

УДК 536.7

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ С УЧЕТОМ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В ОТКРЫТОЙ АДИАБАТНОЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

Мамчур К.В., аспирант гр. 0ЭТ-81, II курс

Научный руководитель: Балашов А.А., д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет

имени И.И. Ползунова

г. Барнаул

Статья посвящена термодинамическому анализу адиабатного процесса расширения рабочего тела в открытой термодинамической системе при механическом и термическом взаимодействии газодинамических сопротивлений в канале с рабочим телом потока в связи с изменением в нем заторможенных и статических параметров.

**Ключевые слова:** заторможенные, статические, газодинамические, изобары, изоэнтропный, адиабатный, термодинамический.

При термодинамическом анализе процессов расширения рабочего тела в открытых системах с газодинамическими потерями без свершения внешней работы, в отечественной литературе допускается неточность, которая заключается в бездоказательности того, что с увеличением энтропии статическое давление в выходном сечении потока будет изменяться по изобаре  $P_T \text{const}$ , т. е. оно будет постоянным по мере изменения энтропии [7,9] (рисунок 1).

Однако этого не случится из-за необратимых газодинамических потерь при течении рабочего тела, приводящих к возрастанию энтропии по потоку  $S_3 S_2 S_1$ , поэтому адиабаты  $1^*-2$  или  $1^*-3$  будут отклоняться от идеальной  $1^*-1$  вправо, что и ставит под сомнение развитие процесса при  $P_T \text{const}$ .

Поскольку изобары на  $T-S$  диаграмме имеют наклон в сторону оси абсцисса поэтому  $T_2 > T$ , таким образом, в процессе течения газа с потерями фигурирует разность температур  $(T^* - T_2)$  или  $(T^* - T_3)$  меньшая, чем в случае обратимого изоэнтропного течения без потерь, разность  $(T^* - T_T)$ .

Следовательно, действительная скорость рабочего тела  $W_\partial$  на выходе из канала при течении с потерями, будет меньше теоретической  $W_T$  без потерь.

В этом случае абсолютные статические температуры рабочего тела на выходе из канала при течении с потерями будут обозначены как  $T_2$ ,  $T_3$  и т.д.

Увеличение этих температур происходит в связи с преобразованием газодинамических потерь в теплоту, которое влечет за собой увеличение произведений  $P_2 \vartheta_2$  или  $P_3 \vartheta_3$  согласно уравнения состояния, и, соответственно, должно привести к увеличению как статических давлений на выходе потоков  $P_2$  или  $P_3$ , так и удельных объемов  $\vartheta_2$  и  $\vartheta_3$ .

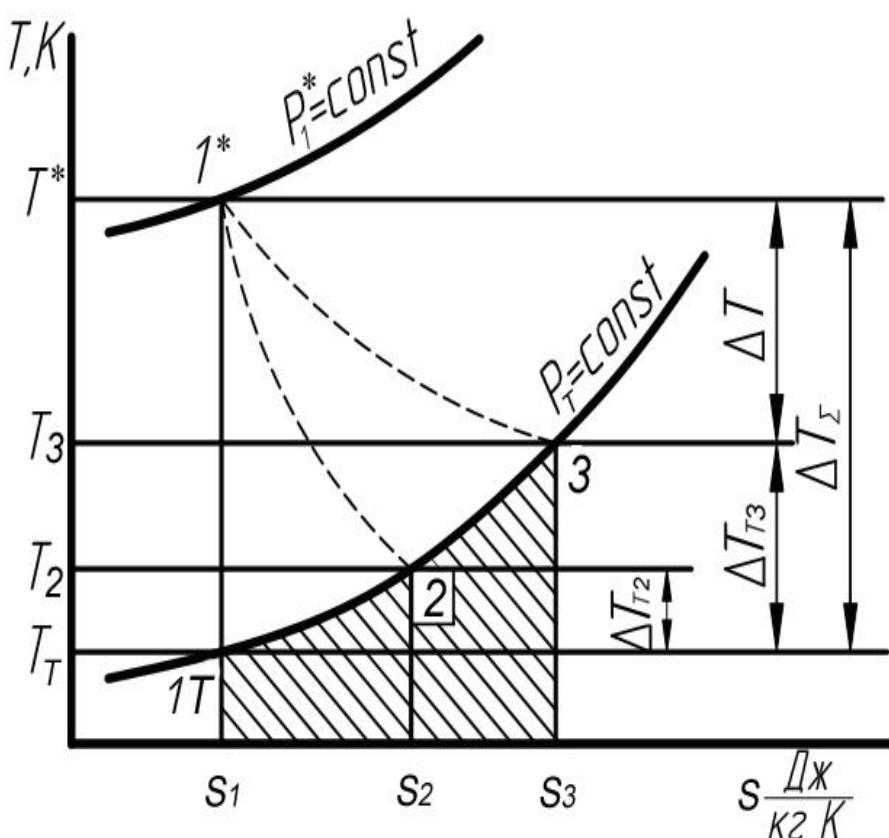


Рисунок 1 – Диаграмма  $T$ - $S$  расширения рабочего тела в адиабатном потоке

Однако, по мнению автора работы [7] реальные адиабатные процессы расширения, изменяющиеся по линиям  $1^* - 2$  или  $1^* - 3$ , могут рассматриваться как состоящие из двух простых процессов – изоэнтропного расширения  $1^* - 1_T$  и изобарного сжатия  $1_T - 2$  или  $1_T - 3$ , расположенных на изобаре  $P_t \text{const}$ .

В связи с этим, процессы изобарного сжатия, которые могли бы изменяться по линиям  $1_T - 2$  или  $1_T - 3$ , осуществить будет невозможно в связи с ростом статических температур  $T_2$  и  $T_3$  и давлений  $P_2$ ,  $P_3$  относительно их изоэнтропного уровня  $T_T$  и  $P_T$  из-за преобразования газодинамических потерь в теплоту, которая усваивается рабочим телом (рисунок 1). Поэтому развитие процесса изобарного сжатия по изобаре  $P_t \text{const}$  не произойдет, а процессы расширения, совершающиеся по линиям  $1^* - 2$  и  $1^* - 3$  – это реальные процессы адиабатного расширения (рисунок 2).

В связи с выше сказанным, давления  $P_2$  или  $P_3$  не могут располагаться на изобаре  $P_t \text{const}$  (рисунок 1), а будут располагаться на уровнях статических давлений  $P_5 > P_4 > P_3 > P_2 > P_T$ , представленных графиком на рисунке 2.

С учетом сказанного представляется целесообразным выполнить термодинамический анализ адиабатного процесса расширения рабочего тела без совершения внешней работы в открытой системе с привлечением тепловой диаграммы в координатах  $T$ - $S$ , как с целью наглядного представления результатов анализа, так и с целью более детального обоснования особенностей протекания физических процессов в потоке.

Рассмотрим процесс расширения в адиабатной открытой системе с потерями на тепловых диаграммах в координатах  $T$ - $S$  (рисунки 1 и 2).

\* – изображение необратимых адиабат 1\*-2 или 1\*-3 и т.д. в координатах  $T-S$  является условным, так как на такого рода диаграммах могут изображаться в принципе только обратимые процессы.

Процесс расширения говорит о том, что в открытой адиабатной системе с увеличением энтропии  $S_1 < S_2 < S_3 < S_4 < S_5$  возрастает интенсивность взаимодействия газодинамических сопротивлений с рабочим телом, в результате чего растут статические температура  $T_5 > T_T$  и давление  $P_5 > P_T$  в выходном сечении потока, относительно теоретического изоэнтропного уровня при соответствующем перепаде энталпий.

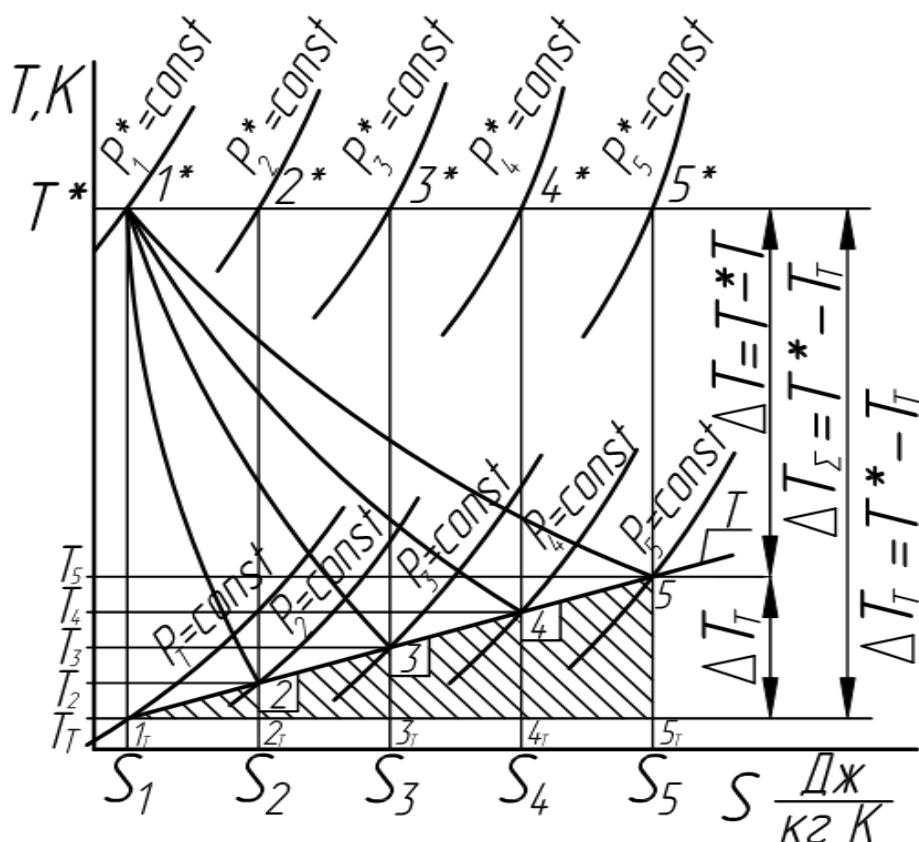


Рисунок 2 – Диаграмма  $T-S$  расширения рабочего тела в адиабатном потоке

Статическим температурам в потоке соответствует множество удовлетворяющих состояний при условии  $T = \text{const}$ , т. е.  $T_2 = \text{const}, T_3 = \text{const}$  и т. д. (рисунки 1 и 2).

Установить среди них то состояние, которое соответствует искомому решению, можно только с помощью другой координаты. В предельно идеальном или теоретически возможном случае другая координата определяется из условия, что в действительном потоке энтропия возрастает, так что  $S_2 = S_1 + \Delta S_1$  или  $S_3 = S_1 + \Delta S_2$ , где  $\Delta S_1$  и  $\Delta S_2$  – приращение энтропии на участке от исходного до текущего.

В адиабатном потоке приращение энтропии  $\Delta S$  определяется только внутренними потерями, зависящими от газодинамических сопротивлений, расположенных в канале по которому движется поток, чем они меньше, тем

меньше  $\Delta S$  и тем меньше действительный процесс расширения отклоняется от изоэнтропного и, соответственно, реальные адиабатные процессы, характеризуемые линиями 1\*-2 и 1\*-3 и т. д., будут располагаться ближе к вертикали 1\*-1<sub>T</sub> (рисунки 1 и 2).

Как известно, приращение энтропии является не причиной, а следствием движения потока. Поэтому в качестве независимой переменной необходимо принять другой параметр, а именно падение статического давления, которое и определяет характер движения потока. Чем большая часть перепада давления расходуется на преодоление газодинамических сопротивлений, тем меньше становится располагаемая кинетическая энергия.

Для определения приращения энтропии в адиабатном потоке необходимо получить теоретически достижимые параметры  $T_T$  и  $P_T$  при которых обеспечивалось условие изоэнтропности  $dS=0$  или  $S_1=S_2=const$ , т.е. по сути дела, создать теоретически достижимую "базу", назначение которой сводилось бы к тому, чтобы относительно ее определять газодинамические потери в адиабатном потоке и проводить с ней сравнение.

Для установления связи параметров в адиабатном процессе расширения рабочего тела в открытой термодинамической системе с потерями запишем уравнения изоэнтропных процессов для сечений 1–1 и 2–2, между которыми в канале расположены газодинамические сопротивления:

$$P_1 \cdot \vartheta_1^k = P_T \cdot \vartheta_T^k; \quad (1)$$

$$P_2 \cdot \vartheta_2^k = P_2 \cdot \vartheta_2^k; \quad (2)$$

где  $P_1, P_2, P_T$  – соответственно абсолютные, заторможенные и статические давления в соответствующих сечениях потока;

$\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_T$  – соответственно удельные объемы, определенные по заторможенным и статическим параметрам в соответствующих сечениях;

$k$  – показатель изоэнтропного процесса расширения газа в потоке.

Сопоставляя выражения (1) и (2) с учетом равенства заторможенных энталпий  $i_1 = i_2$  в сечениях 1–1 и 2–2 и уравнения состояния, получим:

$$\frac{T_2}{T_T} = \left( \frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{P_T}{P_2} \right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (3)$$

где  $T_T$  – абсолютная термодинамическая теоретически достижимая температура в изоэнтропном процессе расширения;

$T_2$  – абсолютная термодинамическая температура в адиабатном процессе расширения газа в выходном сечении потока;

$P_T$  – абсолютное теоретически достижимое статическое давление в изоэнтропом процессе расширения газа в потоке;

$P_2$  – абсолютное статическое давление в адиабатном процессе расширения газа в выходном сечении потока.

Высказанное ранее предположение, о преобразовании газодинамических потерь в теплоту, имея ввиду, взаимодействие газодинамических со-

противлений в канале с потоком рабочего тела, фактически подтверждается полученным выражением (3).

Левая часть этого выражения характеризует суммарные газодинамические потери представленные температурными параметрами в виде отношения  $T_2/T_T$  при постоянной заторможенной температуре по потоку  $T^*=const$ , а правая часть характеризует те же газодинамические потери, представленные параметрами по давлению в потоке (3), оказывая на них двойкое влияние как со стороны отношения заторможенных  $P_1/P_2$  давлений, так и со стороны отношения статических  $P_2/P_T$  давлений. Причем в качестве базовых, для изотермического процесса расширения рабочего тела характеризуемого в этом случае заторможенными параметрами потока принять  $T = const$ , а для изоэнтропного и адиабатного процессов расширения рабочего тела в потоке, принять статические теоретически достижимые в адиабатном и изоэнтропном процессах абсолютные давление  $P_2$  и температуру  $T_T$ .

Анализируя полученное выражение (3), необходимо сказать, что в процессе адиабатного расширения рабочего тела в открытой системе можно обнаружить два вида термогазодинамических потерь:

– основные газодинамические потери, образующиеся за счет прямого механического взаимодействия газодинамических сопротивлений с потоком, характеризуемые отношением заторможенных давлений  $P_1/P_2$  или их перепадом  $\Delta P = P_1 - P_2$ ;

– дополнительные потери, возникающие за счет преобразования газодинамических потерь в теплоту, которая усваивается потоком создавая термическое сопротивление, характеризуемое отношением статических давлений  $P_2/P_T$  или их перепадом  $\Delta P_T = P_2 - P_T$ ;

– суммарные термогазодинамические потери, как результат совместного, механического и термического взаимодействия газодинамических сопротивлений с рабочим телом в адиабатном потоке, характеризуемые отношением статических температур  $T_2/T_T$  или их перепадом  $\Delta T_T = T_2 - T_T$ .

Кказанному необходимо добавить, что механическое воздействие газодинамических сопротивлений на рабочее тело в открытой адиабатной системе, непосредственно скажется на снижении заторможенного давления  $P_2$  в выходном сечении потока и уменьшении внешней кинетической энергии (действительной скорости) в том же сечении, а термическое влияние – на увеличении внутренней энергии (характеризуемой температурой  $T_2$  и появлении термического сопротивления[8, 10], а оба вместе – на общем характере адиабатного процесса расширения рабочего тела в потоке.

Работа, затрачиваемая потоком в адиабатной открытой системе на преодоление газодинамических сопротивлений в канале, полностью преобразуется в теплоту и усваивается рабочим телом, в результате чего снижается действительная скорость рабочего тела  $W_\partial$  в выходном сечении

потока. При этом из-за снижения скорости потока  $W_2$  (относительно теоретической скорости  $W_T$ ) в изотермическом процессе при  $T = const$  увеличится внутренняя энергия  $U_2$  характеризуемая температурой  $T_2$  относительно изоэнтропного уровня  $T_T$ .

Для того чтобы воспользоваться выражением (3) необходимо определить, прежде всего, теоретически достижимые статическую температуру  $T_T$  и статическое давление  $P_T$ , определить которые можно используя уравнение изоэнтропы (1):

$$P_1 \cdot \vartheta_1^k = P_T \cdot \vartheta_T^k, \quad (4)$$

$$\text{откуда } \frac{T_T}{T} = \left( \frac{P_T}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

В выражении (4) присутствуют два неизвестных теоретических параметра  $P_T$  и  $T_T$ , определить которые можно воспользовавшись уравнением для определения коэффициента газодинамических потерь:

$$\xi = \frac{W_T^2 - W_D^2}{W_D^2} = \frac{T - T}{T} = \frac{T - T_T - T + T_2}{T - T_2} = \frac{T_2 - T_T}{T - T_2} = \frac{T_T}{T}, \quad (5)$$

где  $\xi$  — коэффициент газодинамических потерь;

$W_T$  — теоретическая скорость потока;

$W_D$  — действительная скорость в выходном сечении потока;

$T$  — абсолютная температура заторможенного потока в адиабатном процессе расширения рабочего тела, К;

$T = T - T_2$  — перепад заторможенной и статической температур в выходном сечении адиабатного потока, К;

$T_T = T_2 - T_T$  — перепад статической и теоретической температур в выходном сечении адиабатного потока, К.

Таким образом, получено выражение (5) для определения коэффициента газодинамических потерь  $\xi$  по температурным параметрам потока. Однако этим выражением трудно воспользоваться из-за незнания статической теоретической температуры  $T_T$ , т.к. измерению в эксперименте она не поддается, но её можно принять с достаточной степенью точности [3].

Для надежного определения температуры  $T_T$  необходимо этот же коэффициент газодинамических потерь  $\xi$  определить, но по параметрам давления в выходном сечении потока (13).

Для установления связи параметров движущегося по каналу потока и определения газодинамических потерь между выбранными контрольными сечениями 1-1 и 2-2, необходимо совместно решить два уравнения, одно из которых будет уравнением изоэнтропного процесса расширения рабочего тела в выходном сечении потока, а другое — адиабатного, связывающее оба контрольных сечения между собой:

$$\begin{aligned} P_1 \cdot \vartheta_1^m &= P_2 \cdot \vartheta_2^m; \\ P_2 \cdot \vartheta_2^k &= P_2 \cdot \vartheta_2^k; \quad (6) \end{aligned}$$

где  $P_1, P_2$  – абсолютные давления заторможенного потока, соответственно в сечениях 1–1 и 2–2;

$P_2$  – абсолютное статическое давление в выходном сечении потока 2–2;

$\vartheta_1, \vartheta_2$  – удельные объемы, определяемые по статическим параметрам потока;

$\vartheta_1, \vartheta_2$  – удельные объемы, определяемые по параметрам заторможенного потока в тех же сечениях;

$m, k$  – показатели (соответственно) адиабатного и изоэнтропного процессов расширения газа в потоке.

Совместное решение этих уравнений производится с учетом равенств энталпий заторможенного потока в сечениях 1–1 и 2–2, т. е.

$$i_1 = i_2, \quad (7)$$

а с учетом принятого допущения  $c_p = \text{const}$  по потоку будет

$$T_1 = T_2, \quad (8),$$

Запишем уравнения (6) в другом виде

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{m}} = \frac{\vartheta_1^2}{\vartheta_2}, \quad \left(\frac{P_2}{P_2}\right)^{\frac{1}{k}} = \frac{\vartheta_2^2}{\vartheta_2}$$

а с учетом изоэнтропных зависимостей будем иметь

$$\frac{\vartheta_2}{\vartheta_2} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{m-1}} \text{ и } \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2} = \left(\frac{T_2}{T_2}\right)^{\frac{1}{k-1}},$$

производя замену, далее получим

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{m}} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{m-1}} \text{ и } \left(\frac{P_2}{P_2}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{T_2}{T_2}\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

или

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} \text{ и } \frac{T_2}{T_2} = \left(\frac{P_2}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (9)$$

Далее с учетом зависимости (8) будем иметь

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} = \left(\frac{P_2}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \text{ или } \frac{P_2}{P_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k \cdot m - 1}{m \cdot m}}. \quad (10)$$

Преобразуем выражение относительно  $\varphi$ , в результате получим

$$\varphi^2 = \frac{k}{m} \cdot \frac{m-1}{k-1}. \quad (11)$$

Заменим показатель степени в выражении (10) на полученный (11), тогда эта зависимость примет вид и будем иметь окончательно

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\varphi^2} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\xi+1}} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\xi}}. \quad (12)$$

Тогда коэффициент газодинамических потерь  $\xi$  по параметрам давления в потоке определится из выражения (12), как

$$\xi = \ln \frac{P_2}{P_1} / \ln \frac{P_2}{P_1}. \quad (13)$$

Таким образом, получены два равнозначных выражения для определения коэффициентов газодинамических потерь, одно из них (5) – это зависимость, характеризующая  $\xi$  по температурным параметрам потока, а другое (13) – это зависимость характеризующая  $\xi$  по параметрам давления в потоке.

Преобразуя выражение (5), можно определить теоретически достижимую статическую температуру в адиабатном потоке  $T_T$ , используя для этой цели коэффициент газодинамических потерь  $\xi$ , определенный по выражению (13), которое характеризует его через параметры потока подавлению

$$T_T = T_2 - \xi \cdot \Delta T = (\xi + 1) \cdot T_2 - \xi \cdot T, \quad (14)$$

где  $\Delta T = T - T_2$  – перепад заторможенной и статической температуры в адиабатном потоке.

Используя выражение (4), определим  $P_T$  – статическое теоретически достижимое давление в изоэнтропном потоке

$$P_T = P_1 \cdot \left( \frac{T_T}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (15)$$

Таким образом, в результате проведенного термогазодинамического анализа адиабатного процесса расширения рабочего тела в открытой термодинамической системе показано, что статическое давление рабочего тела  $P_T$  в выходном сечении потока с увеличением энтропии не будет постоянным, т.е. не будет изменяться по кривой  $P_T = const$  (рисунок 1), а будет увеличиваться по мере увеличения энтропии (рисунок 2).

Кроме этого, получены равнозначные зависимости для определения коэффициентов газодинамических потерь  $\xi$  как по температуре, так и по давлению в потоке.

#### Список литературы

1. Андрющенко, А. И. Основы технической термодинамики реальных процессов [Текст] : учебное пособие для вузов / А. И. Андрющенко. – Москва : Высшая школа, 1975.– 264 с.
2. Балашов, А. А. Техническая термодинамика [Текст] : Учебное пособие / А. А. Балашов. – Барнаул : АлтГТУ, 2014. – 101 с.
3. Балашов, А. А. Техническая термодинамика Часть 2 Основы термогазодинамики открытых систем [Текст] / А. А.Балашов. Алт. гос. техн.ун–т им. И. И. Ползунова. –Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2014.- 101 с.
4. Вулис, Л. А. Термодинамика газовых потоков [Текст] / Л. А. Вулис. – Москва.:Госэнергоиздат, 1950. – 305 с.

5. Гришин, Ю.А. Расчет течения через органы газообмена с использованием продувочных характеристик/Ю.А. Гришин //Международный симпозиум «Образование через науку Материалы докладов секции ДВС. Отдельный выпуск.–Москва.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2005.-с.110-111
6. Егоров, Я. А. Показатель процесса изменения параметров газа в потоке [Текст] / Я. А. Егоров //Двигатели внутреннего сгорания.– 1982. - №35. – С. 43– 49.
7. Жуковский, В. С. Термодинамика [Текст] : В. С. Жуковский под ред. А. А. Гухмана.– Москва. : Энергоатомиздат, 1983.– 304 с.
8. Зысин, В. А. Техническая термодинамика потока [Текст] / В. А. Зысин. – Изд– во Ленинград. ун– та, 1977. – 160 с.
9. Кирилин, В. А. Техническая термодинамика [Текст] : учеб. для вузов / В. А. Кирилин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. – Москва : Энергоатомиздат , 1983.–416 с.
10. Мамонтов, М. А. Некоторые случаи течения газов [Текст] / М. А. Мамонтов.– Москва : Оборонгиз, 1951. - 490 с.
11. Теплотехника [Текст] : учеб. для вузов / В. Н. Луканин, М .Г. Шатров, и др.; под ред. В. Н. Луканина. – Москва : Высшая школа, 2006. - 671 с.
12. Чарный, И. А. Основы газовой динамики [Текст] / И. А. Чарный.– Москва , Гостоптехиздат, 1961. – 200 с.