

Щерба Виктор Евгеньевич¹, проф., д.т.н.
scherba_v_e@list.ru

Занин Андрей Владимирович¹
zanin.andrey94@gmail.com

Павлюченко Евгений Александрович¹, доц. к.т.н.
hystonru@mail.ru

¹*ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет»,
Россия, г. Омск*

АНАЛИЗ СЖИМАЕМОСТИ ЖИДКОСТНОГО ПОРШНЯ В ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МАШИНЕ ОБЪЁМНОГО ДЕЙСТВИЯ

Аннотация. В работе рассмотрен эффект сжимаемости жидкости в двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с жидкостным поршнем. На основе уравнения сохранения объёма разработана методика расчёта сжимаемости жидкости в процессе сжатия газа во второй ступени компрессорной секции двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с учётом действия на жидкость газовых сил, сил инерции и сил трения.

В результате проведённого численного анализа было установлено, что относительная сжимаемость жидкости в процессе сжатия находится в пределах 1 %, а относительное уменьшение скорости в пределах 5 %. Кроме того, было также установлено, что наибольшее влияние на сжимаемость жидкости оказывает степень повышения давления в ступени и длина трубопровода, затем показатель политропы и наименьшее число оборотов коленчатого вала.

Сжимаемость жидкости позволяет приблизить процесс сжатия газа к термодинамически выгодному, однако может привести к уменьшению производительности компрессора.

Ключевые слова: насос, жидкость, сжимаемость, компрессор, поршень.

*Shcherba Victor*¹, Professor, Doctor of Engineering Sciences
scherba_v_e@list.ru

*Zanin Andrey*¹
zanin.andrey94@gmail.com

*Pavlyuchenko Evgeny*¹, Docent, Candidate of Technical Sciences
hystonru@mail.ru

¹*Omsk State Technical University, Russia, Omsk*

COMPRESSION ANALYSIS OF A LIQUID PISTON IN A TWO-STAGE VOLUMETRIC HYBRID ENERGY MACHINE

Abstract. The effect of fluid compressibility in a two-stage piston hybrid power machine with a liquid piston is considered. Based on the volume conservation equation, a method has been developed for calculating the compressibility of a liquid during gas compression in the second stage of the compressor section of a two-stage piston hybrid energy machine, taking into account the effect of gas forces, inertia forces and friction forces on the liquid.

As a result of a numerical analysis, it was found that the relative compressibility of the liquid during compression is within 1%, and the relative decrease in speed is within 5%. In addition, it was also found that the greatest influence on the compressibility of a fluid is exerted by the degree of pressure increase in the stage and the length of the pipeline, then the polytropic index and the lowest number of revolutions of the crankshaft.

The compressibility of the liquid makes it possible to bring the gas compression process closer to thermodynamically advantageous, but it can lead to a decrease in compressor performance.

Keywords: pump, liquid, compressibility, piston, hybrid, power, machine.

Введение

Одним из кардинальных путей повышения эффективности работы и массогабаритных показателей компрессоров и насосов объёмного действия является объединение их в единый агрегат, получивший название «гибридная энергетическая машина объёмного действия» [1, 2]. Проведённые теоретические [3, 4]

и экспериментальные исследования [5, 6] показали, что в результате их объединения улучшается охлаждение компримируемого газа, ликвидируются утечки компримируемого газа в цилиндро-поршневом уплотнении, улучшается смазка цилиндро-поршневой группы и работа сил трения, ликвидируется мёртвое пространство в компрессоре [7], увеличивается кавитационный запас насоса, уменьшается число подвижных деталей. Улучшение охлаждения компримируемого газа и ликвидация утечек в цилиндро-поршневой группе приводит к увеличению индикаторного к.п.д. [8], ликвидация мёртвого пространства и ликвидация утечек в цилиндро-поршневой группе приводит к увеличению коэффициента подачи компрессора, уменьшение работы сил трения в цилиндро-поршневой группе приводит к увеличению полного к.п.д., уменьшение подвижных частей приводит в общем случае к увеличению надёжности машины и улучшению массогабаритных показателей [8].

Необходимо отметить, что в поршневой гибридной энергетической машине один поршень обеспечивает сжатие и перемещение как компримируемого газа, так и капельной жидкости.

Для сжатия газа до средних и высоких давлений в качестве последних дожимных ступеней используют жидкость в качестве поршня (жидкостной поршень), обеспечивая подачу ею в компрессорную ступень насосом [9, 10].

Поршневая гибридная энергетическая машина, в которой генерируется сжатый газ и жидкость под давлением идеально подходит для создания поршневой гибридной энергетической машины для сжатия газа до среднего и высокого давления.

В соответствии с работой [11], сжатый газ из компрессорной секции первой ступени через межступенчатые коммуникации поступает в компрессорную секцию второй ступени (см. рис. 1). Для сжатия газа во второй ступени компрессорной секции в неё из первой ступени насосной секции подаётся жидкость по соединительному трубопроводу. Работа такого устройства возможна вследствие того, что подача газа и жидкости в первой ступени гибридной машины проходит в противофазе.

Материалы и методы

Расчёту рабочих процессов двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машины объёмного действия (ПГЭМОД, рис. 1) посвящены работы [12, 13 и др.].

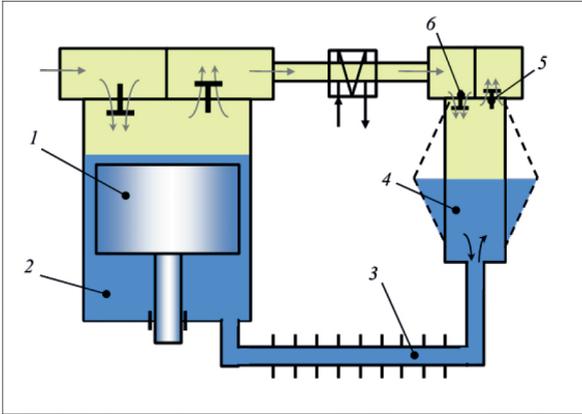


Рис. 1. Схема поршневой гибридной энергетической машины для сжатия газа до среднего и высокого давления

При расчёте движения жидкости используется уравнение сохранения объёма жидкости в предположении её несжимаемости:

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_i = \text{const.} \quad (1)$$

В этом случае скорость жидкости в любом сечении жидкостного тракта, а особенно на границу раздела фаз компримируемого газа и жидкости во второй ступени определяется как

$$v_i = \frac{v_n f_n}{f_i} = \frac{Q}{f_i}, \quad (2)$$

где v_i – скорость поршня; f_n – площадь сечения рабочей камеры насосной секции 1 ступени; f_i – площадь i -того сечения.

Необходимо отметить, что на жидкость действуют силы давления газа, силы инерции и силы трения, приводящие к её сжатию.

В этом случае уравнение (2) должно записаться с учётом сжимаемости, в виде

$$v_i = \frac{(Q - \Delta Q)}{f_i} = \frac{(v_{\text{п}} - \Delta v_{\text{п}}) f_{\text{п}}}{f_i}, \quad (3)$$

где ΔQ – уменьшение объёмного расхода за счёт сжимаемости жидкости; $\Delta v_{\text{п}}$ – уменьшение скорости поршня 1 ступени насосной секции за счёт сжимаемости жидкости.

Расчёт процесса сжатия в насосе объёмного действия при наличии газовой полости был проведён в работах [14, 15], а в работах [16, 17] был проведён учёт сжимаемости жидкости и газа во всех процессах цикла поршневого насоса.

При проведении вышеперечисленных исследований не учитывались силы трения и инерции ввиду их малости. В двухступенчатой ПГЭМОД объёмы сжимаемой жидкости значительны и представляется целесообразным рассмотреть процессы сжатия жидкости (жидкостного поршня) с учётом сил инерции и сил трения. Для упрощения и конкретизации проводимых расчётов преобразуем принципиальную схему двухступенчатой ПГЭМОД в расчётную, изображённую на рис. 2.

При движении поршня 1 вверх, жидкость из насосной полости первой ступени 2 по трубопроводу 3 поступает в компрессионную полость второй ступени 4.

Увеличение количества жидкости в полости 4 уменьшает объём газа, что приводит к сжатию газа и увеличению давления. При достижении давления газа, равного давлению нагнетания, нагнетательный клапан 5 открывается и сжатый газ подаётся в полость нагнетания, а затем к потребителю.

При ходе поршня 1 вниз жидкость из рабочей полости 4 перемещается по трубопроводу 3 в полость 2.

Давление газа в полости 4 уменьшается, всасывающий клапан 6 открывается, и газ поступает в полость 4 из первой ступени.

В процессах сжатия и нагнетания рабочая жидкость в машине сжимается, а в процессах расширения и всасывания – расширяется. Принимая во внимание, что максимальная сила сжатия жидкости обусловлена силой давления газа, а точнее её измене-

нием, то представляется целесообразным рассмотреть сжимаемость рабочей жидкости в процессе сжатия газа во второй ступени ПГЭМОД (в полости 4).

Изменение объёма рабочей жидкости в машине обусловлено действием на неё сил давления газа, сил инерции и сил трения

$$\Delta V_{w\Sigma} = \Delta V_{wг} + \Delta V_{wин} + \Delta V_{wтр}, \quad (4)$$

Проведём последовательное рассмотрение величин, входящих в формулу (4).

Из закона Гука следует, что величина уменьшения объёма жидкости $\Delta V_{w\Sigma}$ при воздействии на объём жидкости V_w давлением Δp может быть определено как

$$\Delta V_{w\Sigma} = \frac{V_w \cdot \Delta p}{E_w}. \quad (5)$$

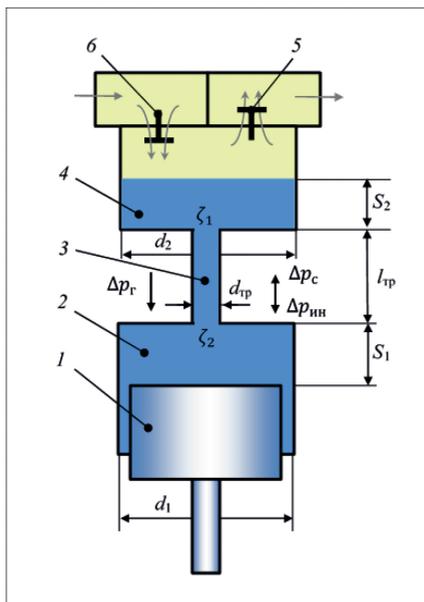


Рис. 2. Расчётная схема для проведения анализа сжимаемости жидкости в двухступенчатой ПГЭМОД

В процессе сжатия газа уравнение сохранения объёма, включающее элементарное изменение объёма жидкости $\Delta V_{w\Sigma}$ и элементарное изменение объёма сжимаемого газа может быть определено в виде

$$\Delta V_{\text{мех}} = \Delta V_{\text{вт}} + \Delta V_{\text{втр}} + \Delta V_{\text{вин}} + \Delta V_{\Gamma} = \Delta V_{w\Sigma} + \Delta V_{\Gamma}, \quad (6)$$

где $\Delta V_{\text{мех}}$ – элементарное изменение объёма жидкости, обусловленное перемещением поршня I за время Δt ; $\Delta V_{\text{втр}}$ – элементарное изменение объёма жидкости за счёт изменения сил трения; $\Delta V_{\text{вт}}$ – элементарное изменение объёма жидкости за счёт изменения давления газа; $\Delta V_{\text{вин}}$ – элементарное изменение объёма жидкости за счёт изменения сил инерции, действующих на жидкость; ΔV_{Γ} – элементарное изменение объёма сжимаемого газа в полости 4.

Суммарный объем жидкости V_w включает в себя объем жидкости в рабочей полости 4, в трубопроводе 3 и в рабочей полости 2.

Элементарное изменение объёма жидкости, обусловленное перемещением поршня I , определим как

$$V_{\text{мех}} = v_{\text{п}} f_{\text{п}} \frac{\Delta\varphi}{\omega}, \quad (7)$$

где $v_{\text{п}} = \frac{S_{h1}}{2} \omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$; S_{h1} – полный ход поршня в рабочей полости 2; ω – угловая скорость; φ – угол поворота коленчатого вала; $\lambda = \frac{S_{h1}}{2l_{\text{ш}}}$ – отношение хода поршня (S_{h1}) к удвоенной длине шатуна ($l_{\text{ш}}$); $\Delta\varphi$ – элементарное изменение угла поворота; $f_{\text{п}} = \frac{\pi d_1^2}{4}$ – площадь поршня; d_1 – диаметр поршня первой ступени.

Величину $\Delta V_{\text{вт}}$ определим как

$$\Delta V_{\text{вт}} = \frac{V_w}{E_w} \Delta p_{\Gamma}, \quad (8)$$

Величину изменения давления газа Δp_{Γ} , действующего на жидкость определим на основании использования политропного процесса сжатия газа

$$\Delta p_{\Gamma} = p_i \left[\left(\frac{V_{\Gamma i}}{V_{\Gamma i} - \Delta V_{\Gamma}} \right)^n - 1 \right], \quad (9)$$

где p_i – текущее давление газа; $V_{\Gamma i}$ – текущий объем газа; n – показатель политропы процесса сжатия.

Элементарное изменение объема жидкости за счёт изменения инерционных сил, действующих на жидкость, определится как

$$\Delta V_{\text{вин}} = \Delta V_{\text{вин1}} + \Delta V_{\text{винтр}} + \Delta V_{\text{ин2}}, \quad (10)$$

где $\Delta V_{\text{вин1}} = \frac{V_{w1}}{E_w} \Delta p_{\text{ин1}}$ – изменение объема жидкости за счёт изменения сил инерции в полости 2;

$$V_{w1} = \frac{\pi d_1^2}{4} S_1 \text{ – объем жидкости в полости 2;}$$

$$S_1 = \frac{S_{h1}}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] + S_{m1} \text{ – текущая высота}$$

жидкости в рабочей полости 2;

$$S_{m1} \text{ – линейный мертвый объем в насосной полости 1;}$$

$$\Delta p_{\text{ин1}} = -\rho_w \frac{da_{\text{п}}}{d\varphi} S_1 \Delta\varphi \text{ – сила давления, действующая на жид-}$$

кость в полости 2 за счёт уменьшения ускорения поршня 1;

$$\frac{da_{\text{п}}}{d\varphi} = -\frac{S_{h1}}{2} \omega^3 (\sin \varphi + 2\lambda \sin 2\varphi);$$

$$\Delta V_{\text{винтр}} = \frac{V_{\text{втр}}}{E_w} \Delta p_{\text{интр}} \text{ – изменение объема жидкости за счёт}$$

изменения сил инерции в трубопроводе 3;

$$V_{\text{втр}} = \frac{\pi d_{\text{тр}}^2}{4} l_{\text{тр}} \text{ – объем жидкости в трубопроводе 3;}$$

$$\Delta p_{\text{интр}} = -\rho_w l_{\text{тр}} \frac{f_{\text{п}}}{f_{\text{тр}}} \frac{da_{\text{п}}}{d\varphi} \Delta\varphi \text{ – сила давления, действующая}$$

на жидкость в трубопроводе 3 за счёт изменения ускорения поршня 1;

$f_{\text{тр}} = \frac{\pi d_{\text{тр}}^2}{4}$ – площадь поперечного сечения трубопровода 3;

$\Delta V_{\text{ин}2} = \frac{V_{w2}}{E_w} \Delta p_{\text{ин}2}$ – изменение объёма жидкости, находящейся

в полости 4 за счёт изменения сил инерции;

$V_{w2} = \frac{\pi d_2^2}{4} S_2$ – объём жидкости в полости 4;

$S_2 = S_{2н} + (S_{h1} - S_1) \frac{f_{\text{п}}}{f_2} - \Delta V_{w\Sigma}$ – текущее значение высоты жид-

кости в полости 4;

$\Delta p_{\text{ин}2} = -\rho_w S_2 \frac{f_{\text{п}}}{f_2} \frac{da_{\text{п}}}{d\varphi} \Delta\varphi$ – сила давления, действующая на

жидкость в полости 4 за счет изменения ускорения поршня I ;

$f_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$ – площадь поперечного сечения полости 4;

$S_{2н}$ – начальное значение высоты жидкости.

Элементарное изменение объёма жидкости за счёт изменения сил трения, действующих на жидкость, можно определить, как

$$\Delta V_{\text{втр}} = \Delta V_{wl} + \Delta V_{w\zeta}, \quad (11)$$

где ΔV_{wl} – элементарное изменение объёма жидкости за счёт изменения сил сопротивления, действующих по длине;

$\Delta V_{w\zeta}$ – элементарное изменение объёма жидкости за счет изменения местных сил сопротивления.

Значение величины ΔV_{wl} можно определить, как

$$\Delta V_{wl} = \Delta V_{wl1} + \Delta V_{wl2} + \Delta V_{wl3}, \quad (12)$$

где $\Delta V_{wl1} = \frac{V_{w1}}{E_w} \Delta p_{c1}$ – изменение объёма жидкости в полости 2;

$\Delta p_{c1} = \rho_w g \left(\Delta h_{li} - \Delta h_{l(i-1)} \right)$;

$$\Delta h_{l_i} = \lambda_{l_i} \frac{S_{l_i} v_{\Pi i}^2}{d_1 2g} - \text{потери напора за счет сопротивления}$$

по длине в полости 2 на угле поворота Φ_i ;

$$\Delta h_{l_{(i-1)}} = \lambda_{l_{(i-1)}} \frac{S_{l_{(i-1)}} v_{\Pi(i-1)}^2}{d_1 2g} - \text{потери напора за счет сопротив-$$

ления по длине в полости 2 на угле поворота $\Phi_{(i-1)}$;

$\lambda_{l_i}, \lambda_{l_{(i-1)}}$ – коэффициенты трения по длине в полости 2 на углах поворота Φ_i и $\Phi_{(i-1)}$, их значения различно, т. к. различно значение скорости поршня;

g – ускорение свободного падения;

$$\Delta V_{w/2} = \frac{V_{w\text{ТР}}}{E_w} \Delta p_{\text{СТР}} - \text{изменение объема жидкости в трубо-$$

проводе 3;

$$\Delta p_{\text{СТР}} = \rho_w g \left(\Delta h_{l_{Ti}} - \Delta h_{l_{T(i-1)}} \right);$$

$$\Delta h_{l_{Ti}} = \lambda_{l_{Ti}} \frac{l_{\text{ТР}} v_{\text{ТР}i}^2}{d_{\text{ТР}} 2g} - \text{потери напора в трубопроводе 3 за счет}$$

сопротивления по длине на угле поворота Φ_i ;

$l_{\text{ТР}}$ – длина трубопровода 3;

$d_{\text{ТР}}$ – диаметр трубопровода 3;

$$v_{\text{ТР}i} = \frac{v_{\Pi} f_{\Pi}}{f_{\text{ТР}}} - \text{скорость жидкости в трубопроводе на } \Phi_i \text{ угле по-}$$

ворота коленчатого вала;

$$f_{\text{ТР}} = \frac{\pi d_{\text{ТР}}^2}{4} - \text{площадь поперечного сечения трубопровода 3;}$$

$$\Delta h_{l_{T(i-1)}} = \lambda_{l_{T(i-1)}} \frac{l_{\text{ТР}} v_{\text{ТР}(i-1)}^2}{d_{\text{ТР}} 2g} - \text{потери напора в трубопроводе 3}$$

за счет сопротивления по длине на угле поворота $\Phi_{(i-1)}$;

$$v_{\text{тp}(i-1)} = \frac{v_{\text{п}(i-1)} f_{\text{п}}}{f_{\text{тp}}} - \text{скорость жидкости в трубопроводе на } \Phi_{(i-1)}$$

угле поворота коленчатого вала;

$\lambda_{\text{тr}i}$ и $\lambda_{\text{тr}(i-1)}$ – коэффициенты трения по длине в трубопроводе на угле поворота вала Φ_i и $\Phi_{(i-1)}$;

$\Delta V_{\text{w}l3} = \frac{V_{\text{w}2}}{E_{\text{w}}} \Delta p_{c2}$ – изменение объема жидкости в рабочей полости 4;

$$\Delta p_{c2} = \rho_{\text{w}} g \left(\Delta h_{l2i} - \Delta h_{l2(i-1)} \right);$$

$$\Delta h_{l2i} = \lambda_{l2i} \frac{S_{2i}}{d_2} \frac{v_{\text{п}i}^2}{2g} \frac{f_{\text{п}}^2}{f_2} - \text{потери напора по длине в ёмкости 4}$$

на угле поворота Φ_i ;

$$\Delta h_{l2(i-1)} = \lambda_{l2(i-1)} \frac{S_{2(i-1)}}{d_2} \frac{v_{\text{п}(i-1)}^2}{2g} - \text{потери напора по длине в ёмкости 4 на угле поворота } \Phi_{(i-1)}.$$

Анализируя расчётную схему, представленную на рисунке 2 можно выделить два местных сопротивления: внезапное сужение ζ_2 и внезапное расширение ζ_1 .

Тогда величину $\Delta V_{\text{w}\zeta}$ можно определить как

$$\Delta V_{\text{w}\zeta} = \frac{V_{\text{w}}}{E_{\text{w}}} \Delta p_{\zeta}. \quad (13)$$

Величину Δp_{ζ} можно определить как $\Delta p_{\zeta} = \rho_{\text{w}} g \left(\Delta h_{\zeta i} - \Delta h_{\zeta(i-1)} \right)$,

$$\text{где } \Delta h_{\zeta i} = (\zeta_1 + \zeta_2) \frac{v_{\text{тp}i}^2}{2g}; \quad \Delta h_{\zeta(i-1)} = (\zeta_1 + \zeta_2) \frac{v_{\text{тp}(i-1)}^2}{2g}.$$

Значения коэффициентов местных сопротивлений при внезапном сужении ζ_2 и внезапном расширении ζ_1 определяются на основании существующих рекомендаций, например, в работе [18].

Подставляя записанные выше выражения в уравнение сохранения объёма (6) получаем нелинейное уравнение относитель-

но ΔV_{Γ} , решение которого необходимо проводить численным методом на каждом угле поворота коленчатого вала в процессе сжатия.

Определив величину ΔV_{Γ} из уравнения 6, можно определить величину $\Delta V_{w\Sigma}$, как

$$\Delta V_{w\Sigma} = \Delta V_{\text{мех}} - \Delta V_{\Gamma}. \quad (14)$$

Уменьшение скорости движения жидкости в полости 4 можно определить, как

$$\Delta V_2 = \frac{\Delta V_{w\Sigma}}{f_2 \Delta \tau}. \quad (15)$$

Результаты и обсуждения

Проведём расчёт сжимаемости жидкости в процессе сжатия двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машины со следующими начальными параметрами:

$$S_{n1} = 0,05 \text{ м}; d_1 = 0,05 \text{ м}; l_{\text{тр}} = 0,05 \text{ м}; d_2 = 0,02 \text{ м}; \\ d_{\text{тр}} = 0,018 \text{ м}; S_{2н} = 0; \lambda = 0,2; p_{\text{вс}} = 2,0 \text{ МПа}; n_{\text{об}} = 500 \frac{\text{об}}{\text{мин}}; n = 1,3.$$

При проведении численного эксперимента в качестве независимых переменных, на основании анализа протекаемых физических процессов, предоставляется целесообразным выбрать следующие переменные, оказывающие наибольшее влияние на сжимаемость жидкости: $\varepsilon_{\text{ст}} = \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}}; n_{\text{об}}; l_{\text{тр}}$.

В качестве функций отклика представляется выбрать отношение $\frac{\Delta S_2}{S_2}$ и отношение $\frac{\Delta v_2}{v_2}$, где ΔS_2 – уменьшение высоты жидкости в конце процесса сжатия в полости 4 за счет сжимаемости; Δv_2 – уменьшение скорости жидкости в конце процесса сжатия в полости 4, S_2 – высота жидкости в конце процесса сжатия; v_2 – скорость жидкости в конце процесса сжатия.

В качестве рабочих тел использовалась вода и воздух. Планирование численного эксперимента осуществлялось по классическому плану с дробными репликами.

Влияние газовых сил. Давление газа в процессе сжатия является основной силой обеспечивающей сжатие жидкости в ПГЭМОД. Из независимых переменных следует рассмотреть влияние $\varepsilon_{ст}$ и n на функции отклика отношение $\frac{\Delta S_2}{S_2}$ и $\frac{\Delta v_2}{v_2}$.

На рисунке 3 представлено уменьшение функций отклика в зависимости от степени повышения давления $\varepsilon_{ст}$.

С увеличением $\varepsilon_{ст}$ значения функций отклика увеличивается при $\varepsilon_{ст} = 7$ (давление нагнетания равно 14 МПа) относительное уменьшение высоты слоя жидкости составляет почти 1 %, а уменьшение скорости поршня в конце процесса сжатия составляет 5 %. Необходимо отметить, что данные зависимости имеют характер близкий к линейному. С увеличением показателя политропы процесса сжатия наблюдается увеличение отношения $\frac{\Delta S_2}{S_2}$ и уменьшение отношения $\frac{\Delta v_2}{v_2}$ (см. рисунок 4).

Кривая уменьшения $\frac{\Delta S_2}{S_2}$ от n близка к линейной. Кривая изменения $\frac{\Delta v_2}{v_2}$ нелинейна от n и абсолютные значения изменения незначительны. Так изменение $\frac{\Delta v_2}{v_2}$ при изменении n от 1 до 1.4 составляет около 0,3 %.

Увеличение $\frac{\Delta S_2}{S_2}$ при увеличении n объясняется тем, что величина S_2 уменьшается практически при постоянной величине ΔS_2 . Уменьшение величины S_2 обусловлено тем, что кривая процесса сжатия с увеличением n идет круче, т. е. сжатие газа идет быстрее. При более быстром сжатии газа величина скорости v_2 увеличивается при практически постоянной величине Δv_2 . Увеличение v_2 обусловлено тем, что после $\varphi \geq 3/2\pi$ скорость поршня 1 при адиабатическом сжатии становится больше, чем при изотермическом.

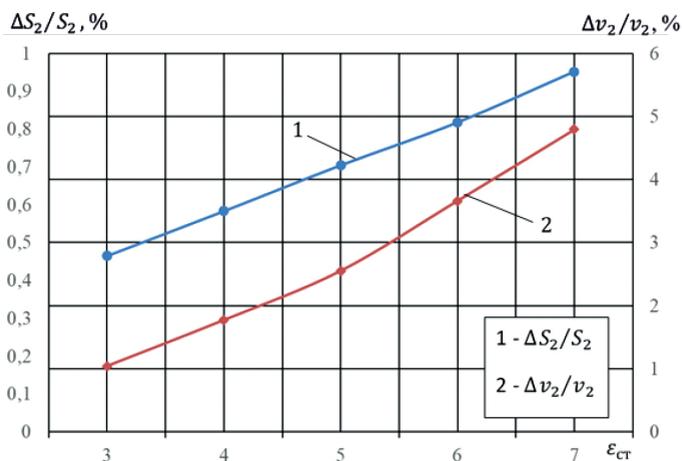


Рис. 3. Зависимость относительного уменьшения высоты слоя жидкости (1) и относительного уменьшения скорости её движения (2) от степени повышения давления

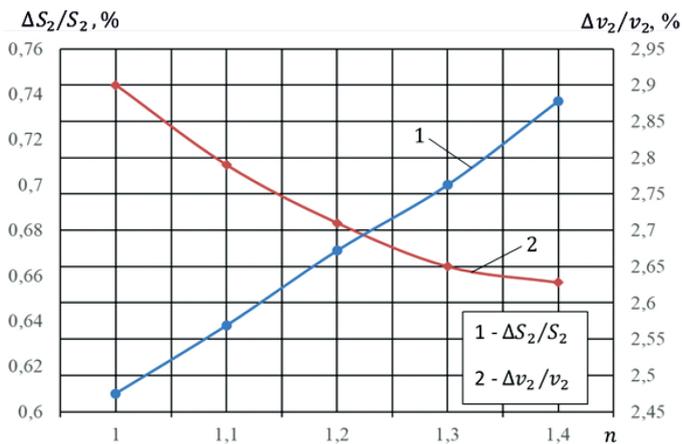


Рис. 4. Зависимость относительного уменьшения высоты слоя жидкости (1) и относительного уменьшения скорости её движения (2) от показателя политропы сжатия

Влияние сил инерции. Силы инерции зависят от величин ускорений различных масс жидкости, находящихся в полостях 2 и 4, а также в трубопроводе 3. Ускорения этих масс в свою очередь напрямую зависят от ускорения поршня 1. Величина ускорения поршня 1 зависит от угловой скорости в квадрате. Таким образом, целесообразно рассмотреть зависимость функций отклика от числа оборотов коленчатого вала. Эти зависимости представлены на рисунке 5.

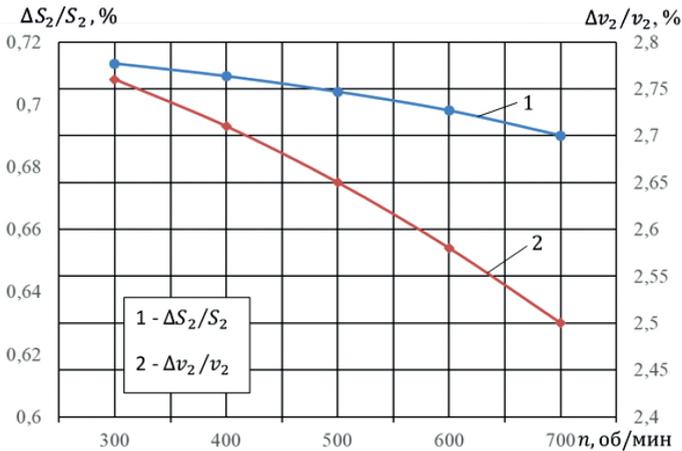


Рис. 5. Зависимость относительного уменьшения высоты слоя жидкости (1) и относительного уменьшения скорости её движения (2) от числа оборотов коленчатого вала

С увеличением числа оборотов мы наблюдаем незначительное уменьшение функций $\frac{\Delta S_2}{S_2}$ и $\frac{\Delta v_2}{v_2}$. Уменьшение функций отклика обусловлено тем, что силы инерции и силы давления газа находятся практически в противофазе. Максимальное ускорение поршня достигается практически в нижней точке, а силы давления газа в это время ничтожны. Под действием сил инерции жидкость сжимается, и величина уменьшения объёма жидкости превышает изменение объёма за счёт перемещения поршня $V_{\text{мех}}$.

В этом случае происходит увеличение объёма сжимаемого газа на величину ΔV_{Γ} , которое определится как

$$\Delta V_{\Gamma} = \Delta V_{\text{вин}} + \Delta V_{\text{втр}} - \Delta V_{\text{вс}}. \quad (16)$$

Общий объем газа в полости 4 увеличивается, и мы наблюдаем процесс расширения газа с понижением давления

$$p_{\Gamma i} = p_{\text{вс}} \left(\frac{V_{\text{вс}}}{V_{\text{вс}} + \Delta V_{\Gamma i}} \right)^n. \quad (17)$$

где $p_{\Gamma i}$ – давление газа в полости 4; $p_{\text{вс}}$ – давление всасывания газа в полости 4; $V_{\text{вс}}$ – объем газа в начале процесса сжатия в полости 4.

Сжатие газа начинается с момента, когда $\Sigma \Delta V_{\Gamma i}$ станет равной нулю, при этом начальное давление сжимаемого газа будет меньше $p_{\text{вс}}$. Кроме того, необходимо отметить, что при угле поворота $\varphi_i \geq 3/2\pi$ ускорение поршня меняет свой знак и силы инерции будут препятствовать сжатию жидкости и соответственно будут уменьшаться значения ΔS_2 и Δv_2 , что и приводит к уменьшению функций отклика. Изменение функций отклика с увеличением $n_{\text{об}}$ не так значительно, как при изменении $\varepsilon_{\text{ст}}$.

Объём жидкости и силы сопротивления. Увеличение объёма жидкости и сил сопротивления неразрывно связаны с увеличением длины трубопровода.

Увеличение длины трубопровода $l_{\text{тр}}$ также приводит к увеличению сил инерции. Представляется целесообразным исследовать функции отклика от длины трубопровода.

С увеличением длины трубопровода значения функций отклика увеличиваются (см. рисунок б). Это увеличение весьма значительное и исследуемые зависимости близки к линейным. Так при $l_{\text{тр}} = 0.3$ м значение $\frac{\Delta S_2}{S_2}$ составляет 0.429 %, то при $l_{\text{тр}} = 0.7$ м оно уже составляет 0.969 %, т. е. более чем в 2 раза. Аналогично ведет себя и зависимость $\frac{\Delta v_2}{v_2}$. Увеличение функций отклика с увеличением $l_{\text{тр}}$ в первую очередь связано с увеличением объёма жидкости V_w .

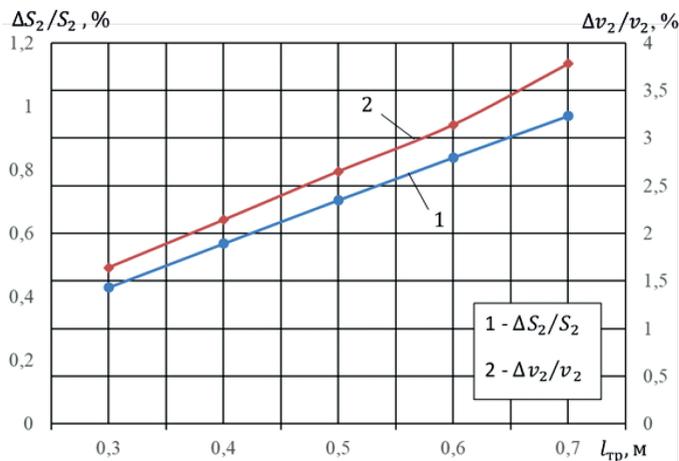


Рис. 6. Зависимость относительного уменьшения высоты слоя жидкости (1) и относительного уменьшения скорости её движения (2) от длины трубопровода

Таким образом, подводя итоги параметрического анализа можно сделать вывод, что наибольшее влияние на целевые функции оказывает $\varepsilon_{ст}$ и $l_{тр}$, затем показатель политропы процесса сжатия n и наименьшее число оборотов коленчатого вала.

Анализ влияния сжимаемости жидкости на рабочие процессы и интегральные характеристики второй ступени компрессора. В работах [19, 20] приведено определение зависимости термодинамически эффективного закона изменения объёма рабочей полости поршневого компрессора для осуществления изотермического и политропического процессов сжатия. Проведённые исследования позволили установить, что скорость поршня должна быть максимальна в начале процесса сжатия, а затем должна уменьшаться. Данное требование не выполнимо для поршня с кривошипно-шатунным приводом. При использовании жидкостного поршня скорость поршня уменьшается по мере увеличения давления за счёт сжимаемости жидкости, что приближает процесс сжатия к термодинамически эффективному. Это приводит к увеличению индикаторного КПД компрессора.

Сжимаемость жидкости в процессе нагнетания приводит к уменьшению потерь давления, особенно в начале его. Однако, кроме преимуществ, сжимаемость жидкости имеет и свои недостатки, заключающиеся в появлении и увеличении мёртвого пространства в рабочей камере компрессора, что приводит к уменьшению объёмного коэффициента и коэффициента подачи компрессора в целом.

Так при сжатии жидкости на 1 % при $\epsilon_{ст} = \frac{p_n}{p_{вс}} = 7$ и показателе политропы процесса расширения 1,3 уменьшение коэффициента подачи составит 11,5 %.

Заключение

Разработана методика расчёта сжимаемости жидкости в рабочих процессах двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с учётом действия на жидкость газовых сил, сил инерции и сил трения.

В результате проведённого численного анализа было установлено, что относительная сжимаемость жидкости в процессе сжатия находится в пределах 1 %, а относительное уменьшение скорости в пределах 5 %. Кроме того, было также установлено, что наибольшее влияние на сжимаемость жидкости оказывает степень повышения давления в ступени и длина трубопровода, затем показатель политропы и наименьшее число оборотов коленчатого вала. Сжимаемость жидкости позволяет приблизить процесс сжатия газа к термодинамически выгодному, однако может привести к уменьшению производительности компрессора.

Список литературы

1. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Шалай В. В., Ходорева А. В. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования. — М. : Машиностроение, 2013. — 388 с.
2. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Рыбак А. Т., Носов Е. Ю., Тегжанов А. С. Конструктивные компоновки гибридных машин объёмного

действия // Омский научный вестник. – 2018. – № 1 (157). – С. 10–18. – DOI: 10.25206/1813-8225-2018-157-10-18.

3. **Щерба В. Е., Болштынский 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.

4. **Баженов А. М., Щерба В. Е., Шалай В. В., Григорьев А. В., Кондюрин А. Ю.** Математическое моделирование рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с щелевым уплотнением ступенчатого вида // Вестник машиностроения. – 2019. – № 2. – С. 55–60.

5. **Щерба В. Е., Носов Е. Ю., Тегжанов А. С., Парамонов А. М., Блинов В. Н., Суриков В. И.** Экспериментальное исследование бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с интенсивным охлаждением компримируемого газа // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2019. – № 10. – С. 78–85. – DOI: 10.18698/0536-1044-2019-10-78-85.

6. **Щерба В. Е., Шалай В. В., Труханова Д. А., Носов Е. Ю., Павлюченко Е. А.** Разработка и экспериментальное исследование поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании // Вестник машиностроения. – 2019. – № 4. – С. 18–22.

7. **Баженов А. М.** Разработка и исследование поршневой гибридной энергетической машины с щелевым уплотнением ступенчатого типа : автореф. дис. канд. техн. наук. – Омск : ОмГТУ, 2017. – 20 с.

8. **Щерба В. Е., Тегжанов А. С., Носов Е. Ю., Блинов В. Н., Храпский С. Ф.** Сравнительный анализ массогабаритных показателей бескрейцкопфной и крейцкопфной поршневых энергетических машин объемного действия // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2019. – № 9. – С. 88–95.

9. **Мартынов В. Н.** Разработка и исследование насосно-компрессорных установок для сжатия газов и газожидкостных смесей : автореф. дис. канд. техн. наук. – М. : 2009. – 24 с.

10. **Мартынов В. Н.** Исследование работы насосно-компрессорной установки с жидкостным поршнем // Нефть, газ и бизнес. – 2009. – № 6. – С. 52–55.

11. **Занин А. В., Щерба В. Е., Носов Е. Ю., Парамонов А. М., Блинов В. Н., Храпский С. Ф.** Разработка и исследование экспериментального образца двухступенчатой поршневой гибридной энергетической машины объемного действия // Динамика систем, механизмов и машин. – 2019. – Т. 7, № 1. – С. 54–61.

12. **Щерба В. Е., Занин А. В., Носов Е. Ю., Парамонов А. М., Блинов В. Н.** Расчет процессов сжатия и нагнетания двухступенчатой порш-

невой гибридной энергетической машины с жидкостным поршнем // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2019. – № 8. – С. 15–20.

13. **Щерба В. Е., Шалай В. В., Пустовой Н. В., Занин А. В.** О профилировании рабочей полости второй ступени в поршневой гибридной энергетической машине объемного действия // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2020. – № 2. – С. 26–32.

14. **Щерба В. Е., Павлюченко Е. А., Кужбанов А. К.** Математическое моделирование процессов сжатия и расширения в поршневом насосе с газовым демпфером // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королева. – 2012. – Ч. 2, № 3(34). – С. 133–138.

15. **Щерба В. Е., Павлюченко Е. А., Виниченко В. С., Нестеренко Г. А., Кужбанов А. К.** Математическая модель рабочих процессов поршневого насос-компрессора с газовым демпфером // Омский научный вестник. – 2013. – № 1(117). – С. 82–87.

16. **Щерба В. Е., Павлюченко Е. А., Кужбанов А. К.** Математическое моделирование процессов всасывания и нагнетания поршневого насоса с газовым демпфером // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2013. – № 7. – С. 26–30.

17. **Щерба В. Е., Павлюченко Е. А., Кужбанов А. К.** Параметрический анализ работы насосной секции поршневого насос-компрессора с газовым демпфером // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2014. – № 1. – С. 23–26.

18. **Альтшуль А. Д., Киселев П. Г.** Гидравлика и аэродинамика. М. : Стройиздат, 1975. – 327 с.

19. **Щерба В. Е.** Рабочие процессы компрессоров объемного действия М. : Наука, 2008. – 319 с.