

Московский государственный технический университет  
имени Н.Э. Баумана

Работа 5-ТД

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА  
ПРИ РАБОТЕ  
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

*Методические указания к выполнению лабораторных работ  
по курсу «Термодинамика»*

Москва  
Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
2015 г.

## Работа № 5-ТД. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА ПРИ РАБОТЕ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Цель работы – ознакомиться с методикой проведения и обработки результатов экспериментального исследования тепловых потерь в одном из типов тепловых двигателей – в поршневом двигателе внутреннего сгорания.

Продолжительность проведения работы – 4 часа.

### Основы теории.

Тепловым двигателем называется машина, непрерывно (циклически) производящая работу за счет потребляемой теплоты. Уравнение 1-го закона термодинамики  $\Delta U = Q - L$  для цикла ( $\oint dU = 0$ ) имеет вид:  $L_{\text{ц}} = Q_{\text{ц}}$ . Здесь  $Q_{\text{ц}} = Q - |Q_{\text{отв}}|$  – количество теплоты, превращенной в работу;  $Q$  – количество теплоты, подведенной к рабочему телу от источника с высокой температурой (от «горячего» источника);  $Q_{\text{отв}}$  – количество теплоты, отведенной от рабочего тела к источнику с низкой температурой (к «холодному» источнику). Если все процессы цикла равновесны (т.е. цикл обратим), то  $Q_{\text{отв}}^{\text{обр}}$  – единственная потеря теплоты, и тогда коэффициент полезного действия цикла имеет вид

$$\eta_t = \frac{Q_{\text{ц}}^{\text{обр}}}{Q} = \frac{Q - |Q_{\text{отв}}^{\text{обр}}|}{Q}$$

и называется термическим КПД. Отдача теплоты «холодному» источнику является неизбежной, поскольку без этого невозможно осуществить преобразование теплоты в работу.

В необратимом (действительном) цикле к отдаче теплоты «холодному» источнику добавляются потери, связанные с необратимостью процессов, поэтому  $|Q_{\text{отв}}^{\text{д}}| > |Q_{\text{отв}}^{\text{обр}}|$ , а  $Q_{\text{ц}}^{\text{д}} < Q_{\text{ц}}^{\text{обр}}$ , в соответствии с чем КПД цикла уменьшается:

$$\eta_i = \frac{Q_{\text{ц}}^{\text{д}}}{Q} = \frac{Q - |Q_{\text{отв}}^{\text{д}}|}{Q} < \eta_t.$$

Коэффициент полезного действия, учитывающий потери необратимости процессов цикла, называется внутренним (индикаторным) КПД.

Передача работы цикла на вал (к потребителю) сопровождается так называемыми механическими потерями (трение, привод вспомогательных механизмов и др.). Если двигатель охлаждается водой, то учитываются потери теплоты вследствие лучеиспускания с поверхности двигателя. Разность между  $Q_{\text{ц}}^{\text{д}}$  и всеми этими потерями равна количеству теплоты  $Q_e$ , превращенной в эффективную работу, получаемую потребителем, а соответствующий коэффициент полезного действия называется эффективным КПД:

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q}.$$

Термический и внутренний коэффициенты являются характеристиками обратимого ( $\eta_t$ ) и необратимого ( $\eta_i$ ) циклов, совершающихся в цилиндрах двигателя, а эффективный КПД  $\eta_e$  является характеристикой установки в целом, т.е. двигателя со всеми обслуживающими его системами и вспомогательными механизмами.

### Объект исследования

В данной работе исследование тепловых потерь проводится на поршневом двигателе внутреннего сгорания, работающем на тяжёлом жидком топливе. Такой двигатель в соответствии с принципом его действия называется двигателем с самовоспламенением топлива от сжатия. Часто его называют дизелем.



Действие дизеля происходит следующим образом: всасываемый из атмосферы воздух с помощью поршней сжимается в цилиндрах двигателя до достижения температуры самовоспламенения топлива, которое впрыскивается насос-форсунками в нагретый сжатый воздух, находящийся в камерах сгорания. Продукты сгорания топлива, расширяясь в цилиндрах, сообщают поршням, соединенным шатунами с коленчатым валом, поступательное движение. Этим обеспечивается вращение коленчатого вала, передающего работу внешнему потребителю. Таким образом, в дизеле происходит преобразование химической энергии топлива в теплоту, а теплоты – в работу.

Отработавшие продукты сгорания выпускаются в атмосферу. Стенки цилиндров охлаждаются водой, циркулирующей в системе охлаждения, или воздухом с помощью вентиляторов. С охлаждением стенок цилиндров связана внешняя необратимость процессов сжатия и расширения рабочего тела, а с трением внутри рабочего тела – внутренняя необратимость процессов.

Показатели работы дизеля разделяются на внутренние (индикаторные) и внешние (эффективные). Внутренние показатели – внутренний КПД  $\eta_i$  и среднее давление цикла  $p_i$ , кПа – характеризуют степень совершенства рабочего цикла дизеля с учётом необратимых потерь. К основным внешним показателям, характеризующим установку в целом, относятся: эффективный КПД  $\eta_e$ , среднее эффективное давление  $p_e$ , кПа, эффективная мощность  $N_e$ , кВт, часовой  $B_{\text{час}}$ , кг/ч и эффективный  $B_e$ , г/(кВт.ч) расходы топлива. Для определения внешних показателей работы дизеля на установке проводятся теплосбалансовые испытания.

#### Уравнение теплового баланса

Уравнением теплового баланса выражается распределение затрачиваемой теплоты, т.е. теплоты сгоревшего топлива, на полезно используемую теплоту и различные виды потерь:

$$Q = Q_e + Q_w + Q_{\text{ог}} + Q_n + Q_{\text{л}}, \text{ кДж/ч.} \quad (15.1)$$

Здесь  $Q$  – теплота сгоревшего топлива;  $Q_e$  – теплота, превращенная в эффективную работу;  $Q_w$  – потеря теплоты в охлаждающую воду,  $Q_{\text{ог}}$  – потеря теплоты при выпуске продуктов сгорания в атмосферу,  $Q_n$  – потеря теплоты за счет неполноты сгорания топлива,  $Q_{\text{л}}$  – прочие потери теплоты (на лучеиспускание с поверхностей двигателя в окружающую среду, механические потери, не передшедшие в охлаждающую воду, кинетическая энергия выпускных газов и др.).

При составлении теплового баланса в процентах уравнение (15.1) примет вид:

$$q = q_e + q_w + q_{\text{ог}} + q_n + q_{\text{л}},$$

где

$$\begin{aligned} q &= 100\%, \quad q_e = \frac{Q_e}{Q} 100\%, \quad q_w = \frac{Q_w}{Q} 100\%, \\ q_{\text{ог}} &= \frac{Q_{\text{ог}}}{Q} 100\%, \quad q_n = \frac{Q_n}{Q} 100\%, \quad q_{\text{л}} = \frac{Q_{\text{л}}}{Q} 100\%. \end{aligned} \quad (15.2)$$

Составляющие теплового баланса подсчитываются по результатам эксперимента. Значения составляющих позволяют судить об использовании теплоты сгоревшего топлива; например, составляющая

$$q_e = \frac{Q_e}{Q} 100\% = \frac{Q - \sum Q_y}{Q} 100\% = \eta_e$$

характеризует эффективность превращения затраченной теплоты в полезную работу (эффективный КПД). Здесь  $\sum Q_y$  – сумма потерь теплоты в установке.



### Топливо для дизелей и его сгорание

Жидкие топлива, на которых работают дизели, являются продуктами перегонки нефти и представляют собой смеси различных углеводородов. В крупных дизелях применяются, в основном, соляровое масло и моторное топливо, а в быстроходных дизелях автотракторного типа – дизельное топливо. Углеводородные топлива содержат углерод, водород, кислород, серу и воду в гигроскопической форме. Соответственно в продуктах сгорания присутствуют окислы углерода, окислы серы и водяной пар, причем водяной пар образуется и при сгорании водорода топлива, и в результате парообразования имеющейся в топливе влаги. Элементарный массовый состав топлива имеет вид:  $C + H + O + S + W = 100 \%$ , где массовые доли составляющих обозначены символами соответствующих элементов, а  $W$  – массовая доля воды.

Количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 кг топлива при условии полной конденсации водяного пара, содержащегося в продуктах сгорания, называется высшей теплотой сгорания  $Q_v$ , кДж/кг (при конденсации происходит выделение такого же количества теплоты, какое поглощалось при парообразовании). Поскольку при сгорании топлива в дизеле водяной пар конденсируется после выпуска продуктов сгорания в атмосферу, то затрачиваемое в дизеле количество теплоты должно определяться по низшей теплоте сгорания топлива:

$$Q = B_{\text{час}} Q_{\text{низ}}, \text{ кДж/ч}, \quad (15.3)$$

где  $B_{\text{час}}$ , кг/ч – часовой расход топлива.

Низшая теплота сгорания углеводородного топлива может быть подсчитана по формуле Д.И. Менделеева:

$$Q_{\text{низ}} = 4,187[81 C + 300 H - 26 (O - S) - 6(9H + W)], \text{ кДж/кг}. \quad (15.4)$$

В этой формуле значения  $C$ ,  $H$ ,  $O$ ,  $S$ ,  $W$ , выражаемые в процентах, соответствуют элементарному массовому составу топлива. Если не требуется особенно высокой точности определения теплоты сгорания, то можно использовать средний массовый состав топлива:  $C = 86 \%$ ,  $H = 13 \%$ ,  $O = 1 \%$ , причем, содержанием серы и влаги, ввиду его незначительности, обычно пренебрегают, т.е.  $S \approx 0$  и  $W \approx 0$ .

Количество кислорода, требующееся на сгорание топлива, определяется из следующих соображений. Реакции полного сгорания углерода и водорода имеют вид:



Поскольку молярная масса углерода равна 12 кг/кмоль, а водорода 2 кг/кмоль, то из стехиометрических соотношений видно, что для полного сгорания  $C$  кг углерода, содержащихся в 1 кг топлива, необходимо иметь  $C/12$  кмоль кислорода, а для полного сгорания  $H$  кг водорода требуется  $H/4$  кмоль кислорода. Учитывая, что в 1 кг топлива содержится  $O/32$  кмоль кислорода, получим выражение для теоретически необходимого количества кислорода, обеспечивающего полное сгорание топлива принятого состава:

$$L_{\text{кисл}} = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}, \text{ кмоль/кг топл.}$$

Окислителем при сгорании топлива в дизелях служит кислород атмосферного воздуха. Поскольку объемное (оно же молярное) содержание кислорода в воздухе  $O_2 = 21 \%$ , то теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива равно

$$L_0 = \frac{1}{21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль/кг топл.} \quad (15.5)$$

В это соотношение массовый состав топлива подставляется в процентах.

Характеристика топлива, которую удобно применять при расчётах, подсчитывается по формуле:



$$\beta = \frac{2,37 \left( H - \frac{O}{8} \right)}{C} \quad (15.6)$$

и представляет собой отношение количества кислорода, затраченного при сгорании водорода, к количеству кислорода, идущему на сгорание углерода.

Качество сгорания топлива в цилиндрах дизеля зависит помимо прочих факторов от качества смесеобразования, так как только при хорошем перемешивании распыленного топлива с воздухом обеспечивается полное сгорание. Но осуществить хорошее смесеобразование в пространстве камеры сгорания быстроходного дизеля (в течение тысячных долей секунды) затруднительно. Поэтому количество воздуха  $L$ , действительно подаваемое в цилиндры дизеля, значительно превосходит теоретически необходимое, из чего следует, что  $\alpha = L/L_0 > 1$ , т.е. что коэффициент избытка воздуха больше единицы. Тем не менее, даже при  $\alpha > 1$  сгорание может оказаться неполным. В этом случае в продуктах сгорания могут появляться свободный углерод (сажа), окись углерода CO, водород  $H_2$ , метан  $CH_4$  и другие углеводороды. Но как показывает опыт эксплуатации дизелей при  $\alpha > 1$ , содержание  $H_2$ ,  $CH_4$  и других углеводородов в выпускных газах дизелей нетипично, а содержание CO незначительно, поэтому несовершенство сгорания топлива в дизелях определяется по наличию в продуктах сгорания свободного углерода в виде сажи.

#### Описание экспериментальной установки

Эксперимент проводится на дизель-генераторной установке, созданной на базе дизельного двигателя YANMAR и синхронного генератора Sincro. Схема установки изображена на рис. 1.

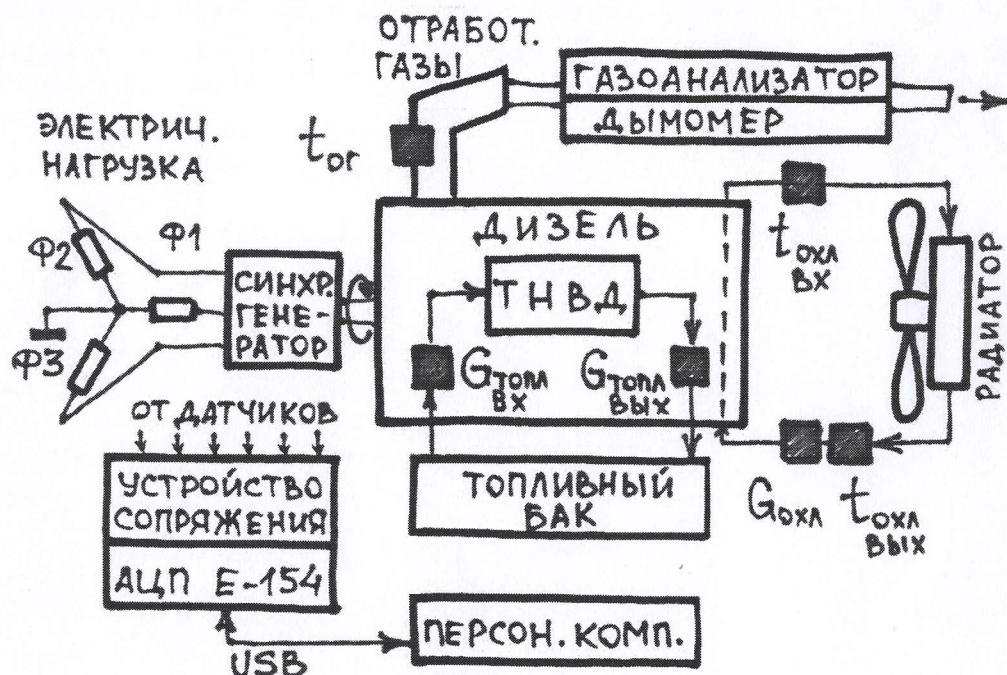


Рис. 1. Функциональная схема экспериментальной установки

Основные технические характеристики экспериментальной установки:

| ДВИГАТЕЛЬ                  | дизель YANMAR 3TNE78A |
|----------------------------|-----------------------|
| Рабочая мощность, кВт      | 6                     |
| Максимальная мощность, кВт | 10                    |
| Расход топлива, л/ч        | 2.3                   |
| Количество цилиндров       | 3                     |



|                                           |                                     |
|-------------------------------------------|-------------------------------------|
| Тип впрыска                               | Прямой                              |
| Тип всасывания                            | Естественное, без турбонаддува      |
| Внутренний диаметр цилиндра, мм           | 84                                  |
| Ход поршня, мм                            | 78                                  |
| Тип цикла                                 | 4х-тактный                          |
| Рабочий объём, куб. см                    | 1204                                |
| Тип регулятора                            | Центробежный механический           |
| <b>ГЕНЕРАТОР</b>                          |                                     |
| Тип                                       | Sincro EK2 MCT                      |
| Номинальная частота вращения вала, об/мин | 1500                                |
| Количество полюсов                        | 2                                   |
| Напряжение                                | 400/230В автоматическая регулировка |
| Мощность, кВА                             | 10                                  |
| КПД (cos=1)                               | 79 %                                |
|                                           |                                     |

Система измерений, состоит из датчиков измеряемых величин, устройства сопряжения, для согласования сигналов датчиков с входными уровнями внешнего устройства оцифровки – аналого-цифрового преобразователя (АЦП) Е-154, и персонального компьютера.

В качестве нагрузки дизеля (см. рис. 1) использован трёхфазный синхронный генератор Sincro с подключаемыми к нему термоэлектрическими нагревателями (ТЭН).

Внешний вид экспериментальной установки, датчиков и некоторых измерительных приборов приведён на рис. 2.

#### Порядок проведения работы

Перед проведением лабораторной работы необходимо включить вентиляцию помещения и обдув термоэлектрических нагревателей электрического нагрузочного устройства.

Поворотом ключа зажигания на щитке приборов запускается дизельный двигатель.

Включается управляющий компьютер, и двойным кликом мыши на ярлыке DIZGEN.vi рабочего стола запускается программа регистрации измерительной информации. Внешний вид рабочих окон программы представлен на рис. 3.

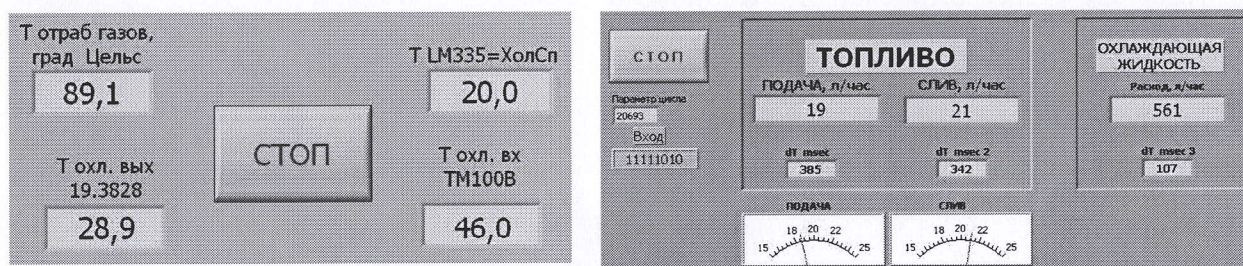


Рис. 3. Внешний вид рабочих окон программы

Эксперимент проводится для одного установившегося режима, задаваемого величиной внешней электрической нагрузки ( $R_{\Phi 1} = 30 \text{ ом}$ ,  $R_{\Phi 2} = 30 \text{ ом}$ ,  $R_{\Phi 3} = 23 \text{ ом}$ ) и частотой вращения вала  $n = 1500$ , об/мин.

После включения двигателя его необходимо прогреть в течение 10-15 мин на оборотах холостого хода. Показателем выхода двигателя на ненагруженный стационарный режим является постоянство температуры отработавших газов. Далее следует подключить дизель-генератор к электрической нагрузке. Это осуществляется включением трёхфазного тумблера «СЕТЬ» на щитке приборов установки. Тепловой режим двигателя в течение эксперимента должен быть установившимся, что достигается



поддержанием температуры охлаждающей жидкости и масла в системах дизеля в пределах 90-95 °С. Внешним признаком стационарности рабочего режима является неизменность во времени температуры выпускных газов.

При эксперименте измеряются следующие параметры:

- 1) часовой расход подаваемого в двигатель топлива  $G_{\text{топл вх}}$ , кг/ч;
- 2) часовой расход возвращаемого в бак топлива  $G_{\text{топл вых}}$ , кг/ч;
- 3) температура выпускных газов  $t_{\text{ог}}$ , °С;
- 4) температура охлаждающей жидкости на входе в радиатор  $t_1$ , °С;
- 5) температура охлаждающей жидкости на выходе из радиатора  $t_2$ , °С;
- 6) часовой расход охлаждающей жидкости  $G_{\text{час}}$ , кг/ч;
- 7) средняя температура машинного зала (температура всасываемого воздуха)  $t_0$ , °С;
- 8) состав выпускных газов, %;

Часовой расход использованного топлива  $B_{\text{час}}$  рассчитывается по времени как разность между измеряемыми расходами подаваемого в двигатель и возвращаемого обратно в бак топлива  $B_{\text{час}} = G_{\text{топл вх}} - G_{\text{топл вых}}$ . Температура отработавших газов  $t_{\text{ог}}$  измеряется с помощью хромель-алюмелевой термопары, установленной в выхлопном тракте дизеля. Температура охлаждающей жидкости на входе и выходе из радиатора фиксируется по показаниям соответственно термистора ТМ-100В и полупроводникового датчика температуры 19.3828, расположенных на входном и выходном патрубках радиатора. Часовой расход охлаждающей жидкости, проходящей через радиатор, измеряется расходомером-крыльчаткой ZENNER.

Состав продуктов сгорания топлива определяется с помощью газоанализатора. Полнота сгорания топлива определяется с помощью дымомера. Внешний вид этих приборов изображён на рис. 4.

На основании полученных данных подсчитываются его важнейшие эффективные показатели дизеля и составляющие теплового баланса.

#### Обработка результатов эксперимента

Обработка результатов эксперимента заключается в проведении расчётов соответствующих тепловых слагаемых

$$Q = Q_e + Q_w + Q_{\text{ог}} + Q_n + Q_l$$

где  $Q$  - располагаемое тепло (тепло сгоревшего топлива);

$Q_e$  - тепло, превращённое в эффективную работу;

$Q_o$  - тепло, теряемое с охлаждающей жидкостью;

$Q_{\text{ог}}$  - тепло, уносимое продуктами сгорания топлива;

$Q_n$  - потеря тепла за счёт неполноты сгорания топлива;

$Q_l$  - лучистый теплообмен и прочие потери тепла.

Часовое количество теплоты сгоревшего топлива  $Q$ , кДж/ч определяется по низшей теплоте сгорания и часовому расходу топлива по формуле (15.4):

$$Q = B_{\text{час}} Q_{\text{низ}}$$

где  $Q_{\text{низ}}$  - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг, вычисляемая по формуле (15.4);

$B_{\text{час}}$  - часовой расход топлива, кг/кВт·ч.

Количество теплоты  $Q_e$ , кДж/ч, превращённой в эффективную работу, равно

$$Q_e = 3600 UI / \eta_{\text{ген}} = 3600 N_{\text{нагр}} / \eta_{\text{ген}},$$

где  $\eta_{\text{ген}}$  - КПД генератора ( $\approx 0,79$ );  $N_{\text{нагр}}$  - мощность электрической нагрузки (кВт);



О полноте сгорания топлива можно судить по контрольному неравенству

$$\text{CO}_2 + \text{O}_2 \leq 21 - \beta \text{CO}_2,$$

где  $\text{CO}_2$  и  $\text{O}_2$  – содержание двуокиси углерода и кислорода в выпускных газах, %, по результатам газового анализа;  $\beta$  – характеристика топлива по формуле (15.6).

Равенство левой и правой частей возможно только в случае полного сгорания. Если левая часть меньше правой, сгорание будет несовершенным (неполным). Если левая часть уравнения больше правой, то результаты газового анализа неточны, или имеются дефекты газоанализатора.

Доля несгоревшего углерода (сажа) определяется по формуле

$$\varphi = \frac{21 - (1 + \beta)\text{CO}_2 - \text{O}_2}{21 - (\text{CO}_2 + \text{O}_2)}. \quad (15.9)$$

Коэффициент избытка воздуха для случаев полного сгорания, а также неполного сгорания с образованием сажи подсчитывается по формуле

$$\alpha = \frac{0,21 \cdot \beta \cdot \text{N}_2}{(0,79 + \beta)(\text{N}_2 - 79)}, \quad (15.10.)$$

где  $\text{N}_2$  – содержание азота в выпускных газах, % (по остатку пробы газа).

Количество отдельных компонентов в сухих продуктах полного сгорания, полученных за 1 ч работы двигателя, выражается следующим образом:

количество двуокиси углерода, кмоль/ч

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{100 \cdot 12} B_{\text{час}}, \quad (15.11)$$

количество водяного пара (при  $W = 0$ ), кмоль/ч,

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{100 \cdot 2} B_{\text{час}}, \quad (15.12)$$

количество азота и неиспользованного кислорода, кмоль/ч,

$$M_{\text{O}_2 + \text{N}_2} = L_0(\alpha - 0,21)B_{\text{час}}, \quad (15.13)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха, вычисляемый по формуле (15.10).

В формулах (15.11) и (15.12)  $C\%$  и  $H\%$  – массовое содержание углерода и водорода в топливе

Потеря теплоты в охлаждающую жидкость, кДж/ч подсчитывается по формуле

$$Q_w = c_w \cdot G_{\text{час}}(t_2 - t_1),$$

где  $c_w = 3,52$  – теплоёмкость тосола, кДж/кг·К;  $G_{\text{час}}$  – часовой расход охлаждающей жидкости (тосола), кг/ч;  $t_1$  и  $t_2$  – температуры охлаждающей жидкости на входе и выходе воздушного радиатора системы охлаждения, °С.

Количество теплоты, уносимой с выпускными газами, может быть найдено из выражения

$$Q_{\text{ог}} = (M_{\text{CO}_2} \cdot \mu_{\text{p}}^{\text{CO}_2} + M_{\text{O}_2 + \text{N}_2} \cdot \mu_{\text{p}}^{\text{N}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \mu_{\text{p}}^{\text{H}_2\text{O}})t_{\text{ог}} - L_{\text{час}} \cdot \mu_{\text{p}}^{\text{в03}} \cdot t_0,$$

где  $t_{\text{ог}}$  – температура отработавших газов, °С;  $t_0$  – температура всасываемого воздуха (температура машинного отделения), °С;  $\mu_{\text{p}}^{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $\mu_{\text{p}}^{\text{N}_2}$ ,  $\mu_{\text{p}}^{\text{CO}_2}$  и  $\mu_{\text{p}}^{\text{в03}}$  – средние молярные теплоемкости газов и воздуха (определяются по таблице Приложения);  $L_{\text{час}} = \alpha \cdot L_0 \cdot B_{\text{час}}$  – действительный часовой расход воздуха, кмоль/кг·топл.;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха,  $L_0$  – теоретически необходимое количество воздуха, кмоль/кг·топл., рассчитываемое по выражению (15.5). Величины  $M_{\text{CO}_2}$ ,  $M_{\text{O}_2 + \text{N}_2}$ ,  $M_{\text{H}_2\text{O}}$  определяются по формулам (15.11) – (15.13).



Потери теплоты кДж/ч, от неполноты сгорания топлива (образование сажи) рассчитываются по формуле

$$Q_n = 34080 \frac{C}{100} \cdot \varphi \cdot B_{\text{час}},$$

где  $\varphi$  – доля несгоревшего углерода, вычисляемая по выражение (15.9).

Остаточный член  $Q_n$ , кДж/ч баланса включает в себя потери тепла на излучение и другие неучтенные потери и ошибки от неточности измерений и вычисляется по уравнению (15.1):

$$Q_n = Q - (Q_e + Q_w + Q_{ог} + Q_n).$$

Тепловой баланс в процентах от теплоты сгоревшего топлива представлен диаграммой (рис. 15.2). Отдельные составляющие уравнения теплового баланса подсчитываются по формулам (15.2).

### Контрольные вопросы

- 1) Опишите принцип действия двигателя с самовоспламенением топлива от сжатия (дизеля).
- 2) Каков смысл коэффициентов полезного действия: термического  $\eta_t$ , внутреннего  $\eta_i$  и эффективного  $\eta_e$ ?
- 3) Напишите уравнение теплового баланса дизеля и дайте характеристику каждой его составляющей.
- 4) Что называется высшей теплотой сгорания топлива? Почему при расчетах, связанных со сгоранием топлива в дизеле, следует использовать низшую теплоту сгорания?
- 5) Напишите формулу для определения теоретически необходимого количества воздуха для сгорания топлива, кмоль/кг топл.
- 6) Что называется коэффициентом избытка воздуха? Почему при сжигании топлива в дизелях требуется избыток воздуха?
- 7) Чем характерно несовершенство сгорания топлива в дизелях?
- 8) Опишите экспериментальную установку.
- 9) Перечислите важнейшие внешние показатели работы дизеля. Как они определяются в данной работе?
- 10) По результатам расчета теплового баланса определите, какие виды внешних тепловых потерь в дизеле являются преобладающими.



Список использованной литературы

1. Сборник лабораторных работ по курсу «Термодинамика»: метод указания/ под ред. В.И. Хвостова, Ю.М. Гришина. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 67 с., ил.
2. Дизельные двигатели для электроагрегатов и электростанций. Под ред. Б.Е. Поликера. М. «Легион Автодата», 2006. – 328 с., ил.
3. Интернет ресурсы: <http://www.yanmar.com>.  
<http://masenorthamerica.com>.  
<http://www.chemport.ru/>.



## Приложение

Средняя молярная теплоемкость различных газов при  $p=\text{const}$   $\mu_{c_p}|_0^t$ , кДж/кмоль·°C\*

| °C   | O <sub>2</sub> | N <sub>2</sub> | H <sub>2</sub> | CO    | CO <sub>2</sub> | SO <sub>2</sub> | H <sub>2</sub> O | Воздух |
|------|----------------|----------------|----------------|-------|-----------------|-----------------|------------------|--------|
| 0    | 29,28          | 28,02          | 28,62          | 29,13 | 35,87           | 38,84           | 35,50            | 29,08  |
| 100  | 29,54          | 29,05          | 28,94          | 29,18 | 38,12           | 40,66           | 33,75            | 29,16  |
| 200  | 29,94          | 29,14          | 29,08          | 29,31 | 40,07           | 42,33           | 34,12            | 29,30  |
| 300  | 30,40          | 29,29          | 29,13          | 29,52 | 41,76           | 43,88           | 34,58            | 29,53  |
| 400  | 30,88          | 29,50          | 29,19          | 29,79 | 43,26           | 45,22           | 35,09            | 29,79  |
| 500  | 31,34          | 29,77          | 29,25          | 30,10 | 44,58           | 46,40           | 35,63            | 30,10  |
| 600  | 31,77          | 30,05          | 29,32          | 30,43 | 45,76           | 47,36           | 36,20            | 30,41  |
| 700  | 32,16          | 30,35          | 29,41          | 30,76 | 46,82           | 46,24           | 36,79            | 30,73  |
| 800  | 32,51          | 30,64          | 29,52          | 31,07 | 47,77           | 48,95           | 37,40            | 31,03  |
| 900  | 32,83          | 30,93          | 29,65          | 31,38 | 48,62           | 49,62           | 38,01            | 31,33  |
| 1000 | 33,12          | 31,20          | 29,79          | 31,67 | 49,40           | 50,17           | 38,62            | 31,60  |
| 1100 | 33,39          | 31,46          | 29,95          | 31,94 | 50,11           | 50,67           | 39,23            | 31,87  |
| 1200 | 33,64          | 31,71          | 30,11          | 32,20 | 50,75           | 51,09           | 39,83            | 32,11  |
| 1300 | 33,87          | 31,95          | 30,29          | 32,43 | 51,33           | —               | 40,41            | 32,35  |
| 1400 | 34,08          | 32,17          | 30,47          | 32,66 | 51,87           | —               | 40,48            | 32,57  |
| 1500 | 34,29          | 32,38          | 30,65          | 32,86 | 52,36           | —               | 41,53            | 32,78  |
| 1600 | 34,48          | 32,57          | 30,84          | 33,06 | 52,81           | —               | 42,06            | 32,97  |
| 1700 | 34,66          | 32,75          | 31,01          | 33,24 | 53,23           | —               | 42,58            | 33,18  |
| 1800 | 34,84          | 32,92          | 31,20          | 33,41 | 53,61           | —               | 43,08            | 33,32  |
| 1900 | 35,01          | 33,08          | 31,38          | 33,57 | 53,97           | —               | 43,54            | 33,49  |
| 2000 | 35,17          | 33,24          | 31,55          | 33,71 | 54,30           | —               | 44,00            | 33,65  |
| 2100 | 35,33          | 33,38          | 31,73          | 33,86 | 54,60           | —               | 44,40            | 33,79  |
| 2200 | 35,49          | 33,52          | 31,90          | 33,98 | 54,89           | —               | 44,86            | 33,93  |
| 2300 | 35,64          | 33,65          | 32,06          | 34,11 | 55,15           | —               | 45,26            | 34,06  |
| 2400 | 35,79          | 33,68          | 32,23          | 34,23 | 55,40           | —               | 45,65            | 34,19  |
| 2500 | 35,93          | 33,88          | 32,39          | 34,34 | 55,63           | —               | 46,02            | 34,31  |
| 2600 | 36,07          | —              | 32,54          | —     | —               | —               | 46,39            | —      |
| 2700 | 36,21          | —              | 32,70          | —     | —               | —               | 46,74            | —      |
| 2800 | —              | —              | —              | —     | —               | —               | 47,07            | —      |
| 2900 | —              | —              | —              | —     | —               | —               | 47,38            | —      |

\* По данным М.П. Вукаловича, В.А. Кириллина, В.Н. Тимофеева.