

О коэффициентах теплоотдачи на поверхностях рабочей камеры поршневого детандера

Д-р техн. наук А.Ю. ГРИГОРЬЕВ, Н.А. ТАБАЧЕНКО
СПбГУИПТ

The paper presents and analyzes the results of the calculation of non-stationary heat transfer coefficients in the working chambers of reciprocating expanders and their influence on the parameters of work of the machine stage. It is shown that the influence of non-stationary coefficients of heat transfer on the processes in the expander is so great, that the calculations without consideration of non-stationary character leads to misrepresentation of the processes and errors in designing of expanders.

Представленные ниже результаты расчетов параметров теплообмена получены с помощью ранее разработанной модели нестационарного, турбулентного течения вязкого газа в рабочих камерах поршневых детандеров [1 – 3]. Модель проверяется на воздушных детандерах низкого давления (ДКА20-10/1С), высокого давления (ДПВ4,2-200/6-3) и экспериментальном гелиевом детандере [4].

Основные параметры исследуемых ступеней детандеров таковы:

▼ ДКА20-10/1С (с клапанным газораспределением): ход поршня 45 мм; диаметр поршня 50 мм; относительная длина кривошипа 0,196; относительное мертвое пространство 0,19; частота вращения вала 1500 об/мин; давление на всасывании 1 МПа; давление в выпускной камере 0,1 МПа; температура всасываемого газа 303 К; температура стенок рабочей камеры 273 К; угол начала открытия выхлопных окон $\varphi = 135^\circ$;

▼ ДПВ4,2-200/6-3 (с клапанным газораспределением): ход поршня 90 мм; диаметр поршня 55 мм; относительная длина кривошипа 0,2; относительное мертвое пространство 0,057; частота вращения

вала 400 об/мин; давление на всасывании 20 МПа; давление в выпускной камере 0,6 МПа; температура всасываемого газа 300 К; температура стенок рабочей камеры 227 К; угол начала открытия выхлопных окон $\varphi = 146^\circ$;

▼ гелиевый поршневой детандер (с бесклапанным газораспределением): ход поршня 20 мм; диаметр поршня 49,5 мм; относительная длина кривошипа 0,2; относительное мертвое пространство 0,93; частота вращения вала 400 об/мин; давление на всасывании 2,5 МПа; давление в выпускной камере 0,161 МПа; температура всасываемого газа 25 К; температура стенок рабочей камеры 19 К; угол закрытия впускных окон $\varphi = 37^\circ$; угол начала открытия выхлопных окон $\varphi = 139^\circ$.

Как видно из рис. 1, осредненные по отдельным поверхностям коэффициенты теплоотдачи в рабочей камере детандера возрастают в течение процесса наполнения ($0^\circ \leq \varphi \leq 60^\circ$, где φ – угол поворота вала). Это вызвано ростом скорости движения поршня на данном участке поворота вала машины, что приводит к увеличению скорости течения газа, вытекающего из клапанов, и заставляет перемещаться газ в рабочей камере с большей скоростью относительно твердых стенок. Именно последний фактор на фоне слабоменяющейся, но близкой к наибольшей за цикл плотности газа и приводит к росту коэффициентов теплоотдачи по всем поверхностям.

Во время процесса расширения ($60^\circ < \varphi < 135^\circ$) величина коэффициентов теплоотдачи снижается по двум причинам: из-за уменьшения плотности газа и снижения скорости течения газа в рабочей камере (затухают остаточные явления процесса наполнения).

Резкий рост коэффициентов теплоотдачи на поршне и стенке цилиндра в начале процесса выхлопа объясняется значительным увеличением скорости течения газа вблизи указанных поверхностей при открытии выхлопных окон. В ходе процесса выхлопа ($135^\circ < \varphi < 180^\circ$) в связи с уменьшением скоп-

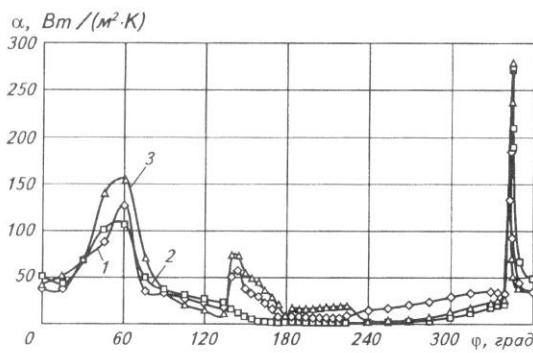


Рис. 1. Коэффициенты теплоотдачи, осредненные по поверхностям рабочей камеры ДКА20-10/1С:
1 – α_c (стенка цилиндра); 2 – α_e (крышка цилиндра);
3 – α_p (поршень)

ности истечения газа через выхлопные окна и снижением плотности газа в рабочей камере снижаются и коэффициенты теплоотдачи на данных поверхностях. На крышке цилиндра нет резкого увеличения коэффициента теплоотдачи в начале процесса выхлопа из-за того, что выхлопные окна находятся на достаточно удаленном расстоянии от крышки. Большие скорости течения газа вблизи окон почти не оказывают влияния на движение газа вблизи поверхности крышки.

Во время процесса выталкивания ($180^\circ < \varphi < 225^\circ$) скорости течения газа в рабочей камере невелики, а его плотность меняется слабо и близка к наименьшей за цикл работы машины, поэтому коэффициенты теплоотдачи по всем поверхностям незначительны.

В процессе сжатия коэффициенты теплоотдачи медленно растут. Это происходит благодаря заметному увеличению плотности газа на фоне слабого снижения скоростей течения газа в рабочей камере. Последнее оказывает меньшее влияние на величину коэффициентов теплоотдачи, чем возрастание плотности, но вместе с тем не позволяет коэффициентам теплоотдачи на поверхностях рабочей камеры увеличиваться более интенсивно.

Во время краткосрочного процесса впуска резко растет скорость движения газа в рабочей камере, в результате чего так же резко возрастают коэффициенты теплоотдачи по всем поверхностям.

В процессе нагнетания скорости течения газа быстро снижаются (из-за вязкого трения и малости объема рабочей камеры во время этого процесса), что приводит к падению коэффициентов теплоотдачи на всех поверхностях.

Для других изученных поршневых детандеров картина теплообмена газа со стенками рабочей камеры качественно не меняется. Так, на рис. 2 показаны осредненные по отдельным поверхностям (стенке, крышке цилиндра и поршню) коэффици-

енты теплоотдачи для ДПВ4,2-200/6-3 и гелиевого поршневого детандера (ПД). Значительный количественный рост коэффициентов теплоотдачи у этих детандеров на различных участках цикла по сравнению с детандером низкого давления ДКА20-10/1С объясняется ростом плотности газа. Так, для ДПВ4,2-200/6-3 (рис. 2, а) значительный рост коэффициентов теплоотдачи по всем поверхностям рабочей камеры имеет место во время процесса наполнения, плотность газа в ней в это время наибольшая и скорости течения газа высокие.

Во время процесса выхлопа для детандера высокого давления ДПВ4,2-200/6-3 (см. рис. 2, а) коэффициенты теплоотдачи на поршне и стенке растут, но не на столь значительно, как для детандера низкого давления ДКА20-10/1С. Объясняется это сильным уменьшением плотности газа в детандере высокого давления: если для ДКА20-10/1С отношение давлений $p_w/p_k = 10$, то для ДПВ4,2-200/6-3 – $p_w/p_k = 33$, (3).

В процессе впуска у ДПВ4,2-200/6-3 рост коэффициентов теплоотдачи относительно меньший, чем у ДКА20-10/1С из-за большой плотности газа во время процесса впуска в рабочей камере машины. При незначительном росте перепада давления газа в клапане у ДПВ4,2-200/6-3 (по сравнению с ДКА20-10/1С) плотность газа для детандера высокого давления больше в десятки раз. Много большая масса газа разгоняется мало возросшим перепадом давления, поэтому в рабочей камере ДПВ4,2-200/6-3 не возникает больших скоростей течения газа в процессе впуска.

Для гелиевого бесклапанного ПД (см. рис. 2, б) заметный рост коэффициентов теплоотдачи имеет место в процессе выхлопа (на поршне и стенке цилиндра) и в процессе впуска (на всех поверхностях). Последнее объясняется значительным перепадом давления газа во впускных окнах в начале процесса впуска, вызывающим большие скорости течения газа на выходе и во всей рабочей камере. Слабый

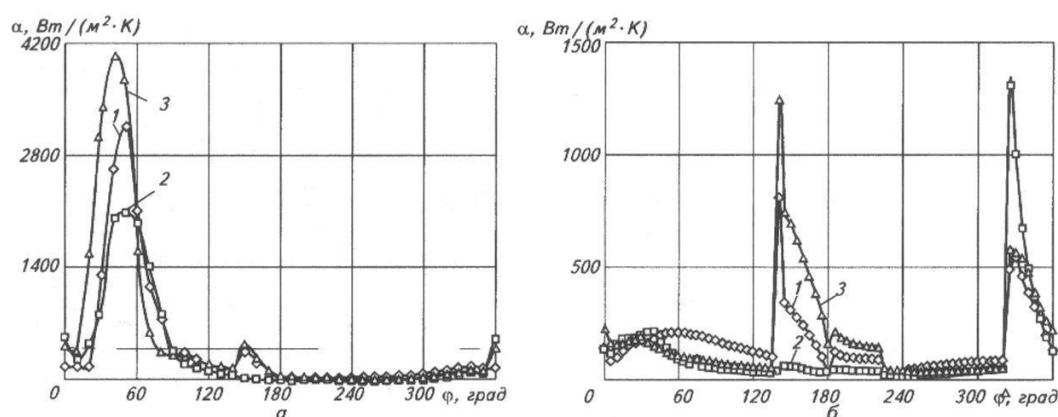


Рис. 2. Коэффициенты теплоотдачи, осредненные по отдельным поверхностям рабочих камер:
а – ДПВ4,2-200/6-3; б – гелиевого ПД; 1 – α_c (стенка цилиндра); 2 – α_z (крышка цилиндра); 3 – α_p (поршень)

рост коэффициентов теплоотдачи во время процесса наполнения объясняется тем, что из-за большой величины мертвого пространства основная масса газа поступает в камеру во время процесса впуска. Скорость течения газа из впускных окон в процессе наполнения значительно меньше, чем в процессе впуска. Она в основном определяется скоростью движения поршня и отношением площадей поршня и впускных окон. Снижение скорости течения газа в рабочей камере во время процесса наполнения приводит к меньшим коэффициентам теплоотдачи по всем поверхностям рабочей камеры.

Как видно из полученных результатов, теплообмен между газом и стенками рабочей камеры детандерной ступени носит сугубо нестационарный характер. При произвольно заданном угле поворота коленчатого вала значения коэффициентов теплоотдачи на различных поверхностях рабочей камеры могут отличаться в несколько раз. В имеющихся математических моделях работы поршневых детандеров теплообмен между газом и стенками камеры учитывается введением коэффициента теплоотдачи, одинаковым для всех поверхностей и постоянным в течение всего цикла работы машины. Это допущение недостаточно корректно, что подтверждается результатами расчета по предложенной модели (см. рис. 1 и 2). Степень искажения истинной картины работы машины при таком допущении можно продемонстрировать на примере индикаторной диаграммы для детандера ДПВ4,2-200/6-3 (см. рис. 3).

По диаграмме для детандера высокого давления ДПВ4,2-200/6-3, построенной с помощью имеющейся методики [5] при величине относительного мертвого пространства $a_m = 8\%$ (см. рис. 3, диаграмма 1), можно сделать вывод, что такая машина работоспособна. Согласно расчетам по предложенной методике, учитывающей нестационарность и локаль-

ность параметров теплообмена, при такой величине мертвого пространства (см. диаграмму 2 на рис. 3) в процессе сжатия в рабочей камере не достигается давление газа, при котором открывается выпускной клапан. В этом случае машина работать не будет.

Следовательно, в ранее имевшихся моделях для процесса наполнения величина осредненного по поверхности и по времени коэффициента теплоотдачи была занижена. В действительности коэффициенты теплоотдачи в этом процессе принимают максимальные значения, значительно большие, чем осредненные за цикл работы машины (см. рис. 2, а). Вследствие этого газ, поступающий из выпускной полости (более горячий, чем стенки рабочей камеры), охлаждается при теплообмене (согласно имеющимся методикам) менее интенсивно, отчего давление газа в камере, определенное по этим методикам, получается выше.

Для процесса сжатия осредненный коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по имеющимся методикам [5], значительно выше действительного. Для этого процесса коэффициенты теплоотдачи наименьшие за цикл работы машины (см. рис. 2, а). Методики [5] дают завышение температуры газа за счет теплообмена с более горячими стенками рабочей камеры в процессе сжатия, что приводит к более высокому давлению газа.

На самом деле данный детандер будет работать только при меньшем относительном мертвом пространстве, например $a_m = 5,7\%$ (индикаторная диаграмма 3 на рис. 3).

С учетом полученных результатов и проведенного анализа можно сделать следующий основной вывод: неучтенная нестационарность коэффициентов теплоотдачи по поверхностям рабочей камеры поршневого детандера значительно искажает действительно происходящие в ней процессы и может приводить к существенным ошибкам при проектировании этих машин.

Список литературы

- Григорьев А.Ю., Прилуцкий И.К. Постановка задачи течения газа в рабочей камере поршневого детандера // Вестник MAX. 2000. № 3.
- Григорьев А.Ю., Куликов К.А. Математическая модель течения газа в рабочей камере поршневого детандера // Совершенствование процессов и аппаратного оформления пищевой технологии и холодильной техники. 2000. – СПбГУН и ПТ. Деп. ВИНИТИ № 2722, 26.10.2000.
- Григорьев А.Ю. Нестационарные локальные коэффициенты теплоотдачи и тепловые потоки на поверхностях рабочей камеры поршневого детандера // Вестник MAX. 2004. № 3.
- Добров В.М. Создание бесклапанного детандера с манжетным поршневым уплотнением и исследование его при температурах ниже 40 К: Дис. ... канд. техн. наук. – М.: ГКИАЭ ИТ и ЭФ, 1976.
- Кузнецов Л.П., Иванов Д.Н., Молодова Ю.И., Верболов А.П. Обобщенная математическая модель рабочих процессов ступени машин объемного действия // Компрессорная техника и пневматика. 2000. № 1.

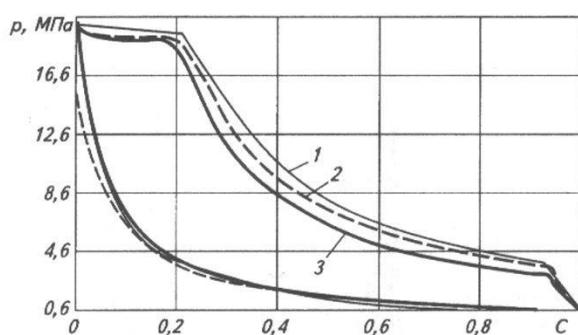


Рис. 3. Индикаторные диаграммы детандера ДПВ4,2-200/6-3 в координатах давление p — относительный ход поршня C :
1 — при относительном мертвом пространстве $a_m = 8\%$ [5]; 2 — при $a_m = 8\%$ (по предложенной методике); 3 — при $a_m = 5,7\%$ (по предложенной методике)