

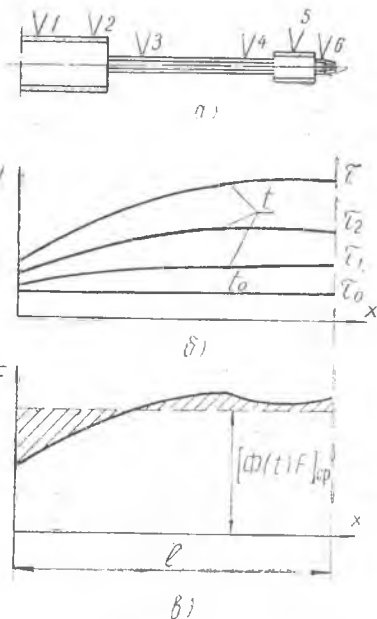
Е. И. ЕМЕЛЬЯНОВ, В. Я. ЛЕВИН, Н. Н. ОГОРОДНИКОВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНЕШНИХ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В ПОРОХОВЫХ ГЕНЕРАТОРАХ ГАЗА

Высокие значения температур и давлений продуктов сгорания в пороховых генераторах газа (пороховых аккумуляторах давления — ПАД) требуют предварительной оценки величин внешних тепловых потерь, оказывающих существенное влияние на энергетические характеристики, конструкцию и местоположение газогенератора. Кроме того, наличие интенсивного теплообмена между рабочим телом и конструктивными элементами ПАД: камерой сгорания, фильтром, газоводом, соплом, — оказывает существенное влияние на характер воспламенения твердого топлива. Внешние тепловые потери в ПАД можно разделить на три группы: тепло, аккумулированное стенками Q_A ; тепло, отданное в окружающую среду путем конвекции Q_a и радиации Q_R . Таким образом, внешние тепловые потери

$$Q = Q_A + Q_a + Q_R. \quad (1)$$

Рабочее пространство газогенератора образовано каналами переменного сечения и ограничено стенками переменной толщины. Во время протекания рабочего процесса (10—100 сек) теплоотдача и температура по длине газового тракта также изменяются:



Фиг. 1.

В указанных условиях достаточно обоснованное определение тепловых потерь может быть выполнено только на базе экспериментального определения распределения температуры по длине внешней поверхности газопровода.

На фиг. 1 представлена схема, иллюстрирующая метод определения количества тепла, аккумулированного стенками — Q_A . Точки 1, 2, 3 и т. д. на рисунке (фиг. 1а) — места замера температур термомпарами; l — длина участка газового тракта; t_0, t — кривые распределения температур по длине участка в различные моменты времени $\tau_0, \tau_1, \tau_2, \tau$ (фиг. 1б). При нагревании от t_0 до t элемент газопровода длиной dx аккумулирует долю тепла, определяемую выражением:

$$dQ_A = C_{pm} \int_{t_0}^t (t - t_0) \cdot F \cdot \gamma \cdot dx, \quad (2)$$

где F — площадь поперечного сечения;

γ — удельный вес материала;

$C_{pm} \int_{t_0}^t$ — среднее значение теплоемкости в интервале температур $t_0 \div t$.

Проинтегрировав выражение (2) по длине газопровода, найдем общую величину Q_A .

$$Q_A = \int_0^l C_{pm} \int_{t_0}^t (t - t_0) \cdot F \cdot \gamma \cdot dx. \quad (3)$$

Приняв температурную зависимость для истинной теплоемкости C_p в виде полинома

$$C_p = C_{p0} (1 + at + bt^2), \quad (4)$$

определим

$$\begin{aligned} C_{pm} \int_{t_0}^t &= \frac{C_{p0}}{t - t_0} \int_{t_0}^t (1 + at + bt^2) dt = \\ &= \frac{C_{p0}}{t - t_0} \left[(t - t_0) + \frac{a}{2} (t^2 - t_0^2) + \frac{b}{3} (t^3 - t_0^3) \right]. \end{aligned} \quad (5)$$

Подставив в выражение (3) результат (5), получим:

$$Q_A = C_{p0} \gamma_0 \int_0^l \left[(t - t_0) + \frac{a}{2} (t^2 - t_0^2) + \frac{b}{3} (t^3 - t_0^3) \right] F dx. \quad (6)$$

Выражение (6) может быть проинтегрировано, если известны аналитические зависимости $F = F(x)$ и $t = t(x)$. Зависимость $F(x)$ всегда может быть установлена по чертежу газопровода. Зависимость $t(x)$ может быть экспериментально определена в процессе испытания. Практически удобнее значение интеграла определять графически.

Часть уравнения (6), заключенную в квадратные скобки, обозначим $\Phi(t)$ и запишем ее в форме, удобной для численных расчетов:

$$\Phi(t) = t \cdot f(t) - t_0 f(t_0), \quad (7)$$

где $f(t)$ — температурный коэффициент средней теплоемкости в интервале $0-t^\circ\text{C}$, равный

$$f(t) = 1 + \frac{a}{2}t + \frac{b}{3}t^2; \quad (8)$$

$t_0 f(t_0) = \text{const}$, так как начальная температура металла по всей длине газового тракта величина постоянная. По кривой распределения температур (фиг. 1б) подсчитываются значения подинтегральной функции $\Phi(t)F$ и откладываются на графике (фиг. 1в). Планиметрированием определяется среднее значение $[\Phi(t) \cdot F]_{\text{cp}}$.

Таким образом:

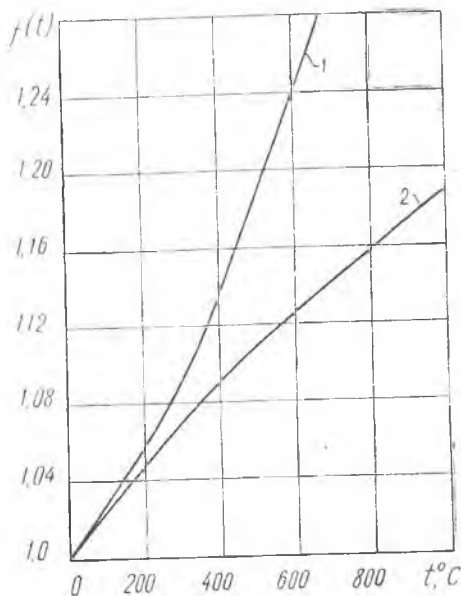
$$\int_0^l \Phi(t) F dx = [\Phi(t) \cdot F]_{\text{cp}} \cdot l. \quad (9)$$

С учетом выражения (9) уравнение (6) для определения тепла получит вид

$$Q_A = C_{\text{po}} \gamma_0 [\Phi(t) F]_{\text{cp}} \cdot l. \quad (10)$$

В случае, если конструктивные элементы ПАД выполнены из хромоникелевых аустенитных сталей, то в интервале $0-1300^\circ\text{C}$ значения истинной и средней теплоемкостей, объемной теплоемкости при 0°C — $\gamma_0 C_{\text{po}}$ и температурного коэффициента средней теплоемкости $f(t)$, определяемого выражением (8), можно найти, пользуясь источником [1]. График зависимости $f(t)$ от $t^\circ\text{C}$ для этих сталей представлен на фиг. 2. Вводя значение вышеуказанных параметров в формулу (10), получим для хромоникелевых аустенитных сталей в интервале $0-1300^\circ\text{C}$.

$$Q_A = 9,26 \cdot 10^{-4} [\Phi(\cdot) \cdot F]_{\text{cp}} l. \quad (11)$$



Фиг. 2.

Сложнее расчет в тех случаях, когда в качестве материала конструктивных элементов ПАД используются углеродистые и низколегированные конструкционные стали. Для этих материалов температурный ход теплоемкости осложняется фазовыми превращениями в критических точках (A_{c1} , A_{c3}).

Из обзора имеющихся экспериментальных данных [1] температурный ход теплоемкости можно разделить на два интервала $0 \div 700^\circ\text{C}$ и $700 \div 1300^\circ\text{C}$. График зависимости $f(t)$ от $t^\circ\text{C}$ для этих сталей представлен на фиг. 2. В интервале температур $0 \div 700^\circ\text{C}$ для углеродистых и низколегированных сталей

$$Q_A = 8,8 \cdot 10^{-4} [\Phi(t) \cdot F]_{\text{ср}} \cdot l. \quad (12)$$

В интервале температур $700 \div 1300^\circ\text{C}$ для углеродистых сталей $C_{\text{рт}} \approx \text{const}$,

$$Q_A = 12,96 \cdot 10^{-4} [(t - t_0)F]_{\text{ср}} \cdot l; \quad (13)$$

для низколегированных сталей $C_{\text{рм}} \approx \text{const}$,

$$Q_A = 12,7 \cdot 10^{-4} [(t - t_0)F]_{\text{ср}} \cdot l. \quad (14)$$

В формулах (11), (12), (13), (14) F см², l см. Конвективная и радиационная части потеряннго тепла могут быть определены из известных выражений:

$$d^2 Q_\alpha = \pi d_n \alpha (t - t_n) dx d\tau, \quad (15)$$

$$d^2 Q_R = \pi d_n \varepsilon_n C_0 \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 \right] dx d\tau. \quad (16)$$

В выражениях (15) и (16)

α — конвективный коэффициент теплообмена;

d_n — наружный диаметр газопровода;

t — температура поверхности;

t_n — температура окружающей среды;

ε_n — приведенная степень черноты в системе „элемент поверхности — окружающее пространство“;

C_0 — коэффициент излучения черного тела.

Полная конвективная и радиационная потеря тепла за время рабочего процесса τ , соответственно, составит:

$$Q_\alpha = \pi \int_0^x dx \int_0^\tau d_n \alpha (t - t_n) d\tau; \quad (17)$$

$$Q_R = \pi C_0 \int_0^x dx \int_0^\tau d_n \varepsilon_n \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 \right] d\tau. \quad (18)$$

Расчетное определение Q_α и Q_R по соотношениям (17) и (18) представляет более сложную задачу, чем определение Q_A . Точность расчетов в значительной степени зависит от установления закономерностей

$$\alpha = \alpha(\tau) \text{ и } \varepsilon_n = \varepsilon_n(t).$$

ПАД является устройством однократного действия с кратковременным протеканием рабочего процесса (10—100 сек). В указанный период на внешней поверхности его элементов образуется весьма тонкая оксидная пленка, что обуславливает малые радиационные потери.

Конвективные тепловые потери зависят от скорости обдува. В стендовых и эксплуатационных условиях процесс конвективного теплообмена приближается к условиям естественной конвекции.

Для количественной оценки произведен расчет Q_R и Q_A по данным проведенных опытов. При этом выяснилось, что сумма указанных потерь составляет менее 5% от Q_A , что является специфическим свойством ПАД. В дальнейших расчетах принимается, что общая сумма внешних тепловых потерь составляет:

$$Q \approx 1,05 Q_A. \quad (19)$$

Общее количество тепла, выделяющегося при полном сгорании твердого топлива, находится из выражения

$$Q_t = V \gamma_T Q_{ж}. \quad (20)$$

где V — объем топливного заряда;

γ_T — удельный вес топлива;

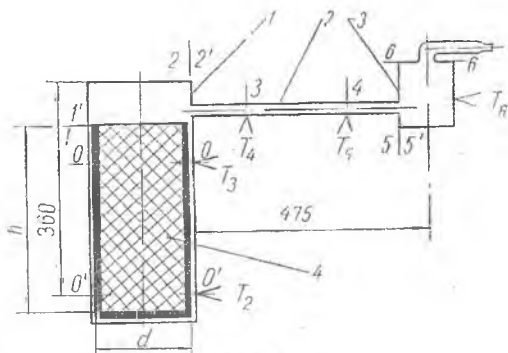
$Q_{ж}$ — теплота горения топлива;

Зная сумму внешних тепловых потерь, можно оценить их долю в общем количестве тепла, полученном в ПАД при сжигании твердого топлива (без учета степени полноты горения). Влияние внешних тепловых потерь может быть оценено тепловым к. п. д. η_v , определяемым отношением:

$$\eta_v = \frac{Q_t - Q}{Q_t} = \frac{Q_t - 1,05 Q_A}{Q_t}. \quad (21)$$

Ниже, в виде иллюстрации к рассмотренной выше методике, приведен пример определения внешних тепловых потерь в пороховом генераторе газа с зарядом $d = 62$ мм, длиной $h = 325$ мм и начальной температурой заряда $t_{н} = +45^\circ\text{C}$ (фиг. 3).

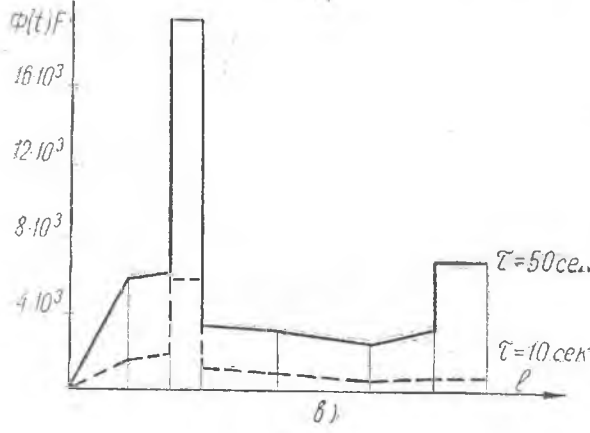
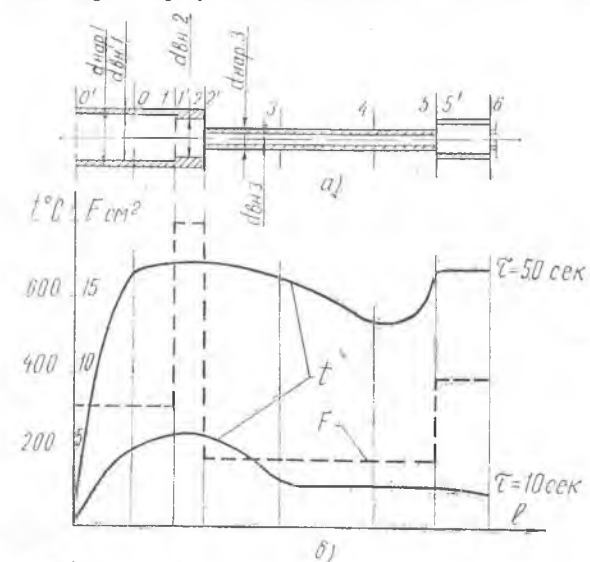
Испытанию подвергался газогенератор в компоновке, показанной на фиг. 3. Температура стенок газовада 2 (изготовленного из углеродистой стали), камеры 1 и корпуса газодинамического фильтра 3 (изготовленных из хромоникелевых сталей) измерялась хро-



Фиг. 3.

мель-алюмелевыми термопарами T_2, T_3, T_4, T_5, T_6 и записывалась во времени осциллографом. Отмеченные на фиг. 3 сечения $0'-0', 0-0, 1-1, 1'-1'$ и т. д. соответствуют местам замеров температуры или характерных переходов от одной площади сечения к другой. По данным осциллограмм на фиг. 4б построен график изменения темпе-

ратур по длине газопровода на 10-й и 50-й секундах работы генератора газа. На этой же фигуре нанесен закон изменения поперечных сечений конструктивных элементов ПАД по длине газового тракта. Изображение газового тракта (для удобства расчета) условно развернуто по оси газопровода (фиг. 4а), т. е. корпуса камеры



Фиг. 4.

ПАД, по формулам (11) или (12) подсчитываются тепловые потери Q_A (графа 5, табл. 2). Суммируя потери за счет аккумуляции тепла по отдельным участкам газопровода, найдем, что на 10 сек. $\Sigma Q_{A10} = 102,8$ ккал, а на 50 сек $\Sigma Q_{A50} = 404,2$ ккал. Принимая во внимание внешние тепловые потери $\Sigma Q = 1,05 Q_A$, получим, что за 50 сек

ПАД и газодинамического фильтра повернуты на 90° . Потери тепла через стенки сопла пренебрегаем из-за его сравнительно малых осевых размеров и незначительной металлоемкости конструкции. Расчет внешних тепловых потерь, аккумулированных стенками, сведен в таблицы 1 и 2. Температурный коэффициент средней теплоемкости находится по фиг. 2 в зависимости от материала элемента конструкции ПАД и температуры стенки. По полученным значениям $\Phi(t)F$ строится график (фиг. 4в) изменения функции по длине газопровода а 10 и 50 секундах. Планиметрируя площадь под кривой функции $\Phi(t)F$ для определенных характерных участков (табл. 2), находим значение $[\Phi(t)F]$ с учетом материала элементов конструк-

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ точки	τ	t_0	t	$f(t)$	$f(t_0)$	$t \cdot f(t)$	$t_0 \cdot f(t_0)$	F	$\Phi(t)F$
	сек	°C	°C	—	—	°C	°C	с.м ²	°C·с.м ²
0'	10	+6	190	1,045	1	198,5	6	7,7	1482
	50	"	670	1,139	"	760	"		5800
1	10	"	237	1,055	"	250	"	7,7	1880
	50	"	700	1,144	"	800	"		6120
1', 2	10	"	237	1,055	"	250	"	24,7	5950
	50	"	700	1,144	"	800	"		19350
2'	10	"	237	1,07	"	253	"	3,74	922
	50	"	700	1,28	"	900	"		3340
3	10	"	145	1,04	"	151	"	3,74	542
	50	"	670	1,27	"	850	"		3160
4	10	"	125	1,03	"	129	"	3,74	460
	50	"	545	1,2	"	655	"		2430
5	10	"	105	1,02	"	108	"	3,74	381
	50	"	685	1,278	"	875	"		3250
5', 6	10	"	105	1,025	"	107,5	"	8,8	892
	50	"	685	1,142	"	775	"		6770

Таблица

1	2	3	4	5
№ участка	τ	$[\Phi(t)F]_{\text{ср}}$	l	Q_A
—	сек	$^{\circ}\text{C}\cdot\text{см}^2$	см	ккал
0'—0	10 50	700 2900	25	16,2 67,2
0—1	10 50	1700 5950	12	18,9 66
1'—2	10 50	5950 19350	6	33 107,7
2'—3	10 50	750 3250	17	11,2 48,5
3—4	10 50	500 2800	22	9,7 54,5
4—5	10 50	650 2850	11,4	6,5 28,5
5—6	10 50	750 3250	10,6	7,36 31,9

работы ПАД из 1300 ккал, выделяющихся при полном сгорании топлива, 424,4 ккал уходят на внешние тепловые потери, что составляет 32,6% от подведенного в рабочем процессе тепла, т. е. $\eta_b = 0,674$.

Предлагаемая методика учета тепловых потерь опирается на замер температур стенок по длине газового тракта ПАД.

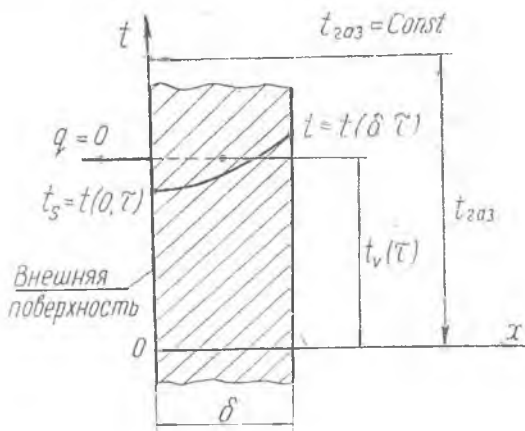
По условиям прочности стенок, термопары приходится располагать на внешней поверхности газопровода. В результате чего, вносятся некоторая погрешность в оценку тепловых потерь, т. к. по смыслу теоретических построений в расчет должна вводиться среднеобъемная температура стенок t_v . Термопарами же (фиг. 3) определяется среднеповерхностная температура t_s .

В процессе работы ПАД происходит непрерывный разогрев стенок, при этом $t_v > t_s$. Наибольшая разность t_v и t_s соответствует начальному периоду. В процессе разогрева она уменьшается. Теоретически представляется возможным установить минимальное время с начала работы ПАД, когда можно практически отождествить значения t_v и t_s .

Для этой цели можно воспользоваться классическим решением задачи о нагревании пластины при граничных условиях 3-го рода, предполагая, что температура среды скачком изменяется от t_0 до $t_{газ}$. Практически не представляет труда получить аналогичное решение и для случая цилиндрической стенки (если пренебречь теплоотдачей на наружной поверхности), однако, в этом нет особой необходимости, так как в элементах ПАД, как правило, отношение диаметров (фиг. 4а).

$$\frac{d_{нар}}{d_{вн}} < 2.$$

При таких соотношениях можно пренебречь радиальной расходимостью теплового потока. Различие в решениях для плоской и цилиндрической стенок в этом случае составляет менее 4% [3]. Схема распределения температур по толщине стенки изображена на фиг. 5. Решение задачи о температурном поле по толщине стенки для случая нагревания имеет вид [2]:



Фиг. 5.

$$\Theta(x, \tau) = \frac{t(x, \tau) - t_0}{t_{газ} - t_0} = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cdot \cos\left(\mu_n \cdot \frac{x}{\delta}\right) \cdot \exp(-\mu_n^2 F_0) \quad (22)$$

Среднеобъемная температура определяется соотношением [2]:

$$\Theta_v(\tau) = \frac{t_v(\tau) - t_0}{t_{газ} - t_0} = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} B_n \cdot \exp(-\mu_n^2 F_0), \quad (23)$$

где $F_0 = \frac{a\tau}{\delta^2}$ — критерий Фурье,

a , м²/час — коэффициент температуропроводности,
 δ , М — толщина стенки.

При значениях $F_0 \approx 0,6$ с достаточной степенью точности можно пренебречь в выражениях (22) и (23) всеми членами ряда, кроме первого (начало регулярного режима). Ограничим исследование моментами времени $\tau \geq \tau_{рег}$, где $\tau_{рег}$ определим из условия:

$$F_0 \approx 0,6 \quad (24)$$

Вводя обозначение для избыточных температур

$$\vartheta_v = t_v(\tau) - t_0 \text{ и } \vartheta_s = t_s(0, \tau) - t_0 \quad (25)$$

и разделив (23) на (22), получим соотношение, связывающее ϑ_v и ϑ_s , которое не содержит в себе температуру газа ($t_{\text{газ}}$).

$$\frac{\vartheta_v}{\vartheta_s} = \frac{1 - B_1 \cdot \exp(-\mu_1^2 F_0)}{1 - A_1 \cdot \exp(-\mu_1^2 F_0)}, \quad (26)$$

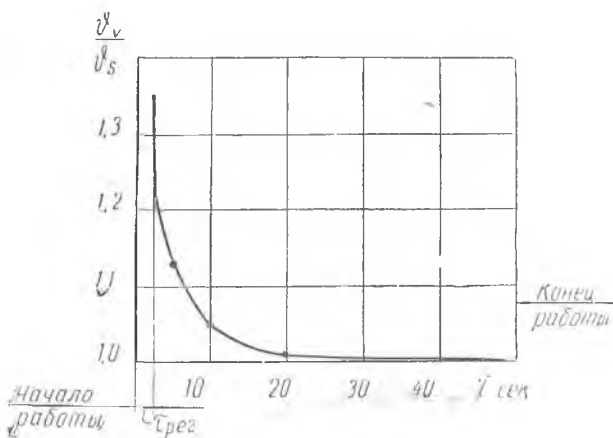
где A_1 , B_1 , μ_1 — постоянные коэффициенты, являющиеся функциями критерия Био ($B_i = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda}$) [2]

По данным исследований ПАД с материалами стенок из ст. 20 и ст. 1X18H9T значения критерия Био оценены изменяющимися в пределах $B_i \approx 0,35 \div 0,5$.

Для случая $B_i = 0,5$ коэффициенты равны:

$$A_1 = 1,070; \quad B_1 = 0,995; \quad \mu_1 = 0,426.$$

Используя эти значения, по соотношению (26) рассчитана кривая $\frac{\vartheta_v}{\vartheta_s} = f(\tau)$ представленная на фиг. 6.



Фиг. 6

Из приведенного графика следует, что в испытанных конструкциях ПАД среднеповерхностная температура может отождествляться со среднеобъемной температурой с точностью до 5%, начиная с момента времени от начала работы $\tau = 10$ сек. При значениях $\tau = 20$ сек отличие в температурах составляет величину порядка г. е. соизмеримо с погрешностью измерения t_s . Начальный период времени $\tau_{\text{рег}}$, подсчитанный из условия (24), является для различных элементов ПАД величиной, во всех случаях меньшую 3 сек.

ВЫВОДЫ

1. Разработанная в настоящей статье методика определения внешних тепловых потерь в пороховых генераторах газа на базе экспериментального определения распределения температуры по длине внешней поверхности газопровода позволяет с достаточной степенью точности оценить их суммарное значение.

2. Тепловые потери ПАД составляют значительную величину, что оказывает существенное влияние на его энергетические характеристики.

3. Уменьшение потерь возможно за счет предельно допустимого снижения металлоемкости конструкции элементов газового тракта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Термодинамические свойства веществ. Справочник под редакцией проф. Н. Б. Варгафтика. М-Л., Госэнергоиздат, 1956.
 2. А. В. Лыков. Теория теплопроводности, ГТИ, 1952.
 3. М. А. Михеев. Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1956.
-