

Er. 6.7
224

TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 224

СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

СБОРНИК СТАТЕЙ

III

Ep. 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 224

1965

УДК 621.431,
533.601

СБОРНИК

СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

СБОРНИК СТАТЕЙ

III

ТАЛЛИН 1965

СОДЕРЖАНИЕ

1. П. Х. Мурель. О характере изменения некоторых параметров рабочего процесса судового дизеля при глубоком охлаждении наддувочного воздуха 3
2. Г. Л. Соскин д. Влияние плотности распылителя на утечки топлива вдоль иглы форсунки дизеля 11
3. Г. Л. Соскин д. Влияние плотности распылителя дизельной форсунки на основные параметры процесса впрыска 21
4. П. Х. Мурель, Г. Л. Соскин д. К вопросу оценки износа двигателя 2Ч 8,5/11 по анализу выхлопных газов 35
5. Г. Л. Соскин д. К вопросу усталостного растрескивания баббита подшипников двигателей NVD24 45
6. Н. С. Розанов, Т. К. Сауль. К вопросу замера температур в поршнях дизелей рыболовных траулеров 57
7. П. Х. Мурель, Г. Л. Соскин д. Исследование влияния заполнения маслом полости поршня двигателя 4NVD24 на температуру днища поршня 67
8. Н. К. Зиновьев. Стенд для исследования знакопеременных сил на рабочих лопатках парциальных ступеней 77

Ер. 6987

Esti N5V
KESKRAI MATUSEED
Teaduste Akadeemia

П. Х. Мурель

О ХАРАКТЕРЕ ИЗМЕНЕНИЯ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ГЛУБОКОМ ОХЛАЖДЕНИИ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Известно, что увеличение веса заряда воздуха (наддув) в цилиндре двигателя может быть достигнуто как путем увеличения давления наддува p_k , так и понижением температуры t_k , или соответствующим изменением обоих этих параметров. При этом увеличение веса заряда путем понижения t_k значительно эффективнее, чем за счет заметного повышения p_k , т. к. в первом случае, кроме более интенсивного роста веса заряда, теплонапряженность двигателя не только не повышается, но может сохраниться в допустимых пределах и даже понизиться [1, 2].

Этим объясняется значительный интерес, проявляемый в последние годы к проблемам, связанным с более полным использованием преимуществ охлаждения воздушного заряда при форсировке двигателей путем их наддува.

Однако возможности воздействия на температуру заряда органичены температурой охладителя и размерами воздухоохладителя. Поскольку в судовых условиях для охлаждения воздуха используется забортная вода, то величина охлаждения зависит от температуры последней. В современных компактных холодильниках воздуха его температура на выходе лишь на $10\div 20^\circ$ превышает температуру воды. Однако, например, для южных широт это составляет весьма значительную величину — порядка $40\div 50^\circ\text{C}$. Поэтому дополнительное применение искусственного холода и в судовых условиях, по сравнению с естественным охлаждением воздуха, дает возможность еще более повысить мощность и экономичность двигателя, т. к. этим исключается влияние как атмосферных условий, так и географических координат на работу двигателя. При этом можно установить такой закон изменения температуры охлаждения воздуха в зависимости от нагрузки, который обеспечивал бы наименьший расход топлива на любых режимах работы двигателя. При пуске и работе на малых нагрузках по-

требуется отключение холодильника воздуха или, возможно, даже подогрев заряда.

Представляется весьма заманчивым, например, использование мощного холодильного хозяйства, имеющегося на многих транспортных судах, для целей «доохлаждения» наддувочного воздуха главных дизелей.

В несравненно более тяжелых условиях, однако, работают другие транспортные дизельные установки, в частности тепловозные, для которых хладагентом является окружающий воздух. Поэтому строители дизелей для тепловозов и являются пионерами в изыскании эффективных путей применения искусственного холода для охлаждения наддувочного воздуха [3, 4, 6].

Испытания, проведенные на Пензенском дизельном заводе с использованием фреоновой установки АК-ФУ-25, позволили выяснить влияние температуры наддувочного воздуха на мощность и экономичность двигателя Д50 [4]. Так, снижение температуры наддувочного воздуха с 55° до $22,5^{\circ}\text{C}$ позволило, без увеличения теплонапряженности, поднять мощность двигателя с 1200 до 1430 э. л. с., т. е. на 6% на каждые 10° охлаждения заряда. При этом воздух из турбовоздуходувки направлялся в сдвоенный водяной холодильник, где он последовательно охлаждался воздухом (тепловозный вариант) до $45\div 50^{\circ}\text{C}$, а затем фреоном до $10\div 5^{\circ}\text{C}$. Результаты испытаний показали возможность создания дизеля типа Д50 мощностью до 1800 э. л. с., при температуре наддувочного воздуха 5°C и $p_k = 2 \text{ кг/см}^2$. Как показали работы, проведенные в ОТИПХП [3], расход мощности на паровую фреоновую холодильную установку составляет лишь $25\div 20\%$ от увеличения мощности дизеля. Еще более эффективны спроектированные в этом институте высокооборотные холодильные турбокомпрессоры с приводом от газовой турбины серийного наддувочного агрегата ТКР-14. Для дальнейшего уменьшения мощности, отбираемой холодильным компрессором, и устранения сальника между фреоновой и газовой полостями, разработан турбоагрегат с приводом от фреоновой турбины. Установка позволяет утилизировать тепло, отводимое в крышках двигателей, либо тепло выхлопных газов. Вес и габариты такой установки намного снижены благодаря применению теплообменника с плоскими трубками [3, 4].

В свете рассмотренных выше проблем представляет интерес исследование вопросов, связанных с оценкой эффективности применения и более низких температур воздушного заряда — около 0°C или даже ниже, названного в настоящей статье условно глубоким охлаждением. Такая попытка сделана ниже, на примере расчетов рабочего процесса четырехтактного

(тактность не имеет принципиального значения) судового дизеля с умеренным наддувом — $p_k = 1,5 \text{ ата}$ на входе в цилиндры двигателя*. Минимальная температура заряда принята условно очень низкой — минус 15°C . Все расчеты выполнены по общепринятому методу Гриневецкого-Мазинга [5], для четырех вариантов: $t_k = 30; 15; 0$ и -15°C . Величина подогрева воздуха о стенки цилиндра условно выбиралась соответственно в $10, 15, 20$ и 25° . В целях учета влияния расхода воздуха через двигатель были приняты два значения коэффициента избытка воздуха для сгорания α : $1,7$ и $1,9$.

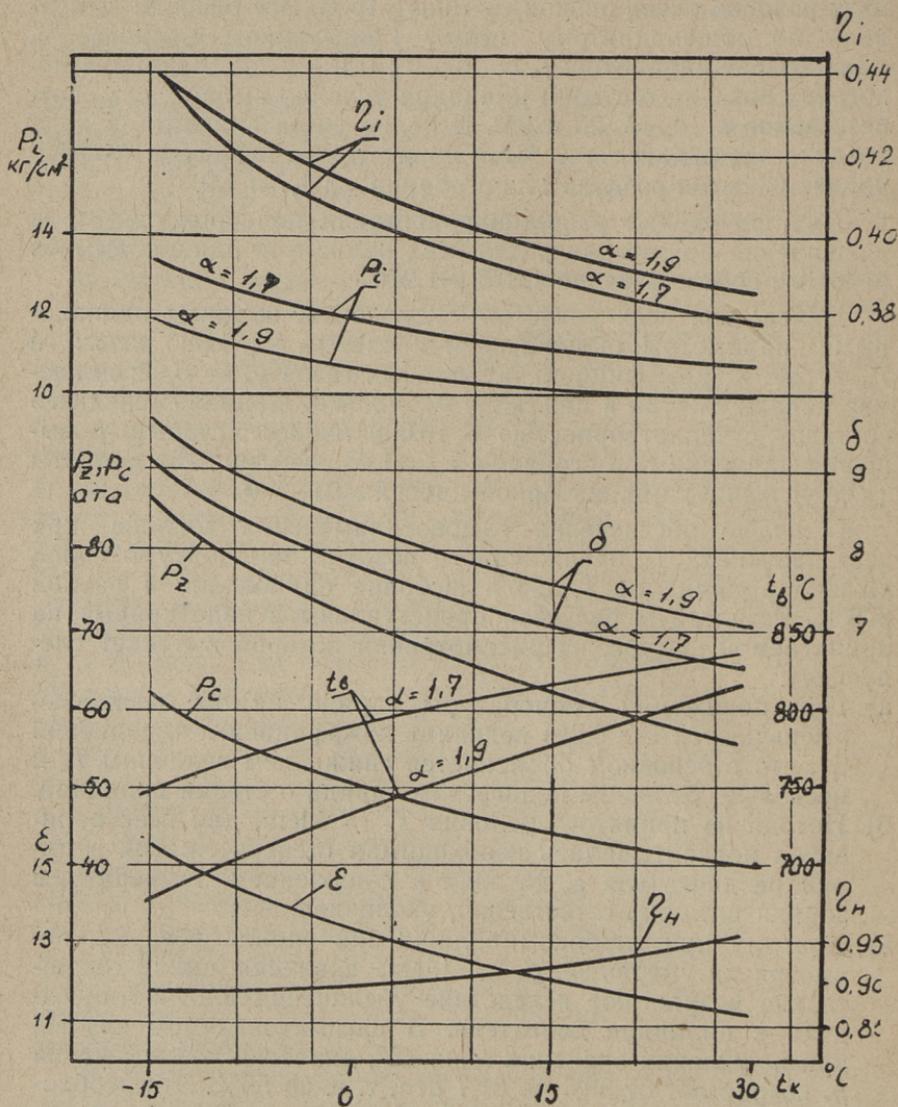
Для упрощения расчетов показатели политроп сжатия и расширения принимались для всех вариантов одинаковыми и равными соответственно $1,375$ и $1,270$.

Далее, для всех расчетов также были приняты одинаковыми: параметры окружающей среды $p_0 = 1,033 \text{ кг/см}^2$ и $T_0 = 288^\circ\text{K}$; коэффициент остаточных газов $\gamma_r = 0,02$; давление начала сжатия в цилиндре $p_a = 0,95 p_k$; топливо «среднего состава» с теплотворностью в $10\,000 \text{ ккал/кг}$; степень повышения давления при сгорании $\lambda = 1,4$; коэффициент полноты («скругления») индикаторной диаграммы — $0,95$.

С целью обеспечения самовоспламенения топлива при всех значениях T_k охлажденного воздуха температура конца сжатия в цилиндре T_c была выбрана одинаковой и равной 800°K . Результаты расчетов представлены в виде кривых на прилагаемой фигуре, из рассмотрения которой вытекает следующее.

- а) При понижении температуры заряда на 45° несколько уменьшается (на $0,09$) величина коэффициента наполнения η_n , что в основном объясняется снижением величины T_k и несколько большим подогревом заряда о стенки цилиндра.
- б) Исходя из принятого условия $T_c = \text{idem}$, для всех вариантов подсчитывалась необходимая степень сжатия в цилиндре двигателя ϵ , которая с понижением температуры заряда воздуха, естественно, увеличивалась.
- в) Поэтому при глубоком охлаждении заряда воздуха, несмотря на умеренное $p_k = \text{idem}$, давление цикла значительно возрастают вследствие увеличения плотности воздуха в цилиндре двигателя. В рассматриваемом случае, при понижении значения t_k на 45° , давление конца сжатия p_c возрастает от $39,5$ до $61,7 \text{ ата}$, т. е. на 56% . Это необходимо для обеспечения заданной величины T_c , т. к. иначе при понижении параметров конца процесса сжатия в цилиндре (например, при $\epsilon = \text{idem}$) резко увеличился бы пе-

* В расчетах принимал участие студент-дипломант А. М. Иванов.



Фиг. 1. Кривые изменения некоторых параметров работы двигателя при глубоком охлаждении наддувочного воздуха

риод задержки самовоспламенения топлива, что может привести к самовыключению «переохлажденного» двигателя.

Пропорционально значению p_c увеличивается также и давление сгорания (одинаково для обоих значений α) от 55,3 до 86,4 кг/см².

- г) При этом наибольшая температура сгорания T_z , вследствие условия $T_c = \text{idem}$ (а также принятых допущений) остается одинаковой при всех вариантах и равной 1853°K при $\alpha = 1,7$ и 1753°K при $\alpha = 1,9$.
- д) Так как степень предварительного расширения ρ в цилиндре, зависящая (при $\lambda = \text{idem}$) только от отношения температур T_z и T_c , составляла для всех вариантов 1,7 и 1,6 (для $\alpha = 1,7$ и 1,9 соответственно), то степень последующего расширения увеличивалась по мере увеличения глубины охлаждения пропорционально росту степени сжатия, т. е. примерно на 40%. Этим и объясняется понижение температуры конца расширения в цилиндре T_b , изменяющейся от 1090°K при $t_k = 30^\circ\text{C}$ до 954°K при $t_k = -15^\circ\text{C}$ ($\alpha = 1,9$), т. е. на 136°. При меньшем значении α , равном 1,7, влияние низкой температуры заряда, естественно, менее заметно и составляет для рассматриваемого случая 93°.

Следует отметить, что давление конца расширения P_b для всех вариантов остается почти одинаковым (изменяется в пределах 1,5 ÷ 2,0%), что объясняется понижением температуры T_b , компенсирующим при увеличении охлаждения воздуха рост давления P_z , а также влиянием увеличивающейся степени последующего расширения δ^* .

- е) Что касается изменения значения P_1 , то как и следовало ожидать, с увеличением плотности заряда воздуха среднее индикаторное давление возрастает, причем прирост мощности увеличивается при понижении температуры заряда. Так, если в интервале изменения значений t_k от 30 до 15°С (т. е. на 15°) прирост P_1 составляет 0,6 кг/см², то в интервале 0° ÷ -15° этот прирост равен 1,4 кг/см² для $\alpha = 1,7$; при большем значении α величина p_1 , естественно, несколько ниже, хотя характер изменения остается таким же. В данном случае, при понижении t_k на 45°, p_1 увеличивается на 24,3% при $\alpha = 1,7$, и несколько меньше (на 21%) — при $\alpha = 1,9$, т. е. на каждые 10° охлаждения — на 4,7 ÷ 5,4%.
- ж) Наряду с увеличением p_1 весьма заметно возрастает и экономичность рабочего процесса. В настоящем случае существенно экономичности рабочего процесса содействует существенное увеличение степени сжатия (расширения) в

* Как известно, $P_b = \frac{P_z \cdot T_b}{\delta \cdot T_z}$ кг/см².

цилиндре двигателя, более заметное при больших значениях α . Так, при охлаждении воздуха от значения $t_k = 30^\circ$ на 45° , индикаторный к. п. д. увеличился с 0,377 до 0,439, т. е. на 16,4% при $\alpha = 1,7$ и на 14,3% при $\alpha = 1,9$. Как видно из диаграммы, с понижением значения t_k рост экономичности при $\alpha = 1,7$ несколько более интенсивен, чем при $\alpha = 1,9$, что объясняется комплексным влиянием на значение η_i факторов, рассмотренных выше и сделанными допущениями. Таким образом каждым 10° понижения температуры наддувочного воздуха в данном случае соответствует средний прирост η_i на $3,2 \div 4,0\%$, причем особенно интенсивно — в области низких температур воздуха.

- 3) При подсчете эффективных показателей работы установки, при оценке величины механического к.п.д., следует учесть затрату мощности на привод холодильного агрегата.
- и) Вследствие понижения температуры в ряде характерных точек цикла (T_a, T_b), средняя температура цикла с понижением T_k также понижается: соответственно уменьшается и температура продуктов сгорания, следовательно и теплонапряженность двигателя.

Рассмотренный выше примерный характер изменения ряда основных параметров рабочего процесса судового дизеля с наддувом при глубоком охлаждении воздуха, несмотря на ряд упрощающих допущений, позволяет сделать вывод о большой эффективности этого мероприятия. При выборе значения давления наддува следует учесть интенсивный рост P_z при понижении температуры T_k . Возникающие сложные технические проблемы, связанные с созданием малогабаритных эффективных холодильных установок, с изучением возможности работы холодильников воздуха при низких температурах (снеговая «шуба») и при большой влажности воздуха, с определением оптимальных параметров наддувочного воздуха и рабочего процесса дизеля с конкретными размерами цилиндра в целом и т. п., требуют широкого привлечения исследовательских и конструкторских кадров из различных отраслей народного хозяйства.

Следует выполнить также более глубокое изучение большого числа других вариантов сочетаний параметров рабочего процесса при глубоком охлаждении заряда воздуха — такая работа на электронной счетной машине М-3 в настоящее время нами проводится.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д. Б. Танатар. Судовые дизели. Теория рабочего процесса. Л., 1962.
2. П. Х. Мурель. Об эффективности промежуточного охлаждения наддувочного воздуха судовых дизелей. Труды ТПИ, серия А, № 189, 1961.
3. А. Б. Баренбойм, Б. А. Минкус, И. Б. Штейнберг. Искусственное охлаждение наддувочного воздуха. Труды Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности, том. X, 1961.
4. И. Б. Штейнберг, Б. А. Минкус, А. Б. Баренбойм. Повышение мощности дизеля Д50 путем искусственного охлаждения наддувочного воздуха. Научная конференция по перспективам развития и внедрения холодильной техники в народное хозяйство СССР — 24÷29 октября 1962 года в Одесском технологическом институте пищевой и холодильной промышленности. Тезисы докладов. Одесса, 1962.
5. А. Э. Симсон и Ф. Г. Гринсберг. Повышение мощности двигателей охлаждением наддувочного воздуха. Энергомашиностроение, № 11, 1956.

УДК 621. 431. 74. 004. 68

Г. Л. Соскин

ВЛИЯНИЕ ПЛОТНОСТИ РАСПЫЛИТЕЛЯ НА УТЕЧКИ ТОПЛИВА ВДОЛЬ ИГЛЫ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ

Одним из наиболее важных факторов, определяющих качество впрыска топлива в цилиндры двигателя, является плотность распылителя форсунки. С уменьшением плотности распылителя, как известно, резко возрастают утечки топлива вдоль иглы форсунки, неблагоприятно влияющие на протекание процесса впрыска.

Влияние плотности распылителя и других факторов на утечки топлива вдоль иглы можно проследить по уравнению его расхода в кольцевом зазоре прецизионной пары форсунки.

Условные обозначения к формулам

- u — скорость топлива в кольцевой щели распылителя форсунки, в см/сек;
 $v_{и}$ — скорость движения иглы форсунки, в см/сек;
 μ — динамический коэффициент вязкости топлива, в кг. сек/см²;
 ν_t — кинематический коэффициент вязкости топлива при его температуре в камере распылителя, в см²/сек;
 $\nu_{п}$ — кинематический коэффициент вязкости смеси дизельного топлива с маслом, применяемой при гидравлических испытаниях распылителя форсунки, в см²/сек;
 ρ — плотность смеси, в кг. сек²/см⁴;
 s — радиальный зазор между иглой форсунки и ее направляющей, в см;
 $s_э$ — эквивалентный радиальный зазор между иглой форсунки и ее направляющей, в см;
 d_u — диаметр направляющей поверхности иглы форсунки, в см;
 l_u — длина уплотняющей поверхности иглы форсунки, в см;
 p_f — давление топлива в камере распылителя форсунки, в кг/см².

Рассматривая течение топлива в кольцевом зазоре между иглой форсунки и ее направляющей как установившееся, ламинарное, прямолинейное и осесимметричное движение несжимаемой жидкости между двумя концентрическими цилиндрами, для определения скорости потока может быть применено дифференциальное уравнение Пуассона [1].

При таких условиях уравнение Пуассона в полярных координатах примет вид:

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (1)$$

где $\frac{\partial p}{\partial x}$ — градиент давления вдоль оси потока.

Представляя дифференциальное уравнение в виде:

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x}$$

и проведя последовательно два интегрирования, получим общее решение уравнения (1):

$$u = \frac{1}{4\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} r^2 + c_1 \ln r + c_2. \quad (2)$$

Граничные условия прилипания частиц топлива к поверхностям иглы и корпуса распылителя выражаются (фиг. 1):

$$\begin{aligned} \text{при } r = r_1 & \quad u = 0; \\ \text{при } r = r_2 & \quad u = v_u. \end{aligned}$$

Определив постоянные интегрирования и подставив их значения в общее решение дифференциального уравнения (2), получим следующую зависимость для скорости потока топлива в кольцевой щели распылителя форсунки:

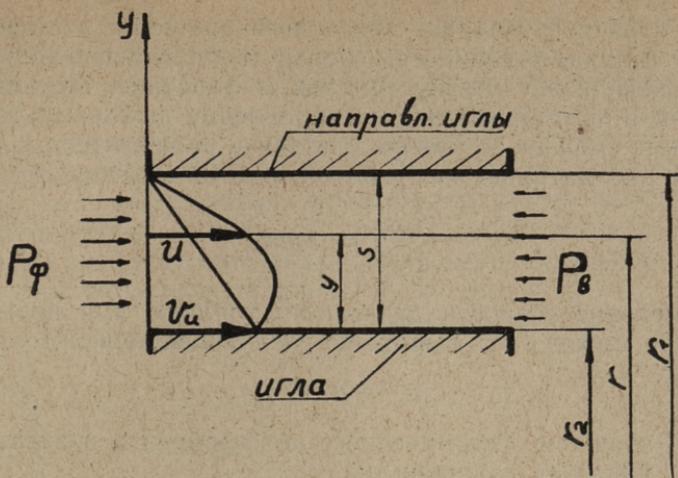
$$u = - \frac{1}{4\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left[(r_1^2 - r_2^2) \frac{\ln \frac{r}{r_2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} - (r^2 - r_2^2) \right] + v_u \left(1 - \frac{\ln \frac{r}{r_2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \right). \quad (3)$$

Уравнение (3) может быть упрощено; если перейти от полярных к прямоугольным координатам и преобразовать отношения логарифмов:

$$\begin{aligned} \ln \frac{r}{r_2} &= \ln \frac{r_2 + y}{r_2} = \ln \left(1 + \frac{y}{r_2} \right); \\ \text{и } \ln \frac{r_1}{r_2} &= \ln \frac{r_2 + s}{r_2} = \ln \left(1 + \frac{s}{r_2} \right); \end{aligned}$$

где y — координата слоя жидкости по нормали к оси потока (фиг. 1).

Учитывая, что величина радиального зазора в распылителях форсунок весьма мала в сравнении с величиной радиуса цилиндрической поверхности сопряженных деталей, разложим



Фиг. 1.

$\ln \frac{r_1}{r_2}$ и $\ln \frac{r_1}{r_2}$ в ряд* и ограничимся в таком ряде слагаемыми, содержащими $\frac{y}{r_2}$ и $\frac{s}{r_2}$ до второй степени. В результате выражение скорости течения топлива вдоль иглы форсунки примет вид:

$$u = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(s-y) + (1 - \frac{y}{s}) v_u. \quad (4)$$

Расход топлива через кольцевой зазор распылителя форсунки:

$$Q_{ут} = \pi d_u \int_0^s u dy = \pi d_u \int_0^s \left[-\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(s-y) + (1 - \frac{y}{s}) v_u \right] dy.$$

Выполнив интегрирование, получим следующую зависимость:

$$Q_{ут} = \frac{\pi d_u s^3}{12\mu} \left(-\frac{dp}{dx} \right) + \frac{\pi}{2} d_u s v_u. \quad (5)$$

Первый член правой части зависимости (5) выражает утечку топлива вдоль иглы форсунки, обусловленную перепадом давления, а второй член — дает влияние скорости движения

* $\ln(1+x) = x - \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{3} - \dots + \frac{(-1)^{n-1} \cdot x^n}{n} + \dots$
где $-1 < x < 1$.

иглы на расход топлива. Когда игла движется в сторону течения топлива, вызванного перепадом давления, перемещение иглы увеличивает утечку топлива в форсунке. Перемещение же иглы в противоположном направлении движению топлива, наоборот, уменьшает утечки топлива в распылителе.

Для рассматриваемых условий течения топлива

$$\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} = \text{const.} \quad (6)$$

Изменение вязкости дизельного топлива при повышении давления может быть выражено следующей зависимостью:

$$\mu = \mu_a e^{bp}, \quad (7)$$

где: μ — значение динамического коэффициента вязкости топлива при давлении p ;

μ_a — динамический коэффициент вязкости топлива при атмосферном давлении;

b — постоянный коэффициент. Так, например, исследованиями [2] было установлено, что для дизельного топлива при увеличении давления от 0 до 2000 кг/см². $b = 0,00219$.

Если пренебречь величиной давления на выходе из кольцевой щели, т. е. принять $p_b = 0$, и подставив зависимость (7) в выражение (6), а затем произвести интегрирование, будем иметь:

$$\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} = \frac{1 - e^{-bp_a}}{\mu_a b \ell} \quad (8)$$

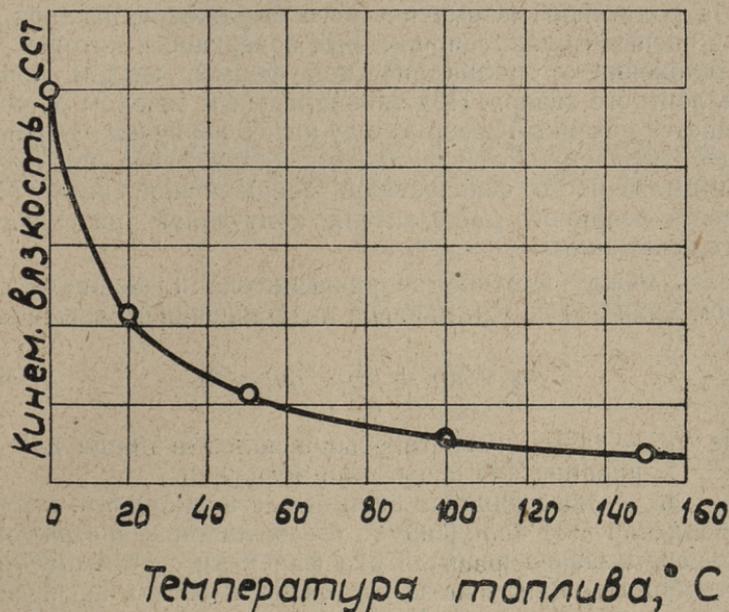
Подставив зависимость (8) в уравнение (5) и заменив коэффициент динамической вязкости коэффициентом кинематической вязкости, получим для расхода топлива через кольцевой зазор между иглой форсунки и ее направляющей следующую формулу:

$$Q_{\text{вт}} = \frac{\pi d_w s^3 (1 - e^{-bp_a})}{12 b \rho \nu \ell} + \frac{\pi}{2} d_w s \nu \quad (9)$$

Когда игла неподвижна, эта зависимость принимает вид:

$$Q_{\text{вт}} = \frac{\pi d_w s^3 (1 - e^{-bp_a})}{12 b \rho \nu \ell} \quad (9a)$$

Вязкость топлива является также функцией его температуры. В отличие от насосных прецизионных пар, распылители форсунок работают в условиях относительно высоких температур. Это влечет за собой подогрев топлива, температура которого в камере распылителя форсунок современных дизелей достигает до 200°C и выше. Зависимость вязкости топлива от его температуры определяется по вязкостно-температурной кривой данного сорта топлива. Изменение кинематического коэффициента вязкости дизельного топлива в зависимости от температуры приведено на фиг. 2.



Фиг. 2. Зависимость кинематического коэффициента вязкости дизельного топлива от его температуры

Зависимость (9) была получена, исходя из условия, что кольцевая щель в распылителе форсунки образована двумя идеально-цилиндрическими поверхностями. Однако точность изготовления распылителей форсунок дает отклонения сопряженных поверхностей от цилиндрической формы, соизмеримые с величиной зазора между иглой и ее направляющей. Отклонения от правильной геометрической формы деталей (овальность, конусность и т. п.), образованные при изготовлении деталей распылителя и увеличивающиеся в процессе работы форсунки, значительно усиливают утечки топлива вдоль иглы.

При изготовлении прецизионных пар дизельной топливной аппаратуры величина зазора между парными деталями обычно контролируется не измерением, а оценивается проверкой пар на гидравлическую плотность. В процессе эксплуатации двигателей плотность распылителей форсунок также контролируется посредством гидравлических испытаний. Такой метод контроля распылителей форсунок дает суммарную оценку величины зазора и искажений цилиндрической формы направляющих (уплотняющих) поверхностей иглы и корпуса распылителя.

Для получения математического выражения расхода топлива в распылителях, сопряженные поверхности которых имеют отклонения от цилиндрической формы, введем понятие эквивалентного зазора. Под эквивалентным зазором $S_э$ подразумевается условный зазор между иглой форсунки и ее направляющей, образованный идеальными цилиндрами, при котором герметичность форсуночной прецизионной пары равна плотности реального распылителя, полученной при гидравлических испытаниях.

Связь между плотностью распылителя и эквивалентным зазором может быть установлена из уравнения неразрывности:

$$\alpha_T V_c dp + Q_{yT} \cdot dt = 0, \quad (10)$$

где V_c — объем нагнетательной полости стэнда для гидравлических испытаний форсунки,

α_T — коэффициент сжимаемости жидкости, в $см^2/кг$.

Уравнение (10) балансирует объем топлива, протекающего в кольцевом зазоре распылителя форсунки с объемом топлива, освобождающимся из-за его сжимаемости в нагнетательной полости испытательной установки.

Утечки топлива вдоль иглы форсунки во время гидравлических испытаний распылителя могут быть выражены зависимостью (9а). После подстановки этой зависимости в дифференциальное уравнение (10) и последующего интегрирования, получим для плотности распылителя при падении давления при гидравлических испытаниях от p_1 до p_2 следующее выражение:

$$t_n = \frac{k_1 l_u}{S_э^3 a_u}, \quad (11)$$

где

$$k_1 = \frac{12}{\pi} \alpha_T V_c \rho_n v_n \ln \frac{e^{6p_1} - 1}{e^{6p_2} - 1}.$$

Из зависимости (11)

$$S_3 = \frac{K_2}{\sqrt[3]{t_n}} \quad (12)$$

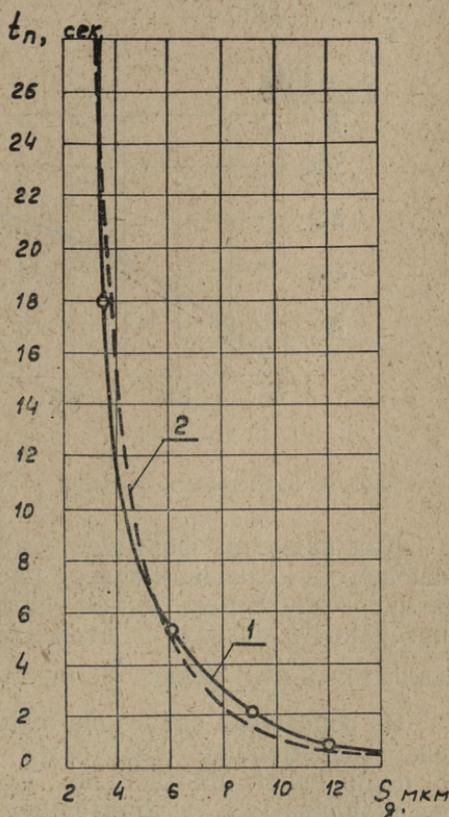
где

$$K_2 = \sqrt{\frac{12 \rho_n \gamma_n \rho_u \alpha_T V_c}{\rho_l d_u}} \ln \frac{e^{6\beta_1} - 1}{e^{6\beta_2} - 1}.$$

При одних и тех же условиях гидравлических испытаний распылителей форсунки

$$S_3 = S_{31} \sqrt[3]{\frac{t_{n1}}{t_{n2}}} \quad (13)$$

На фиг. 3 приведены расчетные и экспериментальные кривые изменения плотности распылителя в функции зазора между



Фиг. 3. Зависимость плотности распылителя от величины зазора между иглой форсунки и ее направляющей:

1 — расчетная;
2 — экспериментальная

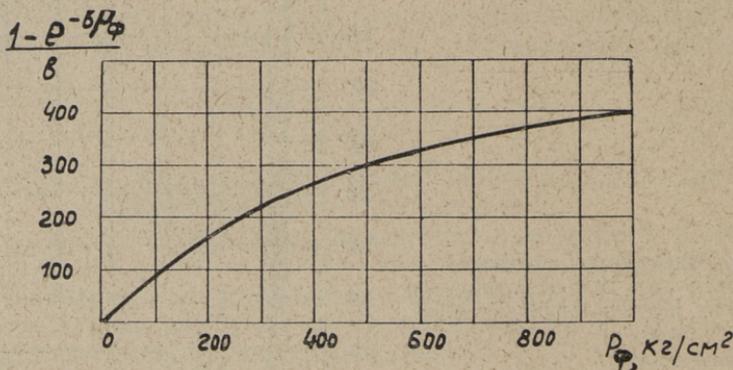
ду иглой форсунки и ее направляющей. Из приведенных графиков следует, что расчетная кривая удовлетворительно совпадает с опытной.

Из зависимостей (9а) и (II) утечки топлива вдоль иглы форсунки можно выразить

$$Q_{\text{ут}} = \frac{K_1 (1 - e^{-bP_{\text{ф}}})}{b \sqrt{t_n}} \quad (14)$$

Из зависимости (14) видно, что утечки топлива вдоль иглы форсунки обратнопропорциональны плотности распылителя. Такое же влияние на расход топлива в кольцевом зазоре распылителя оказывает вязкость жидкости, величина которой резко падает с увеличением температуры топлива (фиг. 2). Зависимость утечки топлива вдоль иглы форсунки от давления в камере распылителя можно проследить по графику функции

$$\frac{1 - e^{-bP_{\text{ф}}}}{b} \quad (\text{фиг. 4}).$$



Фиг. 4. Зависимость функции $\frac{1 - e^{-bP_{\text{ф}}}}{b}$ от $P_{\text{ф}}$ при $b = 0,00219$

Как видно из формулы (9а), количество топлива, протекающего в кольцевом зазоре распылителя, обратнопропорционально отношению длины цилиндрической (уплотняющей) поверхности иглы к ее диаметру. У форсунок современных двигателей отношение $\frac{l_n}{d_n} = 3,1 \div 7,5$.

Во избежание зависания иглы при работе форсунки у многих современных двигателей применяются распылители с пониженной плотностью. Такие распылители, например, устанавливаются у тракторных многопливных дизелей и

двигателей с воздушным охлаждением. У судовых дизелей, эксплуатирующихся на тяжелом топливе, и в случае работы двигателей на сернистом дизельном топливе и возможном его обводнении также применяются распылители форсунок с несколько большим, чем обычно, зазором между иглой и ее направляющей. Полученные уравнения расхода топлива в кольцевой щели распылителя позволяют производить гидродинамический расчет топливных систем указанных двигателей с учетом утечек топлива вдоль иглы форсунки. Эти зависимости дают возможность также выполнить расчет впрыска топлива при изношенных распылителях форсунок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. А. Слезкин. Динамика вязкой жидкости, 1955.
2. А. Н. Ильин. Исследование работоспособности плунжерных пар тепловозных дизелей. Труды МИИТ, 1961, вып. 141.

УДК 621. 431. 74. 004. 68

*Г. Л. Соскинд***ВЛИЯНИЕ ПЛОТНОСТИ РАСПЫЛИТЕЛЯ ДИЗЕЛЬНОЙ
ФОРСУНКИ НА ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА
ВПРЫСКА**

Эффективность работы дизеля в значительной степени зависит от правильного сочетания процесса впрыска топлива с рабочим процессом двигателя.

В последние годы у многих современных судовых и тракторных двигателей стали устанавливать распылители форсунок с пониженной плотностью. Кроме того, прецизионные пары топливной аппаратуры изнашиваются быстрее других узлов двигателя. Плотность же распылителей является, как известно, одним из наиболее важных факторов, определяющих протекание процесса впрыска топлива в цилиндры дизеля.

Влияние плотности распылителя дизельной форсунки на протекание процесса впрыска можно проследить по уравнениям гидродинамического расчета топливных систем, если ввести в них утечки топлива вдоль иглы форсунки.

В качестве объекта исследования рассмотрим топливную систему, имеющую насос золотникового типа с механическим приводом, нагнетательный трубопровод и закрытую форсунку; топливо — дизельное.

Современные динамические методы расчета топливных систем основаны на совместном решении волновых уравнений, вскрывающих характер распространения возмущений в трубопроводе, и уравнений, характеризующих граничные условия. Последние обычно изображают явления у насоса и у форсунки без учета утечек топлива в прецизионных парах. Наиболее совершенным методом гидродинамического расчета топливных систем является метод профессора д. т. н. И. В. Астахова [1, 2]. Этот метод является общепризнанным и широко применяется при расчетах топливных систем. Поэтому мы его приняли в основу методики гидродинамического расчета процесса впрыска с учетом утечек топлива вдоль иглы форсунки.

Условные обозначения

- a — скорость распространения волны давления, в $см/сек$;
 c_u — скорость движения иглы форсунки, в $см/сек$;
 c_T'' — скорость движения топлива в выходном сечении трубопровода, в $см^2/сек$;
 f_n — площадь поперечного сечения иглы форсунки, в $см^2$;
 f_n' — свободная площадь иглы форсунки при положении ее на седле, в $см^2$;
 f_k — площадь поперечного сечения нагнетательного клапана по разгрузочному пояску, в $см^2$;
 f_T — площадь поперечного сечения нагнетательного трубопровода, в $см^2$;
 y — подъем иглы форсунки, в $см$;
 L — длина пути волны от насоса до камеры распылителя форсунки, в $см$;
 M' — масса иглы форсунки и движущихся с нею деталей, в $кг \cdot сек^2/см$;
 n — число оборотов вала насоса в минуту, в $об/мин$;
 p_n — давление топлива в камере нагнетания насоса, в $кг/см^2$;
 $p_{вс}$ — давление топлива во всасывающей полости насоса, в $кг/см^2$;
 p_o — остаточное давление в системе, в $кг/см^2$;
 p_c — давление газов в цилиндре двигателя, в $кг/см^2$;
 p_f — давление топлива в камере распылителя (перед запорным конусом иглы), в $кг/см^2$;
 t — время, в $сек$;
 $V_{ф}$ — объем камеры распылителя, в $см^3$;
 V_o — суммарный объем штуцера насоса, нагнетательного трубопровода и форсунки, в $см^3$;
 s — радиальный эквивалентный зазор в распылителе, в $см$;
 α_T — коэффициент сжимаемости топлива, в $см^2/кг$;
 b — коэффициент, который мы приняли равным 0,00219;
 δ' — жесткость пружины форсунки, в $кг/см$;
 ρ — плотность топлива, в $кг \cdot сек^2/см^4$;
 ν_t — кинематическая вязкость топлива, в $см^2/сек$;
 φ_o — продолжительность впрыска топлива, в градусах угла поворота вала насоса;
 Q_y — утечки топлива вдоль иглы форсунки, в $см^3/сек$;
 d_n — диаметр иглы форсунки, в $см$;
 l_n — плотность распылителя, в $сек$;
 l_n — длина уплотнительной поверхности иглы, в $см$.

При учете плотности распылителя форсунки в расчете процесса у форсунки в уравнение неразрывности вводится расход топлива через кольцевую щель распылителя форсунки. Этот расход выражается следующей зависимостью [3]

$$Q_v = k_s s^3 (1 - e^{-6p_n}) + 0,5 \pi d_n s c_v \quad (1)$$

где

$$k_s = \frac{\pi d_n}{12 \nu_t \rho \nu_e}$$

Эквивалентный радиальный зазор между иглой форсунки и ее направляющей может быть определен по следующей формуле

$$s = s_3 \sqrt[3]{\frac{t_{эп}}{t_n}}, \text{ в мк.}$$

Здесь $s_{эп}$ — радиальный зазор между иглой форсунки и ее направляющей в эталонном распылителе по верхнему пределу плотности, в мк;

$t_{эп}$ — плотность эталонного распылителя, применяемого при гидравлических испытаниях распылителей форсунок, в сек;

t_n — плотность исследуемого распылителя, в сек.

Кроме того с уменьшением плотности распылителя падает остаточное давление в топливной системе, так как за интервал между впрысками возрастает количество топлива, вытекающего через кольцевой зазор между иглой форсунки и ее направляющей. Пренебрежение уменьшением остаточного давления в топливной системе вносит существенную ошибку в расчет процесса и поэтому оно не допустимо.

Связь между остаточным давлением в топливной системе и величиной эквивалентного зазора в форсуночной прецизионной паре выражается следующей зависимостью

$$P_0 = \frac{1}{8} \ln [1 + (e^{80} - 1) e^{-ms^4}] \quad (2)$$

где

$$m = \frac{\pi d_w (360 - \varphi_0)}{72 n \alpha_1 V_0 \rho \nu_1 l_w};$$

$P_{0н}$ — остаточное давление в нагнетательном трубопроводе при отсутствии утечек топлива вдоль иглы форсунки. Оно может быть подсчитано по методике И. В. Астахова [1] или принято без существенной погрешности равным значению остаточного давления, определенному экспериментально на распылителе с диаметральным зазором $1,5 \div 2$ мк. При таком зазоре утечки топлива вдоль иглы настолько малы, что их влиянием можно пренебречь.

Из зависимости (2) видно, что увеличение зазора в прецизионной паре форсунки (снижение плотности распылителя) уменьшает остаточное давление в нагнетательном трубопроводе. Причем, как следует из выражения коэффициента m , это влияние будет тем сильнее, чем меньше объем топливной системы V_0 , отношение $\frac{l_n}{d_n}$, вязкость топлива ν_1 и число оборотов кулачкового вала насоса n .

Влияние плотности распылителя на протекание процесса у насоса

При гидродинамическом расчете топливных систем процесс во входном сечении трубопровода И. В. Астаховым разбирается на семь характерных этапов, начало и окончание которых определяется изменением граничных условий у насоса [1].

Рассмотрим влияние плотности распылителя форсунки на продолжительность первого этапа. Начало рассматриваемого этапа определяется моментом начала движения плунжера, а конец — моментом начала подъема нагнетательного клапана. В течение данного этапа нагнетательный трубопровод разъединен от надплунжерной полости (камеры нагнетания) насоса нагнетательным клапаном. С момента подъема плунжера в камере нагнетания насоса происходит сжатие топлива, часть которого при этом вытекает через всасывающие окна. Для таких условий давление топлива в надплунжерной полости насоса определяется по формуле

$$P_{\text{н}} = P_{\text{вс}} + \left(-\frac{x}{2} + \sqrt{\frac{x^2}{4} + D} \right)^2, \quad (3)$$

где параметры x и D имеют те же значения, что и в формуле И. В. Астахова.

Нагнетательный клапан начнет подниматься тогда, когда сила, обусловленная давлением топлива в камере нагнетания насоса, превысит усилие от затяжки пружины клапана и силу остаточного давления топлива в нагнетательном трубопроводе, т. е. когда

$$p_{\text{онк}} \cdot f_{\text{к}} \geq f'_{\text{к}} (p_{\text{к}} + p_0),$$

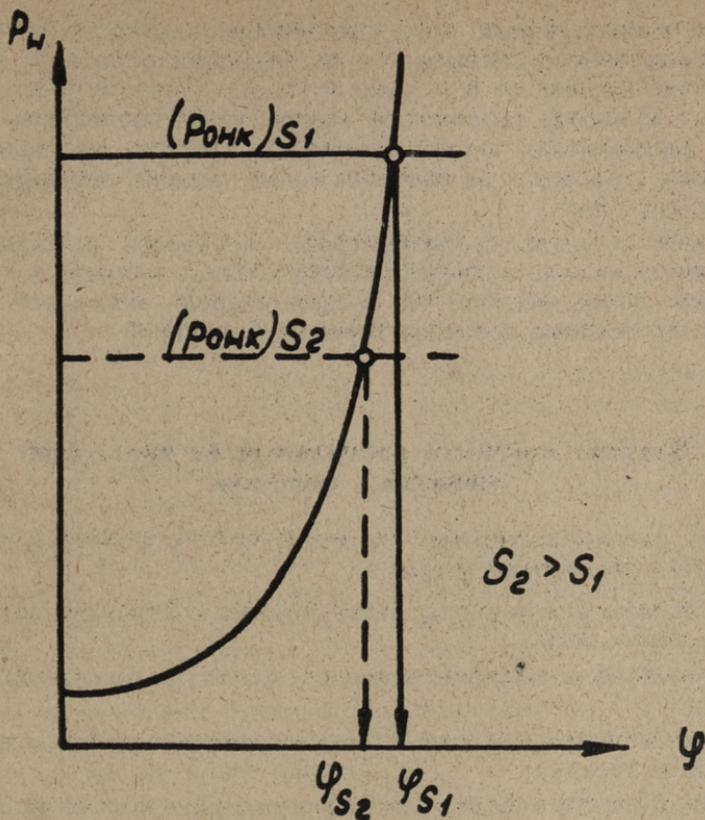
откуда давление начала подъема нагнетательного клапана

$$p_{\text{онк}} = \frac{f'_{\text{к}}}{f_{\text{к}}} (p_{\text{к}} + p_0). \quad (4)$$

Подставив значение p_0 из зависимости (2) в выражение (4), получим

$$p_{\text{онк}} = \frac{f'_{\text{к}}}{f_{\text{к}}} \left\{ p_{\text{к}} + \frac{1}{b} \ln \left[1 + (e^{b p_{\text{он}}} - 1) e^{-m s^3} \right] \right\}. \quad (4)$$

Момент начала подъема нагнетательного клапана находится графическим способом. Он соответствует точке пересечения кривой роста давления в камере нагнетания с прямой, параллельной оси абсцисс и отсекающей на оси ординат отрезок, равный величине давления открытия нагнетательного клапана $p_{\text{онк}}$ (фиг. 1).



Фиг. 1. Определение момента начала подъема нагнетательного клапана насоса

Как видно из зависимости (4), увеличение значения эквивалентного зазора в форсуночной прецизионной паре (уменьшение плотности распылителя) влечет за собой понижение давления открытия нагнетательного клапана. Это в свою очередь, как следует из фигуры 1, ускоряет начало подъема нагнетательного клапана, а следовательно увеличивает угол опережения подачи топлива по насосу.

Методика и расчетные формулы при расчете процесса с учетом утечек топлива вдоль иглы для остальных этапов сохраняются такими же, как и в методе профессора И. В. Астахова. Однако уменьшение остаточного давления в топливной системе, обусловленное понижением плотности распылителя, оказывает влияние на искомые параметры и в остальных рас-

четных этапах. Кроме того уменьшение плотности распылителя существенно сказывается на значении обратной волны давления, идущей от форсунки к насосу. Поэтому с момента подхода к насосу отраженной волны, через последнюю плотность распылителя также оказывает влияние на величину давления у насоса и на значение волны подачи, идущей от насоса к форсунке.

Таким образом, с уменьшением плотности распылителя изменяется начало подъема нагнетательного клапана насоса и значение волны подачи, что в свою очередь оказывает влияние на протекание процесса впрыска форсункой.

Влияние плотности распылителя на протекание процесса у форсунки

При расчете топливных систем процесс у форсунки разбивается на следующие этапы:

1. от момента подхода волны подачи к форсунке до начала движения иглы;
2. от начала подъема иглы до момента достижения ею упора;
3. от момента подхода иглы к ограничителю подъема до начала ее посадки;
4. от момента отхода иглы от упора до посадки ее на седло.

Первый этап. В течение первого этапа игла форсунки неподвижна и перекрывает сопловые отверстия. Часть топлива, поступающего в камеру распылителя, вытекает через кольцевой зазор между иглой форсунки и ее направляющей, а остальное его количество скапливается в камере в сжатом состоянии, повышая при этом давление топлива.

Для рассматриваемого этапа уравнение неразрывности имеет вид

$$\text{где } \alpha_{\tau} V_{\Phi} \frac{dp_{\Phi}}{dt} = \dot{V}_{\tau} C_{\tau}'' - Q_y, \quad (5)$$

$$Q_y = k_1 s^3 (1 - e^{-bp_{\Phi}}).$$

Интегрируя уравнение (5) методом конечных разностей и затем решая его с системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} P_{\phi} &= P_0 + F \left(t - \frac{L}{a} \right) - W \left(t + \frac{L}{a} \right) \\ C_{\tau}'' &= \frac{1}{a\varphi} [F \left(t - \frac{L}{a} \right) + W \left(t + \frac{L}{a} \right)] \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

получим:

$$D^1 = \frac{D' - \frac{\kappa_1 S^2 \Delta t}{\alpha_1 V_{\phi}} (1 - e^{-\beta P_{\phi}})}{\Delta'} \quad (7)$$

В зависимости (7) параметр D^1 имеет то же выражение, что и в формуле И. В. Астахова. Однако остаточное давление p_0 , входящее в выражение D^1 с понижением плотности распылителя будет меньше. Это в свою очередь уменьшает величину параметра D^1 . Параметр Δ^1 — остается без изменения.

Как видно из формулы (7), понижение плотности распылителя (за счет уменьшения остаточного давления в топливной системе и увеличения утечек топлива вдоль иглы форсунки) уменьшает величину давления в камере распылителя p_{ϕ} в конце расчетного интервала времени Δt , а следовательно, приводит к удлинению продолжительности первого этапа. Однако с уменьшением плотности распылителя этот этап начинается раньше, так как продолжительность первого этапа процесса у насоса будет меньше.

Второй этап. В данном этапе игла форсунки отходит от своего седла, сообщая камеру распылителя с объемом сопла, откуда топливо впрыскивается в цилиндр двигателя.

Уравнение неразрывности с учетом утечек топлива вдоль иглы форсунки для рассматриваемого этапа можно выразить:

$$\dot{f}_{\tau} c_{\tau}'' = \alpha_{\tau} V_{\phi} \frac{dp_{\phi}}{dt} + \mu_D f_D c_{\phi} + f_H c_H + Q_y. \quad (8)$$

Подставив в уравнение (7) значение Q_y из зависимости (I), получим:

$$\dot{f}_{\tau} c_{\tau}'' = \alpha_{\tau} V_{\phi} \frac{dp}{dt} + \mu_D f_D c_{\phi} + \kappa_1 S^2 (1 - e^{-\beta P_{\phi}}) + \frac{\pi}{2} d_{\phi} c_{\phi} \left(\frac{d_{\phi}}{2} + s \right). \quad (8')$$

Учитывая, что величина радиального зазора между иглой форсунки и ее направляющей (s) ничтожно мала по сравне-

нию с радиусом иглы ($\frac{du}{2} > 500$), можно принять $\frac{du}{2} + s \approx \approx \frac{du}{2}$. Таким образом, влиянием перемещения иглы на утечки топлива вдоль иглы форсунки при расчете процесса топливоподачи можно пренебречь. Это значительно облегчает решение задачи.

Граничные условия у форсунки для расчета рассматриваемого этапа впрыска выражаются следующими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} f_r C_r &= \alpha_r V_r \frac{dp_r}{dt} + \mu_r f_r C_r + k_s S^3 (1 - e^{-\delta p_r}) + f_u C_u, \\ M' \frac{d^2 y}{dt^2} + \delta y &= (f_u - f_u') (P_\varphi - P_u) + f_u' (D_\varphi - P_u), \\ f_n C_n &= f_r C_r. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Интегрируя дифференциальные уравнения (9) методом конечных разностей, приняв при этом движение иглы за расчетный отрезок времени Δt равноускоренным, а затем решая их совместно с системой уравнений (6) и после дальнейших алгебраических преобразований, получим следующие два уравнения для определения p_ϕ и y

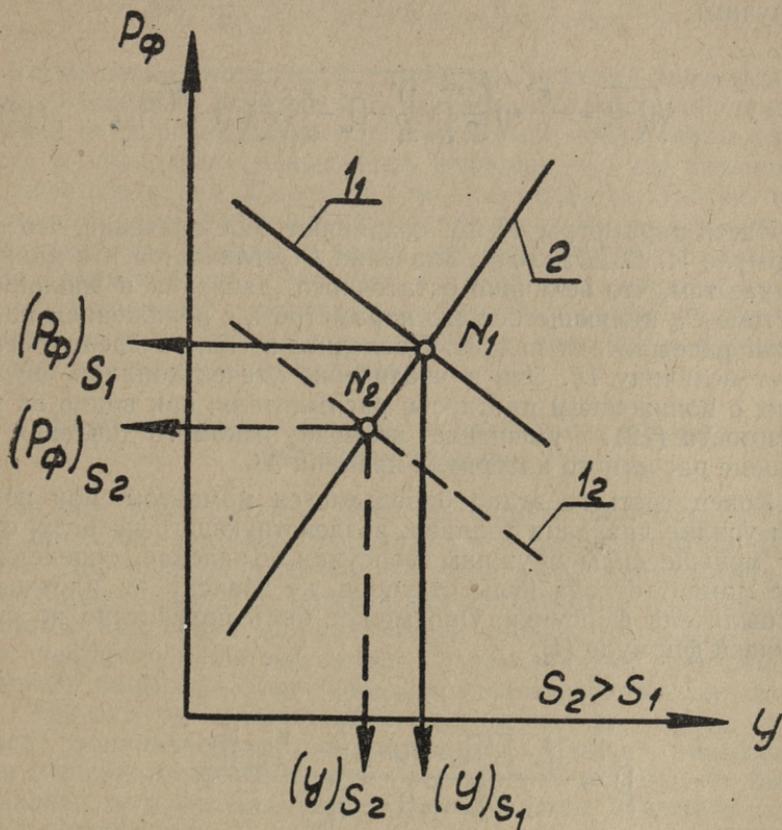
$$\sqrt{P_\varphi - P_u} = \frac{\sigma''}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma''}{2}\right)^2 + \frac{D'}{\Delta} \frac{f_u y}{\alpha_r V_r \Delta} - P_u \frac{k_s S^3 \Delta t}{\alpha_r V_r \Delta} (1 - e^{-\delta P_\varphi})}; \quad (10)$$

$$P_\varphi = \frac{A' y + B}{f_u - f_u' \left(1 - \frac{K^3}{1 + K^2}\right)}; \quad (11)$$

где параметры σ'' , Δ' , A' , B' и K имеют те же значения, что и в формулах И. В. Астахова. Значение параметра D' отличается тем, что в него входит остаточное давление p_0 , величина которого со снижением плотности распылителя форсунки — уменьшается.

Совместное решение уравнений (10) и (11) производится графически. Задаваясь различными значениями y , определяем соответствующие значения P_ϕ по уравнениям (10) и (11). Затем в координатах $p_\phi - y$ строим кривые зависимостей p_ϕ

от y для обоих уравнений. Точка пересечения кривых N дает искомые значения P_ϕ и y для данного расчетного интервала времени Δt (фиг. 2).



Фиг. 2. Решение уравнений, характеризующих протекание процесса у форсунки

Как видно из фигуры 2, понижение плотности распылителя приводит к уменьшению искомых параметров p_ϕ и y , а следовательно, и к удлинению продолжительного второго этапа.

Параметры рассматриваемого этапа определяются до момента подъема иглы до своего упора. Момент подхода иглы к ограниченному подъема определяется также графическим методом. Для этого строится график движения иглы форсунки по углу поворота кулачкового вала насоса. Точка пересечения кривой подъема иглы с прямой $y=y_m$ определяет момент подхода иглы к своему упору.

Третий этап характеризуется тем, что игла форсунки находится у своего упора. Интегрируя уравнение неразрывности движения топлива у форсунки методом конечных разностей и решая затем его совместно с системой уравнений (6), получим:

$$\sqrt{P_{\varphi} - P_u} = -\frac{\sigma''}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma''}{2}\right)^2 + \frac{D'}{\Delta} - P_u - \frac{K_1 S^3 \Delta t}{\alpha_{\varphi} V_{\varphi} \Delta} (1 - e^{-\beta P_{\varphi}})} \quad (12)$$

Здесь параметры σ'' и Δ' сохраняют свое значение, что и в формуле И. В. Астахова. Значение D' отличается и в данном случае тем, что величина остаточного давления в топливной системе P_0 , являющегося его параметром, с понижением плотности распылителя падает. Последнее в свою очередь уменьшает величину D' . Это и увеличение утечек топлива вдоль иглы с понижением плотности распылителя, как видно из зависимости (12), уменьшает величину искомого давления P_{φ} в конце расчетного интервала времени Δt .

Конец третьего этапа определяется моментом, при котором усилие давления топлива, воздействующего на иглу, станет меньше силы пружины форсунки. Давление, определяющее момент отхода иглы от упора, не зависит от плотности распылителя форсунки. Оно может быть подсчитано по следующей формуле [1]

$$P_{\varphi} = \frac{(f_u - f'_u) P_{\varphi_0} + \delta y - f'_u \left(1 - \frac{K_m^2}{1 + K_m^2}\right) P_u}{f_u - f'_u \left(1 - \frac{K_m^2}{1 + K_m^2}\right)}$$

Таким образом, понижение плотности распылителя форсунки приводит к тому, что момент отхода иглы от упора начинается раньше, сокращая при этом продолжительность третьего этапа.

Четвертый этап. В данном этапе игла отходит от упора и садится на свое гнездо. Процесс посадки иглы форсунки рассчитывается по методике и формулам (10) и (11) второго этапа. Однако с понижением плотности распылителя игла садится более резко и продолжительность конечной фазы впрыска будет меньше. Момент посадки иглы находится по графику ее движения из условия $y=0$.

Значение отраженной волны $W(t + \frac{L}{a})$ в конце расчетного интервала времени Δt определяется из исходной зависимости (6)

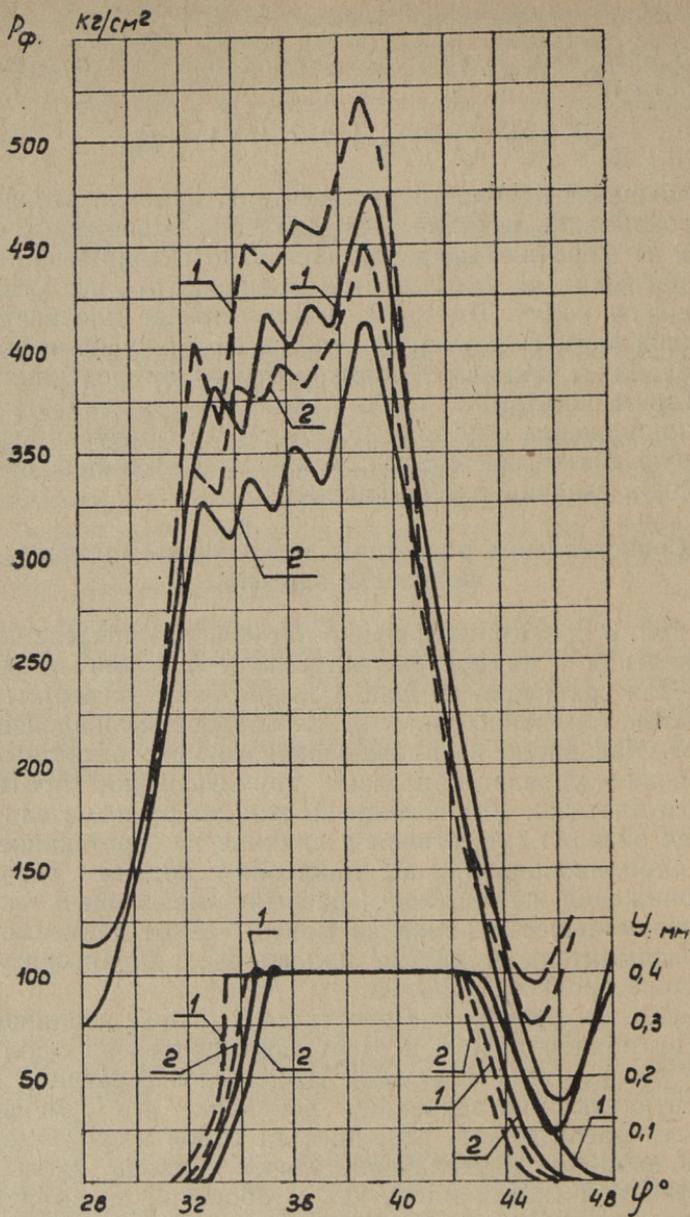
$$W(t + \frac{L}{a}) = p_0 + F(t - \frac{L}{a}) - p_\phi.$$

Уменьшение плотности распылителя, изменяя величины p_0 и p_ϕ , оказывает влияние и на значения отраженной волны, идущей от форсунки к насосу. При этом с понижением плотности распылителя уменьшается величина p_ϕ , что усиливает отраженную волну. Вместе с тем понижение плотности прецизионной пары форсунки снижает и величину p_0 , что, наоборот, ослабляет обратную волну, идущую от форсунки к насосу. Таким образом, с момента подхода отраженной волны к насосу, понижение плотности распылителя форсунки через отраженную волну оказывает влияние на протекание процесса во входном сечении трубопровода.

Сопоставление расчетного и экспериментального процессов впрыска

На фиг. 3 приведены графики расчетного определения кривых давления в камере распылителя и подъема иглы форсунки. Для сравнения на фиг. 4 также даны экспериментальные кривые топливной системы, для которой были произведены расчеты. Как видно из приведенной фигуры, расчетные кривые вполне удовлетворительно характеризуют протекание процесса впрыска. Уменьшение плотности распылителя от 30 до 1 сек оказало существенное влияние на протекание процесса топливоподачи, а цикловая подача снизилась. При понижении же плотности распылителя до 3÷5 сек было выявлено меньшее влияние на максимальное давление в камере распылителя и другие параметры, характеризующие протекание процесса впрыска.

Однако эти результаты относятся к работе топливной системы на полной подаче и отсутствии подогрева топлива в камере распылителя форсунки. Выполненные расчеты и экспериментальные исследования показали, что уменьшение плотности распылителя, влекущее за собой понижение остаточного давления и увеличение утечек топлива вдоль иглы форсунки, при малых нагрузках и оборотах оказывает значительно большее влияние, особенно на производительность топливной системы. Пренебрежение подогревом топлива в камере распылителя при работе двигателей, где его температура поднимается до 120—220°C, уменьшает утечки топлива в форсунке (в 5—10 раз), и поэтому оно не допустимо. Необходи-



Фиг. 3. Сопоставление расчетного и экспериментального впрысков:

--- 1 — расчетные кривые, $t_\pi = 30$ сек; — 1 — опытные кривые, $t_\pi = 30$ сек;
 --- 2 — расчетные кривые, $t_\pi = 1$ сек; — 2 — опытные кривые, $t_\pi = 1$ сек.

димо также учитывать в расчете изменение сжимаемости топлива при подогреве его в топливной системе.

Для более близкого совпадения расчетных и опытных кривых давления в топливных системах дизелей, работающих на топливах с повышенной вязкостью и имеющих длинные нагнетательные трубопроводы, следует также учитывать уменьшение величин волн давления из-за гидравлического сопротивления.

ЛИТЕРАТУРА

1. И. В. Астахов. Гидравлический расчет и выбор основных параметров топливных систем двигателей с воспламенением от сжатия. Труды НИИД, № 1, 1955.
2. И. В. Астахов. Динамика процесса впрыска топлива в быстроходных дизелях. Труды МАП, № 154, 1948.
3. Г. Л. Соскин д. Влияние плотности распылителя на утечки топлива вдоль иглы форсунки дизеля. См. наст. сборник, стр. 11.

П. Х. Мурель, Г. Л. Соскинд

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ИЗНОСА ДВИГАТЕЛЯ 2Ч 8,5/II ПО АНАЛИЗУ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ

Как известно, существующие способы удаления серы из дизельного топлива, вырабатываемого из высокосернистых нефтей, весьма сложны и удорожают себестоимость нефтепродуктов. Поэтому в ближайшее время потребителям придется использовать дизельное топливо с содержанием серы до 1%.

Перевод дизелей на сернистое топливо по ГОСТ 305—58 вызвал повышенный износ деталей двигателя, увеличил нагаро- и лакообразование, ускорил старение смазочного масла и т. п. Все это снижает надежность и долговечность работы дизеля. Поэтому для обеспечения нормальной эксплуатации дизелей на сернистом топливе приходится применять присадки к маслам и к топливам, изготавливать детали двигателя из коррозионностойких материалов и др.

Усиление износа деталей двигателя вызвано коррозионной агрессивностью продуктов сгорания сернистого топлива. В процессе сгорания топлива все сернистые соединения, содержащиеся в нем, образуют сильно корродирующие продукты — сернистый газ и сернистый ангидрид. Эти окислы при высоких температурах способны реагировать с металлом в газообразном состоянии, вызывая газовую коррозию. При более низких температурах деталей двигателя, омываемых продуктами сгорания топлива, когда возможна конденсация водяных паров, образуются серная и сернистая кислоты, которые обуславливают протекание электрохимической коррозии. Особенно агрессивными являются триокись серы и серная кислота. Установлено, что износ деталей и нагарообразование в двигателе тем сильнее, чем ниже температура охлаждающей двигателя воды и чем больше серы содержится в топливе.

Проф. Б. В. Лосиковым и его сотрудниками был применен метод оценки эффективности действия присадок, в частности ввода аммиака во всасывающую систему двигателя, по содержанию окислов серы в выхлопных газах III.

Очевидно, что при прочих равных условиях количество окислов серы, содержащихся в выхлопных газах двигателя, при пониженной температуре охлаждающей воды соответственно уменьшается.

Исходя из указанных положений представляется возможным дать качественную оценку интенсивности износа деталей цилиндро-поршневой группы двигателя по анализу выхлопных газов.

В настоящей статье излагаются результаты исследований, проведенных на двигателе 2Ч 8,5/11, с целью установления зависимости между количественным содержанием SO_2 и SO_3 в выхлопных газах и износом втулок цилиндров и поршневых колец при понижении температуры охлаждающей воды.

Методика экспериментальных исследований

Исследования проводились на двигателе 2Ч 8,5/11, спаренном со штатным генератором. Нагрузка двигателя осуществлялась с помощью сухого реостата.

Для испытаний было выбрано сернистое топливо марки Л по ГОСТ 305—58 с содержанием серы 0,93%. Масло при всех испытаниях применялось марки Дп—11.

Двигатель был оборудован замкнутой системой охлаждения, позволявшей получить на выходе минимальную температуру воды 30°C; для этого был установлен и подключен последовательно второй водяной холодильник.

Для исключения влияния температурных условий на параметры рабочего процесса на всех режимах строго поддерживался постоянный тепловой режим.

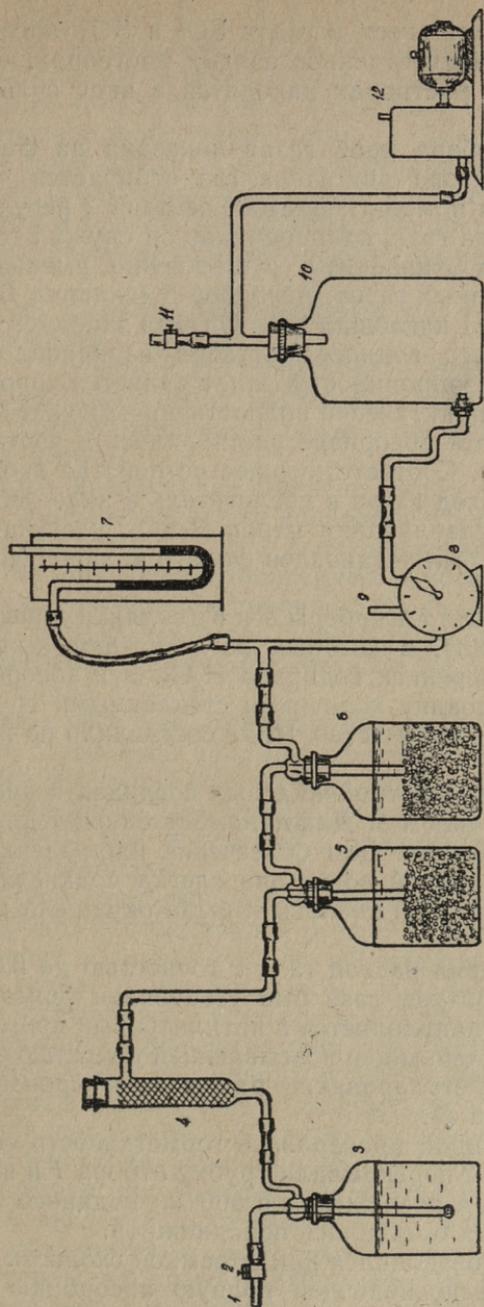
В процессе испытаний замерялись температура выхлопных газов, расход топлива, температура охлаждающей воды, число оборотов и мощность дизеля.

Исследования проводились на режиме $Ne = 50\%$ от номинальной при $n = 1500$ об/мин и при различных значениях температуры охлаждающей воды на выходе из двигателя.

Для установления абсолютных значений износа, во втулках цилиндров дизеля были нарезаны лунки в трех горизонтальных поясах, на расстоянии 18, 90 и 172 мм от верхнего торца втулки, по 4 лунки в каждом поясе. Всего было нарезано по 12 лунок в каждой втулке. Износ поршневых колец определялся весовым методом. Длительность этих испытаний составляла 100 часов.

Одновременно устанавливалось влияние теплового режима на нагарообразование в двигателе.

В основу методики определения окислов серы в выхлопных газах двигателя в настоящей работе положен метод Флинта



Фиг. 1. Схема аппаратуры для отбора проб газа для определения содержания окислов серы в выхлопных газах двигателя 2Ч 8,5/11:

- 1 — трубка отбора газов из выхлопного коллектора двигателя; 2 и 11 — зажимы Гофмана; 3, 5 и 6 — абсорберы-склянки Дрекселя; 4 — фильтр; 7 — дифференциальный манометр; 8 — газосчетчик; 9 — термометры; 10 — промежуточный сосуд; 12 — электровоздушная Дувка

[2], по которому содержащиеся в газах SO_2 и SO_3 абсорбируются в соответствующих отдельно взятых растворах.

Оба окисла в этих растворах находятся в виде сульфат-иона SO_4^{2-} .

Аппаратура для отбора проб газов показана на фиг. 1. Из выхлопного коллектора двигателя газ отбирается через трубку 1 (фиг. 1). При помощи зажима Гофмана 2 регулировалась скорость прохода газа; одновременно он служил также и гидравлическим сопротивлением, существенно уменьшающим пульсацию выхлопных газов. Абсорбер 3 (склянка Дрекслея емкостью в 500 мл) поглощал SO_3 . Он был заполнен примерно 300 мл 30%-ного водного раствора изопропилового спирта. Известно, что изопропиловый спирт является хорошим ингибитором, который практически полностью исключает окисление SO_2 в SO_3 . В этом абсорбере растворялась и часть заключающегося в газах. Соответствующее устройство входной трубки обеспечивало вход газов в поглотитель в виде небольших пузырьков. Для улавливания паров H_2SO_4 , улетучивающихся из абсорбера 3, был установлен фильтр 4, заполненный стекловолокном.

Далее газы проходили абсорберы 5 и 6 (склянки Дрекслея емкостью более 500 мл), в которых поглотителем являлся 10% водный раствор перекиси водорода H_2O_2 . Эти абсорберы были заполнены наполовину короткими стеклянными трубками ($l/d = 1,0 + 1,5$); количество H_2O_2 составляло по 250 ÷ 300 мл в каждом.

Абсорбер 6 при помощи тройника был соединен с дифманометром 7 и газосчетчиком 8. Дифманометр служил для замера разрежения в системе. Для облегчения наблюдения за столбиком дистиллированной воды, она слегка подкислялась несколькими каплями серной кислоты и была окрашена метиловой краской.

Газосчетчик 8 измерял расход газа с точностью до 0,02 л. Для измерения температуры газа был установлен термометр 9. Из газосчетчика газ направляется в пятилитровый промежуточный сосуд 10, соединенный со всасывающей полостью электровоздуховки 12. Регулирование разрежения производилось зажимом Гофмана 11.

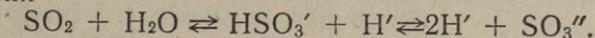
До начала отбора проб проверялась герметичность системы, для чего зажимом 2 перекрывали трубку отбора 1 и включали воздуховку. При разрежении в 500 мм водяного столба стрелка газосчетчика оставалась неподвижной.

Отбор проб газа производился при объемной скорости газа 1,0 ÷ 1,6 литр/мин, обеспечивающей полную абсорбцию SO_2 и SO_3 . Таким образом длительность отбора проб в 80 + 120 л составляла от 1 до 2 часов, причем разрежение за газосчетчи-

ком находилось в пределах 100 + 300 мм вод. ст., что обеспечивало нормальную работу последнего.

После окончания отбора пробы влагу, собравшуюся в фильтре 4, а также капли воды, сконденсировавшиеся в трубке 1, смывали в абсорбер 3 (фиг. 1). Затем раствор в этом абсорбере подкисляли 5 мл концентрированной соляной кислоты. После соединения абсорберов 5 и 6 с 3, раствор продувался азотом в течение 20÷30 минут, со скоростью 1 метр в минуту. Таким образом SO₂ перегонялся из абсорбера 3 в абсорберы 5 и 6.

Как известно, растворимость SO₂ в воде является реакцией равновесия



При подкислении раствора соляной кислотой и продувании азотом равновесие сдвигается в желаемом направлении (т. е. влево).

Азот поступал из баллона через кислородный редуктор. Для очищения азота от содержащегося в нем кислорода, азот пропусклся через два последовательно соединенных специальных абсорбера, заполненных пирогаллолом.

Для проверки выделения SO₂ из газа, при взятии первых проб, продуваемый газ направлялся через особый абсорбер, включенный между абсорберами 3 и 5 при помощи трехходового крана.

Этот абсорбер содержал 100 мл 10⁻⁵ нормального раствора иода, с добавкой крахмала; раствор отбеливался под воздействием примерно 0,02 мл SO₂. При этом выяснилось, что полное выделение SO₂ происходит после продувки азотом в течение 5÷10 мин, и поэтому в дальнейшем такой контроль уже не производился.

После продувки системы азотом из баллона, раствор из абсорбера 3 переливался в одну литровую колбу, а растворы перекиси водорода H₂O₂ из абсорберов 5 и 6 сливались в другую колбу. В эти же колбы сливалась и дистиллированная вода, служившая для трехкратной промывки соответствующих абсорберов. Количество раствора, полученного при поглощении SO₂ и SO₃, составляло от 300 до 800 мл.

Перед определением содержания окислов серы, растворы для удаления сажи и других примесей профильтровывались через фильтровальную бумагу средней плотности.

Раствор, полученный при абсорбции SO₂, подкислялся соляной кислотой. Содержание SO₄'' в растворах определялось весовым методом. Для этого полученный после осаждения раствором хлористого бария осадок подвергался старению, фильтровался, просушивался и течение двух часов при температуре 800°C и взвешивался после охлаждения в эксикаторе.

Содержание SO_2 и SO_3 в выхлопных газах (в промилях) при нормальных условиях выражается следующей зависимостью:

$$S(\text{‰}) = 0,0346 \frac{a \cdot P}{b \cdot T};$$

где:

a — вес BaSO_4 , в мг;

b — количество отбираемого газа, в литрах;

$P = P_0 - P_1$ — давление в газосчетчике, в мм Hg;

P_0 — давление окружающей среды, в мм Hg;

P_1 — разрежение в газосчетчике, в мм Hg (по манометру 7);

T — температура в газосчетчике $^{\circ}\text{K}$.

Количество SO_2 и SO_3 в мг на 100 л газа при нормальных условиях определяется из следующей зависимости:

$$\text{SO}_2 = \frac{S \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 64}{10^3 \cdot 22,41} = 9,90 \frac{a \cdot P}{b \cdot T} \text{ мг/100 л}$$

$$\text{SO}_3 = \frac{S \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 80}{10^3 \cdot 22,41} = 12,35 \frac{a \cdot P}{b \cdot T} \text{ мг/100 л}$$

Здесь S — содержание SO_2 и SO_3 соответственно в промилях.

Результаты исследований

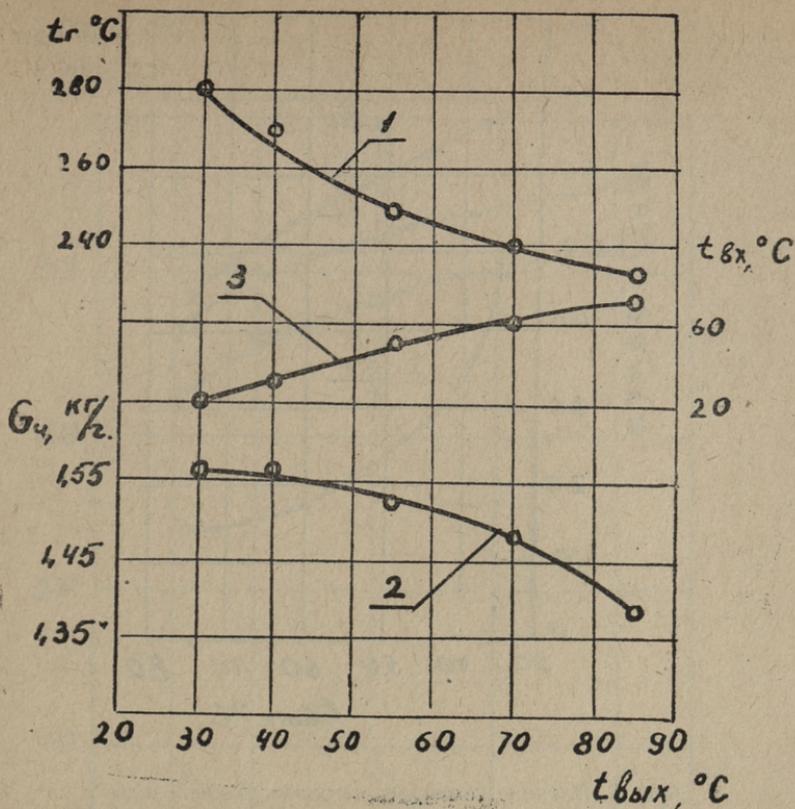
Влияние температуры охлаждающей воды на выходе из двигателя ($t_{\text{вых}}$) на параметры работы дизеля 2Ч 8,5/11 приведены на фиг. 2.

Данные 100-часовых испытаний двигателя на режиме $N_e = 50\%$ при $n = 1500$ об/мин при температуре воды $t_{\text{вых}}$, равной 35, 45 и 75°C , представлены на фиг. 3 и 4, а также в табл. 1.

Таблица 1

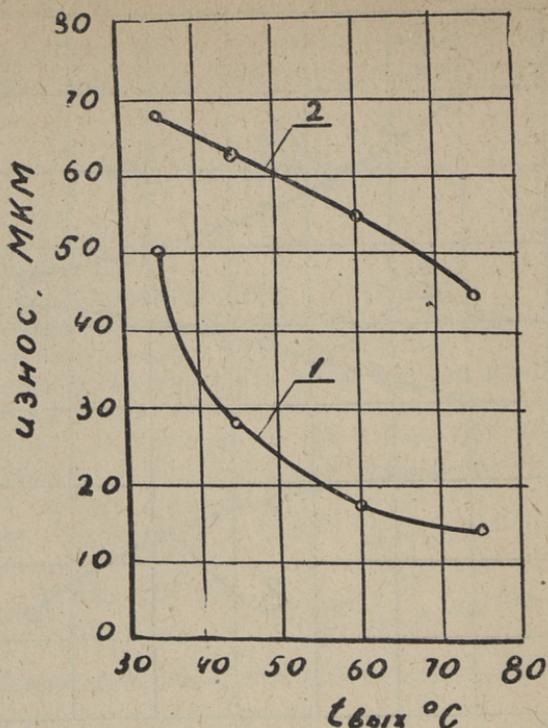
Влияние температуры $t_{\text{вых}}$ на нагарообразование в двигателе 2Ч 8,5/11

| $t_{\text{вых}}, ^{\circ}\text{C}$ | Вес нагара, г | | | |
|------------------------------------|-----------------|----------------------|----------------------|--------|
| | На днище поршня | На выпускном клапане | На выпускном клапане | Всего |
| 35 | 0,2073 | 0,0147 | 0,0111 | 0,2331 |
| 45 | 0,1997 | 0,0077 | 0,0106 | 0,2180 |
| 75 | 0,1503 | 0,0149 | 0,0054 | 0,1706 |



Фиг. 2. Влияние температуры охлаждающей воды на выходе из двигателя ($t_{вх}$) на параметры работы дизеля 2Ч 8,5/11. ($N_e = 50\%$; $n = 1500$ об/мин):
 1 — средняя температура выхлопных газов по цилиндрам ($t_{ср}$); 2 — часовой расход топлива ($G_{ч}$); 3 — температура охлаждающей воды на входе в двигатель ($t_{вход}$).

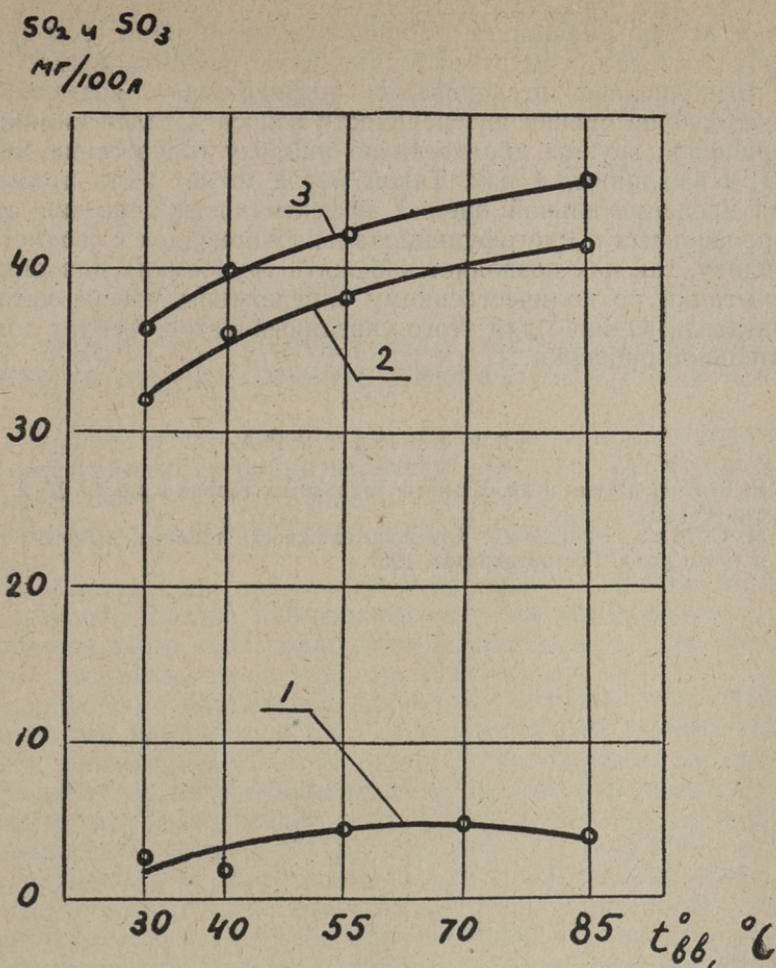
Из фигуры 2 следует, что с понижением температуры охлаждающей воды расход топлива увеличивается. При этом во всех опытах выхлоп был бездымным, что свидетельствует о полном сгорании топлива. Однако количество окислов серы в выхлопных газах двигателя с понижением температуры охлаждающей воды не только не увеличилось, а наоборот, уменьшилось. Это свидетельствует о том, что с понижением температуры охлаждающей воды увеличивается количество образовавшихся кислот (H_2SO_3 и H_2SO_4), вызывающих усиление износа деталей цилиндропоршневой группы двигателя (фиг. 3 и 4).



Фиг. 3. Влияние температуры охлаждающей воды ($t_{\text{вых}}$) на износ в верхнем поясе втулок цилиндров двигателя 2Ч 8,5/11 ($N_e = 50\%$; $n = 1500$ об/мин), за 100 часов работы:
 1 — по оси коленчатого вала; 2 — в плоскости движения шатуна

Из фиг. 3 и 4 видно, что, как и следовало ожидать, при понижении температуры охлаждающей воды, а следовательно, деталей цилиндро-поршневой группы, износ их закономерно возрастает. При этом разная интенсивность изменения износа втулок по поясам и точкам замера объясняется местными значениями температур втулок в этих точках.

Увеличение износа втулок цилиндров и поршневых колец с понижением температуры охлаждающей воды вызвано как усилением коррозионного износа продуктами сгорания сернистого топлива, так и абразивным износом, обусловленным повышенным нагарообразованием (табл. 1).



Фиг. 4. Влияние температуры охлаждающей воды ($t_{вх}$) на % содержание окислов серы в выхлопных газах двигателя 2Ч 8,5/11 ($N_e = 50\%$; $n = 1500$ об/мин):

1 — содержание SO_2 ; 2 — содержание SO_2 ; 3 — содержание $SO_2 + SO_3$.

Заключение

Проведенные испытания, результаты которых рассмотрены выше, показали, что понижение температуры охлаждающей воды на выходе из двигателя 2Ч 8,5/11, при работе его на сернистом топливе с содержанием серы 0,93%, резко увеличило

износ втулок цилиндров и поршневых колец. При этом содержание окислов серы в выхлопных газах уменьшилось.

Выполненные исследования подтверждают возможность качественной оценки интенсивности износа деталей цилиндропоршневой группы двигателя по анализу содержания SO_2 и SO_3 в выхлопных газах. Такой метод может быть применен для предварительной оценки эффективности действия антикоррозионных и многофункциональных присадок к сернистому топливу, так как позволяет избежать трудоемких длительных испытаний по количественному определению износа деталей двигателя. Однако для этого указанный метод требует дополнительной проверки.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Б. В. Лосиков и др. Химия и технология топлив и масел, № 2, 1961, стр. 46—51.
2. М. С. Масленников. Контроль влажности топлива, дымовых газов и точки росы. Гостоптехиздат, 1951.

УДК 621, 431, 74: 621, 822. 0

Г. Л. Соскин

**К ВОПРОСУ УСТАЛОСТНОГО РАСТРЕСКИВАНИЯ
БАББИТА ПОДШИПНИКОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА NVD24**

Проблема повышения надежности и моторесурса двигателей внутреннего сгорания является одной из центральных в современном двигателестроении. Моторесурс двигателя в значительной мере определяется сроком службы его подшипников.

В эксплуатации двигателей внутреннего сгорания, особенно дизелей, нередко наблюдаются случаи выкрашивания антифрикционного слоя подшипников коленчатого вала. Весьма часто выходят из строя рамовые и мотылевые подшипники из-за разрушения баббитовой заливки у дизелей типа NVD24 мощностью 100 э. л. с. и 150 э. л. с. (завода им. К. Либкнехта, ГДР), используемых как судовые вспомогательные двигатели.

В качестве антифрикционного материала для подшипников коленчатого вала дизелей типа NVD24 применяются высокооловянистые баббиты WM80 (заводом-изготовителем) и Б83 (судоремонтными предприятиями при ремонте двигателя).

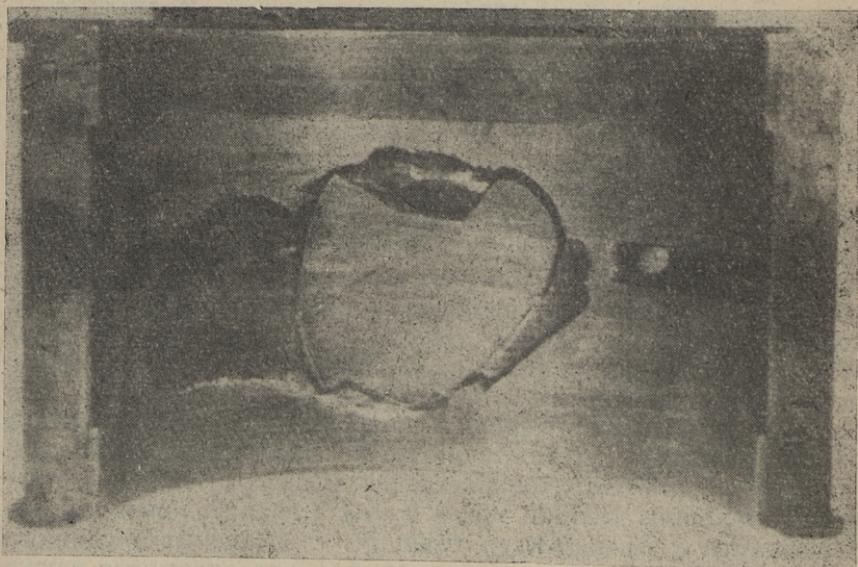
До недавнего времени высокооловянистые баббиты считались одними из лучших антифрикционных сплавов для заливки подшипников коленчатых валов судовых дизелей. Однако одним из частых дефектов рамовых и мотылевых подшипников, залитых баббитом, является появление через некоторый период работы двигателей трещин антифрикционного слоя. Поэтому этот вопрос привлек к себе внимание большого количества исследователей [1, 2, 3]. Было установлено, что при больших удельных давлениях и нагрузках ударного характера баббит склонен к растрескиванию и выкрашиванию. Усталостная прочность баббитовой заливки зависит от толщины слоя и (при толщине заливки менее 2 мм) в значительной степени повышается с уменьшением толщины слоя антифрикционного сплава. На усталостную прочность баббита оказывает также большое влияние температура металла. Во многих случаях усталостная прочность баббита не соответствует условиям ра-

боты подшипников коленчатых валов быстроходных и форсированных двигателей.

Практика эксплуатации двигателей типа NVD24 показала, что антифрикционный слой рамовых и мотылевых подшипников повреждается главным образом у дизель-генераторов. У двигателей, работающих непосредственно на винт, это явление наблюдается реже, хотя они и эксплуатируются при больших нагрузках.

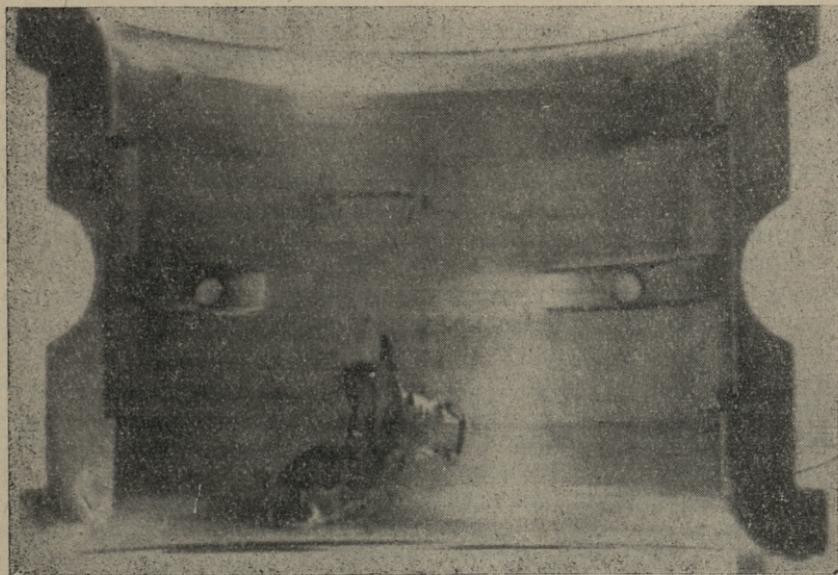
Выход из строя подшипников вследствие усталостного разрушения характерен не только для двигателей типа NVD24. Такое же явление наблюдается у судовых дизелей типа NVD36, 5DSO, 6C25/34 и др., работающих на генераторы.

Продолжительность работы подшипников дизелей типа NVD24 неодинакова. Наряду с весьма коротким сроком службы подшипников коленчатого вала у многих двигателей типа NVD24, работающих на генераторы, мотылевые и рамовые подшипники проработали до 15-ти тысяч часов и более, и не имели никаких признаков выкрашивания баббитового слоя. Следовательно, надежность работы подшипников коленчатого вала дизелей типа NVD24 определяется не только их конструктивным выполнением, но и технологическими и эксплуатационными факторами.

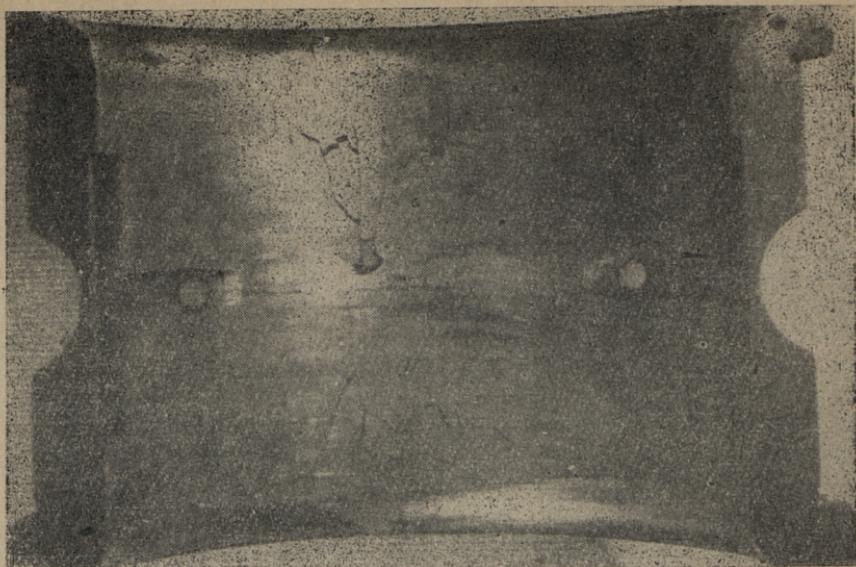


Фиг. 1. Нижний вкладыш рамового подшипника двигателя 4NVD24 СРТР-9109 (1000 часов работы; баббит Б83)

Одной из причин выкрашивания антифрикционного слоя подшипников коленчатого вала двигателей NVD24 является некачественная перезаливка вкладышей баббитом при ремонте дизелей. Во многих случаях разрушение баббитовой заливки вкладышей рамовых и мотылевых подшипников происходит из-за плохого пристаивания антифрикционного сплава к основе вкладыша (фиг. 1), хотя заливка вкладышей на судоремонтных заводах производится центробежным способом. Однако выполнение таких важных операций, как подготовка вкладышей к перезаливке и лужение подшипников ведутся несовершенными методами. Поэтому не случайным является выкрашивание баббитового слоя даже через 500—1000 часов работы двигателя. Отсутствие надежных средств контроля качества сцепления баббита с телом вкладышей предъявляет повышенные требования к перезаливке подшипников, высокое качество которой может быть достигнуто лишь применением современной технологии и строгим соблюдением температурных режимов лужения и заливки подшипников. Процессу развития растрескивания баббита способствует также низкое качество обработки и подгонки трущихся поверхностей вкладышей по шейкам коленчатого вала и сборки двигателя.



Фиг. 2. Верхний мотылевый вкладыш двигателя 4NVD24 СРТ-210 (2000 часов работы; баббит WM-80)

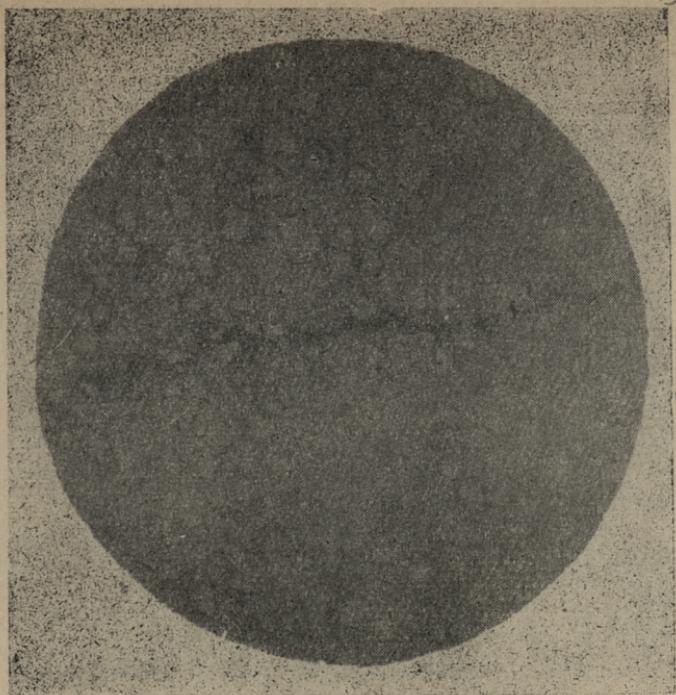


Фиг. 3. Верхний мотылевый вкладыш двигателя 4NVD24 СРTP-9131 (баббит WM80; проработал 2300 часов)

Однако на рыболовных траулерах типа «Океан» наблюдались массовые случаи растрескивания баббита фирменных вкладышей даже при качественной заливке антифрикционного сплава и соблюдении необходимой точности изготовления подшипников и их сборки. Такие повреждения наступали после 2000—3000 часов работы двигателя. Следует отметить, что растрескивание и выкрашивание баббита обычно располагается по краям рабочей поверхности подшипников (фиг. 2 и 3).

Проведенные нами исследования показали, что растрескивание баббита в таких случаях имеет усталостный характер. Повреждается, как правило, баббитовый слой нижних рамовых и верхних шатунных вкладышей. Растрескивание баббитовой заливки начинается от трещин усталости на трущейся поверхности, которые, прогрессивно развиваясь, вызывают растрескивание, а затем и выкрашивание антифрикционного сплава. Характер трещин наглядно виден на фиг. 3.

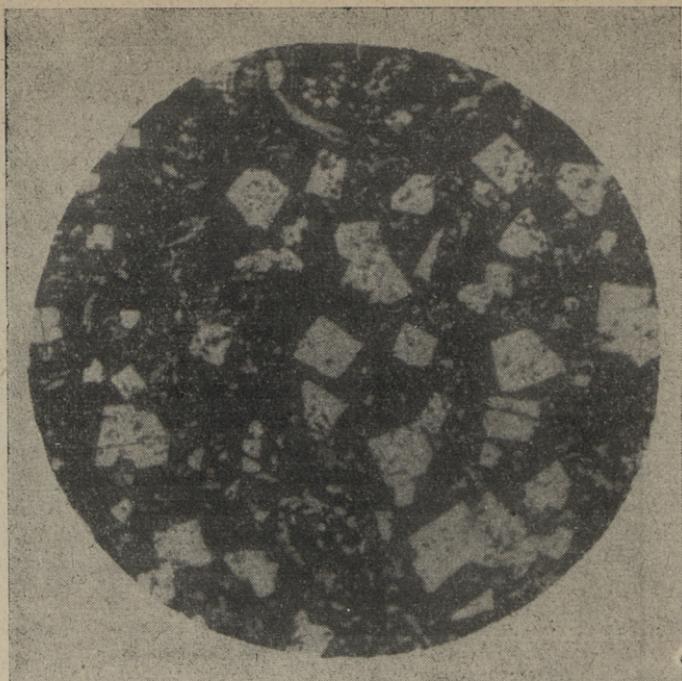
Как известно, усталостная прочность баббитового слоя подшипников во многом определяется металлографическим строением сплава. На фиг. 4 представлена микроструктура баббитового сплава WM80 фирменных вкладышей, а на фиг. 5 показан микрошлиф антифрикционного слоя вкладыша, залитого баббитом Б83. Как видно из приведенных фигур, баббит



Фиг. 4. Характер протекания трещин баббитового слоя подшипников, залитых баббитом WM80

фирменных вкладышей имеет намного более мелкую структуру, чем баббит Б83. Оба сплава полностью соответствуют правилу Шарпи. Крупные кубические кристаллы $Sb Sn$ и иглы химического соединения Cu_3Sn расположены в мягкой пластической основе, богатой оловом. Из фигуры 4 видно, что трещины усталости происходят главным образом по скоплениям хрупких кристаллов твердого раствора, богатого сурьмой.

Опыт эксплуатации двигателей NVD24, установленных на рыболовных траулерах Таллинской базы океанического рыбопромыслового флота, показал, что усталостные трещины наблюдались более часто у фирменных вкладышей, залитых баббитом WM80, чем у подшипников с баббитом Б83, хотя первые имеют лучшую структуру. Это можно объяснить тем, что высокооловянистый баббит WM80 содержит значительное количество свинца (до 1% и более). Свинец в высокооловянистом баббите, как известно, образует низкоплавную эвтектику, ухудшает пластичность сплава и резко понижает



Фиг. 5. Микроструктура антифрикционного слоя подшипников, перезалитых баббитом Б83

усталостную прочность баббита при повышенных температурах. Поэтому по Всесоюзному стандарту, а также в американском двигателестроении содержание свинца в высоколовянистом баббите строго ограничено.

Проведенные замеры температуры коренных подшипников у двигателя 4NVD24 [6] показали, что наиболее высокий температурный режим наблюдается в третьем рамовом подшипнике. Наибольшая температура этого подшипника при диаметральной зазоре, равном 0,05 мм, достигала 87,5°C. С увеличением зазора от 0,5 до 0,20 мм у всех рамовых подшипников наблюдалось понижение температуры. Наиболее резкое уменьшение температуры (порядка 10—14°) наступало при увеличении диаметрального зазора от 0,05 до 0,10 мм.

В таблице 1 приведены расчетные значения средних (K_{cp}) и максимальных (K_{max}) удельных давлений на подшипники коленчатого вала двигателя 4NVD24.

Значения средних и максимальных удельных давлений на подшипники коленчатого вала двигателя 4NVD24

| Подшипник | $K_{ср}$, кг/см ² | K_{max} , кг/см ² | K_{max} , $K_{ср}$ |
|-----------------|----------------------------------|-----------------------------------|-------------------------|
| Рамовый № 3 | 39,2 | 69,7 | 1,78 |
| Рамовый № 1 | 23,8 | 60,7 | 2,48 |
| Рамовый № 5 | 22,6 | 56,0 | 2,55 |
| Рамовый № 2 и 4 | 14,9 | 77,3 | 5,20 |
| Мотылевый | 31,8 | 127,5 | 4,00 |

Приведенные данные по удельным давлениям температурному режиму подшипников двигателя 4NVD24 показывают, что в таких условиях высокооловянистые баббиты вполне работоспособны.

Проведенными нами исследованиями [4] было установлено, что срок службы и надежность работы подшипников коленчатого вала дизелей типа 4NVD24 в большой мере зависит от технической эксплуатации двигателей.

Одной из основных причин, способствующих ускорению процесса усталостного разрушения баббитовой заливки коленчатого вала двигателей типа NVD24, является эксцентричное расположение ротора в статоре генератора, образующееся в результате некачественного монтажа и центровки дизельгенераторов.

Как известно, в эксплуатации электрических машин возможно образование паразитных токов, являющихся весьма опасными для подшипников генератора и соединенного с ним дизеля. Эти токи образуют в масляном слое между шейками вала и вкладыша маленькие электрические дуги, которые разъедают поверхности шеек и вкладышей, вызывают чрезмерный нагрев баббитового слоя, а иногда даже и подплавление антифрикционного сплава подшипников. Кроме того, паразитные токи вызывают ускорение «старения» смазочного масла, увеличивающее также нагревание подшипников [5]. Повышение же температуры баббита снижает его усталостную прочность.

Одной из причин эксплуатационного характера, вызывающих появление паразитных токов в электрических машинах, является неравномерный зазор между ротором и статором. Неравномерный воздушный зазор между якорем и статором у дизель-генераторов рыболовных траулеров (при правиль-

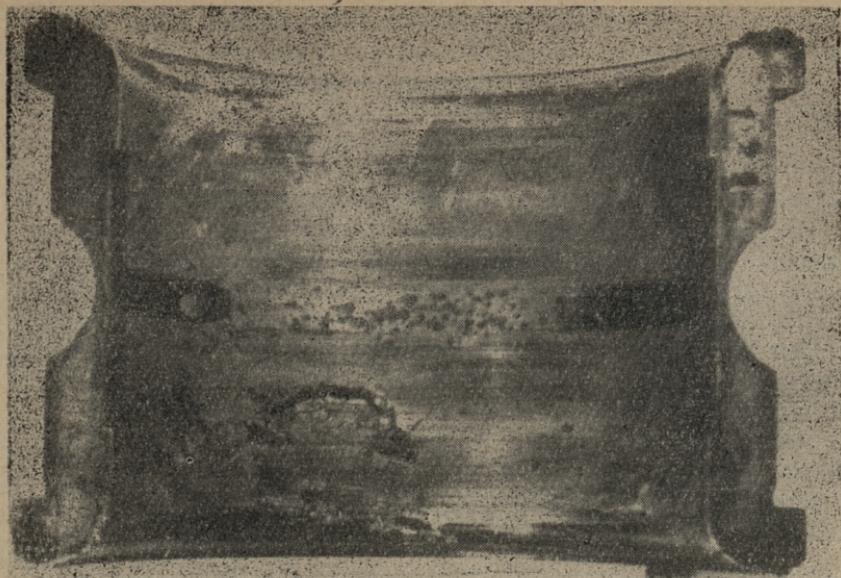
ной сборке полюсов) может быть вызван несоосной установкой статора по отношению к валу электрической машины. Дело в том, что генераторы, на которые работают двигатели типа NVD24 на рыбопромысловых судах, конструктивно выполнены с одним подшипником. Со стороны двигателя ротор электрической машины не имеет опоры и жестко соединяется с коленчатым валом. Прицентровка генератора к дизелю обычно производится по расхождению щек первого (от маховика) мотыля коленчатого вала изменением толщины клина (прокладки) под статор со стороны шарикового подшипника. При этом, ввиду большого зазора (2 мм) между ступицей вентилятора, насаженной на роторе, и отверстием в щите генератора со стороны двигателя, статор может быть установлен несоосно с валом якоря, образуя неравномерный зазор между полюсами и ротором генератора.

Замеры зазоров между ступицей вентилятора и щитом генератора показали, что на многих судах статор был смещен по отношению к ротору до 1,7 мм как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости. Фирменной инструкцией допускаемая эксцентricность оси ротора в отверстии щита статора составляет всего 0,1 мм. У многих генераторов отсутствовали конические центрирующие штифты, устанавливаемые в лапах статора для ограничения его смещения по отношению к ротору.

Выполненные нами исследования показали, что в дизель-генераторах рыболовных траулеров имеются паразитные токи. При нормальной (соосной) установке статора генератора по отношению к якорю, средняя величина падения напряжения составляла 2,5 мв, а сила паразитного тока около 200÷225 а.

Несоосное расположение якоря и статора создает несимметрию магнитного поля генератора. При образовавшемся неравномерном зазоре магнитные линии стремятся сомкнуться по пути наименьшего сопротивления, охватывая вал ротора. При работе генератора ротор все время пронизывается переменным магнитным потоком и в нем индуктируется э. д. с. Так как у рассматриваемых дизель-генераторов коленчатый вал жестко связан с ротором генератора, то токи, возникающие при несимметрии магнитного поля, образуя замкнутую цепь, проходят через шейки вала, подшипники двигателя, остов двигателя, судовой фундамент, статор и подшипник генератора.

Проведенные нами замеры показали, что величина падения напряжения и значение паразитного тока возрастают с увеличением несоосности ротора со статором и нагрузки дизель-генератора. Эти токи относительно малы и сами по себе не могут быть первопричиной разрушения баббитового слоя



Фиг. 6. Верхний мотылевый вкладыш двигателя 4NVD24 СРТ-9040 (баббит WM80; проработал 2300 часов)

подшипников коленчатого вала двигателя. Однако эксцентричное расположение ротора в статоре выше величины, допускаемой фирмой, опасно главным образом тем, что в таком случае вследствие неравномерного воздушного зазора возникают значительные радиально действующие электромагнитные силы, притягивающие ротор к полосам генератора. Указанные силы, изгибая коленчатый вал, чрезмерно нагружают подшипники двигателя. При этом шейки коленчатого вала работают не по всей опорной поверхности подшипников, что влечет за собой большую ударную нагрузку и перегрев баббита отдельных участков вкладышей. В баббитовом слое таких участков возникают чрезмерные циклические напряжения, обуславливающие усталостное растрескивание антифрикционного сплава подшипников.

На отдельных подшипниках коленчатого вала двигателей типа NVD24 наблюдались также разъедания баббитовой заливки (фиг. 6). В связи с этим нами было проведено испытание баббита WM80 на коррозионную стойкость.

Известно, что коррозионное воздействие рабочей среды оказывает значительное влияние на усталостную прочность металлов. Кроме того, высокооловянистый баббит, применяемый заводом-изготовителем двигателей для заливки подшипников коленчатого вала, содержит повышенное количество свинца.

Свинцовые же антифрикционные сплавы подвергаются коррозионному воздействию компонентов, образующихся в некоторых сортах масла вследствие его окисления в эксплуатации двигателя.

Сравнительным испытаниям на коррозию при трении подвергались баббиты Б83 и WM80. Исследования проводились на смазочных маслах, применяемых для двигателей NVD24.

Результаты исследований на масле Дсп-11 приведены в таблице 2, из которой видно, что при испытаниях, как на свежем масле, так и на отработавшем 750 часов (кислотностью 0,15 мг КОН/г масла), скорость коррозионного износа баббита Б83 и WM80 одинакова; признаков коррозии этих сплавов не было обнаружено.

Таблица 2

Сравнительная коррозионная стойкость баббитов WM80 и Б83
(удельное давление — 25 кг/см²; окружная скорость — 4 м/сек).

| Марка баббита | Сорт масла | Особые условия | Температура образца, °С | Скорость износа образца, г/м ² час |
|---------------|------------|------------------------------------|-------------------------|---|
| Б83 | Дсп-11 | свежее | 45 | 0,4 |
| то же | то же | кислотность масла 0,15 мг КОН/г | 78 | 1,8 |
| WM80 | „ | свежее | 48 | 0,4 |
| то же | „ | кислотность масла 0,15 мг КОН/г | 82 | 2,0 |

Эти исследования показали, что высокооловянистый баббит WM80 обладает, как и баббит Б83, достаточно высокими антикоррозионными свойствами. Поэтому разъедания баббитового слоя отдельных вкладышей (фиг. 6), вероятно, вызваны электрическими дугами, возникающими из-за паразитных токов.

Следует также отметить, что чаще всего выходят из строя у четырехцилиндрового двигателя типа NVD24 рамовый подшипник № 3, а также 1 и 5. Это можно объяснить тем, что коленчатый вал двигателя 4NVD24, как и у дизеля 6NVD24, для уравнивания результирующих моментов от сил инерции, выполнен с зеркальным отображением колен. Поэтому в четырехцилиндровом двигателе второе и третье колена находясь в одной плоскости и направлены в одну сторону, что наиболее нагружает средний (третий) рамовый подшипник. Нагрузка на рамовые подшипники 1 и 5 по этой причине также больше, чем на подшипники 2 и 4. Замеры температурного ре-

жима вкладышей подтверждают [6], что наибольшую рабочую температуру имеет подшипник 3. Последовательность подшипников в отношении уменьшения температуры их баббитового слоя: 3, 1, 5, 2 (4), т. е. соответствует нагрузке на вкладыши.

Заключение

1. Одной из основных причин выкрашивания баббита Б83 рамовых и мотылевых подшипников, перезалитых во время ремонта двигателей, является некачественная заливка вкладышей антифрикционным сплавом, а также низкая точность обработки, подгонки и сборки подшипников.

2. Повышенное содержание свинца в высокооловянистом баббите, применяемом заводом-изготовителем двигателей, снижает циклическую прочность антифрикционного сплава при повышенных температурах баббита и ускоряет процесс усталостного растрескивания и выкрашивания баббитовой заливки подшипников.

3. Эксцентричное расположение ротора в статоре генератора, образующееся в результате некачественного монтажа и центровки дизельгенератора, вызывает значительные электромагнитные силы и сильное притяжение якоря к полюсам генератора. Это деформирует коленчатый вал двигателя, чрезмерно нагружает отдельные участки рабочей поверхности вкладышей и повышает температуру антифрикционного слоя, способствуя таким образом ускорению процесса усталостного разрушения баббитовой заливки.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. М. Н. Хрушов. Усталость баббитов. АН СССР, 1943.
2. Н. А. Буше. Усталостная прочность баббитов в подшипниках транспортных дизелей. Вестник машиностроения, № 2, 1953.
3. Н. М. Рудницкий. Выносливость материалов для подшипников скольжения автомобильных двигателей. Труды НАМИ, выпуск 76, 1955.
4. Г. Л. Соскин д. Пути увеличения сроков службы подшипников коленчатого вала дизелей рыболовных траулеров. «Рыбное хозяйство», № 12, 1963.
5. Р. Г. Гемке. Неисправности электрических машин. Госэнергоиздат, 1960.
6. Материалы межведомственного совещания по изучению и нормированию износов судовых ДВС. Изд. Рыбное хозяйство, 1962.

УДК 621. 431. 74:62. 242:536. 50

Н. С. Розанов, Т. К. Сауль

К ВОПРОСУ ЗАМЕРА ТЕМПЕРАТУР В ПОРШНЯХ ДИЗЕЛЕЙ РЫБОЛОВНЫХ ТРАУЛЕРОВ

На рыбопромысловом флоте широко распространены хорошо зарекомендовавшие себя дизели завода имени Карла Либкнехта СКЛ (ГДР), которые устанавливаются как главными, так и вспомогательными двигателями.

На судах типа СРТ-Р в качестве главных установлены дизели типа 8 НФД48 (8ЧР32/48). За последние годы эксплуатации этих двигателей на траулерах участились случаи расстрескивания днищ поршней. Почти при каждом вскрытии двигателей для проведения ремонта, и даже межрейсового, обнаруживаются поршни, в днищах которых от центра к периферии расходятся мелкие трещины. В отдельных случаях в центре днища обнаруживались пятна цветов побежалости, указывающие на недопустимо высокие температуры поршня. Причиной этого может служить то обстоятельство, что рыболовные суда на промысле работают на равных режимах, причем в отдельных случаях условия лова требуют резкого перехода от долевых нагрузок на полные и даже работу двигателя с перегрузкой или, что еще хуже, перехода холодного двигателя после его пуска немедленно на полную нагрузку.

Такого рода работа рассматриваемых двигателей на СРТ-Р и особенно на этих судах, оборудованных ВРШ, приводит к переменному и к крайне напряженному тепловому режиму работы поршня и, в первую очередь, его днища.

Все это потребовало изыскания эффективных мер по предотвращению таких явлений. Для оценки же эффективности метода необходимы испытания для получения сравнительных параметров. Наиболее целесообразным безусловно является сопоставление и исследование теплового состояния поршней. Однако получение достоверных значений температуры поршня сложно и требует выбора наиболее целесообразного метода замера.

При изучении и исследовании теплонапряженности поршня необходимо различать два вида измерения его температуры.

1. Определение температур на наружной поверхности днища поршня, то есть пульсацию температур, для изучения теплообмена между газами и днищем.

2. Определение температур на некоторой глубине от поверхности, соприкасающейся с газами, где колебания температур относительно малы и практически регистрируется нагретость самого материала поршня.

Для получения возможности сопоставлять теплонпряженность поршней разной модификации, в первую очередь необходимо остановиться на втором виде и лишь после выбора оптимального варианта целесообразно исследовать вопрос пульсации температуры на самой поверхности, которая для обычных случаев по данным Эйхельберга [2] не превышает $\pm 10^{\circ}\text{C}$.

Для второго вида измерений рассмотрим подробнее два наиболее сложных, но более достоверных пути — это определение температур при помощи плавких вставок и термопарами. Однако кроме этих методов существуют и более простые. К ним относятся, например, метод измерения температуры поршня по кривой охлаждения, метод термокрасок и другие. Но они не обладают достаточной точностью и могут привести к большим погрешностям при выводах.

Метод плавких вставок основан на применении в них чистых металлов и сплавов, температуры плавления которых известны. Этими плавкими вставками можно установить максимальную температуру поршня с точностью от 10 до 50°C в диапазоне температур $120\text{—}950^{\circ}\text{C}$. Кроме того они могут служить для контроля и, до некоторой степени, проверкой других методов, так как в ряде температурных интервалов достигается точность порядка $4\text{—}8^{\circ}\text{C}$. Вышеуказанный метод был успешно использован в 1949 году А. И. Толстовым и В. И. Мироновым при исследовании температуры поршня и цилиндрической гильзы авиационного дизеля. Однако известны и случаи неудачных попыток применения этого метода. К основным недостаткам рассматриваемого метода необходимо отнести трудоемкость самого эксперимента. Для каждого теплового состояния поршня необходимо несколько раз вскрывать двигатель и сужать диапазон интервала температур плавления. Основным же достоинством метода является отсутствие механической и электрической связи при определении температур, определение последних в трудно доступных местах и возможность одновременного замера во многих точках.

Метод термопар позволяет производить непрерывные измерения температур в различных точках при разных условиях работы двигателя, причем соединение с регистрирующими приборами может быть постоянным или периодическим.

В случае постоянного соединения может быть использован шарнирный механизм, к звеньям которого крепятся провода и выводятся за пределы двигателя к приборам. Однако такое соединение недолговечно, так как термопровода претерпевают в шарнирах изгиб, что очень быстро приводит к разрыву цепи. Более целесообразным, с точки зрения предотвращения разрыва, является подвижная петля. Это многожильный изолированный термопровод, одним концом прикрепленный к поршню, другим к неподвижной панели, установленной на стенке картера. Такое устройство долговечнее, но достаточно капризное.

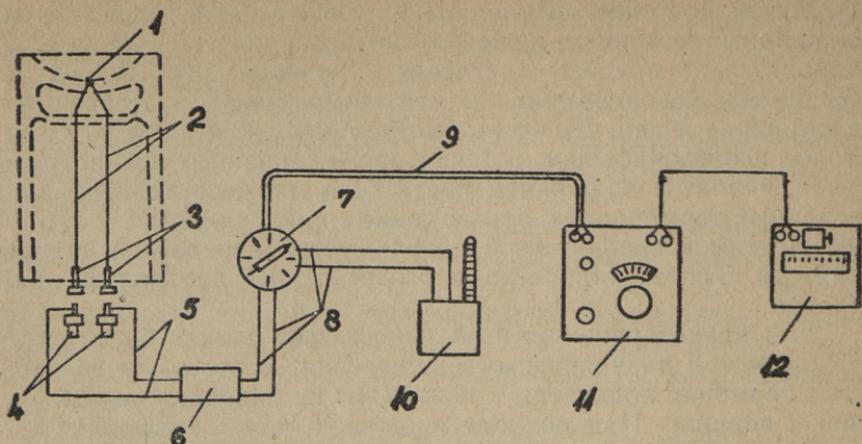
Для предотвращения этих недостатков может быть предложен метод периодического включения. В этом случае провода термопар подведены к контактам на панели, прикрепленной к поршню. При подходе поршня к Н.М.Т. последние соединяются с другим комплектом контактов и термо-э.д.с. передается регистрирующей аппаратуре. Принимая во внимание положительные результаты, полученные Т. И. Вороновой [1] при использовании аналогичного метода, необходимо считать целесообразным развивать и пополнять такую методику, особенно по пути конструктивного усовершенствования, изыскания и использования более совершенной и точной измерительной аппаратуры.

С другой стороны, для проверки точности показаний такой системы целесообразно вводить в качестве свидетелей комплект плавких вставок. Последнее должно развеять сомнения в точности показаний термопарами истинных значений температур в той или иной точке поршня.

Для отработки метода с периодическим включением термопар и оценки влияния залива масла в поршень на его тепловое состояние, на дизеле 4НФД24, установленном на стенде в лаборатории судовых силовых установок ТПИ, были проведены испытания. Полученный же навык и некоторые результаты могут быть использованы при испытаниях двигателей 8НФД48 в эксплуатационных условиях.

Ниже приводится методика измерений температур поршней дизеля 4НФД24, где у одного верхняя полость заполнена маслом, а другие оставлены стандартными.

На фиг. 1 представлена схема устройства для замера температур. «Горячий спай» термопары 1 осуществляется в исследуемой точке поршня. При помощи термопроводов 2 производится соединение спая с неподвижными контактами 3. При подходе поршня к Н.М.Т. контакты 3 замыкаются с подвижными контактами 4. Далее, от контактов 4 термопроводами 5 термо-э.д.с. подводится через панель 6 к переключателю 7, который термопроводами 8 соединяется с холодным спаем 10.

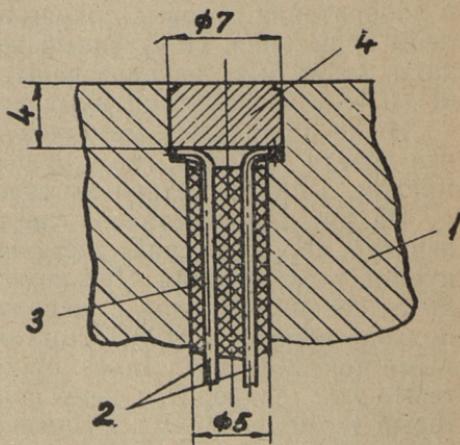


Фиг. 1. Схема устройства для замера температур в поршне:

1 — горячий спай термопары; 2 — термоэлектродные провода; 3 — контакты на поршне; 4 — подвижные контакты; 5 — термопровода; 6 — панель; 7 — переключатель; 8 — термопровода; 9 — медные провода; 10 — термостат с холодным спаем; 11 — компенсационный прибор; 12 — нуль-гальванометр.

От переключателя красномедными проводами 9 производится соединение с компенсационным прибором 11 и нуль-гальванометром 12.

Установка гермопар в поршне. Поршень дизеля 4НФД24 диаметром в 17,5 см выполнен из чугуна и снабжен 4 компрессионными и 2 маслосъемными кольцами. Для определения и сопоставления температуры поршней установлено три термопары: одна — в центре дна, вторая — на наружной кром-

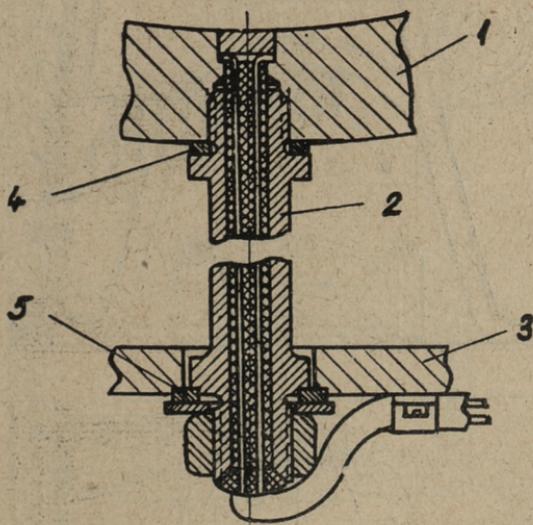


Фиг. 2. Установка и крепление термопары в поршне:

1 — тело поршня; 2 — термоэлектродные провода; 3 — двухканальная фарфоровая грубка; 4 — пробка.

ке — в районе выхлопного клапана, третья — в районе первого компрессионного кольца. Установка и крепление этих термопар показано на фиг. 2 и проведено следующим образом. В заданной точке высверливалось сквозное отверстие диаметром 5 мм, а со стороны установки термопар — гнездо диаметром 7 мм, на глубину 4 мм. В сквозное отверстие вставлялась двухканальная керамическая трубка с хромель-копелевыми проводами, диаметр которых 0,5 мм. Концы этих проводов загибались на буртик и прижимались к телу поршня чугунной пробкой, которая запрессовывается и чеканится по краям. Такой способ крепления термопар обеспечивает хороший контакт термопроводов с металлом поршня. Одновременно обеспечивается достаточная прочность и газонепроницаемость в месте установки термопар.

Ввиду того, что полость одного из исследуемых поршней была заполнена маслом, появилась необходимость в специальном уплотняющем устройстве (фиг. 3). Для этого в центре днища со стороны полости масла рассверливалось дополнительное отверстие диаметром 8,1 мм, в которое ввинчивалась трубка с двумя буртиками и с медно-асбестовой прокладкой. Диаметры сверления в крышке и буртике трубки выбраны так,

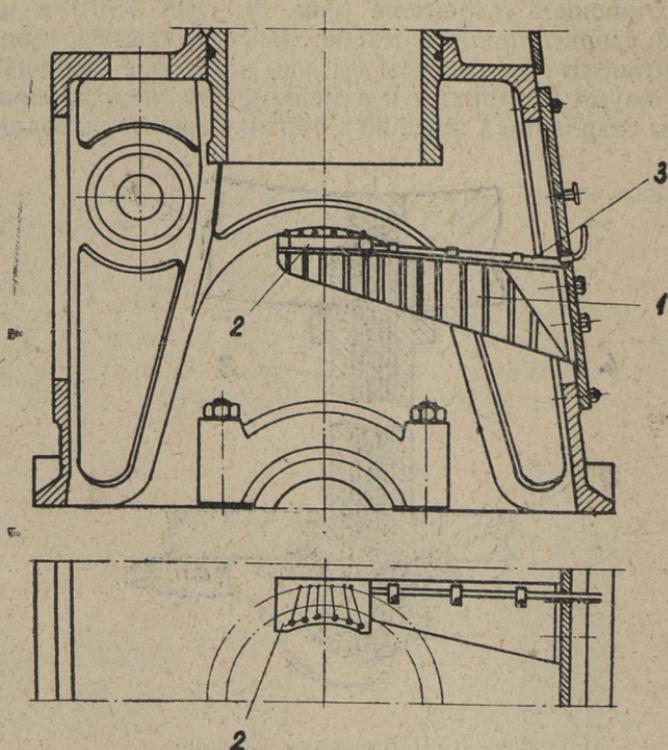


Фиг. 3. Специальное уплотнительное устройство вместе с термопарой:

1 — тело поршня; 2 — трубка; 3 — крышка полости поршня; 4 — медно-асбестовое уплотнение; 5 — медное уплотнение

Места выхода термопар из керамической трубки заделываются цемент-фосфатом. Затем провода собираются в пучки и заключаются в кембриковую трубку, которая крепится к внутренней стенке поршня неметаллическими скобками и бакелитовым лаком, и подводятся к неподвижным контактам из термоэлектродного материала на текстолитовой колодке. Крепление и расположение термопар и термопроводов показано на фиг. 4. Термопары «а» и «б» на кромке поршня, для наглядности разведены — в действительности они находятся на одной стороне.

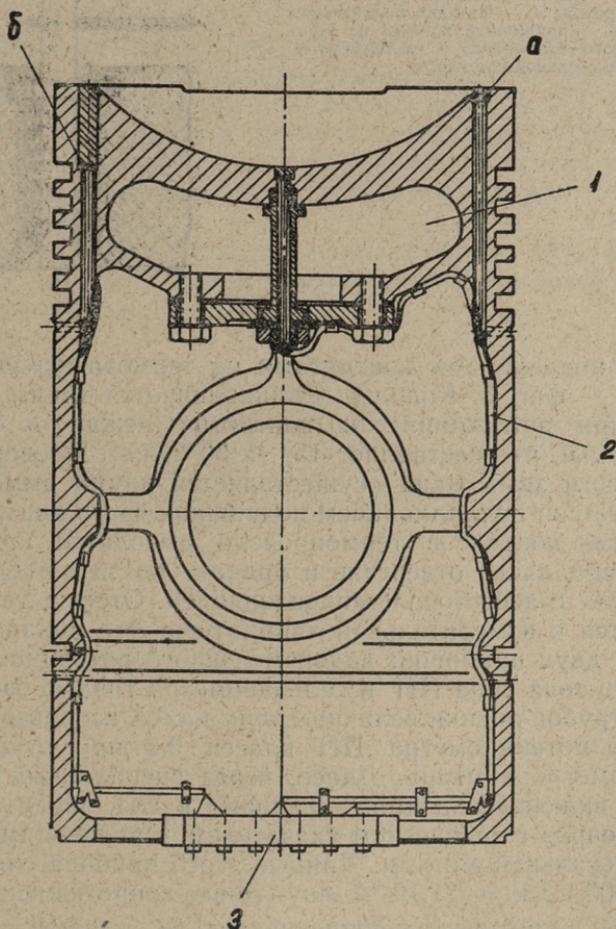
В картере двигателя устанавливается кронштейн с пружинными контактами, представленный на фиг. 5. Этот кронштейн изготовлен из 3-х мм стального листа с ребрами жесткости и прикреплен со стороны выхлопа к люку картера. На кронштейне на прокладках смонтирована текстолитовая ко-



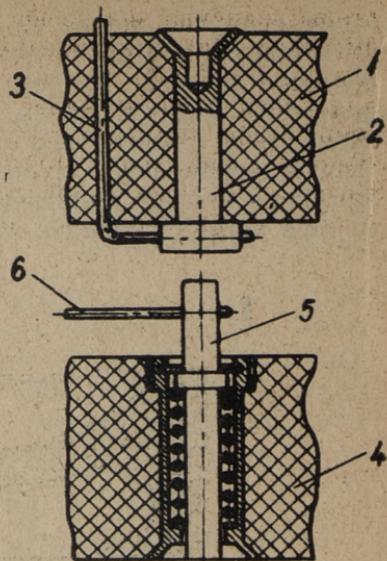
Фиг. 5. Устройство с подвижными контактами, установленное в картере.

1 — кронштейн; 2 — текстолитовая колодка с подвижными контактами; 3 — термопровода и их вывод

чтобы величина зазора не превышала $0,2 \div 0,3$ мм. После совместной обработки поверхность крышки и буртика под прокладку 5 (фиг. 3), крышка отдавалась, а полость поршня заполнялась маслом. Далее, поршень нагревался до такой степени, чтобы температура масла достигла 250°C (замер с помощью специальной термопары), после чего затягивалась крышка с медным уплотнением. По окончании этих работ термопара устанавливалась в ранее описанном порядке.



Фиг. 4. Поршень с маслом и установленными термопарами:
 1 — объем заполненной маслом; 2 — термопровода; 3 — текстолитовая колодка с термоэлектродными контактами; а — термопара на периферии, углубленная на 4 мм; б — термопара на периферии, углубленная на 30 мм



Фиг. 6. Контактное устройство:

1 — колодка блока контактов поршня; 2 — контакты из термоэлектродного материала; 3 — термопровод; 4 — колодка подвижных контактов; 5 — подвижной контакт из термоэлектродного материала; 6 — термопровод к соединительной панели.

лодка с подвижными контактами из термоэлектродного материала — фиг. 6. Колодка устанавливается таким образом, чтобы при замыкании ход контактов лежал в пределах $0,8 \div 1,0$ мм, что составляет $15 \div 20^\circ$ п.к.в. Проверка одновременности замыкания осуществляется двумя омметрами и регулируется подпиливанием подвижной части контактов. От подвижных контактов термопровода выводятся из картера через специальное отверстие и подключаются к соединительной панели с асбестовой теплоизоляцией. Отсюда термо-э.д.с. подводится к измерительной аппаратуре. Эта аппаратура состоит из двух приборов: видоизмененного потенциометра постоянного тока типа ПП и гальванометра типа «Гоэрс».

Для грубой оценки величины термо-э.д.с. использован гальванометр потенциометра ПП класса 0,2 при отключенном гальванометре «Гоэрс». Далее, через специальный потенциометр и выключатель, вмонтированные в ПП, вводится в действие «Гоэрс» с оптическим указателем, и являющимся основным нульгальванометром. Данные этого прибора следующие: тип 167303,1 мм = $21 \cdot 10^{-9}$ А, внутреннее сопротивление $R_{\text{вн}} = 12,34 \Omega$, а критическое сопротивление $R_{\text{кр}} = 120 \Omega$.

До монтажа и установки на двигатель всего измерительного устройства проведена проверка и тарировка системы с разрывами в цепи, соответствующими действительным на двигателе.

Использование вышерассмотренной схемы измерений температуры поршня для дизелей 8НФД24 показало, что она вполне надежна и точна. Указанный двигатель с этой системой проработал на стенде порядка 250 часов на разных режимах по внешней, частичной, винтовой и нагрузочной характеристиках. В течение этого времени каких-либо неполадок или неточности работы аппаратуры не наблюдалось.

Выводы

Определение температур в поршне для установления его теплонапряженности наиболее целесообразно осуществлять методом термопар с периодическим их включением. Последнее требует, по сравнению с другими методами, наличия более точной измерительной аппаратуры. Однако система надежна в эксплуатации и может быть рекомендована для более длительных испытаний.

Предполагаемая методика принята также для проведения натуральных замеров температур поршней двигателей 8НФД48, установленных на СРТ-Р.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. И. Воронова. Экспериментальное исследование теплового состояния цилиндро-поршневой группы двигателя с противоположно движущимися поршнями ЦНИДИ. Сборник № 44, 1962.
2. G. Eichelberg. Entwicklung auf dem Gebiet der Verbrennungsmotoren. Schweizerische Bauzeitung, 1956, Bd. 7 H, № 16.

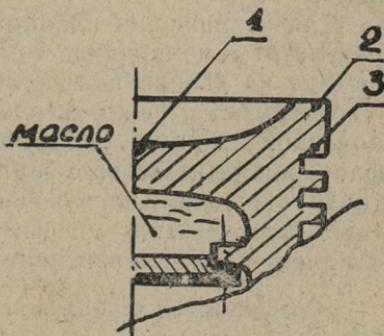
П. Х. Мурель, Г. Л. Соскинд

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЗАПОЛНЕНИЯ МАСЛОМ ПОЛОСТИ ПОРШНЯ ДВИГАТЕЛЯ 4NVD24 НА ТЕМПЕРАТУРУ ДНИЩА ПОРШНЯ

Введение

Известно, что условия работы поршня двигателя являются наиболее тяжелыми вследствие одновременного циклического воздействия значительных механической и тепловой нагрузок. При достижении некоторого определенного значения перепада температур в днище поршня могут образоваться трещины. Во избежание этого широко применяются известные радикальные меры, позволяющие обычно снизить теплонапряженность поршня до безопасного уровня, в частности жидкостное проточное охлаждение, использование в качестве материала для поршней легких теплопроводных сплавов и т. п. У малонапряженных же двигателей широко применяются неохлаждаемые чугунные поршни.

Однако на практике встречаются случаи, когда двигатель с умеренными параметрами рабочего процесса и, следовательно, с невысокой теплонапряженностью, в условиях эксплуатации оказывается перегруженным, что приводит к рас-



Фиг. 1. Точки замера температуры поршня

трескиванию поршней. Сюда относятся, например, двигатели завода им. К. Либкнехта (ГДР) типа NVD48, установленные в качестве главных на многих рыбопромысловых судах.

Поршни этих двигателей выполнены чугунными, неохлаждаемыми; полости под днищем закрыты крышками (фиг. 1) для предохранения от попадания масла, которое закоксовалось бы и ухудшило тем самым теплоотвод к воздуху.

Конструкция поршня двигателей типа NVD48 позволяет без особых затруднений применить конвективное охлаждение поршня. Как известно [1], такой способ охлаждения хорошо себя зарекомендовал при небольшой теплонапряженности днища и относительно больших диаметрах цилиндров. В Таллинском политехническом институте проводились исследования возможности применения этого способа снижения теплонапряженности и устранения растрескивания днищ поршней двигателей типа NVD48, установленных на рыболовных траулерах. Предварительно методика заполнения полости поршня маслом и эффективность конвективного метода охлаждения поршней были проверены на двигателе 4NVD24 ($N_e = 80$ з.л.с при $n = 600$ об/мин), установленном в лаборатории Судовых силовых установок. Конструкция поршней этого двигателя и дизелей типа NVD48 подобны.

В настоящей статье излагаются результаты испытаний, проведенных на двигателе 4NVD24.

Температура поршня с заполненной маслом полостью и — для сравнения — поршня без заполнения — замерялась в трех характерных точках (фиг. 1) при помощи контактных термодатчиков.*

Как известно, с увеличением размеров цилиндра двигателя уменьшается относительная поверхность охлаждения и удлиняется путь теплоотвода от центральной части поршня к кольцам. В результате этого температура поршня, в частности у двигателя типа NVD48, будет значительно выше, чем у дизелей 4NVD24.

Для исключения влияния теплового режима двигателя на результаты измерений, температура охлаждающей воды на выходе из дизеля поддерживалась постоянной ($56 \div 58^\circ\text{C}$).

Нагрузка и режимы работы были выбраны с целью установления влияния следующих основных эксплуатационных факторов на изменение температуры поршня: 1) работа по винтовой, внешней и нагрузочной характеристикам; 2) изменение теплового режима; 3) изменение угла опережения подачи топлива; 4) остановка двигателя.

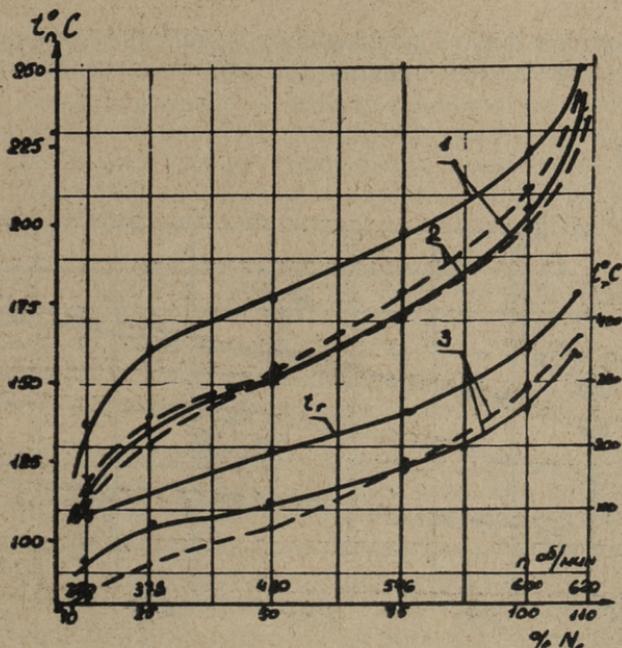
* См. статью Н. С. Розанова и Т. К. Сауля в настоящем сборнике, стр. 57.

1. Влияние режима работы двигателя на температуру поршня

А. Винтовая характеристика

На фиг. 2 представлены кривые изменения температуры поршня обыкновенной конструкции и с заполненной маслом полостью при работе двигателя по винтовой характеристике (кубической параболе). Этот режим, как известно, соответствует условиям работы главного двигателя промышленного судна на переходах, без трала.

Как видно из графиков на фиг. 2, наличие масла в полости поршня понижает температуру (кривая 1) в центре днища на $20 \div 25^\circ$, в результате чего она оказывается даже ниже на $5 \div 12^\circ$, чем на кромке (кривая 2). Отнятое в центре маслом тепло передается к менее нагретым частям поршня, и поэтому температура днища в точках 2 и 3 повышается на $6 \div 8^\circ$, по сравнению с поршнем без конвективного охлаждения.



Фиг. 2. Изменение температуры поршня двигателя 4NVD24 при работе по винтовой характеристике:

сплошные линии — поршень без охлаждения; прерывистые линии — конвективное охлаждение днища. Кривая 1 — в центре днища; кривая 2 — на кромке днища; кривая 3 — над верхним кольцом; кривая t_r — температура выхлопных газов

При нагрузках менее 60÷75% от полной наличие масла обуславливает понижение температуры во всех точках поршня (фиг. 2). Следует отметить сравнительно низкую температуру в районе верхнего поршневого кольца, составляющую при полной нагрузке около 150°C (кривая 3, фиг. 2).

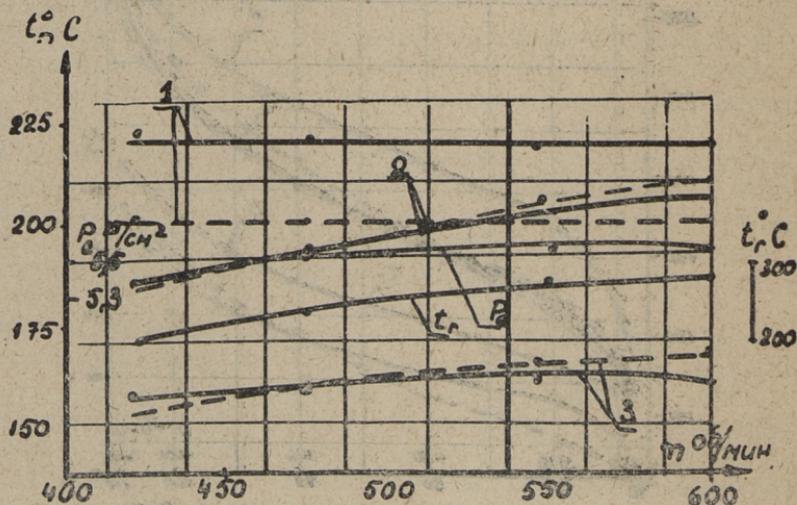
Радиальный температурный перепад (разность ординат кривых 1 и 2) при наличии масла составляет всего лишь 10÷12° при нагрузках, близких к полной (включая перегрузку), что примерно в два раза меньше, чем у поршней с незаполненной полостью.

Как известно, именно интенсивность радиального теплового потока — от центра к поршневым кольцам, от них — через втулку цилиндра в охлаждающую воду — определяет теплонапряженность неохлаждаемого поршня.

На фиг. 2 приведена также кривая температуры выхлопных газов t_r , замеренная в общем коллекторе. Характер ее изменения совпадает с таковым для температуры поршня.

Б. Внешняя характеристика

Кривые на фиг. 3 показывают изменение температуры в тех же точках днища поршня при работе двигателя с постоян-



Фиг. 3. Изменение температуры поршня двигателя 4NVD24 при работе по внешней характеристике номинальной мощности:

сплошные линии — поршень без охлаждения; прерывистые линии — конвективное охлаждение днища. Кривая 1 — в центре днища; кривая 2 — на кромке днища; кривая 3 — над верхним кольцом; кривая t_r — температура газов; кривая P_e — среднее эффективное давление, кг/см²

ной подачей топлива, соответствующей номинальной мощности. Эти условия имеют место на режиме траления, осуществляемом при пониженных числах оборотов и являющимся т. о. наиболее тяжелым для двигателя в целом.

Как видно из фиг. 3, при понижении числа оборотов на 30%, т. е. с 600 до 420 в минуту, температура в центре поршня почти не изменялась, в то время как на кромке поршня (кривая 2, фиг. 3) она понизилась на 10—11%.

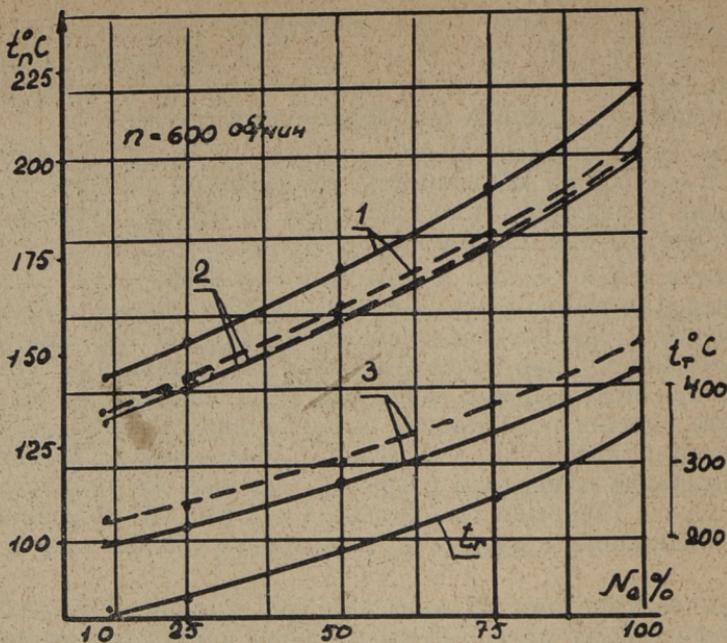
Таким образом, при понижении числа оборотов радиальный перепад температур у неохлаждаемого поршня все время возрастает и на режиме внешней характеристике, соответствующей 420 об/мин, более чем в два раза превышает это значение при номинальной мощности. При наличии же масла в полости поршня температура в центре днища также почти не меняется, а на кромке — понизилась более чем на 15%, в том же интервале изменения нагрузок. Перепад же температур в этом случае (прерывистые кривые 1 и 2, фиг. 3), по сравнению с неохлаждаемым поршнем, уменьшился более чем в два раза.

Температура над верхним кольцом (кривая 3, фиг. 3) изменяется весьма мало при уменьшении нагрузки, причем при наличии масла в полости — несколько более интенсивно. Повышению тепловой нагрузки поршня на рассматриваемом режиме способствует также уменьшение количества циркулирующих охлаждающих агентов — воды и масла, поскольку их насосы «навешены» на двигатель, а число оборотов вала уменьшается.

На фиг. 3 показаны также кривые изменения среднего эффективного давления p_e и температуры выхлопных газов t_r .

В. Нагрузочная характеристика

Зависимость температуры поршня от нагрузки при постоянном числе оборотов вала двигателя показана на фиг. 4. При $n = 600 \text{ об/мин} = \text{const}$ температурные кривые для всех точек поршня, при наличии конвективного охлаждения и без него, близки к прямой и примерно эквидистантны. Наличие масла в полости понижает температуру в центре днища на $20 \div 12^\circ$, а над верхним поршневым кольцом — наоборот: увеличивает на $6 \div 7^\circ$; при этом обе кривые 2 (фиг. 4) почти сливаются. Перепад же температур при наличии масла в полости поршня (разность ординат между точками на кривых 1 и 2) уменьшается более чем в 3 раза. На фиг. 4 приведена также кривая изменения температуры выхлопных газов t_r .

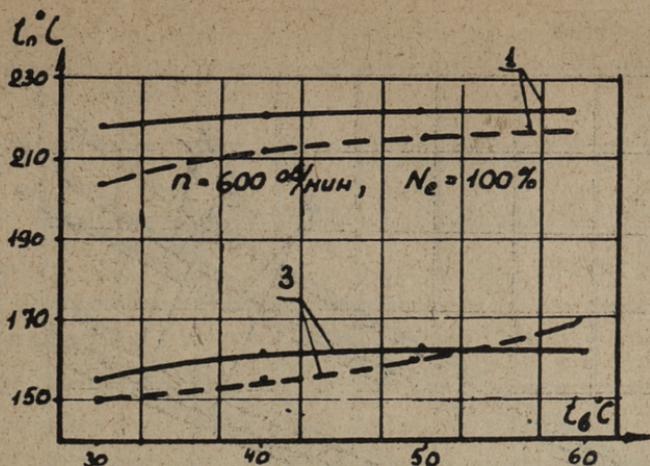


Фиг. 4. Изменение температуры поршня двигателя 4NVD24 при работе по нагрузочной характеристике, $n = 600 \text{ об/мин} = \text{const}$:

сплошные линии — поршень без охлаждения; прерывистые линии — конвективное охлаждение дна: Кривая 1 — в центре дна; кривая 2 — на кромке дна; кривая 3 — над верхним кольцом; кривая t_r — температура выхлопных газов

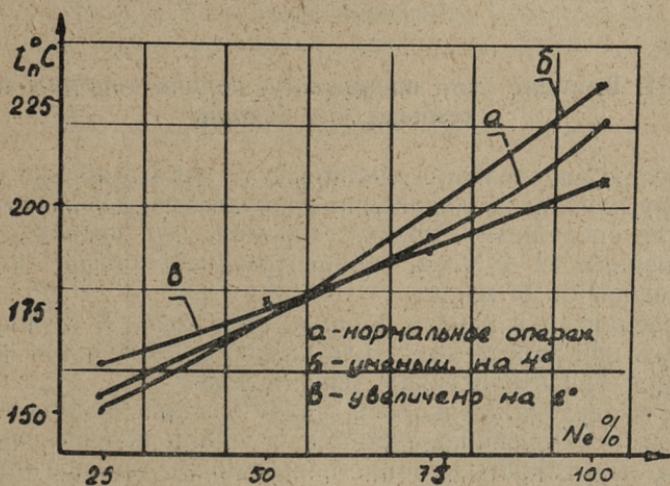
II. Влияние теплового режима работы двигателя на температуру поршня

Как известно, тепловой режим двигателя может быть охарактеризован температурой охлаждающей воды t_b на выходе из двигателя. На фиг. 5 показано ее влияние на температуру в центре поршня и над верхним кольцом при наличии масла в полости и без него при номинальной нагрузке. Как видно из графиков, температура в центре неохлаждаемого поршня практически одна и та же при уменьшении температуры охлаждающей воды. Такой же характер имеет и кривая температуры над поршневым кольцом (фиг. 5). Более чувствительным к изменению теплового режима двигателя является днище поршня с заполненной маслом полостью. Наличие конвективного охлаждения более заметно снижает температуру поршня в центре и над верхним поршневым кольцом.



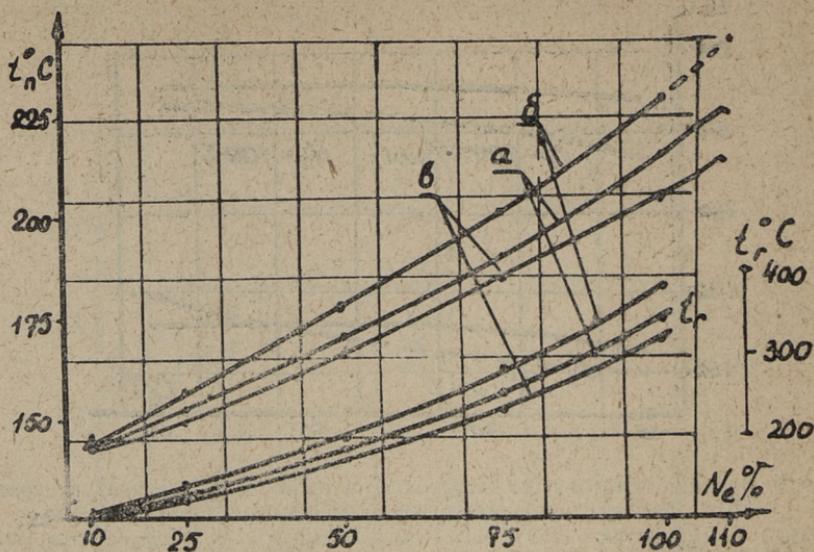
Фиг. 5. Влияние температуры охлаждающей воды t_b на температуру поршня двигателя 4NVD24:

кривая 1 — температура в центре дна поршня; кривая 2 — температура над верхним кольцом. Сплошные линии — поршень без охлаждения; прерывистые линии — конвективное охлаждение дна



Фиг. 6. Влияние угла опережения подачи топлива на температуру в центре неохлаждаемого дна поршня двигателя 4NVD24 — вьютовая характеристика:

кривая а — опережение нормальное; кривая б — опережение уменьшено на 4° п. к. в.; кривая в — опережение увеличено на 8° п. к. в.



Фиг. 7. Влияние угла опережения подачи топлива на температуру в центре неохлаждаемого днища поршня двигателя 4NVD24 — нагрузочная характеристика, ($n = 600 \text{ об/мин} = \text{const}$):

кривая *a* — опережение нормальное; кривая *б* — опережение меньше на 4° п. к. в.; кривая *б* — опережение больше на 8° п. к. в. Нижние кривые — температуры выхлопных газов

III. Влияние угла опережения подачи топлива на температуру поршня

С целью определения влияния угла начала подачи на температуру поршня исследования проводились: а) на номинальном угле опережения подачи топлива (по насосу), б) на уменьшенном на 4° п.к.в.* (более поздней подаче) и в) на увеличенном на 8° п.к.в.

Температура в центре дна поршня (без масла в полости) замерялась при работе двигателя как по винтовой, так и по нагрузочной характеристикам (фиг. 6 и 7).

Как и следовало ожидать, более поздняя подача топлива приводит к ухудшению процесса сгорания и к его «растягиванию», что сопровождается повышением температуры продуктов сгорания (фиг. 7). Это в свою очередь увеличивает температуру днища поршня практически на всем диапазоне нагрузок (кривая «б» на фиг. 6 и 7). Несколько ниже температура поршня при нормальном угле опережения, причем

* $^\circ$ п.к.в. — в градусах угла поворота коленчатого вала.

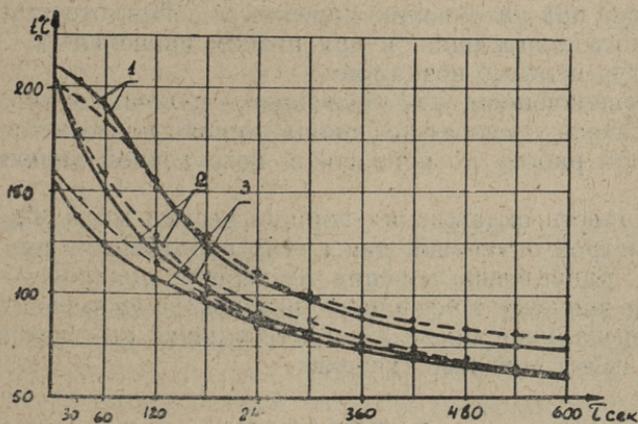
дальнейшее увеличение предварения впрыска также приводит, у данного двигателя, к понижению температуры поршня (фиг. 6 и 7, кривая «в»).

IV. Влияние остановки двигателя на температуру поршня

Как известно, при траловом и дрефтерном ловах неизбежны многочисленные маневры, в том числе и большое число реверсов, т. е. остановок и последующих пусков двигателя, часто с быстрым набором мощности.

Такая работа двигателя осуществляется в условиях нестационарного теплового режима и сопровождается, как известно, возникновением значительных дополнительных тепловых напряжений в омываемых горячими газами поршне, втулке и крышке цилиндра; эти напряжения как бы накладываются на таковые, возникающие при стационарном режиме. Положение усугубляется в связи с наличием воздушного пуска двигателя, когда, после кратковременной остановки двигателя, холодный пусковой воздух соприкасается с горячими стенками вышеупомянутых деталей, в том числе и поршня.

Остывание последнего при остановке двигателя, в силу тепловой инерции, связанной со значительной массой чугунного поршня, и отсутствия охлаждения, происходит весьма медленно. На фиг. 8 показано изменение температуры поршня во времени после остановки двигателя. Видно, что через



Фиг. 8. Остывание поршня после остановки двигателя 4NVD24: кривая 1 — температура в центре поршня; кривая 2 — температура на кромке поршня; кривая 3 — температура над верхним кольцом. Сплошные линии — поршень без охлаждения; прерывистые линии — конвективное охлаждение дна

10÷15 секунд (время реверса), температура поршня почти не падает. Даже через минуту температура поршня понижается лишь на 12÷13%, сохраняя свое наибольшее значение в центре, причем скорость остывания поршня при конвективном охлаждении даже несколько ниже, чем без него (фиг. 8). При этом радиальный перепад температур практически все время (в течение 4÷5 минут) сохраняет свое первоначальное значение, которое он имел до остановки, при работе на номинальной нагрузке.

Заключение

1. Заполнение маслом полости поршня двигателя 4NVD24 (4Ч 17,5/24) способствует некоторому выравниванию температур в днище поршня вследствие возникновения конвективного теплообмена. В результате этого несколько уменьшается температура, а, следовательно, и перепад температур и напряжения в центре днища.

2. Наибольшую тепловую нагрузку поршень испытывает при работе по внешней характеристике. При понижении числа оборотов температура в центре поршня почти не падает, и перепад температур резко возрастает. При наличии масла в полости поршня эта разность температур уменьшается более чем в два раза.

3. При изменении теплового режима двигателя температура поршня изменяется незначительно; наличие масла в полости поршня способствует некоторому уменьшению перепада температур при увеличении значения t_b . При отсутствии конвективного охлаждения и при низком значении t_b перепад температур немного возрастает.

4. С увеличением угла опережения подачи топлива в данном двигателе температура днища поршня понижается во всех точках при работе по винтовой и нагрузочной характеристикам.

5. Скорость охлаждения поршня весьма мала. При этом, после быстрой остановки двигателя, работавшего при полной нагрузке, радиальный перепад температур сохраняет свое наибольшее значение в течение значительного времени (4÷5 минут). При наличии масла в полости поршня этот перепад температур имеет меньшее значение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д. Б. Танатар. Дизели. Компонировка и расчет. Л., 1963.

УДК 533. 601. 1:621. 125

*Н. К. Зиновьев.***СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ НА РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ ПАРЦИАЛЬНЫХ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ****Введение**

При исследованиях напряженности, экономичности и вибрационной надежности лопаточного аппарата парциальных турбинных ступеней одной из основных задач является задача установления характера изменения аэродинамических усилий, действующих на рабочие лопатки в период прохождения ими потока за включенной группой сопел.

Первые исследования изменения усилий на рабочих лопатках при парциальном впуске проводились в ЦКТИ М. И. Шейном [1] путем совместной продувки плоских решеток профилей, одна из которых состояла из ограниченного числа профилей направляющих лопаток. Средняя рабочая лопатка в пакете была дренирована по периферии профиля. Плоский пакет рабочих лопаток мог перемещаться по отношению к плоскому пакету направляющих лопаток таким образом, чтобы дренированная лопатка могла находиться на различных участках потока за соплами. Величина усилий определялась методом распределения давлений по профилю дренированной рабочей лопатки.

В дальнейшем аналогичные исследования проводились в Московском энергетическом институте Г. М. Кочетовым [2]. В отличие от опытов М. И. Шейна в данном случае перемещался пакет сопловых лопаток. Измерение усилий на рабочих лопатках производилось методом взвешивания на тензометрических весах. С этой целью средняя в плоском пакете лопатка жестко соединялась с рамкой весов, на которую наклеивались проволочные тензометры.

Анализ структуры потока за соплами парциальной ступени [3] показал, что структура потока в реальной парциальной ступени в существенной мере отличается от структуры потока,

набегающего на рабочие лопатки двухзвенных решеток в статических условиях. Исходя из того, что рассмотренные исследования проводились в статических условиях, полученные результаты дают лишь приближенное представление о характере изменений усилий на рабочих лопатках ступеней с частичным впуском.

В несколько дюном плане проводились Р. С. Дейчем в ЦНИДИ [4] исследования изменения нагрузки на рабочие лопатки радиальных турбин. При проведении исследования оценка величины усилий производилась методом тензометрирования рабочих лопаток. Несмотря на приближение условий испытаний к реальным условиям, полученные результаты не дают возможности судить о характере изменения аэродинамических сил, поскольку в данном случае остается неустранимым влияние сил инерции масс самих лопаток.

Анализ структуры потока за сопловым сегментом парциальной ступени показывает, что величина абсолютной скорости в потоке за соплами по мере приближения к краям потока уменьшается. Такое распределение скоростей по сечению потока приводит к тому, что при входе рабочей лопатки в струю за крайним в сегменте соплом поток сначала поступает со стороны спинки лопатки, вызывая ее торможение. Величина относительной скорости при этом убывает. При дальнейшем перемещении рабочей лопатки величина относительной скорости резко возрастает. Обтекание профилей рабочих лопаток в центральной части потока происходит при периодически меняющейся величине скорости (из-за попадания профилей в зону кромочного следа) и переменной величине угла атаки (в начале участка угол атаки отрицательный, в конце участка положительный). По мере приближения к выходной границе струи величина относительной скорости уменьшается, достигая минимального значения при величине угла натекания β , равном $(\alpha_{\text{э}} + \frac{\pi}{2})$ радиана. При дальнейшем перемещении лопатки поток начинает поступать со стороны спинки профиля, вызывая торможение лопатки.

Основываясь на положениях теории неустановившихся движений крылового профиля [5] можно предполагать, что при рассмотренном характере изменения поля относительных скоростей на рабочие лопатки будут действовать дополнительные аэродинамические инерционные силы.

В настоящее время при расчетах парциальных ступеней влияние дополнительных аэродинамических сил, обусловленных нестационарностью потока, не учитывается.

При рассмотрении вопроса вибрационной надежности на основании данных, полученных при исследовании в статических условиях силового воздействия потока на рабочие лопатки, и данных, полученных в результате тензометрирования напряжений на лопатках, принимается, что график изменения усилий на рабочей лопатке парциальной ступени за период прохождения лопаткой потока за группой сопел имеет вид либо прямоугольника, либо трапеции, либо треугольника [6]. Такое представление о характере нагрузки на рабочие лопатки парциальной ступени не учитывает физических явлений, имеющих место при работе реальной парциальной ступени. Исходя из этого, возникает необходимость экспериментальной проверки возможностей возникновения на рабочих лопатках парциальных ступеней дополнительных инерционных аэродинамических сил, обусловленных нестационарностью потока.

Учитывая важность вышеуказанной задачи и ее большое практическое значение для расчета парциальных турбинных ступеней судовых турбин, кафедра судовых силовых установок Таллинского политехнического института поставила перед собой задачу создания узко-специального упрощенного стенда для изучения характера изменения окружного усилия на рабочих лопатках в период прохождения ими потока за сопловым сегментом.

В настоящей статье приводится описание стенда и результатов наладочных испытаний, проведенных на указанном стенде в лаборатории кафедры судовых силовых установок ТПИ в 1963 году.

В конструировании и наладке стенда принимали участие студент V курса О. Тракс и зав. лабораторией ССУ инженер Т. Сауль.

Описание стенда

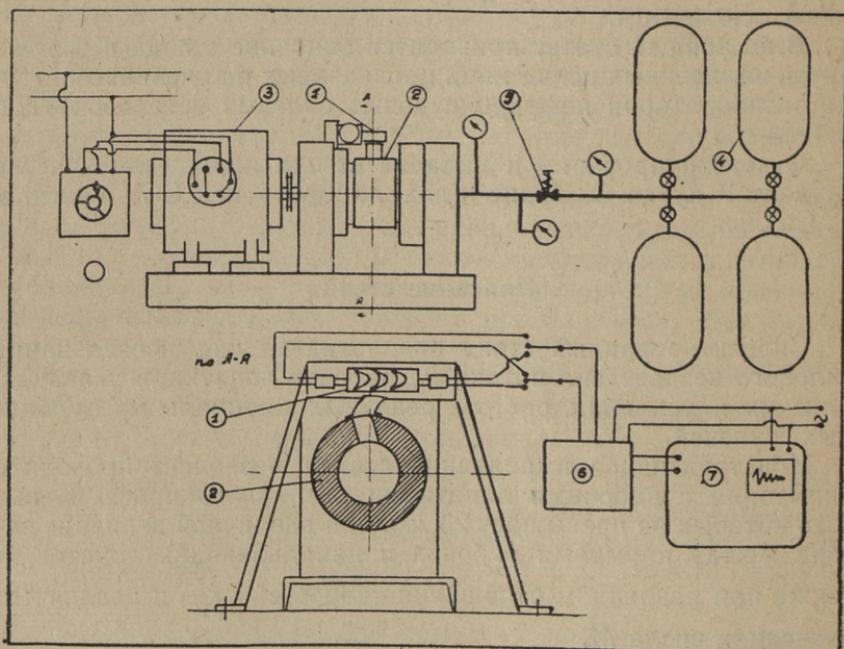
Спроектированный стенд предназначен для исследования силового воздействия потока на рабочие лопатки в условиях, близких к условиям работы реальных парциальных турбинных ступеней.

Конструктивное выполнение стенда позволяет проводить испытания с рабочими лопатками различного профиля, высота которых не превышает 25 мм, при различной величине зазора между кромками рабочих и направляющих лопаток, а также при различном отношении скоростей $\frac{U}{C_1}$ и различных значениях числа M .

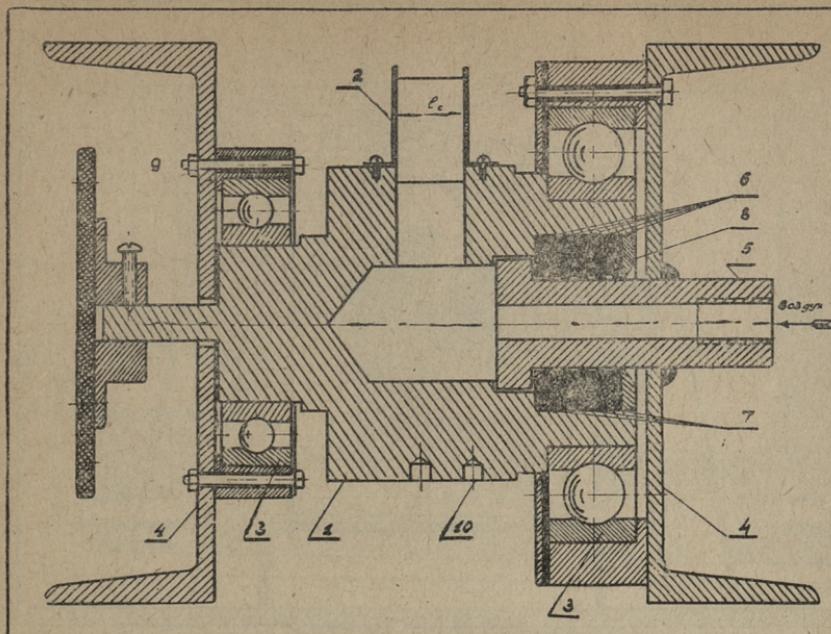
При этих условиях на спроектированном стенде возможно проведение исследования влияния конструктивных характе-

ристик облопачивания и величины зазора на характер изменения окружного усилия на рабочих лопатках. Стенд построен по принципу радиальной ступени с соплами, расположенными на вращающемся колесе и неподвижными рабочими лопатками. При этих условиях структура потока, поступающего на рабочие лопатки, будет идентична структуре потока в одновечной парциальной турбинной ступени. Использование этой идеи позволяет моделировать явления, характерные для турбинных ступеней с парциальным впуском. С целью упрощения аэродинамического исследования потока в качестве рабочей среды использован воздух.

Экспериментальная установка для исследования аэродинамических сил на рабочих лопатках парциальных турбинных ступеней, схема которой приведена на фиг. 1, состоит из модели турбинной ступени, включающей обойму с набранными в пакет рабочими лопатками 1 и вращающегося направляющего аппарата 2, электромотора постоянного тока 3 с пусковым и регулирующим устройством, батареи сжатого воздуха 4, детандера 5, датчиков давления, размещенных на торцах обоймы 1, лампового усилителя 6, шлейфного осциллографа 7 и



Фиг. 1. Схема экспериментальной установки



Фиг. 2. Разрез вращающегося направляющего аппарата:

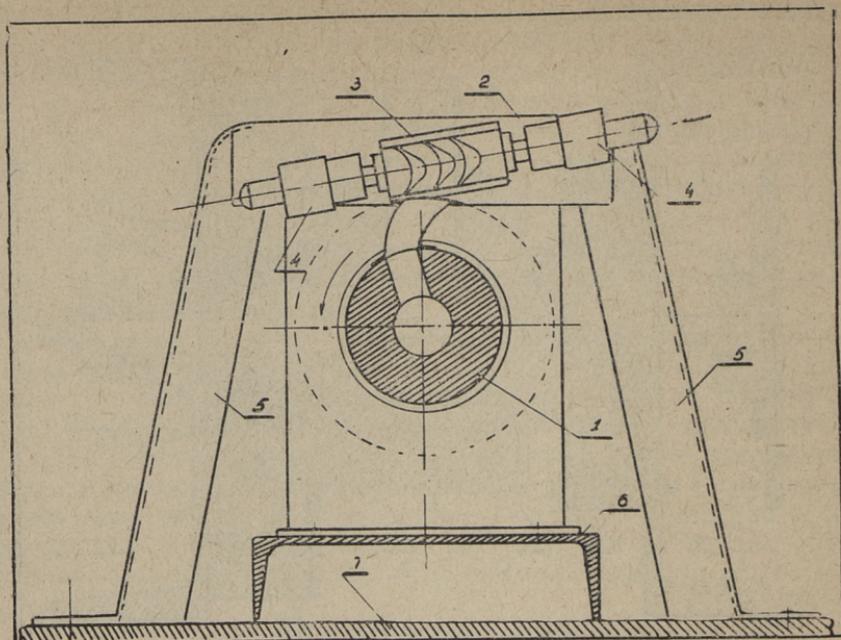
1 — вращающийся полный цилиндр, 2 — сопловый сегмент, 3 — шарикоподшипники, 4 — стойки, 5 — неподвижный подводящий патрубок, приваренный к стойке, 6 — уплотнительные фетровые кольца, 7 — фланцевые кольца, 8 — стопорное стальное кольцо, 9 — муфта, 10 — балансировочные отверстия

приборов для измерения температуры и давления воздуха в различных участках воздушной магистрали.

Из батареи баллонов сжатый воздух с давлением 18,133 бара подводится к детандеру 5, дросселируется до заданного давления и поступает во внутреннюю полость вращающегося цилиндра 2, откуда по внутреннему каналу поступает в съёмный сопловый сегмент, где расширяется до давления в зазоре.

Вращающийся поток периодически поступает на рабочие лопатки, помещенные в обойме 1, имитируя тем самым нестационарность потока, имеющую место в парциальных ступенях. Измерение усилия, действующего на рабочую лопатку, производится датчиками давления, воспринимающими импульс от средней в пакете рабочей лопатки. С целью обеспечения расчетного угла натекания потока на профиль средней в пакете лопатки (при установившемся потоке) обойма может быть повернута на соответствующий угол.

Поперечный разрез вращающегося сопла и пакета рабочих лопаток приведен на фиг. 3.

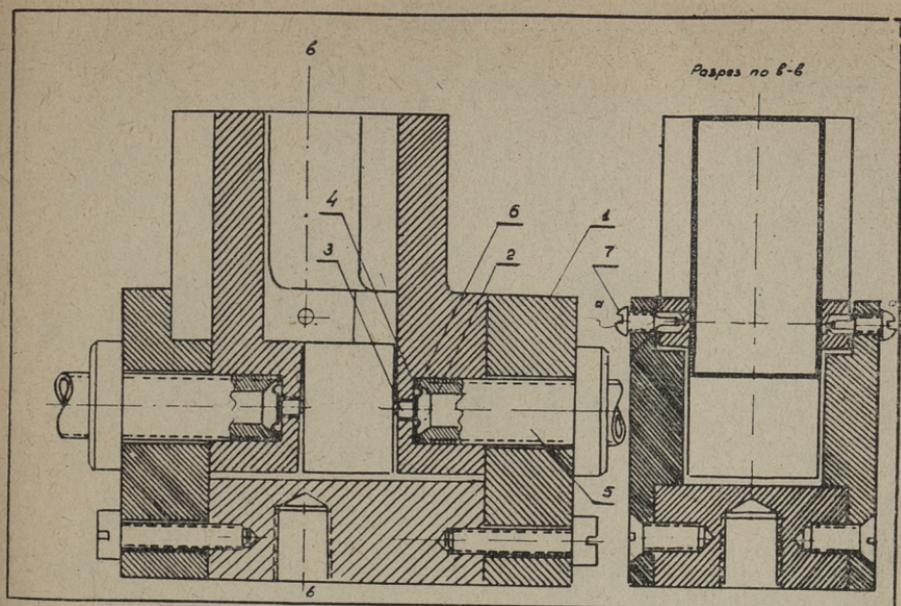


Фиг. 3. Поперечный разрез вращающегося сопла и пакета рабочих лопаток: 1 — вращающийся направляющий аппарат, 2 — траверза, 3 — пакет рабочих лопаток, 4 — стойка, 5 — рама, 6 — фундамент

Конструкция обоймы с пакетом рабочих лопаток показана на фиг. 4.

Рабочие лопатки в количестве трех штук набраны в пакет и помещены в обойму 1. Средняя лопатка в пакете закреплена в винтах 7, заканчивающихся иглой. При таком закреплении лопатки изменение величины и направления окружного усилия вызывает поворот лопатки вокруг оси $a - a$. В хвостовых частях крайних лопаток, жестко соединенных с обоймой, расположены камеры 2, заполненные жидкостью и соединенные при помощи штуцера 5 с камерой датчика. В камерах, высверленных в хвостовых частях крайних в пакете лопаток помещены гофрированные диафрагмы 6 диаметром 10 мм, изготовленные из стальной фольги толщиной 0,1 мм. Диафрагмы зажаты через свинцовые прокладки торцевой поверхностью ввертного штуцера. Со стороны подвижной лопатки в стенках камер имеются отверстия диаметром 3 мм, в которые помещены плунжеры 3 с каленой головкой. Плунжеры одной частью упираются в диафрагму, другой — в поверхность хвостовика подвижной лопатки.

При воздействии потока на рабочие лопатки средняя в пакете лопатка поворачивается на весьма малый угол (переме-



Фиг. 4. Разрез экспериментального пакета лопаток:

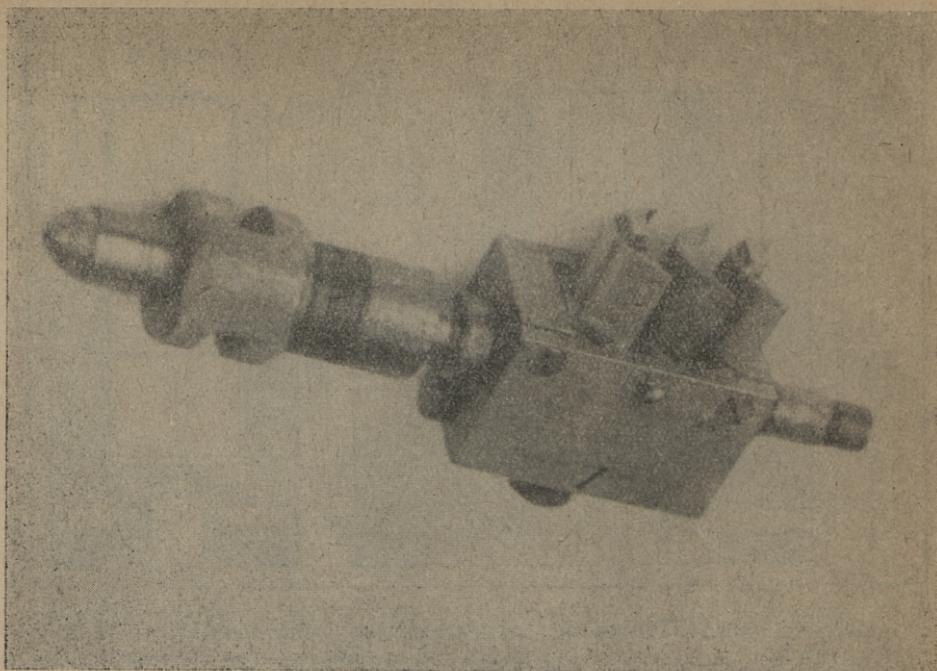
1 — обойма, 2 — камера, 3 — плунжер, 4 — прокладки, 5 — ввертной штуцер, 6 — гофрированная диафрагма, 7 — винты (игольчатые опоры)

шение в среднем по высоте сечения рабочей лопатки не превышает 0,5 мм, что обуславливает изменение относительного шага не более чем на 4%). При этом хвостовик средней лопатки перемещает соответствующий плунжер, тем самым вызывая прогиб диафрагмы. В результате прогиба диафрагмы давление в соответствующей камере в хвостовике лопатки повышается. Возникающее при переменной нагрузке колебание давления в камере воспринимается пьезодатчиком, преобразуется в электрический импульс, который усиливается и подается к шлейфу осциллографа. Колебания вибратора шлейфа при помощи оптической схемы осциллографа фотографируются на кинолентку.

Во избежание искажений характера изменения аэродинамических сил, в результате влияния сил инерции массы лопатки, средняя лопатка в пакете выполнена полой (гнутой из листового материала), весом 8,5 грамма.

На фиг. 5 показана обойма с экспериментальным пакетом рабочих лопаток в сборе.

С целью устранения передачи возможных вибраций от вращающегося направляющего аппарата на рабочие лопатки, обойма экспериментального пакета закреплена на траверсе.



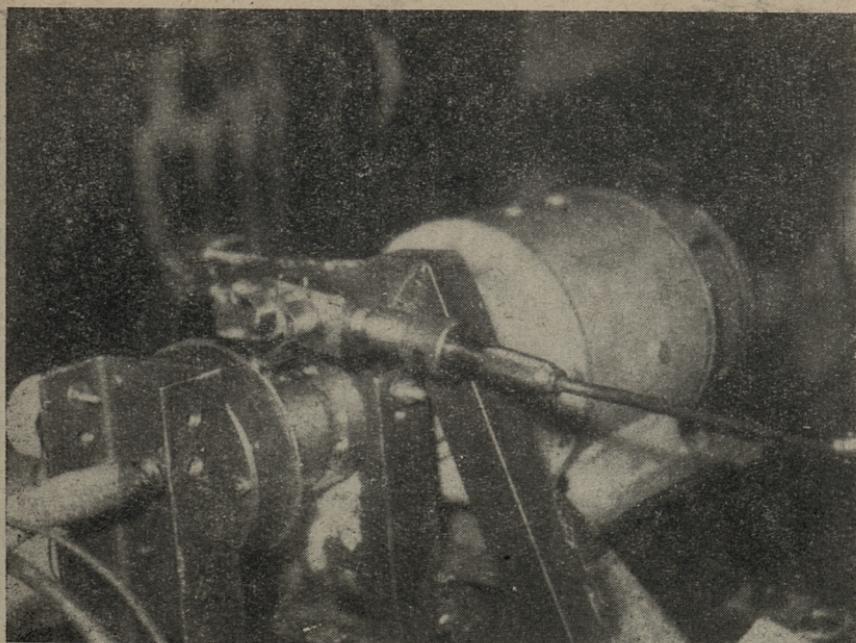
Фиг. 5. Обойма с экспериментальным пакетом рабочих лопаток

опирающегося на стойки, установленные на массивном фундаменте, как это показано на чертеже, представленном на фиг. 3 и на фотографии общего вида, представленной на фиг. 6.

Измерительная аппаратура установки (усилители, шлейфный осциллограф) показана на фиг. 7.

Результаты наладочных испытаний

Наладочные испытания стенда проведены с лопаточным аппаратом ступени активного типа. Рабочие лопатки постоянного сечения с активной высотой 25 мм имели профиль 30-А 40-35. Относительный шаг профилей в решетке был равен 0,434. Съёмный сопловый сегмент выполнен в виде единичного сопла постоянного сечения высотой, равной 20 мм и углом выхода потока согласно показаниям аэродинамического угламера, равном 0,628 радиана. Расстояние между выходной кромкой сопла и входной кромкой средней рабочей лопатки было равно 10 мм. Вращение направляющего аппарата осуществлялось электромотором против часовой стрелки, как по-

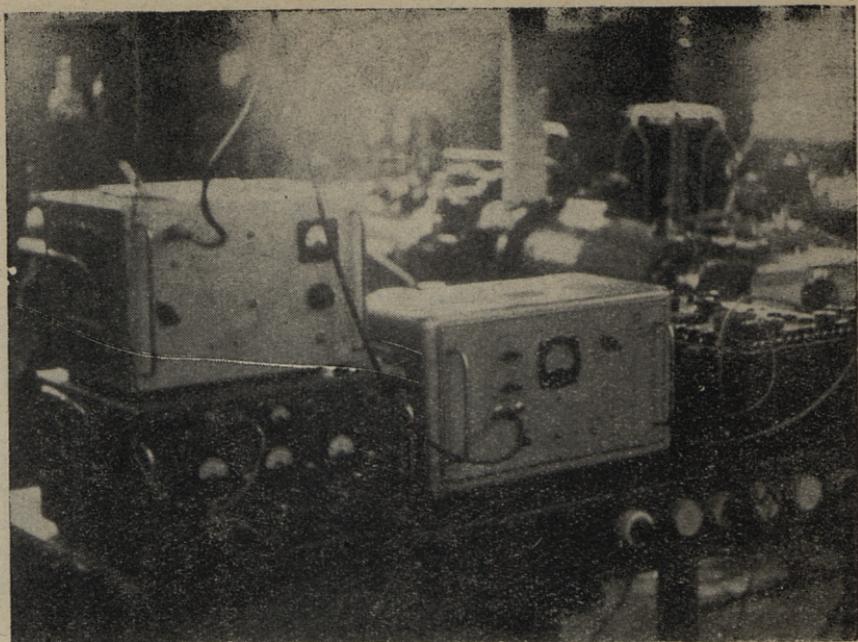


Фиг. 6. Общий вид экспериментальной установки

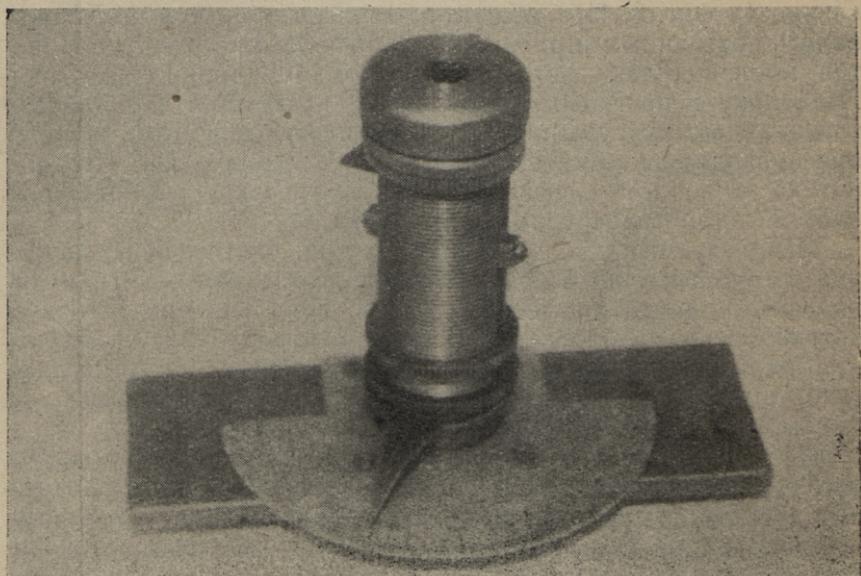
казано на фиг. 3. При испытаниях число оборотов поддерживалось постоянным и равным 1880 *об/мин*. Замер числа оборотов производился электротахометром индукционного типа. Поскольку в программу наладочных испытаний входило исследование структуры потока за сопловым сегментом, испытания проводились при значении числа M , равном 0,34. Ширина потока за соплом (эффективная дуга впуска) устанавливалась методом траверсирования потока I .

Используемые для этой цели трубки статического давления и трубки полного напора были изготовлены из игл медицинских шприцев диаметром 0,8 мм. Перемещение трубок в потоке осуществлялось специально сконструированным для этой цели координатником, показанным на фиг. 8. Измерение углов выхода потока производилось аэродинамическим угломером.

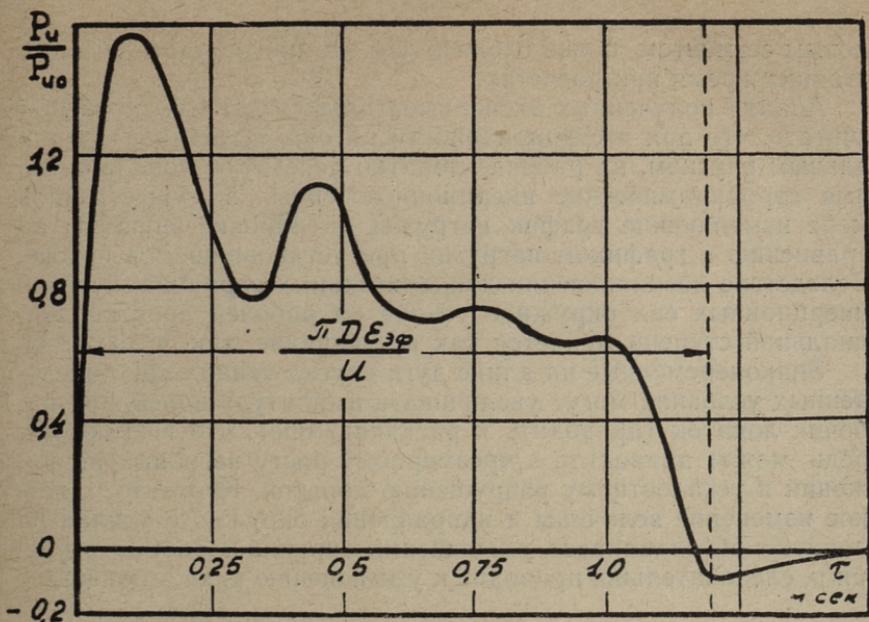
На фиг. 9 показан характер изменения величины окружного усилия на рабочих лопатках за период «прохождения» ими дуги впуска при зазоре между кромками сопловой и средней рабочей лопатки, равном 10 мм. По оси абсцисс отложено время в *м. сек.*, а по оси ординат безразмерная величина окружного усилия, определенного как отношение переменной



Фиг. 7. Измерительная аппаратура стенда



Фиг. 8. Координатник для трубок полного напора, статического давления и аэродинамического угламера



Фиг. 9. Изменение окружной составляющей суммарного усилия на рабочей лопатке при прохождении ею потока за соплом.

величины окружного усилия, замеренного по осциллограмме к величине окружного усилия, возникающего на рабочей лопатке при установившемся потоке (при отсутствии вращения сопла).

Время прохождения пути, равного длине дуги впуска, составляло 1,2 м. сек.

Анализ приведенной на фиг. 9 зависимости показывает, что в момент «входа» рабочей лопатки в поток окружное усилие резко возрастает, превышая по величине окружное усилие при установившемся потоке примерно на 38%.

По мере дальнейшего поворота струи, что равнозначно перемещению лопатки, величина окружного усилия резко уменьшается и при приближении к выходной границе потока принимает отрицательное значение.

Заключение

Рассмотренное влияние нестационарности потока при парциальном впуске на характер изменения окружного усилия позволяет считать, что характер изменения нагрузки на рабочую лопатку парциальной ступени, проходящую поток за соплом

ловым сегментом, более сложен, чем это предполагается в настоящее время при расчетах.

Анализ полученных экспериментальных данных позволяет считать, что при нестационарности потока, вызванной парциальным впуском, на рабочие лопатки действуют дополнительные аэродинамические инерционные силы, в существенной мере изменяющие график нагрузки на рабочие лопатки по сравнению с графиком нагрузки при установившемся потоке. Вследствие возникновения дополнительных аэродинамических инерционных сил окружное усилие на рабочей лопатке парциальной ступени меняется как по величине, так и по знаку.

Знакопеременные на длине дуги впуска усилия при определенных условиях могут увеличивать амплитуду колебания рабочих лопаток (приводить к раскачиванию), что в свою очередь может приводить к чрезмерному росту изгибных напряжений и усталостному разрушению лопаток. Кроме того, резкое изменение величины и направления окружного усилия на лопатку обуславливает уменьшение окружной работы ступени и, следовательно, приводит к уменьшению к.п.д. ступени.

ЛИТЕРАТУРА

1. М. И. Шейн. Исследование элементов проточной части паровых турбин методом распределения давлений. Отчет ЦКТИ, 1938.
2. Г. М. Кочетов. Некоторые результаты тензометрического взвешивания усилий, воспринимаемых турбинными лопатками. Теплоэнергетика, № 12, 1955.
3. Н. К. Зиновьев. Исследование краевых потерь в регулировочной ступени судовой турбины. Кандидатская диссертация, 1964.
4. Р. С. Дейч. Вибрации турбинных лопаток турбокомпрессоров. Энергомашиностроение, № 4, 1964.
5. Л. И. Седов. Плоские задачи гидродинамики и аэродинамики. ГИТТЛ, 1950.
6. А. В. Левин. Рабочие лопатки и диски паровых турбин. ГЭИ, 1953.

СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ СБОРНИК СТАТЕЙ III.

Редактор П. Мурель

Технический редактор Я. Мыттус

Корректор Л. Лоопер

Сдано в набор 3 VII 1965. Подписано к печати 9 XI 1965. Бумага 60×90^{1/16}. Печатных листов 5,5. Учетно-издательских листов 4,5. Тираж 500 экз. МВ-10523. Заказ 2695. Типография «Пунане Тяхт», Таллин, ул. Пикк, 54/58.

Цена 32 коп.



Замеченные опечатки

| Страница, строка | Напечатано | Следует читать |
|------------------|---------------|-------------------------------------|
| 7, 22 сверху | <i>Pb</i> | <i>p_b</i> |
| 7, 25 сверху | <i>Tb</i> | <i>T_b</i> |
| 7, 1 снизу | <i>Pb, Tb</i> | <i>p_b, T_b</i> |

Цена 32 коп.