

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 $P_T const$, 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 $P_T const$.

Поскольку изобары на $T-S$ диаграмме имеют наклон в сторону оси абсцисс 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_0 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 $P_2 \cdot \vartheta_2$ или $P_3 \cdot \vartheta_3$ согласно уравнения состояния, и, соответственно, должно привести к увеличению как статических давлений на выходе потоков P_2 или P_3 , так и удельных объемов ϑ_2 и ϑ_3 .

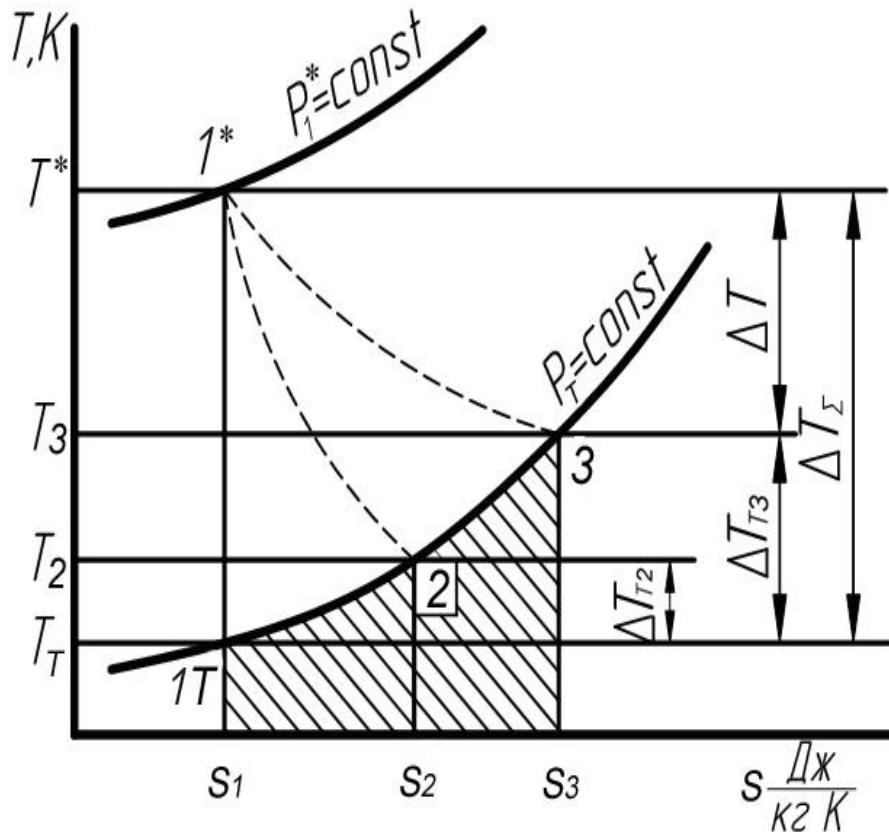


Рисунок 1 – Диаграмма T - S расширения рабочего тела в адиабатном потоке

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 $P_T const$.

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 $P_T const$ 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 $P_T const$ (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 энтальпий.

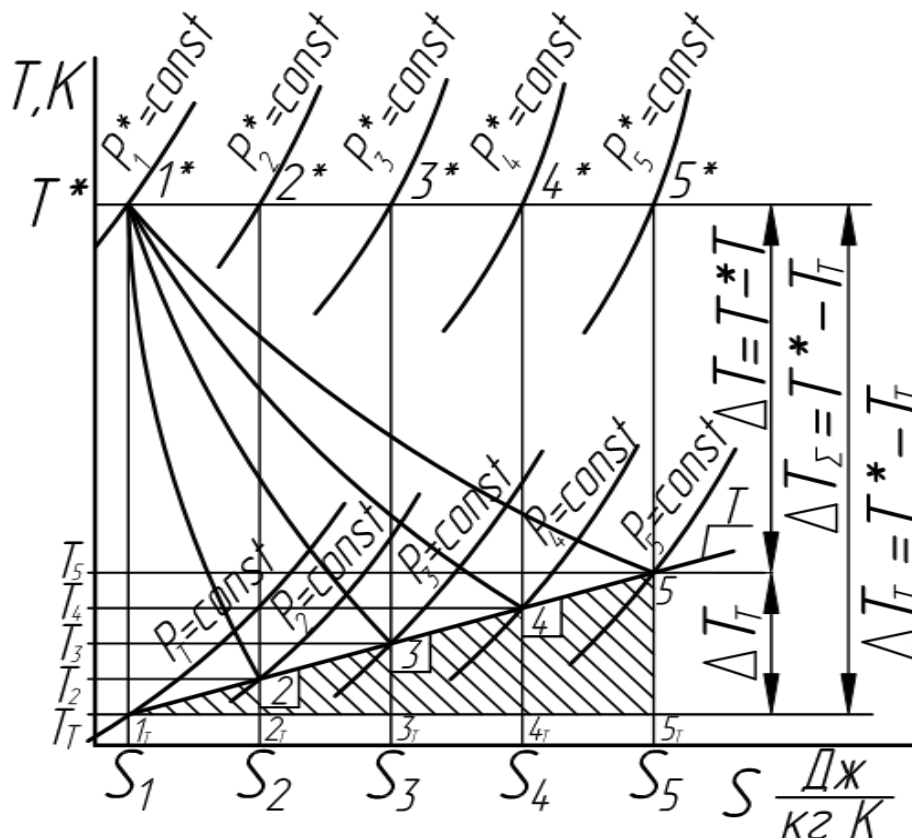


Рисунок 2 – Диаграмма $T-S$ расширения рабочего тела в адиабатном потоке

Статическим температурам в потоке соответствует множество удовлетворяющих состояний при условии $T = const$, т. е. $T_2 = const, T_3 = const$ 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 ΔS_1 и ΔS_2 – приращение энтропии на участке от исходного до текущего.

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

меньше ΔS и тем меньше действительный процесс расширения отклоняется от изоэнтروпного и, соответственно, реальные адиабатные процессы, характеризуемые линиями 1*-2 и 1*-3 и т. д., будут располагаться ближе к вертикали 1*-1_T (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:

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

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

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

$\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_2$ и ϑ_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 энтальпий $i_1 = i_2$ в сечениях 1-1 и 2-2 и уравнения состояния, получим:

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

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 изоэнтропном 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 двойное 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, характеризующиеся 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, характеризующееся 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, характеризующиеся отношением статических температур T_2/T_T или их перепадом $\Delta T_T = T_2 - T_T$.

К сказанному 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_0 в выходном сечении

потока. При этом из-за снижения скорости потока W_{∂} (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):

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

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

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

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

где ξ — коэффициент газодинамических потерь;

W_T — теоретическая скорость потока;

W_{∂} — 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 ξ 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 ξ 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:

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

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;

ϑ_1, ϑ_2 – удельные объемы, определяемые по статическим параметрам потока;

ϑ_1, ϑ_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 F энтальпий заторможенного потока в сечениях 1–1 и 2–2, т. е.

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

а с учетом принятого допущения $c_p = const$ 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

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

производя замену, далее получим

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

или

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

Далее с учетом зависимости (8) будем иметь

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

Преобразуем выражение относительно φ , 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 ξ 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 ξ по температурным параметрам потока, а другое (13) – это зависимость характеризующая ξ 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 ξ , определенный по выражению (13), которое характеризует его через параметры потока по давлению

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

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 ξ как по температуре, так и по давлению в потоке.

Список литературы

1. Андриященко, А. И. Основы технической термодинамики реальных процессов [Текст] : учебное пособие для вузов / А. И. Андриященко. – 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.