

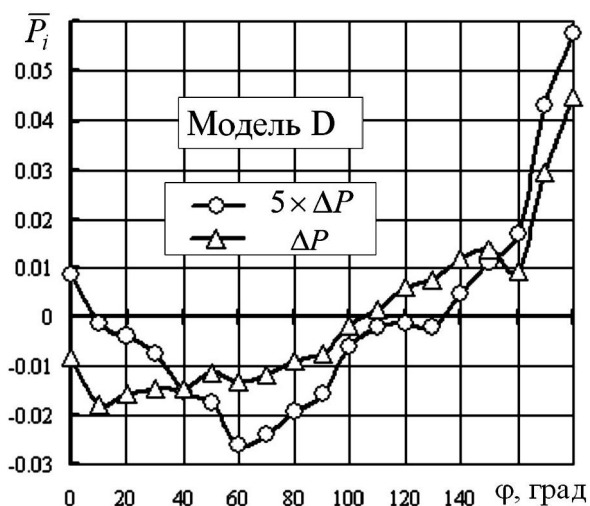


Рис. 9. Окружная неравномерность статического давления в щели при различных перепадах давления

Заключение

Тестирование численной модели вязкого турбулентного стационарного течения в щели впускного клапана на основе данных ЛДА показывает удовлетворительное количественное совпадение опытных и расчетных данных. Обсуждается влияние геометри-

ческих параметров впускного тракта на характеристики газового потока в щели.

Работа выполнена в рамках гранта МОН Украины № 105303. Авторы признательны проф. J.H. Whitelaw за полезные обсуждения.

Список литературы:

1. Bicen A.F., Vafidis C., Whitelaw J.H. Steady and unsteady air flow through an intake valve of a reciprocating engine // 2nd Winter Annual Meeting ASME, New Orleans, La, (Dec. 9 – 14, 1984). – N.Y. – 1984. – Vol. VI. – P. 47 – 55.
2. Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. Научно-прикладной программный комплекс MTFS® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. Сертификат гос. регистрации авт. прав, УГААСП, № 5921, 16.07.2002.
3. Хандримайлов А.А. Исследование структуры газового потока в щели впускного клапана ДВС // Вестник ХНАДУ. – 2004. – Вып. 26.

УДК 621.51.001.4

И.И. Петухов, канд. техн. наук, А.В. Минячихин, асп., В.П. Парафейник, канд. техн. наук

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ РЕАЛЬНОГО ГАЗА В НЕОХЛАЖДАЕМОМ КОМПРЕССОРЕ

Компрессоры являются наиболее распространёнными устройствами для повышения давления. Вне зависимости от их типа и конструкции все они для реализации рабочего процесса потребляют техническую (связанную с наличием в потоке газа подвижных элементов) работу [1, 2], подводимую от внешнего источника. Её величина зависит от вида процесса сжатия и уровня диссипаций при его реализации. Для расчёта технической работы можно использовать уравнения первого начала термодинамики, которые, следуя [1, 2] и пренебрегая изменением потенциальной энергии, запишем в виде

$$\delta q = di - vdp - \delta \ell_{\text{дисс}}, \quad (1)$$

$$\delta q = di + d \frac{w^2}{2} + \delta \ell_{\text{техн}}, \quad (2)$$

где δq – подведенная извне теплота;

$-vdp$ – располагаемая (или полезная внешняя [1, 3]) работа;

$\delta \ell_{\text{дисс}}$ – работа диссипативных сил;

$\delta \ell_{\text{техн}}$ – техническая работа.

Из (1) и (2) непосредственно следует

$$-vdp = d \frac{w^2}{2} + \delta \ell_{\text{техн}} + \delta \ell_{\text{дисс}}, \quad (3)$$

т.е., что источником для совершения технической работы, изменения кинетической энергии и преодоления диссипативных сил является располагаемая работа.

Приведенные уравнения справедливы для необратимых и обратимых процессов. При этом располагаемая работа всегда больше технической на величину работы диссипативных сил. Для процессов сжатия и техническая, и располагаемая работы отрицательны, что соответствует меньшей по модулю располагаемой работе по сравнению с технической. В обратимых процессах работа диссипативных сил отсутствует и с точностью до изменения кинетической энергии техническая работа равна располагаемой.

В ряде публикаций по теории турбокомпрессоров уравнение (3), записанное относительно $\delta \ell_{техн}$, известно как уравнение Бернулли [4 и др.]. При этом, как правило, знак технической работы, которая по положениям термодинамики отрицательна, меняют на противоположный, а полезную внешнюю работу именуют удельным изменением потенциальной энергии газа [4, 5 и др.].

Для оценки эффективности компрессоров широко используются различные КПД, определяемые как отношение работы идеализированного процесса сжатия от начального давления до конечного к действительной работе, [1...5 и др.]. В неохлаждаемых компрессорах для равновесных и неравновесных процессов техническая работа может быть определена как разность энтальпий потока на входе и выходе компрессора. Возможные методические погрешности здесь связаны с неоднородностью параметров по сечениям, точностью измерения параметров, определяющих энтальпию [6], и вкладом кинетической энергии потока.

Такой способ расчёта действительной работы привода адиабатного компрессора непосредственно следует из уравнения закона сохранения энергии (2)

и используется всеми авторами. Различия могут быть связаны с учётом или не учётом изменения кинетической энергии. Последнее обстоятельство детально проанализировано в работе [7]. Соотношения для КПД, учитывающие в явном виде изменение кинетической энергии, определяют так называемый внутренний КПД [5, 7]. По статическим параметрам рассчитывается политропный КПД

$$\eta_n = \frac{\int_{i_1}^{i_2} v \cdot dp}{i_2 - i_1}. \quad (4)$$

Выражение (4) для его расчёта является общепризнанным [1...8 и др.]. Оно непосредственно следует из уравнений (2) и (3) и остаётся справедливым для любых адиабатных процессов. Возможное ограничение здесь определяется тем, что отклонения параметров состояния от равновесных в ходе политропного процесса должны быть малы по сравнению с их изменением, определяющим соответствующую работу [3].

Политропный КПД наиболее широко используют для оценки эффективности процесса сжатия и построении характеристик компрессора. В авиационном компрессоростроении наряду с ним используется также изоэнтропный (более раннее название адиабатный) КПД

$$\eta_s = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1}. \quad (5)$$

Его преимуществом является вполне однозначное определение минимальной работы сжатия, которая совпадает с работой идеального адиабатного компрессора. Недостаток связан с учётом всех потерь из-за необратимости процесса, в том числе работы на сжатие газа вследствие дополнительного увеличения его температуры из-за теплоты трения. В политропном анализе эта работа входит в состав идеализированной. В результате изоэнтропный КПД всегда ниже политропного и сильно зависит от степени сжатия [2]. Поэтому для обобщения результа-

тов испытаний и их переноса на другие компрессоры и газы более широко используется политропический анализ [8].

Значительной проблемой при использовании политропного КПД является неопределённость вида (пути) идеализированного процесса, который рассматривают как обратимый процесс с внешним теплоподводом, равным теплоте вследствие диссипаций. При известных параметрах на входе и выходе компрессора связь между ними в промежуточных сечениях задают по-разному.

Так в работе [8] используется условие постоянства КПД

$$\eta = \frac{v \cdot dp}{di} = const \quad (6)$$

в любой точке политропного процесса. Из этого условия следует уравнение связи параметров реального газа на линии процесса в виде [8]

$$\frac{P}{V} \frac{dV}{dP} = \frac{\left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) - \frac{1}{k} \left[\frac{1}{\eta} + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right]}{\left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_V \right]}, \quad (7)$$

где Z – коэффициент сжимаемости;

η – политропный КПД по условию (6);

k – показатель адиабаты.

Для его использования в работе разработан отдельный алгоритм и введены специальные функции сжимаемости.

В отечественной литературе политропным чаще называют процесс, идущий с постоянной теплоёмкостью [3]

$$c_n = \left(\frac{\delta q}{dT} \right)_n = const \quad (8)$$

либо с постоянным коэффициентом разветвления теплоты [9]

$$\varphi = \left(\frac{du}{\delta q} \right)_n = const. \quad (9)$$

Индекс "n" здесь означает, что соответствующие производные берутся вдоль линии политропного процесса. Наряду с (8) и (9) широко используется также условие

$$p \cdot v^n = const. \quad (10)$$

Часто эти соотношения рассматриваются как эквивалентные. В действительности это не так или не всегда так.

Из общего уравнения (1) для равновесного процесса с учётом дифференциальных уравнений термодинамики получим

$$c_n = c_p - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_n, \quad (11)$$

$$c_n = c_v + T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_n.$$

С учётом (2) дифференциальное уравнение политропы записано в [2] как

$$\frac{dp}{dv} = -n \cdot \frac{p}{v}, \quad (12)$$

где n – показатель политропы.

$$n = \frac{c_p - c_n}{c_v - c_n} \cdot \frac{\frac{1}{p} \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v}{\frac{1}{v} \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p} \quad (13)$$

Политропную теплоёмкость, когда известны граничные точки, процесса можно легко вычислить как

$$c_n = \frac{s_2 - s_1}{\ln(T_2/T_1)} \quad (14)$$

Уравнение (12) в общем виде интегрировать затруднительно, но для калорически совершенного (с постоянной изохорной теплоёмкостью) идеального газа можно получить следующий хорошо известный результат:

$$p \cdot v^n = const, \quad n = \frac{c_p - c_n}{c_v - c_n}. \quad (15)$$

При зависящей от температуры теплоёмкости идеального газа показатель политропы (15) будет переменным.

Рассматривая соотношения (1) и (11) получим связь политропного КПД (6) и теплоёмкости (8) в виде

$$c_n \frac{\eta}{1-\eta} = v \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_n. \quad (16)$$

Преобразуя выражение для полного дифференциала внутренней энергии с учётом (9), получим

$$c_n \cdot \Phi = c_v + \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_n. \quad (17)$$

Условия (6) и (8) не противоречат друг другу, когда правая часть соотношения (16), а (8) и (9) со-

отношения (17) неизменны в каждой точке политропного процесса. Например, для газа с уравнением (15) это выполняется, а для идеального газа с переменной теплоёмкостью – нет. В случае реального газа каждому способу задания процесса отвечает свой политропный КПД, (см. табл. 1). Расчёты выполнены для метана при давлении на входе 0,1 МПа.

Таблица 1. КПД процесса сжатия в неохлаждаемом компрессоре

№	T_1 , К	x_1	π_k	T_2 , К	η_s	(6) [8]	(6) числ.	$n = \text{const}$	$c_n = \text{const}$	η_{ex}	$\frac{\eta_{ex} + \eta_s}{2}$
1	112	0,8	4	131,81	0,8	-	0,776	0,769	0,816	0,830	0,815
2	112	0,9	4	137,96	0,8	-	0,776	0,795	0,819	0,837	0,819
3	112	1	4	168,94	0,8	0,793	0,818	0,796	0,829	0,862	0,831
4	132	1	4	200,31	0,8	0,829	0,807	0,829	0,831	0,864	0,832
5	152	1	4	229,17	0,8	0,838	0,817	0,838	0,830	0,863	0,831
6	172	1	4	260,63	0,8	0,821	0,801	0,821	0,831	0,864	0,832
7	192	1	4	288,48	0,8	0,828	0,809	0,828	0,830	0,862	0,831
8	112	0,8	4	131,81	0,9	-	0,865	0,855	0,908	0,915	0,908
9	112	0,9	4	133,45	0,9	-	0,865	0,875	0,906	0,914	0,907
10	112	1	4	163,17	0,9	0,874	0,899	0,876	0,914	0,929	0,915
11	132	1	4	193,12	0,9	0,913	0,887	0,913	0,916	0,931	0,916
12	152	1	4	221,02	0,9	0,924	0,899	0,924	0,915	0,930	0,915
13	172	1	4	251,15	0,9	0,905	0,881	0,905	0,915	0,930	0,915
14	192	1	4	278,32	0,9	0,913	0,890	0,914	0,916	0,930	0,915
15	112	0,8	8	145,05	0,8	-	0,786	0,755	0,824	0,846	0,823
16	112	0,9	8	169,26	0,8	-	0,802	0,814	0,825	0,858	0,829
17	112	1	8	206,87	0,8	0,794	0,835	0,798	0,843	0,886	0,843
18	132	1	8	244,39	0,8	0,836	0,827	0,835	0,843	0,886	0,843
19	152	1	8	278,69	0,8	0,841	0,834	0,840	0,844	0,887	0,843
20	172	1	8	315,10	0,8	0,827	0,822	0,827	0,843	0,886	0,843
21	192	1	8	346,76	0,8	0,830	0,827	0,830	0,844	0,885	0,843
22	112	0,8	8	145,05	0,9	-	0,873	0,834	0,912	0,923	0,911
23	112	0,9	8	162,02	0,9	-	0,884	0,887	0,914	0,929	0,914
24	112	1	8	197,51	0,9	0,868	0,910	0,871	0,921	0,942	0,921
25	132	1	8	232,92	0,9	0,914	0,905	0,913	0,922	0,942	0,921

Такая неопределённость в расчёте располагаемой работы сжатия значительно усложняет сравнение компрессорных машин различных производителей. В каждом конкретном случае необходимо учитывать условие связи параметров и алгоритм вычисления работы политропного процесса. На наш взгляд, наиболее последовательно политропический анализ реализуется при использовании условия (6).

Для двухфазного состояния потока на входе ($x_1 < 1$) возможность использование политропного КПД требует дополнительного, в том числе экспериментального, изучения. В то же время использование изоэнтропного КПД проблем не вызывает.

К числу более универсальных можно отнести и соотношения для КПД процесса сжатия, использующие эксергию [2, 10 и др.]. Они также более строги и методически, так как не содержат допущений о виде процесса между двумя состояниями. В рассматриваемом случае эксергетический КПД можно представить как

$$\eta_{ex} = \frac{\ell_{ex}}{i_2 - i_1}, \quad (18)$$

где эксергетическая работа

$$\ell_{ex} = ex_2 - ex_1 = (i_2 - i_1) - T_1(s_2 - s_1). \quad (19)$$

Для вычисления эксергетического КПД достаточно знать параметры состояния среды на входе и

выходе компрессора. Результаты его расчёта также приведены в табл. 1.

Значение политропного КПД всегда ниже, чем эксергетического и выше, чем изоэнтروпного КПД. Это связано с различием используемого идеализированного процесса и вполне согласуется с приведенными соотношениями и методиками. Используя диаграмму (см. рис.1), проиллюстрируем причину этих различий.

Во всех случаях действительная работа адиабатного сжатия определяется разностью энтальпий в состояниях 2 и 1. Изоэнтропическая работа отличается от действительной вследствие разности энтальпий в состояниях 2 и 2s, которая равна теплоте изобарного процесса между этими состояниями.

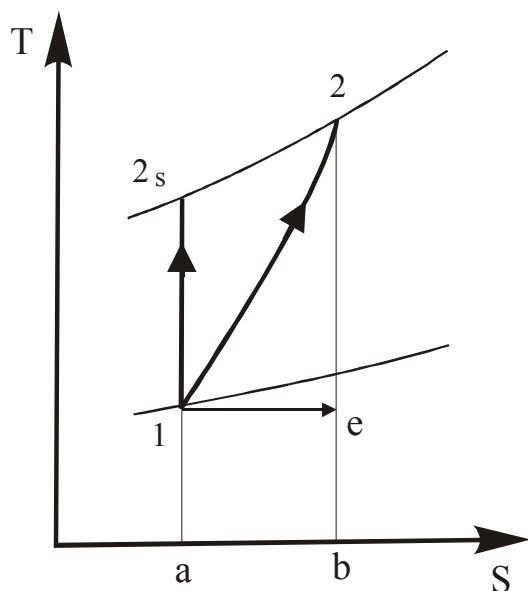


Рис. 1. Схема процесса сжатия в компрессоре

Графически это означает, что от действительной работы надо вычесть теплоту, соответствующую площади фигуры "a-2s-2-b-a" (см. рис.1). Для получения эксергетической работы следует вычесть теп-

лоту "a-1-e-b-a", а в случае нахождения политропной работы — теплоту "a-1-2-b-a". Последняя является промежуточной между первыми двумя теплотами.

КПД, определённый как полусумма изоэнтропного и эксергетического КПД, очень близок к политропному. Политропные КПД, выходящие за интервал указанных, являются ошибочными (табл.1).

Список литературы:

1. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. *Техническая термодинамика*. — М.: Энергия, 1985. — 416 с. 2.
- Бэр Г.Д. *Техническая термодинамика*. — М.: Мир, 1977. — 518 с. 3. Вукалович М.П., Новиков И.И. *Термодинамика*. — М.: Машиностроение, 1972. — 672 с.
4. Селезнёв К.П., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. *Теория и расчёт турбокомпрессоров*. — Л.: Машиностроение, 1968. — 406 с. 5. Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*. — Л.: Машиностроение, 1981. — 382 с. 6. Галёркин Ю. Б., Прокофьев А.Ю. *Оценка эффективности нагнетателей природного газа с помощью разного рода КПД при заводских испытаниях // Компрессорная техника и пневматика*. — 2002. — №2. — С. 23 — 25. 7. Ден Г.Н. *О связи между внутренним КПД неохлаждаемых ЦКМ и политропным КПД по полным параметрам // Турбины и компрессоры*. — 2002. — № 1, 2. — С. 67 — 71. 8. Шульц И.М. *Политропический анализ центробежного компрессора // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. А. Энергетические машины и установки*. — 1962. — № 1. — С. 87 — 100. 9. Мухачев Г.А., Щукун В.К. *Техническая термодинамика и теплопередача*. — М.: Высш. шк., 1991. — 480 с. 10. Евенко В.И. *Оценка термодинамического совершенства компрессоров и компрессорных установок // Химическое и нефтегазовое машиностроение*. — 1999. — № 11. — С. 25 — 29.