

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ПОЛИТРОПНЫХ ПОТОКАХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

А.А. Балашов

Рассмотрена проблема определения параметров и характеристик политропных потоков в газовых трактах и системах поршневых ДВС с целью оптимизации процесса утилизации отработавших газов. Получены теоретические соотношения для определения коэффициентов расхода и газодинамических потерь.

Проблема эффективного использования теплоты, выделяющейся в цилиндрах поршневых ДВС, до сих пор является одной из самых актуальных. Эта проблема может решаться несколькими способами:

- совершенствованием рабочего процесса поршневых ДВС с целью улучшения их тепловой эффективности, топливной экономичности и снижения токсичности;
- утилизацией внешней теплоты систем охлаждения, масла и отработавших газов.

Однако известные пути улучшения тепловой эффективности и топливоиспользования в ДВС на стационарных объектах за счет повышения термического КПД в настоящее время весьма ограничены, т.к. каждый новый шаг на пути улучшения КПД дается с всё большими затратами материальных ресурсов, которые иногда становятся несоизмеримыми с достигнутой эффективностью.

Поэтому более перспективными могут оказаться усилия по улучшению использования теплоты выделившейся в цилиндрах ДВС на стационарных энергетических объектах – это утилизация внешней теплоты энергоисточников, в частности поршневых ДВС.

Для утилизации теплоты отработавших газов в систему их выпуска устанавливается газожидкостный, рекуперативный, газотрубный теплообменный аппарат (ТА).

Установка ТА-утилизатора теплоты отработавших газов (ОГ) делает систему выпуска ДВС более сложной и разветвленной, причем течение газа по этой системе происходит с их охлаждением по всей трассе.

В связи с этим, с точки зрения термодинамики, можно сказать, что в этом случае реализуется политропный термодинамический процесс в открытой системе с газодинамическими потерями и внешним теплообменом без совершения внешней работы.

При проведении расчетов по опорожнению цилиндров от отработавших газов, кроме индексирования цилиндра и выпускного коллектора необходимо иметь так называемые

коэффициенты расхода μ и газодинамических потерь ξ , которые определяются заранее с помощью продувки выпускных каналов с клапанами воздухом. Однако, как известно, течение отработавших газов по выпускному каналу с клапаном может частично происходить и с надкритической скоростью при температурах в десятки раз превышающих температуру окружающей среды.

Определение расходных характеристик выпускных каналов с клапанами, коэффициентов расхода μ и газодинамических потерь ξ проводится с помощью статической продувки их воздухом, при этом термодинамический процесс расширения воздуха при продувке обоснованно принимается адиабатным, т.к. его температура незначительно отличается от температуры окружающей среды.

Однако в реальных условиях процесс течения отработавшего газа по выпускным каналам поршневых ДВС адиабатным назвать нельзя из-за высоких температур потока, который приходится охлаждать и, в связи с этим, термодинамический процесс, в этом случае, следует признать политропным.

Из сказанного следует, что необходимо выполнить термодинамический анализ изменения параметров газа в политропном потоке при движении его по охлаждаемой выпускной системе ДВС.

Прежде всего, следует сказать, что политропный процесс расширения совершенного газа в потоке в этой работе будет рассматриваться состоящим из двух составляющих:

- за базовый принимается адиабатный процесс расширения газа в потоке, при различных изоэнтропно заторможенных параметрах на входе (сечение 1-1) в проточную систему;

- на условия, характеризующие базовый термодинамический процесс расширения совершенного газа, накладываются условия, характеризующие внешний теплообмен в потоке при тех же заторможенных параметрах на входе в проточную систему, после чего

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ПОЛИТРОПНЫХ ПОТОКАХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

термодинамический процесс можно будет принять политропным.

Под совершенным газом следует понимать газ, удовлетворяющий уравнению Клапейрона-Менделеева.

Проверку условий, характеризующих адиабатный и политропный потоки в охлажденном выпускном канале с клапаном, можно осуществить с помощью статической продувки его «холодным» воздухом и «горячим» газом на сходственных режимах при различных подъемах клапанов.

Поэтому, ориентируясь на адиабатный процесс расширения газа в потоке в открытой системе с присутствием только внутреннего теплообмена и добавив к нему внешний, можно записать уравнение энергии для двух сечений политропного процесса расширения совершенного газа в открытой термодинамической системе без совершения внешней работы:

$$\alpha_T \cdot i_1^* = i_2^*, \quad (1)$$

где i_1^* – энтальпия заторможенного потока во входном сечении 1-1; i_2^* – энтальпия заторможенного потока в выходном сечении 2-2; α_T – коэффициент внешнего теплообмена в потоке, равный

$$\alpha_T = i_2^* / i_1^*. \quad (2)$$

Анализируя выражение (1) можно сказать, что:

- при $\alpha_T = 1$ это выражение превратится в зависимость $i_1^* = i_2^*$ для адиабатного и изоэнтропного процессов расширения газа в потоке;

- при $\alpha_T > 1$ в этой зависимости $i_2^* > i_1^*$, т.е. в этом случае будет реализован политропный процесс расширения газа в открытой термодинамической системе без совершения внешней работы, но с внутренним и внешним подводом теплоты в потоке;

- при $\alpha_T < 1$ в этой зависимости $i_2^* < i_1^*$, т.е. в этом случае будет опять реализован политропный процесс расширения газа в открытой термодинамической системе без совершения внешней работы, но с внутренним подводом теплоты и с внешним ее отводом.

При рассмотрении этих трех случаев течения газа, т.е. при $\alpha_T = 1$, $\alpha_T > 1$ и $\alpha_T < 1$ (адиабатного и двух политропных процессов), можно найти общий объединяющий их признак – это внутренний подвод теплоты за счет преобразования газодинамических потерь в

потоке не зависимо от ее внешнего подвода или отвода.

Для адиабатного процесса расширения воздуха в открытой системе согласно выражению $i_1^* = i_2^*$ показатель процесса m будет равен:

$$m = k_a - (k_a - 1) \cdot \frac{\delta q_{ra}}{p \cdot dv}, \quad (3)$$

где δq_{ra} – элементарное количество теплоты, образующееся в адиабатном потоке за счет преобразования газодинамических потерь в теплоту (внутренний теплоприток).

Для политропного процесса расширения в открытой термодинамической системе аналогично выражению $i_1^* = i_2^*$, показатель процесса n будет равен:

$$n = k_n - (k_n - 1) \cdot \frac{\delta q_{ra} \pm \delta q_{внеш}}{p \cdot dv}, \quad (4)$$

где $\delta q_{внеш}$ – элементарное количество теплоты в политропном потоке подведенное к нему или отведенное от него за счет внешних источников.

При этом следует отметить, что показатель политропы n (в случае внешнего подвода теплоты) будет находиться в интервале $1 \leq n < k_n$, т.е. режим течения газа в потоке будет стремиться в направлении изотермического, а при подводе теплоты в больших количествах даже может стремиться в сторону изобарности, т.е. $n \rightarrow 0$.

При течении «горячего» газа с высокой температурой ($T_2 = 800 - 1000K$), допустим по охлаждаемым элементам ТА-утилизаторов системы выпуска отработавших газов ДВС, в этом случае может быть только отвод теплоты от газа, поэтому показатель политропы n (в случае внешнего принудительного отвода теплоты) будет находиться в диапазоне $\infty > n \geq k_n$, т.е. режим течения горячего газа по элементам ТА-утилизатора при внешнем отводе теплоты будет политропным. Однако следует отметить, что при отводе меньшего количества теплоты, чем δq_{ra} , т.е. теплоты, образующейся из-за преобразования газодинамических потерь в потоке, режим течения газа, в этом случае, будет стремиться все-таки в сторону изотермического $1 < n < k_n$. При дальнейшем увеличении отвода теплоты от «горячего» газа в потоке наступит такой режим, когда будет $n = k_n$,

т.е. когда количество теплоты, подведенное к газу за счет преобразования газодинамических потерь δq_{ra} и принудительно отведенное от него количество теплоты $\delta q_{ВНЕШ}$ будут равны $\delta q_{ra} = \delta q_{ВНЕШ}$, тогда наступит режим течения, который можно назвать условно изоэнтропным, т.к. $n = k_{II}$. По мере дальнейшего увеличения интенсивности охлаждения «горячих» газов внешний отвод теплоты будет больше внутреннего подвода, т.е. $\delta q_{ВНЕШ} \gg \delta q_{ra}$, тогда наступит режим течения, когда $\infty > n \geq k_{II}$, т.е. опять политропный.

Вышеизложенное говорит о том, что суммарное количество теплоты в политропном процессе в открытой термодинамической системе складывается из теплоты, образующейся при преодолении рабочим телом газодинамических сопротивлений и теплоты, принудительно подведенной или отведенной от рабочего тела в потоке, т.е.

$$\delta q_{\Sigma} = \delta q_{ra} \pm \delta q_{ВНЕШ}. \quad (5)$$

Таким образом, анализируя изменение показателя политропного процесса n

в открытой термодинамической системе с внешним теплообменом без совершения внешней работы можно сказать, что он в отличие от показателя адиабатного процесса m изменяется в значительно более широком диапазоне от $1 \leq n < k_{II}$ до $\infty > n \geq k_{II}$, тогда как показатель m всего лишь $1 \leq m \leq k_a$.

Поэтому внешний отвод или подвод теплоты в политропном процессе расширения газа, по сравнению с адиабатным процессом, видоизменяет картину течения рабочего тела в потоке, т.к. из газодинамики известно, что подвод теплоты в дозвуковой области ($M < 1$) будет ускорять поток, а отвод теплоты в этой же области будет замедлять его. Выявление влияния подвода или отвода теплоты на характер движения рабочего тела в потоке представляет определенный как теоретический, так и практический интерес при рассмотрении многих процессов, в частности происходящих в выпускных системах и камерах сгорания тепловых двигателей, в газожидкостных рекуперативных теплообменных аппаратах и др.

Для проведения дальнейшего анализа изменения параметров газа в адиабатном и политропном потоках с внешним теплообменом, необходимо, прежде всего, определить

теоретически достижимые параметры в изоэнтропном процессе по температуре T_T и давлению P_T с целью определения теоретически достижимых скоростей потока, внутреннего теплообмена, изменения энтропии и др.

С этой целью запишем известное выражение для определения коэффициента газодинамических потерь ξ через теоретическую и действительную скорость потока:

$$\xi = \frac{W_T^2 - W_{\delta}^2}{W_{\delta}^2}, \quad (6)$$

где W_T - теоретически достижимая скорость в изоэнтропном процессе расширения газа в потоке; W_{δ} - действительная скорость потока в адиабатном или политропном процессах.

Раз уже из политропного процесса расширения газа в потоке выделяется в самостоятельные составляющие отдельно адиабатный процесс и внешний теплообмен, то соответственно появятся теоретические и действительные скорости в адиабатном $W_{TA}, W_{\delta A}$ и политропном $W_{III}, W_{\delta III}$ потоках, а, в связи с этим, и теоретически достижимые параметры в тех же процессах по температуре T_{TA} и T_{III} , а также по давлению P_{TA} и P_{III} .

Кроме этого нужно будет различать показатели изоэнтропного и адиабатного процессов K_A, m , а также изоэнтропного и политропного процессов K_{II} и n .

Эти же индексы будут в дальнейшем фигурировать при определении коэффициентов расхода, изменения энтропии и количеств внутренней и внешней теплоты.

Таким образом, можем записать, для адиабатного процесса расширения выделенного из политропного потока

$$\xi_a = \frac{W_{TA}^2 - W_{\delta A}^2}{W_{\delta A}^2} = \frac{2C_p \cdot \Delta T_{\Sigma} - 2C_p \cdot \Delta T_A}{2C_p \cdot \Delta T_A} = \frac{\Delta T_{\Sigma} - \Delta T_A}{\Delta T_A} = \frac{\Delta T_{TA}}{\Delta T_A}, \quad (7)$$

где W_{TA} и $W_{\delta A}$ - теоретическая и действительная скорости потока в изоэнтропном и адиабатном процессах; $\Delta T_{\Sigma} = T_A^* - T_{TA}$ - суммарный (максимальный) теплоперепад в изоэнтропном процессе; $\Delta T_A = T_A^* - T_{2A}$ - действительный теплоперепад в выходном сечении

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ПОЛИТРОПНЫХ ПОТОКАХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

адиабатного потока; $\Delta T_{TA} = T_A - T_{TA}$ - перепад абсолютных статических температур в адиабатном процессе расширения газа в потоке, характеризующий его необратимую часть.

Коэффициент газодинамических потерь в политропном потоке ξ_{II} определяется по выражению:

$$\xi_{II} = \frac{W_{III}^2 - W_{оII}^2}{W_{оII}^2} = \frac{T_1^* - T_{III} - T_2^* + T_{2II}}{T_2^* - T_{2II}} = \frac{\Delta T^* + \Delta T_{III}}{\Delta T_{III}}, \quad (8)$$

где W_{III} и $W_{оII}$ - теоретическая и действительная скорости потока в политропном процессе; $\Delta T^* = T_1^* - T_2^*$ - перепад абсолютных заторможенных температур в политропном потоке характеризующий внешний отвод теплоты; $\Delta T_{II} = T_2^* - T_{2II}$ - перепад абсолютных заторможенной и статической температуры в выходном сечении, характеризующий его обратимую часть; $\Delta T_{III} = T_{2II} - T_{III}$ - перепад абсолютных статических температур в политропном процессе расширения газа в потоке, характеризующий его необратимую часть.

Используя выражения (7) и (8), а также зависимости для изоэнтропного процесса расширения газа, определим теоретически достижимые параметры потока по температуре T_{TA} , T_{III} и по давлению P_{TA} и P_{III} .

Из выражения (7) имеем:

$$\Delta T_{TA} = \xi_A \cdot \Delta T_A \text{ или } T_{TA} = T_{2A} - \xi_A \cdot \Delta T_A. \quad (9)$$

Из выражения (8) имеем:

$$\Delta T_{III} = \xi_{II} \cdot \Delta T_{II} - \Delta T^*$$

или

$$T_{III} = T_{2II} - \xi_{II} \cdot \Delta T_{II} + \Delta T^*. \quad (10)$$

Теоретически возможные статические давления в изоэнтропном процессе расширения газа в потоке P_{TA} и P_{III} , определяются из известных соотношений:

$$P_{TA} = P_1^* \cdot \left(\frac{T_{TA}}{T_1^*}\right)^{\frac{K_A}{K_A-1}} \quad (11)$$

- для адиабатного процесса;

$$P_{III} = P_1^* \cdot \left(\frac{T_{III}}{T_1^*}\right)^{\frac{K_{II}}{K_{II}-1}}$$

- для политропного процесса.

Зная теоретически достижимые статические параметры потока, определенные по зависимостям изоэнтропных процессов, для адиабатного и политропного потоков можно определить элементарное количество теплоты образующееся за счет преодоления им газодинамических сопротивлений:

$$\delta q_{rA} = C_p \cdot dT_{TA}$$

или

$$q_{rA} = C_p \cdot \Delta T_{TA}, \quad (12)$$

а также

$$\delta q_{rII} = C_p \cdot dT_{III}$$

или

$$q_{rII} = C_p \cdot \Delta T_{III}. \quad (13)$$

Элементарное количество теплоты, отведенное в политропном процессе за счет охлаждения выпускного канала с клапаном определится по зависимости

$$\delta q_{внеш} = C_p \cdot dT^* \quad (14)$$

или

$$q_{внеш} = C_p \cdot \Delta T^*.$$

Суммарное количество теплоты в политропном процессе расширения газа в потоке определится по зависимости (5)

$$\delta q_{\Sigma} = \delta q_{rA} \pm \delta q_{внеш} \quad (15)$$

или

$$q_{\Sigma} = q_{rA} \pm q_{внеш}.$$

Используя зависимости (3) и (4) определим коэффициенты суммарного, внутреннего (адиабатного) и внешнего теплообмена в политропном потоке.

Тогда из выражения (4) можем записать:

$$\psi_{\Sigma} = \frac{\delta q_{\Sigma}}{P \cdot dV} = \frac{K_{II} - n}{K_{II} - 1} = \frac{\delta q_{rA} \pm \delta q_{внеш}}{P \cdot dV}, \quad (16)$$

где ψ_{Σ} - коэффициент суммарного относительного теплообмена в политропном потоке.

Из выражения (3) для адиабатного процесса расширения газа в потоке можем записать, что

$$\psi_A = \frac{\delta q_{rA}}{P \cdot dV} = \frac{K_A - m}{K_A - 1} = \frac{K_A \cdot \xi_A}{K_A \cdot \xi_A + 1}, \quad (17)$$

где ψ_A - коэффициент внутреннего относительного теплообмена в адиабатном потоке.

Из выражения (4) можем определить коэффициент внешнего относительного теплообмена $\psi_{внеш}$, зависимость для которого будет выглядеть так:

$$\psi_{внеш} = \pm \frac{\delta q_{внеш}}{P \cdot dV} = \frac{K_{II} \cdot \xi_{II}}{K_{II} \cdot \xi_{II} + 1}, \quad (18)$$

где $\psi_{ВНЕШ}$ - коэффициент внешнего относительного теплообмена в политропном потоке.

В выражениях (17) и (18) используются коэффициенты газодинамических потерь для адиабатного ξ_A и политропного потоков ξ_{II} .

Кроме приведенных зависимостей для определения коэффициента газодинамических потерь (6),(7) и (8) его можно определить еще и по зависимостям

$$\xi = \frac{\ln \frac{P_2^*}{P_1^*}}{\ln \frac{P_2}{P_2^*}}, \quad (19)$$

а также

$$\xi = \frac{K - m}{K \cdot (m - 1)}. \quad (20)$$

Из выражений (17) и (18) величины, характеризующие внутренний и внешний относительный теплообмен, введем в зависимость (4), тогда будем иметь

$$n = k_{II} - (k_{II} - 1) \cdot \psi_{\Sigma}, \quad (21)$$

откуда выразим

$$\psi_{\Sigma} = \psi_A \pm \psi_{ВНЕШ}. \quad (22)$$

Далее определим коэффициент скорости φ и число Маха M .

$$\varphi_A = \sqrt{\frac{1}{\xi_A + 1}} \quad (23)$$

и

$$M = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta T_A}{(K - 1) \cdot T_A}}. \quad (24)$$

После определения числа Маха M и коэффициента φ , определим изменения энтропии по зависимостям:

$$\Delta S_A = C_P \cdot \ln \frac{T_A}{T_{TA}} \text{ и } \Delta S_{II} = C_P \cdot \ln \frac{T_{II}}{T_{TII}}; \quad (25)$$

$$\Delta S_A = C_P \cdot \ln \frac{2}{2 - \xi_A \cdot M_A^2 (K_A - 1)} \quad (26)$$

или

$$\Delta S_{II} = C_P \cdot \ln \frac{P_1^*}{P_2^*} + \ln \frac{P_2}{P_{TII}}. \quad (27)$$

Коэффициенты расхода μ определяются по выражениям:

$$\mu_A = \varphi_A \cdot \frac{P_2^*}{P_1^*} \cdot e^{\frac{\Delta S_A}{K_A \cdot R}}; \quad (28)$$

$$\mu_{II} = \varphi_{II} \cdot \frac{P_2^*}{P_1^*} \cdot e^{\frac{\Delta S_{II}}{K_{II} \cdot R}}. \quad (29)$$

Таким образом, по приведенным выражениям можно определить параметры, характеризующие политропный процесс расширения газа в потоке без совершения внешней работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Балашов А.А. Определение газодинамических потерь в проточных каналах ДВС: межвузов. сб. Исследование и совершенствование быстроходных дизелей / АлтГТУ им. И.И. Ползунова. - Барнаул, 1997. - С.133-142.
2. Егоров Я.А. Показатель процесса изменения параметров газа в потоке // Двигатели внутреннего сгорания. -1982.-Вып.35.-С.43-49.
3. Теплотехника: Учеб. для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М. Камфер и др.: Под ред. В.Н. Луканина.-5-е изд., стер. - М.: Высш. шк., 2006. - 671 с.
4. Мамонтов М.А. Некоторые случаи течения газа по трубам, насадкам и проточным сосудам. - М.: Оборонгиз, 1951. - 490 с.