta t_{\text{доп}} = 28,3 \text{ }^\circ\text{С}$ .

Влияние изменившейся влажности воздуха на значение  $\Delta t_{\text{доп}}$  может быть учтено отдельно по формуле (3), если имеются конкретные опытные данные. По литературным сведениям [4], например, на каждые 10% повышения  $\varphi_0$  (при  $t_0 = 20\text{--}30 \text{ }^\circ\text{С}$  и  $p_k = 1,2\text{--}1,4 \text{ ата}$ ) температура  $t_k$  снижается в среднем на  $1\text{--}2 \text{ }^\circ\text{С}$ , а  $p_k$  - на  $2\text{--}3 \text{ мм рт. ст.}$  При тех же условиях, но  $t_0 = 40\text{--}60 \text{ }^\circ\text{С}$ , эти изменения параметров воздуха за нагнетателем возрастут и составят соответственно  $2\text{--}3 \text{ }^\circ\text{С}$  и  $3\text{--}4 \text{ мм рт. ст.}$  Если же  $\varphi_0 = \text{const}$ , то на каждые 10% повышения  $t_0$  в рассматриваемом случае  $t_k$  возрастает лишь на  $1\text{--}2 \text{ }^\circ\text{С}$ , а  $p_k$  - на  $1\text{--}2 \text{ мм рт. ст.}$  [4]. Это может быть объяснено влиянием резкого повышения влагосодержания  $d$  в условиях  $\varphi_0 = \text{const}$  и при росте  $t_k$ .

## Л и т е р а т у р а

1. О.Н. Алексеев, В.Т. Буглаев, В.С. Казаков. Отделение влаги из наддувочного воздуха судового дизеля. НИИФОРМТЯМАШ. Двигатели внутреннего сгорания. Вып. 4-69, М., 1969.
2. И.С. Гольтраф. Охлаждение воздуха в судовых дизелях. "Судостроение", Л., 1966.
3. Б.Д. Блинов, Л.Г. Гальперович. Монтаж судовых дизельных установок. "Судостроение", Л., 1970.
4. Хоанг - Конг - Хак. Исследование влияния тропических метеорологических условий на работу дизеля. Автореферат канд. диссерт. ЛИВТ, Л., 1971.

P. Murel, G. Soskind

### On Determining the Necessary Degree of Additional Cooling for Diesel Engine Air Charge at an Increase of Ambient Temperature

#### Summary

In the paper a formula is given to determine the dependency between the increase of temperature of the air inducted into the diesel engine, and the degree of its additional cooling in case a constant temperature of air charge at induction into the engine cylinders is maintained. Exact as well as approximate dependencies establish a relationship between the sought differential in temperature, supercharge pressure, and the type of compressor.

## С о д е р ж а н и е

	Стр.
1. П.Х. Мурель, Г.Л. Соскинд. Результаты экспериментально-расчётного исследования работы нагнетателя "РУТ" при переменных температуре и влажности воздуха . . . . .	3
2. П.Х. Мурель, Г.Л. Соскинд. Некоторые результаты экспериментального исследования ЦПВ . . . . .	15
3. П.Х. Мурель, Г.Л. Соскинд. Экспериментально-расчётное исследование испарительного охлаждения воздуха на всасывании в объемный нагнетатель . . . . .	27
4. П.Х. Мурель, Г.Л. Соскинд. О влиянии охлаждения воздуха на производительность приводного объемного нагнетателя . . . . .	43
5. Г.Л. Соскинд, П.Х. Мурель. Некоторые результаты исследования работы среднеоборотного судового дизеля на газотурбинном топливе . . . . .	49
6. Г.Л. Соскинд и П.Х. Мурель. Влияние температуры распылителя на нагарообразование вокруг сопловых отверстий . . . . .	57
7. Г.Л. Соскинд, П.Х. Мурель. Влияние сорта топлива на тепловое состояние поршня и втулки цилиндра дизеля 4С17,5/24 . . . . .	63
8. Г.Л. Соскинд, П.Х. Мурель. Температурное состояние головки поршня судового дизеля 8дР43/61 . . . . .	73
9. П.Х. Мурель и Г.Л. Соскинд. К определению необходимой величины дополнительного охлаждения воздушного заряда дизеля при повышении температуры окружающей среды . . . . .	79

Судовые силовые установки  
Сборник статей УП

Таллинский политехнический институт

Редактор В.К. Трейель

Технический редактор В. Ранник

Сборник утвержден коллегией Трудов ТПИ 4/ХП 1973.

Подписано к печати 8 мая 1974 г. Бумага 60x90/16.

Печ.л. 5,25 + 0,25 прилож. Учетно-изд.л. 4,0.

Тираж 350. МВ-01743. Зак. № 331 Ротапринт ТПИ,

Таллин, ул. Коскла, 2/9.

Цена 40 коп.



Цена 40 коп.