

УДК 536.244; 621.512-222

Нестационарные локальные коэффициенты теплоотдачи и тепловые потоки на поверхностях рабочей камеры поршневого детандера

Канд. техн. наук А.Ю. ГРИГОРЬЕВ
СПбГУН и ПТ

The technique of calculation of the stage of a positive displacement machine has been developed and tested, which allows to determine parameters of non-stationary local heat exchange on the main surfaces of working chamber at the design stage. Heat exchange between gas and the walls of the working chamber of the expander stage is of purely non-stationary and local character. The coefficients of heat transfer and heat fluxes reach the largest values during intake process. The most intensive heat input from the walls to gas (negative heat fluxes) takes place on the surface of the piston during exhaust and ejection. Use of the developed model and of the calculation application program is most suitable at the final development stage of designs of prototypes of expansion and compressor positive displacement machines.

Для получения газов с низкой и сверхнизкой температурой используются различные технологические установки, в составе которых находят применение поршневые детандеры. Снижение эксплуатационных затрат на выработку «единицы холодного газа» является одним из основных требований к установкам данного профиля. Эффективность работы детандера зависит от теплообмена между газом и поверхностями рабочей камеры, существенно влияющего на текущие и интегральные параметры газа на выходе из машины.

Давление и температура газа в рабочей камере детандерной ступени изменяются по углу поворота коленчатого вала ϕ , а при фиксированных значениях ϕ они переменны и по объему цилиндра как в осевом, так и в радиальном направлениях. Вместе с тем до сих пор практически отсутствуют надежные количественные данные о локальных, переменных во времени скоростях газа, тепловых потоках и коэффициентах теплоотдачи на основных поверхностях рабочей камеры детандерных ступеней, а сведения о распределении давлений и температур газа по объему цилиндра носят отрывочный характер.

Экспериментальное изучение локального, нестационарного теплообмена на торцевой крышке, зеркале цилиндра и днище поршня с учетом возвратно-поступательного движения последнего чрезвычайно сложно и трудоемко. Результаты, полученные от датчиков, уста-

новленных в мертвом объеме рабочей камеры, можно считать с достаточной степенью верными для всего объема цилиндра только при положении поршня вблизи верхней мертвой точки. Полученные таким образом параметры теплообмена будут справедливы лишь для ограниченной части детандерного цикла: окончания процесса обратного сжатия, процесса впуска и начала процесса наполнения. Однако этих данных недостаточно для анализа и обоснования закономерностей нестационарного, локального теплообмена в основных процессах детандерного цикла (наполнение, расширение, выхлоп и вытеснение), протекающих при удалении поршня от крышки цилиндра в направлении нижней мертвой точки.

Такой подход, по мнению автора, приводит к неверному представлению о среднеобъемной температуре газа в рабочей камере, завышению значений коэффициентов теплоотдачи и удельных тепловых потоков на ее поверхностях, что не позволяет установить корректную связь локальных коэффициентов теплоотдачи и скоростей газа на теплообменных поверхностях рабочей камеры.

С развитием вычислительной техники и численных методов решения дифференциальных уравнений при исследовании рабочих процессов в ступенях машин объемного действия предпочтение все чаще отдается подходам, основанным на фундаментальных физичес-

ких законах в сочетании с методом математического моделирования рабочих процессов, характерных для ступеней компрессорных и расширительных машин.

Легко установить, что известные из литературы работы по математическому моделированию теплообмена в рабочей камере поршневого детандера и компрессора во многом сходны и базируются на следующих допущениях.

▽ Рабочий газ неподвижен и однороден по всем параметрам в пределах рабочей камеры.

▽ Процессы в цилиндрах и примыкающих полостях квазистатичны.

▽ Теплообмен между газом и стенками рабочей камеры – конвективный и описывается формулой Ньютона:

$$dQ = \alpha_F F (T_w - T) dt,$$

где dQ – теплота, передаваемая через некоторую поверхность за время dt ;

α_F – осредненный по поверхности рабочей камеры мгновенный коэффициент теплоотдачи;

F – текущая площадь теплообменной поверхности;

T_w и T – соответственно текущие значения температуры стенок и газа.

Указанные допущения значительно упрощают постановку и решение задачи, а сами математические модели с успехом используются для получения интегральных параметров теплообмена как в поршневых детандерах, так и в поршневых компрессорах. Вместе с тем эти допущения не позволяют раскрыть физическую сущность процесса теплообмена в течение цикла, так как не учитывают нестационарное течение газа и существенную неоднородность его параметров по объему цилиндра. Полученные с помощью этих моделей результаты расчета удовлетворительно совпадают с экспериментом лишь в том случае, если при обосновании эмпирических коэффициентов в формуле (1) для расчета критериального числа Нуссельта (необходимого для определения коэффициента теплоотдачи α_F) использованы данные многопланового натурного эксперимента в широком диапазоне геометрических размеров ступеней, режимов их работы, различных условий охлаждения и т.д.:

$$Nu = A Re^m Pr^n + B, \quad (1)$$

где Re – число Рейнольдса;

Pr – число Прандтля;

A, m, n, B – эмпирические коэффициенты, точность

задания которых и представляет основную проблему.

В указанных математических моделях предполагается, что локальная температура газа в любой точке рабочей камеры, средняя по объему температура и температура газа на выходе из ступени при фиксированном значении ϕ одинаковы, что далеко от действительности. По предварительным оценкам, разница температур газа по объему рабочей камеры может составлять десятки градусов, а текущая температура газа на выходе из детандерной ступени отличаться от текущей среднеобъемной температуры в цилиндре.

На основании изложенного выше можно сделать вывод, что для анализа процессов теплообмена в рабочих камерах машин объемного действия более перспективна разработка математических моделей на основе фундаментальных уравнений газовой динамики с учетом нестационарного, турбулентного течения вязкого газа в пределах рабочей камеры. Это позволит на стадии проектирования расчетным путем определять мгновенные, локальные параметры газа без использования эмпирических коэффициентов, получать на их основе физически обоснованную картину полей температур, давлений, плотности и скорости течения газа в рабочей камере в каждый момент времени детандерного цикла, прогнозировать ожидаемые интегральные показатели и рекомендовать те или иные изменения в конструкции ступени на основе анализа полученного материала.

Основу разработанной автором математической модели составляет система дифференциальных уравнений Рейнольдса [2] для турбулентного, нестационарного течения вязкого газа, записанных в удобных для решения задачи цилиндрических координатах. Ее подробное описание приведено в работе [3]. Поставленная задача решена с помощью конечно-разностного метода [1], реализованного на ЭВМ.

При определении коэффициента теплоотдачи предполагается, что в зоне действия закона «стенки» [2] ламинарное и турбулентное числа Pr (Прандтля) можно считать равными единице. Это условие соответствует «аналогии Рейнольдса», при которой профили скорости течения газа и температуры T в зоне стенки подобны, и выполняется известное соотношение:

$$(T - T_w)/T^* = u/v^* = 5,75 \lg (yv^*/v) + 5,5, \quad (2)$$

где $v^* = \sqrt{\tau_w/\rho}$ – «универсальный» масштаб скорости;

τ_w – напряжение трения на стенке ($\tau_w = \mu du/dy$ при $y = 0$);

$T^* = q_w / (\rho c_p v^*)$ – «универсальный» масштаб температуры;

q_w – удельный тепловой поток на стенке;

c_p – удельная теплоемкость газа при постоянном давлении;

μ и ν – динамическая и кинематическая вязкости газа;

ρ – плотность газа;

y – расстояние от стенки до расчетной точки.

При решении задачи явным конечно-разностным методом шаг разностной сетки выбирают таким образом, чтобы ближайшие к поверхностям рабочей камеры расчетные точки попадали в зону действия закона «стенки». Поэтому u (скорость течения газа вдоль стенки) и T (температура газа) в выражении (2) известные параметры.

Решая приближенно, с наперед заданной точностью, уравнение

$$u/v^* = 5,75 \lg (yv^*/\nu) + 5,5, \quad (3)$$

определяли значение параметра v^* , затем из (2) находили значение параметра T^* :

$$T^* = (T - T_w)v^*/u. \quad (4)$$

Удельный тепловой поток на стенке определялся выражением

$$q_w = T^* \rho c_p v^* = (T - T_w) \rho c_p v^{*2}/u, \quad (5)$$

а коэффициент теплоотдачи – согласно формуле Ньютона

$$\alpha = \rho c_p v^{*2}/u. \quad (6)$$

Предложенная методика расчета нестационарных, локальных по поверхности рабочей камеры коэффициентов теплоотдачи и удельных тепловых потоков апробирована при расчете детандерной ступени детандер-

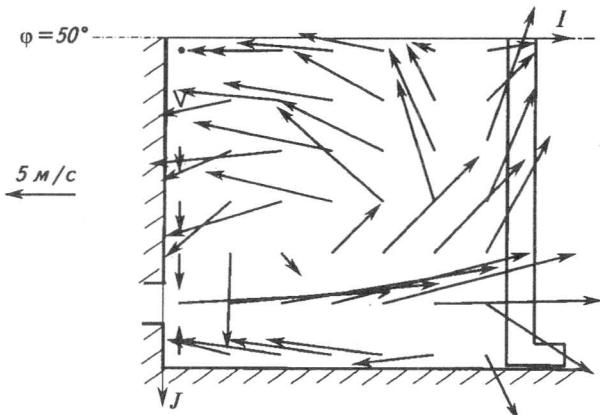


Рис. 1. Поле скоростей течения газа, построенное для каждого третьего узла сетки

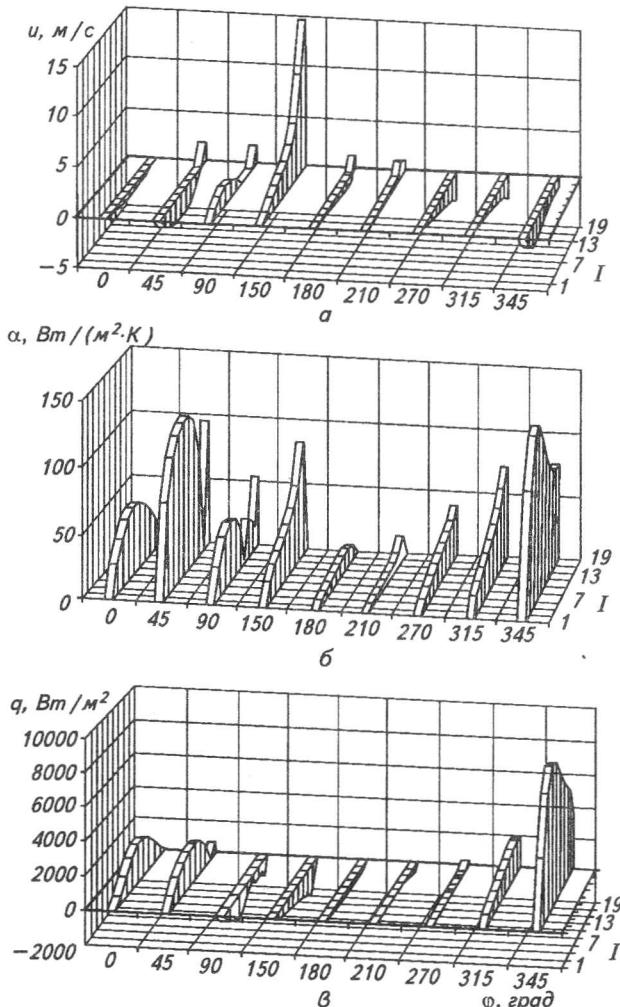


Рис. 2. Распределение скоростей течения газа (а), коэффициентов теплоотдачи (б) и удельных тепловых потоков (в) вдоль образующей стенки цилиндра

компрессорного агрегата ДКА20-10/1С при следующих исходных данных:

ход поршня 45 мм; диаметр поршня 50 мм; частота вращения вала 1500 об/мин; относительный радиус крикошипа 0,2; относительное мертвое пространство 0,19.

Ступень прямоточная, укомплектована впускным нормально открытым клапаном кольцевого типа со средним диаметром пластины клапана 40 мм:

рабочий газ – воздух, давление на входе 1,0 МПа, давление на выходе 0,1 МПа, начальная температура газа 303 К, температура стенок рабочей камеры 273 К.

Расчетная разностная сетка имеет $I = 20$ шагов вдоль оси и $J = 20$ шагов в направлении радиуса цилиндра. Размер разностной сетки выбирали по результатам численного эксперимента из условия устойчивости и сходимости разностной схемы. При перемещении поршня меняется и шаг сетки вдоль оси цилиндра.

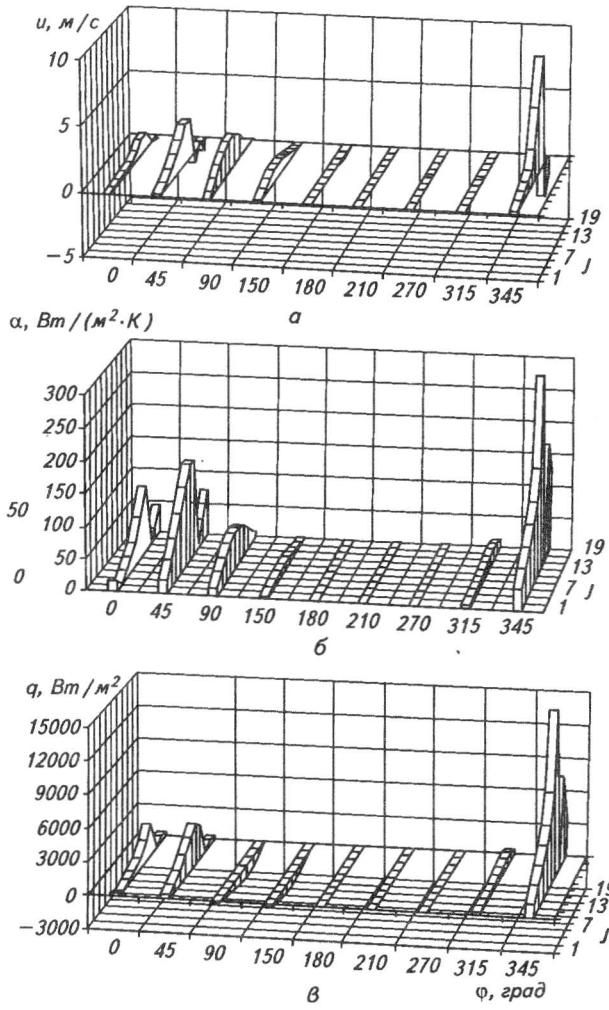


Рис. 3. Распределение скоростей течения газа (а), коэффициентов теплоотдачи (б) и удельных тепловых потоков (в) вдоль радиуса на головке цилиндра

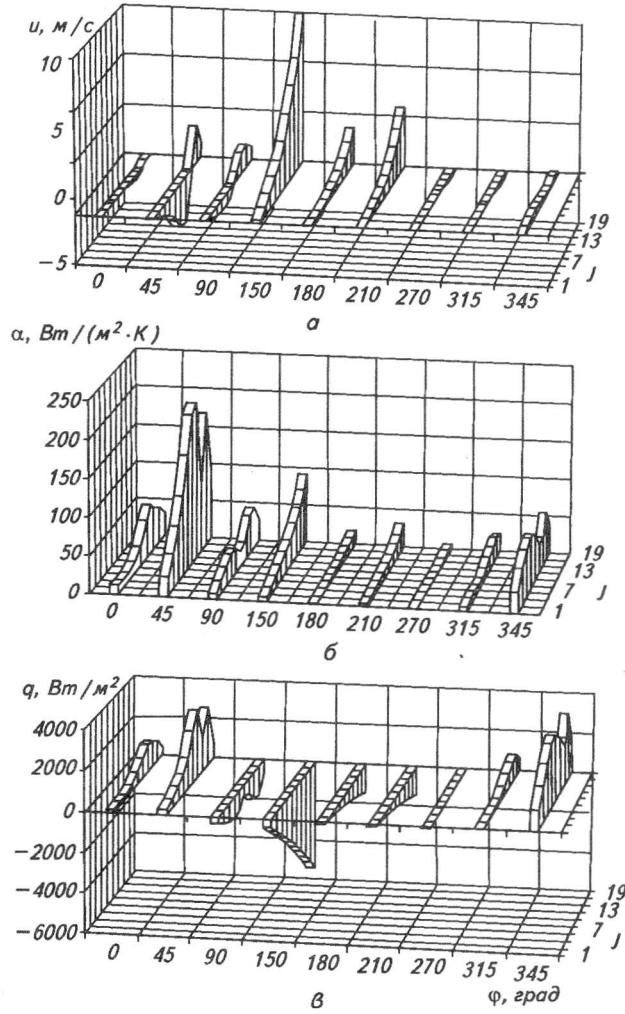


Рис. 4. Распределение скоростей течения газа (а), коэффициентов теплоотдачи (б) и удельных тепловых потоков (в) вдоль радиуса на поверхности поршня

На рис. 2 сечение $I = 0$ соответствует поверхности крышки цилиндра, а сечение $I = 20$ – днищу поршня. На рис. 3 и 4 сечение $J = 0$ проходит через ось цилиндра, а сечение $J = 20$ – по стенке цилиндра.

Из выражений (3) – (6) следует, что скорость течения газа вдоль поверхности рабочей камеры оказывает существенное влияние на значение коэффициента теплоотдачи. Разработанная математическая модель позволяет определять поля скоростей течения газа в цилиндре на каждом шаге расчета, например для момента конца процесса наполнения ($\phi = 50^\circ$) (см. рис. 1). Из них сделана выборка скоростей течения газа соответственно вдоль образующей вблизи стенки цилиндра (рис. 2,а) и вдоль его радиусов вблизи головки цилиндра (рис. 3,а) и поршня (рис. 4,а) для различных углов поворота коленчатого вала ϕ .

Как видно из рис. 2,а, скорость течения газа вдоль

стенки цилиндра в процессах наполнения ($\phi = 45^\circ$) и нагнетания ($\phi = 345^\circ$) в 3 – 4 раза меньше, чем в процессе выхлопа ($\phi = 150^\circ$). Однако коэффициенты теплоотдачи в этих процессах при тех же углах поворота вала (рис. 2,б) имеют большие значения. Это объясняется тем, что в указанных процессах плотность газа в рабочей камере значительно больше, чем во время процесса выхлопа. Этим же объясняется заметный рост коэффициентов теплоотдачи на стенке цилиндра с увеличением угла поворота вала на участке обратного сжатия ($210^\circ \leq \phi \leq 345^\circ$) при примерно одинаковом уровне скоростей течения газа.

Значения удельных тепловых потоков (рис. 2,в) зависят как от коэффициента теплоотдачи, так и от разности между температурой газа вблизи поверхности и температурой стенки. Знак этой разницы определяет направление теплового потока. Кратковременно наи-

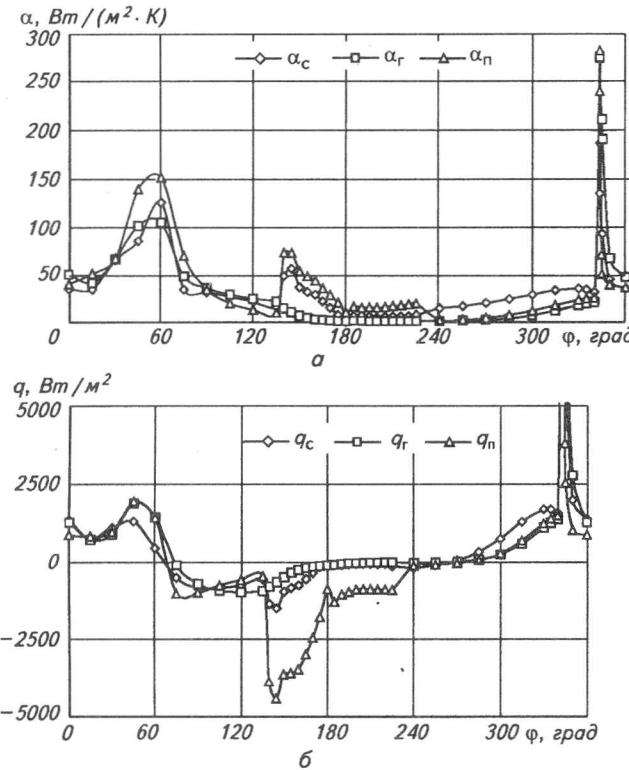


Рис. 5. Осредненные по поверхностям коэффициенты теплоотдачи (а) и тепловые потоки (б).

В процессе впуска максимальные значения $q_c = 13073 \text{ Вт}/\text{м}^2$,
 $q_r = 22275 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $q_n = 24987 \text{ Вт}/\text{м}^2$

большие удельные тепловые потоки на всей поверхности рабочей камеры возникают в процессе впуска (рис. 5, б), поскольку в прямоточной детандерной ступени этому процессу соответствует максимальная температура газа в цилиндре, а следовательно, и наибольшая разность между ней и температурой стенки. Максимальные значения принимают и коэффициенты теплоотдачи (рис. 5, а), так как плотность газа в это время близка к максимальной, а скорость истечения газа из цилиндра во впускную полость через открытый впускной клапан имеет конечную величину.

При сравнении приведенных на рис. 2, б; 3, б и 4, б данных видно, что в процессе нагнетания ($\phi = 345^\circ$) на крышке цилиндра возникают большие, чем на других поверхностях, потоки тепла от газа к поверхности рабочей камеры. Как видно из рис. 5, б, при не меньших, чем на стенке и поршне, осредненных положительных тепловых потоках на крышке цилиндра существенно меньше осредненные отрицательные тепловые потоки. Вследствие этого без учета внутренних источников тепла от механического трения при работе прямоточной детандерной ступени следует ожидать более высокой температуры крышки цилиндра по сравнению с температурой других поверхностей рабочей камеры.

Выделяя на тех же рисунках соответствующие процессу выхлопа ($135^\circ \leq \phi \leq 180^\circ$) участки, видим, что наибольшие отрицательные удельные тепловые потоки имеют место на поверхности поршня во время процесса выхлопа. Когда температура газа близка к наименьшей, а скорости газа вблизи поверхности поршня значительны (см. рис. 4, а), отрицательные тепловые потоки на поршне больше, чем на крыше или стенке цилиндра и в процессе выталкивания. Они способствуют увеличению температуры газа в рабочей камере в процессах выхлоп – выталкивание и среднемассовой температуры газа на выходе из цилиндра, что ухудшает эффективность работы детандерной ступени в целом.

Из сравнения графиков, приведенных на рис. 2, 3 и 4, следует, что профили всех расчетных кривых примерно подобны. Следовательно, наибольший вклад в текущие локальные значения коэффициентов теплоотдачи и удельных тепловых потоков вносит имеющееся в фиксированный момент времени поле скоростей течения газа в рабочей камере. Любые изменения геометрических размеров рабочей камеры, типа, количества впускных клапанов и их компоновки в ступени, режима работы машины и др., меняющие картину течения газа в рабочей камере, изменяют локальные коэффициенты теплоотдачи и удельные тепловые потоки.

Из рис. 5, б видно, что процессы впуска, нагнетания, наполнения и большая часть процесса обратного сжатия при расчетной температуре стенок происходят с отводом тепла от газа к стенкам, а процессы выхлопа, выталкивания и большая часть процесса расширения – с подводом тепла к газу от поверхностей рабочей камеры. Максимальные осредненные коэффициенты теплоотдачи и тепловые потоки, наблюдаемые в процессе впуска, не оказывают существенного влияния на общее тепловое состояние ступени, поскольку их продолжительность не превышает 1 – 2 % от времени цикла.

Осредненные коэффициенты теплоотдачи возрастают и к концу процесса наполнения (рис. 5, б, $\phi = 60^\circ$), когда при высокой плотности газа, постепенно снижающейся сечении в щели впускного клапана и нарастающей скорости поршня скорость течения газа на входе в рабочую камеру возрастает. Вместе с тем интенсивность тепловых потоков на этом участке цикла невелика из-за малой разности температур газа и стенок в конце процесса наполнения. Наибольшие по абсолютной величине отрицательные тепловые потоки, существенно влияющие на конечную температуру газа при выходе его из цилиндра, имеют место на днище поршня.

С учетом полученных результатов и проведенного анализа можно сделать следующие выводы.

▼ Разработана и апробирована методика расчета ступени машины объемного действия, позволяющая на стадии проектирования определять параметры нестационарного, локального теплообмена на основных поверхностях рабочей камеры.

▼ Теплообмен между газом и стенками рабочей камеры детандерной ступени носит сугубо нестационарный и локальный характер:

- при любом, произвольно заданном угле поворота коленчатого вала значения коэффициентов теплоотдачи и удельных тепловых потоков в разных точках поверхности рабочей камеры могут отличаться в десятки раз;

- для произвольно выбранной точки поверхности рабочей камеры коэффициенты теплоотдачи и удельные тепловые потоки в течение цикла изменяются примерно в той же степени.

▼ Коэффициенты теплоотдачи и тепловые потоки достигают наибольших значений в процессе впуска.

▼ Профили графиков скоростей течения газа, коэффициентов теплоотдачи и удельных тепловых потоков вдоль поверхностей теплообмена подобны. Следовательно, поле скоростей в рабочей камере в основном определяет локальное отличие параметров теплообмена.

▼ Наиболее интенсивный подвод тепла от стенок к газу (отрицательные тепловые потоки) происходит на поверхности поршня в процессах выхлопа и выталкивания.

▼ Применение разработанной модели и прикладной программы расчета наиболее целесообразно на стадии доводки конструкции опытных образцов расширительных и компрессорных машин объемного действия.

Список литературы

1. Григорьев А.Ю., Приходько С.А. Конечно-разностный метод решения задачи течения газа в рабочей камере поршневого детандера // Сборник научных трудов «Совершенствование процессов и аппаратного оформления пищевой технологии и холодильной техники» СПбГУНТиПТ. СПб. 2000. Деп. ВИНИТИ № 2722, 26.10.2000.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука. 1978.
3. Прилуцкий И.К., Григорьев А.Ю. Математическая модель течения газа в рабочей камере поршневого детандера // Вестник Международной академии холода. 2000. Вып. 3.