

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПОРШНЕВОЙ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МАШИНЫ ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ С УМЕНЬШЕННЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА В ЛИНИИ НАГНЕТАНИЯ

В. Е. Щерба, А. В. Григорьев, А. В. Занин

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

В работе рассмотрена новая схема уменьшения колебаний давления на линии нагнетания газа в компрессорной секции гибридной энергетической машины, выделены основные контрольные объемы для компрессорной и насосной секций. На основе общих законов сохранения энергии, массы, движения и уравнения состояния разработана математическая модель для расчета контрольных объемов компрессорной секции постоянного и переменного объемов. На основе использования уравнения сплошности движения и энергии, с учетом потерь энергии на трение и внешний теплообмен, разработана математическая модель течения газа в межступенчатых коммуникациях компрессорной секции. На основе использования уравнений Гука массы, объема и движения разработана математическая модель работы компрессорной секции в насосном режиме. Рассматривая течение жидкости в соединительных трубопроводах как квазистационарное, проведен их расчет на основе использования уравнений Бернулли. Разработанные математическая модель и принципиальная схема могут быть использованы при расчете новых эффективных конструкций как поршневых компрессоров, так и гибридных энергетических машин.

Ключевые слова: поршневой компрессор, поршневой насос, колебания давления, гибридная энергетическая машина, поршень, цилиндр.

Введение

Одним из основных путей повышения эффективности работы поршневых компрессоров и насосов является объединение их в единый агрегат, получивший название — поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия (ПГЭМОД). Проведенные исследования позволили выявить основные преимущества их объединения [1]. К числу основных из них можно отнести следующие: улучшение охлаждения сжимаемого газа и приближение процесса сжатия к изотермическому как наиболее термодинамически выгодному; уменьшение утечек сжимаемого газа в процессах сжатия и нагнетания в компрессоре; уменьшение работы сил трения в поршневом уплотнении; уменьшение массы и габаритов объединенного агрегата по сравнению с отдельно взятыми насосом и компрессором. Необходимо отметить, что от объединения насоса и компрессора, в первую очередь, выигрывает компрессор.

Одним из основных недостатков машины объемного действия, и в первую очередь поршневых, является периодичность подачи газа в линию нагнетания, что вызывает колебания давления в межступенчатых и концевых коммуникациях компрессора. Колебания давления в межступенчатых и концевых коммуникациях могут привести к увеличению потерь давления и, соответственно, работы в клапанах на 40%. Одним из существующих методов уменьшения ко-

лебания давления в линии нагнетания газа является установка буферных емкостей постоянного объема [2–4]. В данной работе рассмотрим установку буферной емкости переменного объема в линии нагнетания, позволяющей существенно сократить колебания давления.

На рис. 1 изображена принципиальная схема поршневой гибридной энергетической машины с буферной емкостью переменного объема. Предлагаемое устройство работает следующим образом.

При ходе поршня 1 из нижней мертвой точки (НМТ) к верхней мертвой точке (ВМТ) происходит сжатие и нагнетание газа через нагнетательный клапан 4 в нагнетательную полость 6, вызывая там увеличение давления на величину Δp . Под действием перепада давления газ из нагнетательной полости поступает в верхнюю часть ресивера 9. В это же время рабочая жидкость из ресивера 9 поступает в насосную (подпоршневую) полость 7 по трубопроводу 11. Объем жидкости в ресивере 9 уменьшается, объем газовой полости увеличивается, что приводит к уменьшению сначала давления газа в ресивере 9. Из верхней части ресивера 9 газ по трубопроводу 10 подается либо к потребителю, либо в следующую ступень ПГЭМОД. При ходе поршня 1 из ВМТ к НМТ газ через всасывающий клапан 3 поступает в компрессорную полость 5. Из насосной полости 7 жидкость по трубопроводу 11 подается в нижнюю часть ресивера 9, уменьшая объем газовой полости. Уменьшение объема газовой

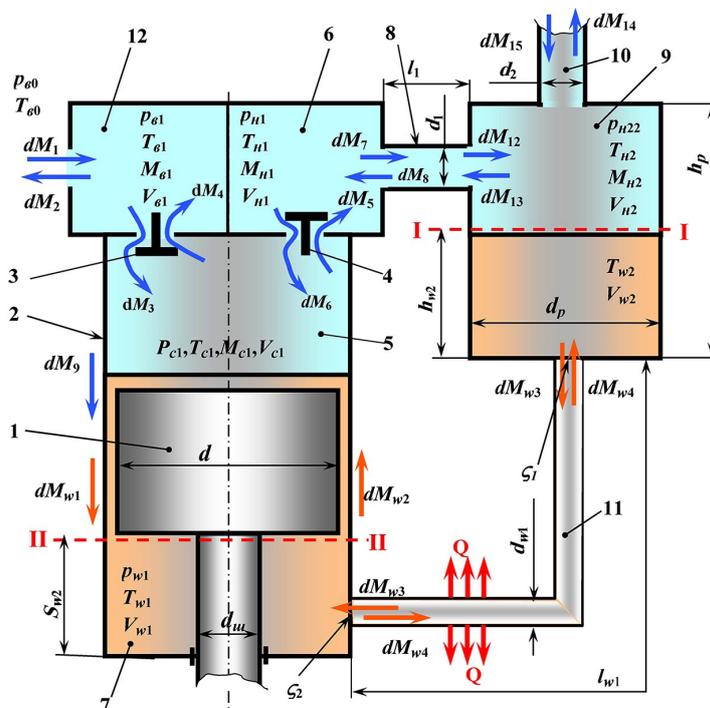


Рис. 1. Расчетная схема поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с уменьшенными колебаниями газа на нагнетании:
 1 — дифференциальный поршень со штоком; 2 — цилиндр;
 3 и 4 — всасывающий и нагнетательный клапаны;
 5 — компрессорная полость; 6 — нагнетательная полость;
 7 — насосная полость; 8 — газовый трубопровод;
 9 — ресивер; 10 — нагнетательный трубопровод;
 11 — жидкостный трубопровод; 12 — полость всасывания
 Fig. 1. A design scheme for a hybrid power piston machines volumetric actions with reduced fluctuations in gas discharge:
 1 — the differential piston to the rod; 2 — cylinder;
 3 and 4 — suction and discharge valves;
 5 — compressor cavity; 6 — injection cavity; 7 — pump room;
 8 — gas pipeline; 9 — receiver; 10 — discharge line;
 11 — liquid pipeline; 12 — the cavity of the suction

полости ресивера 9 способствует медленному падению давления в ней и более равномерной подаче газа по трубопроводу 10. Таким образом, увеличение объема в газовой полости ресивера 9 (буфера) в процессе сжатия и нагнетания газа и уменьшение объема газовой полости в процессах обратного расширения и всасывания газа позволяет уменьшить амплитуду колебания газа в ресивере 9 и обеспечить более равномерную подачу газа либо к потребителю, либо в следующую ступень.

Теория метода

Для разработки математической модели рабочих процессов исследуемой поршневой гибридной энергетической машины объемного действия проведем моделирование рабочих процессов в полостях постоянного и переменного объема и соединенных трубопроводах: полости всасывания компрессорной секции 12; рабочей полости компрессорной секции 5; полости нагнетания компрессорной секции 6; соединительного трубопровода 8; газовой полости ресивера 9; рабочей полости 7 насосной секции; соеди-

нительного трубопровода 11; жидкостной полости ресивера 9. В поршневых компрессорах для моделирования рабочих процессов используются модели с сосредоточенными параметрами и математические модели с распределенными параметрами. В работе [2] показано, что неравномерность распределения давлений и температур по объему рабочей полости незначительно, что позволяет использовать математические модели с сосредоточенными параметрами. Кроме того, при разработке математической модели будем принимать ряд допущений, характерных для моделирования рабочих процессов компрессоров объемного действия [2, 5]. Кроме того, учитывая, что давление в насосной полости будет практически всегда равно давлению нагнетания, а давление в компрессорной полости меняется с течением цикла от давления всасывания до давления нагнетания, то жидкость из насосной полости будет перетекать через поршневое уплотнение в компрессорную полость. В этом случае утечки и притечки газа через поршневое уплотнение исключены и значения dM_9 и dM_{11} будут равны нулю. Избыточное количество жидкости, находящейся в компрессорной полости, в конце про-

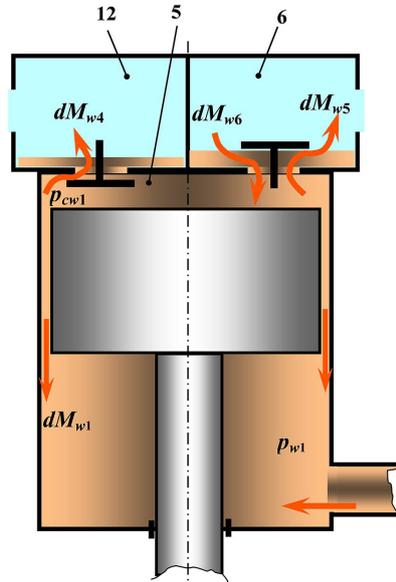


Рис. 2. Расчетная схема ПГЭМОД при насосном ходе в компрессорной полости при подходе поршня к верхней мертвой точке (обозначения см. на рис. 1)
Fig. 2. A design scheme PHPM (piston hybrid power machine) when pumping the compressor cavity at the approach of the piston to top dead center (designations see in Fig. 1)

цесса нагнетания будет вытесняться через нагнетательный клапан 4 в нагнетательную полость 6, а затем по трубопроводу 8 в ресивер 9, где будет смешиваться с жидкостью, находящейся в нижней части ресивера 9. Однако, учитывая незначительный объем жидкости, поступающей за цикл через поршневое уплотнение в рабочую полость 5 компрессорной секции, влиянием ее на рабочие процессы в полости 6, трубопроводе 8 и газовой полости ресивера 9 пренебрежем, т.е. рабочее тело будет представлять собой чистый газ.

В основу математической модели рабочих процессов, протекающих в полостях постоянного и переменного объема компрессорной секции, положены следующие основные уравнения: первый закон термодинамики тела переменной массы, уравнение сохранения массы, уравнение состояния, уравнение изменения объема, уравнение динамики движения запорного органа клапана.

Для полости всасывания 12 компрессорной секции вышеперечисленные уравнения запишутся в виде:

$$\begin{cases} dU_{b1} = dQ_{b1} + i_{b0} \cdot dM_1 + i_{c1} \cdot dM_4 - i_{b1}(dM_3 + dM_2); \\ dM_{b1} = dM_1 + dM_4 - dM_3 - dM_2; \\ V_{b1} = idem; \\ P_{b1} = (k-1)U_{b1} / V_{b1}; \\ T_{b1} = P_{b1}V_{b1} / (M_{b1}R). \end{cases} \quad (1)$$

Для полости нагнетания 6 компрессорной секции:

$$\begin{cases} dU_{h1} = dQ_{h1} + i_{c1} \cdot dM_5 + i_{x1}^n \cdot dM_8 - i_{h1}(dM_6 + dM_7); \\ dM_{h1} = dM_5 + dM_8 - dM_6 - dM_7; \\ V_{h1} = idem; \\ P_{h1} = (k-1)U_{h1} / V_{h1}; \\ T_{h1} = P_{h1}V_{h1} / (M_{h1}R), \end{cases} \quad (2)$$

где $dU_{b1} = d(M_{b1}c_vT_{b1})$ — элементарное изменение полной внутренней энергии газа во всасывающей полости 12; $dU_{h1} = d(M_{h1}c_vT_{h1})$ — тоже в нагнетательной полости 6; $p_{b1}, V_{b1}, T_{b1}, M_{b1}$ — соответственно давление, объем, температура и масса газа в полости 12; $p_{h1}, V_{h1}, T_{h1}, M_{h1}$ — тоже в полости 6; k, c_v, R — показатель адиабаты, удельная изохорная теплоемкость и газовая постоянная соответственно; $dM_1, dM_2, dM_3, dM_4, dM_5, dM_6, dM_7, dM_8$ — значения элементарных масс, проходящих через границы исследуемых контрольных объемов; $i_{b0}, i_{b1}, i_{h1}, i_{c1}, i_{x1}^n$ — значения удельной энтальпии всасываемого газа, газа в полости всасывания, в полости нагнетания, в рабочей полости, в первом координатном слое трубопровода 8 соответственно; dQ_{b1}, dQ_{h1} — элементарный внешний теплообмен в полости всасывания и полости нагнетания соответственно.

Для газового объема рабочей полости 5 компрессорной секции система уравнений запишется в виде:

$$\begin{cases} dU_{c1} = dQ_{c1} - p_{c1}dV_{c1} + i_{b1} \cdot dM_3 + i_{h1} \times \\ \times dM_6 - i_{c1}(dM_5 + dM_4); \\ dM_{c1} = dM_3 + dM_6 - dM_5 - dM_4; \\ dV_{c1} = F_n \frac{S_h}{2} \omega \left[\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right] d\tau + \\ + \frac{dM_{w1} + dM_{w2}}{\rho_w}; \\ P_{c1} = (k-1)U_{c1} / V_{c1}; \\ T_{c1} = P_{c1}V_{c1} / (M_{c1}R); \\ m_{np} \frac{d^2h_i}{d\tau^2} = \sum_{i=1}^{N_i} F_i, \end{cases} \quad (3)$$

где $dU_{c1} = d(M_{c1}c_vT_{c1})$ — элементарное изменение полной внутренней энергии газа в рабочей полости 5; $p_{c1}, V_{c1}, T_{c1}, M_{c1}$ — давление, объем,

температура и масса газа в рабочей полости 5; F_n , S_n , ω — площадь поршня, его полный ход и угловая скорость коленчатого вала; dQ_{cl} — элементарный внешний теплообмен в рабочей полости 5; dM_{w1} , dM_{w2} — элементарные массы жидкости, уходящей и приходящей через поршневое уплотнение; ρ_w — плотность жидкости; ϕ — угол поворота коленчатого вала; λ — отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна; m_{np} — приведенная масса запорного органа самодействующего клапана; h — высота подъема запорного органа (всасывающего либо нагнетательного клапана); $\sum_{i=1}^{N_i} F_i = F_p - F_{np} - F_c \pm G_{np}$ — сумма сил, действующих на запорный орган, включающая силу давления газа F_p , силу упругости пружины F_{np} , силу сопротивления F_c , силу тяжести G_{np} .

Значения элементарного внешнего теплообмена dQ_{B1} , dQ_{H1} , dQ_{cl} определяются на основании гипотезы Ньютона–Рихмана, а коэффициент теплообмена — на основании эмпирической зависимости «Прилуцкого–Фотина» [2].

При определении коэффициента теплоотдачи используется значение скорости поршня в качестве определяющей скорости. В нашем случае значение скорости поршня определяется как

$$v_{пор} = v_{поркин} + \frac{(dM_{w2} - dM_{w1})}{\rho_w F_n d\tau}, \quad (4)$$

где $v_{поркин}$ — скорость поршня, обусловленная кинематикой механизма привода.

Значение элементарных масс жидкости, поступающих через поршневое уплотнение щелевого вида, пренебрегая фрикционной составляющей, определяется как [6]

$$dM_{w1,2} = \frac{\pi d_n \delta^3}{12 \mu_w l_n} (p_{cl} - p_{w1}) \rho_w d\tau, \quad (5)$$

где d_n — диаметр поршня; μ_w — динамическая вязкость жидкости; l_n — длина поршня; δ — зазор между поршнем и цилиндром.

Значения массовых потоков dM_1 , dM_2 , dM_3 , dM_4 , dM_5 , dM_6 определяются на основании рекомендаций работы [2].

При наличии сжимаемого газа в рабочей полости компрессорной секции 5 текущие значения объема, массы и высоты жидкости над поршнем могут быть определены как

$$V_{w1(i+1)} = V_{w1i} + \frac{(dM_{w2} - dM_{w1})}{\rho_w}, \quad (6)$$

$$M_{w1(i+1)} = M_{w1i} + (dM_{w2} - dM_{w1}); \quad (7)$$

$$S_{w1(i+1)} = \frac{V_{w1(i+1)}}{F_n}, \quad (8)$$

где V_{w1i} , M_{w1i} — объем и масса жидкости над поршнем в момент времени i ; $V_{w1(i+1)}$, $M_{w1(i+1)}$ — объем и масса жидкости над поршнем в момент времени $(i+1)$; $S_{w1(i+1)}$ — высота жидкости над поршнем момент времени $(i+1)$.

При подходе поршня к ВМТ весь газ из рабочей полости 5 будет вытеснен и компрессорная полость будет работать в режиме насосной (рис. 2).

При составлении математической модели рабочих процессов насосной секции примем следующие основные допущения [7]: капельная жидкость сжимаема и подчиняется закону Гука; распределение давления в рабочей полости насоса однородно; стенки рабочей полости абсолютно жесткие; растворение газа в жидкости пренебрежимо мало; нарушение сплошности жидкости отсутствует.

Система уравнений, описывающих изменения термодинамических параметров жидкости в конце процесса нагнетания в компрессорной полости, запишется в виде [7, 8]:

$$\begin{cases} P_{cl(i+1)} = P_{cl(i)} + E_w \ln \frac{V_{cli}}{V_{cl(i+1)}}; \\ dV_{cl} = dV_{хун} + \frac{dM_{w5} - dM_{w6} + dM_{w4} + dM_{w1}}{\rho_w}; \\ V_{cl(i+1)} = V_{cli} + dV_{cl}; \\ dM_{clw} = -(dM_{w5} - dM_{w6} + dM_{w4} + dM_{w1}); \\ dM_{clw(i+1)} = dM_{clwi} + dM_{clw}; \\ m_{np} \frac{d^2 h_i}{d\tau^2} = \sum_{i=1}^{N_i} F_i, \end{cases} \quad (9)$$

где h_i — высота подъема запорного органа самодействующего клапана; m_{np} — приведенная масса запорного органа; $\sum_{i=1}^{N_i} F_i$ — сумма сил, действующих на запорный орган самодействующего клапана; τ — время; E_w — модуль упругости жидкости.

Для расчета течения газа в межступенчатых коммуникациях воспользуемся системой дифференциальных уравнений в частных производных, которая включает в себя уравнение неразрывности газа, уравнение динамики движения и уравнение сохранения энергии в дивергентном виде [9].

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho u_x) = 0; \\ \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho u_x \cdot u_x) + \frac{\partial p}{\partial x} = 0; \\ \frac{\partial(\rho E)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho u_x E) + \text{div}(\rho u_x) = \\ = \frac{4k_M}{d}(T_0 - T) - \rho \frac{\lambda_{TP}}{d} \cdot \frac{u_x^3}{2}, \end{cases} \quad (10)$$

где ρ — плотность газа; u_x — скорость газа вдоль оси трубопровода; T — температура газа; d — диаметр трубопровода; p — давление газа;

$E = u + \frac{u_x^2}{2}$ — полная энергия газа; $u = c_v T$ — удель-

ная внутренняя энергия газа; T_0 — температура окружающей среды. Значения коэффициента теплопередачи k_M и коэффициента трения по длине λ_{TP} определяются по существующим рекомендациям. Постановку граничных условий проводим в соответствии с результатами работы [10].

Система уравнений, описывающих изменение термодинамических параметров газовой полости ресивера 9, запишется в виде:

$$\begin{cases} dU_{n2} = dQ_{n2} - p_{n2} \frac{dM_{w3} - dM_{w4}}{\rho_w} + \\ + i_{xm}^n dM_{12} + i_{n0} dM_{15} - i_{n2} (dM_{14} + dM_{13}); \\ dM_{n1} = dM_{12} + dM_{15} - dM_{14} - dM_{13}; \\ dV_{n2} = \frac{dM_{w3} - dM_{w4}}{\rho_w}; \\ P_{n2} = (k-1) \frac{U_{n2}}{V_{n2}}; \\ T_2 = P_{n2} V_{n2} / (M_{n2} R), \end{cases} \quad (11)$$

где $dU_{n1} = d(M_{n1} c_V T_{n1})$ — элементарное изменение полной внутренней энергии газовой полости ресивера 9; dQ_{n2} — элементарный внешний теплообмен (определяется на основании известных рекомендаций для поршневых компрессоров [2], при этом характерная скорость должна определяться как $dQ_{n2} = dV_n / (F_p dt)$, где F_p — площадь поперечного сечения ресивера); p_{n2} , V_{n2} , T_{n2} , M_{n2} — текущее значение давления, объема, температуры и массы в газовой полости ресивера 9; dM_{w3} , dM_{w4} — элементарные массы жидкости, отделяемые и присоединяемые к жидкостной полости ресивера 9 через трубопровод 11; dM_{12} , dM_{13} — элементарные массы газа, присоединяемые и отделяемые к газовой полости ресивера 9 через трубопровод 8; dM_{15} , dM_{14} — тоже через трубопровод 10; i_{xm}^n , i_{n0} , i_{n2} — энтальпии газа, присоединяемого через трубопровод 8, трубопровод 10 и энтальпия газа в газовой полости ресивера 9.

Для расчета давления p_{w1} в подпоршневой полости 7 воспользуемся уравнением сохранения энергии в форме уравнения Бернулли. Выберем два сечения: сечение I-I совпадает с поверхностью уровня жидкости в ресивере 9, а сечение II-II — с нижней поверхностью поршня 1. Тогда,

$$\begin{aligned} z_1 + \frac{p_{n2}}{\rho_w g} + \frac{v_1^2}{2g} = \\ = z_2 + \frac{p_{w1}}{\rho_w g} + \frac{v_2^2}{2g} + \Delta h_l + \Delta h_\zeta + \Delta h_{ин}, \end{aligned} \quad (12)$$

z_1 , z_2 — геометрические высоты — центры тяжести сечений I-I и II-II; $v_2 = v_n = \frac{S_h}{2} \omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$ — скорость движения жидкости в сечении II-II (равна скорости поршня); $v_1 = \frac{v_n d^2}{d_p^2}$ — скорость движения жидкости в сечении I-I;

$\Delta h_l = \lambda_w \frac{l_{w1}}{d_{w1}} \frac{v_n^2}{2g} \frac{d^4}{d_{w1}^4}$ — потери напора по длине трубопровода 11; λ_w — коэффициент трения по длине, определяется на основании известных рекомендаций; l_{w1} , d_{w1} — длина и внутренний диаметр соединительного трубопровода 11;

$\Delta h_\zeta = (\zeta_1 + \zeta_2) \frac{v_n^2}{2g} \frac{d^4}{d_{w1}^4}$ — потери напора, затрачиваемые на преодоление местных сопротивлений

ζ_1 и ζ_2 , связаны с внезапным сжатием и расширением потока жидкости (значение ζ_1 и ζ_2 , так же, как и λ_w , определяется по известным рекоменда-

циям); $\Delta h_{ин} = S_{w2} \frac{a_n}{g} + l_{w1} \frac{a_n}{d_{w1}^2} \frac{d^2}{g} + h_{w2} \frac{a_n}{d_{w1}^2} \frac{d^2}{d_p^2}$ —

инерционные потери напора, обусловленные неравномерным движением поршня 1 и, соответственно, жидкости в подпоршневом пространстве 7, трубопроводе 11 и ресивере 9; S_{w2} — текущее расстояние от нижней крышки цилиндра до

сечения II-II; $a_n = \frac{S_h}{2} \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ — ускорение поршня; $h_{w2} = \frac{v_{w2}}{d_p}$ — текущее значение уровня жидкости в ресивере.

Значения dM_{w3} и dM_{w4} , входящих в систему уравнений (11), можно определить как

$$dM_{w3,4} = v_n \frac{\pi d^2}{4} \rho_w dt. \quad (13)$$

Пренебрегая разницей ($z_1 - z_2$), величина давления p_{w1} в подпоршневой полости из уравнения, входящего в систему уравнений (11), определится как

$$p_{w1} = p_{n2} + \rho_w \left(\frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2} \right) - \rho_w g (\Delta h_l + \Delta h_\zeta + \Delta h_{ин}). \quad (14)$$

Заключение

Таким образом, разработана математическая модель рабочих процессов гибридной энергетической машины, обладающей малыми колебаниями газа в линии нагнетания компрессорной секции и высокими расходными и энергетическими характеристиками. Разработанная математическая модель может быть использована как при исследовании, так и при проектировании данного класса машин.

Список источников

1. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Кайгородов С. Ю., Кузеева Д. А. Анализ основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат // Вестник машиностроения. 2015. № 12. С. 15–19.
2. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. М.: КолосС, 2006. 397 с. ISBN 5-9532-0428-0.
3. Щерба В. Е. Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров объемного действия. 2-е изд., доп. М.: Юрайт, 2019. 323 с. ISBN 978-5-534-09232-5.
4. Суриков В. И., Ведрученко В. Р., Галдин Н. С., Щербаков В. С., Лобов И. Э., Щерба В. Е., Григорьев А. В. Анализ влияния диаметра выходного отверстия для подачи газа к потребителю на рабочие процессы поршневой гибридной энергетической машины объемного действия, основанной на колебаниях давления газа в линии нагнетания // Омский научный вестник. 2017. № 3 (153). С. 20–24.
5. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Шалай В. В. [и др.]. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования. М.: Машиностроение, 2013. 367 с. ISBN 978-5-94275-670-3.

6. Сборник задач по машиностроительной гидравлике / Под ред. И. И. Куколевского, Л. Г. Подвиза. М.: Машиностроение, 1981. 464 с.

7. Лобов И. Э., Щерба В. Е. Разработка и расчет системы жидкостного охлаждения поршневого компрессора на основе использования колебаний давления газа на нагнетании // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 4. С. 19–24.

8. Щерба В. Е., Шалай В. В., Кондюрин А. Ю., Овсянников А. Ю., Дорофеев Е. А., Крюков К. С. Анализ деформационного, массообменного и теплового взаимодействий в процессе сжатия в насосах объемного действия // Вестник машиностроения. 2018. № 10. С. 16–20.

9. Белоцерковский О. М., Давыдов Ю. М. Метод крупных частиц в газовой динамике. М.: Наука, 1982. 392 с.

10. Воронков С. С., Прилуцкий М. К., Фотин Б. С. Математическая модель высокооборотного поршневого двухступенчатого компрессора // Труды ВНИИ Холодмаш. 1982. С. 42–53.

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины». SPIN-код: 6637-4059

AuthorID (РИНЦ): 518325

AuthorID (SCOPUS): 57191240901

ResearcherID: D-5093-2014

Адрес для переписки: Scherba_V_E@list.ru

ГРИГОРЬЕВ Александр Валерьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины».

SPIN-код: 3945-0734

AuthorID (РИНЦ): 686380

AuthorID (SCOPUS): 57190748590

Адрес для переписки grigorev.84@list.ru

ЗАНИН Андрей Владимирович, аспирант кафедры «Гидромеханика и транспортные машины».

Для цитирования

Щерба В. Е., Григорьев А. В., Занин А. В. Математическая модель рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с уменьшенными колебаниями давления газа в линии нагнетания // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 2. С. 87–94. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-87-94.

Статья поступила в редакцию 22.04.2019 г.

© В. Е. Щерба, А. В. Григорьев, А. В. Занин

MATHEMATICAL MODEL OF WORKING PROCESSES OF PISTON HYBRID POWER MACHINE OF VOLUMETRIC ACTION WITH REDUCED FLUCTUATIONS OF GAS PRESSURE IN DISCHARGE LINE

V. E. Scherba, A. V. Grigor'ev, A. V. Zanin

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The paper considers a new scheme for reducing pressure fluctuations on the gas injection line in the compressor section of a hybrid power machine, highlights the main control volumes for the compressor and pump sections. Based on the General laws of conservation of energy, mass, motion and the equation of state, a mathematical model for calculating the control volumes of the compressor section of constant and variable volumes is developed. Based on the use of the equation of continuity of motion and energy, taking into account the energy loss for friction and external heat transfer, a mathematical model of the gas flow in the interstage communications of the compressor section is developed. Based on the use of Hooke's equations of mass, volume and motion, a mathematical model of the compressor section in the pump mode is developed. Considering the fluid flow in the connecting pipelines as quasi-stationary, their calculation is carried out on the basis of the Bernoulli equations. The developed mathematical model and schematic diagram can be used in the calculation of new efficient designs of both piston compressors and hybrid power machines.

Keywords: piston compressor, piston pump, pressure fluctuations, hybrid power machine, piston, cylinder.

References

1. Scherba V. E., Bolshtyanskiy A. P., Kaygorodov S. Yu., Kuzeyeva D. A. Analiz osnovnykh preimushchestv ob'yedineniya kompressorov i nasosov ob'yemnogo deystviya v edinyy agregat [Analysis of advantages of integration of displacement compressors and pumps into single unit] // Vestnik mashinostroyeniya. *Vestnik Mashinostroyeniya*. 2015. No. 12. P. 15–19. (In Russ).
2. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 Vol. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow: KolosS Publ., 2006. 397 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ).
3. Scherba V. E. Teoriya, raschet i konstruirovaniye porshnevnykh kompressorov ob'yemnogo deystviya [Theory, calculation and design of piston compressors of volumetric action]. 2nd ed. Moscow: Jurait Publ., 2019. 323 p. ISBN 978-5-534-09232-5. (In Russ).
4. Surikov V. I., Vedruchenko V. R., Galdin N. S., Scherbakov V. S., Lobov I. E., Shcherba V. E., Grigoriev A. V. Analiz vliyaniya diametra vykhodnogo otverstiya dlya podachi gaza k potrebitelyu na rabochiye protsessy porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny ob'yemnogo deystviya, osnovannoy na kolebaniyakh davleniya gaza v linii nagneniya [The analysis of influence of diameter of exhaust outlet for supply of gas to consumer on working processes of piston hybrid power machine of volume action based on fluctuations of pressure of gas in pressure line] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2017. No. 3 (153). P. 20–24. (In Russ).
5. Scherba V. E., Bolshtyanskiy A. P., Shalay V. V. [et al.]. Nasos-kompressory. Rabochiye protsessy i osnovy proyektirovaniya [Pump compressors. Workflows and design basics]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2013. 367 p. ISBN 978-5-94275-670-3. (In Russ).
6. Sbornik zadach po mashinostroitel'noy gidravlike [Collection of tasks for engineering hydraulics] / Eds.: I. I. Kukolevskiy, L. G. Podviz. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1981. 464 p. (In Russ).
7. Lobov I. E., Scherba V. E. Razrabotka i raschet sistemy zhidkostnogo okhlazhdeniya porshneвого kompressora na osnovе ispol'zovaniya kolebaniy davleniya gaza na nagnenii [Development and design of liquid cooling system for piston compressor based on utilization of gas pressure fluctuations on pumping] // Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye. *Khimicheskoye i Neftegazovoye Mashinostroyeniye*. 2016. No. 4. P. 19–24. (In Russ).
8. Scherba V. E., Shalay V. V., Kondyurin A. Yu., Ovsyannikov A. Yu., Dorofeyev E. A., Kryukov K. S. Analiz deformatsionnogo, massoobmennogo i teplovogo vzaimodeystviy v protsesse szhatiya v nasosakh ob'yemnogo deystviya [Analysis of deformation, mass-16 exchange and thermal interactions in the process of compression in volume-effect pumps] // Vestnik mashinostroyeniya. *Vestnik Mashinostroyeniya*. 2018. No. 10. P. 16–20. (In Russ).
9. Belotserkovskiy O. M., Davydov Yu. M. Metod krupnykh chastits v gazovoy dinamike [The method of large particles in gas dynamics]. Moscow: Nauka Publ., 1982. 392 p. (In Russ).
10. Voronkov S. S., Prilutskiy M. K., Fotin B. S. Matematicheskaya model' vysokooborotnogo porshneвого dvukhstupenchatogo kompressora [Mathematical model of a high-speed two-stage piston compressor] // Trudy VNII Kholodmash. *Trudy VNII Kholodmash*. 1982. P. 42–53. (In Russ).

SCHERBA Viktor Evgenyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Hydromechanics and Machines Department.
SPIN-code: 6637-4059
AuthorID (RSCI): 518325
AuthorID (SCOPUS): 57191240901



ResearcherID: D-5093-2014

Address for correspondence: Scherba_V_E@list.ru

GRIGOR'EV Aleksandr Valeryevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Hydromechanics and Machines Department.

SPIN-code: 3945-0734

AuthorID (RSCI): 686380

AuthorID (SCOPUS): 57190748590

Address for correspondence: grigorev.84@list.ru

ZANIN Andrey Vladimirovich, Graduate Student of Hydromechanics and Machines Department.

For citations

Scherba V. E., Grigor'ev A. V., Zanin A. V. Mathematical model of working processes of piston hybrid power machine of volumetric action with reduced fluctuations of gas pressure in discharge line // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2019. Vol. 3, no. 2. P. 87–94. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-87-94.

Received 22 April 2019.

© V. E. Scherba, A. V. Grigor'ev, A. V. Zanin