

А.П. Кононенко /д.т.н./, В.А. Панов

ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

ОБОСНОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПУЛЬСИРУЮЩЕЙ ПОДАЧИ РАБОЧЕГО ПОТОКА В ГАЗОСТРУЙНОМ КОМПРЕССОРЕ

Работа струйных аппаратов, в частности газоструйных компрессоров, характеризуется относительно низкой энергетической эффективностью, поэтому снижение энергоемкости рабочих процессов указанных аппаратов является актуальной научной задачей. Одним из перспективных способов повышения энергетической эффективности работы газоструйных аппаратов является пульсирующая подача рабочего потока. Проведенные экспериментальные исследования работы пароструйного компрессора при стационарной и при пульсирующей подачах рабочего пара позволили установить, что в диапазоне частот 30...50 Гц, скважность потока 0,29 во втором случае, при прочих равных условиях коэффициент инжекции газоструйного компрессора увеличивается в 1,25...1,30 раза.

Ключевые слова: газоструйный компрессор, прерыватель рабочего потока, рабочее сопло, инжектируемый поток, частота подачи, скважность.

Постановка проблемы

Газоструйные аппараты, как устройства конструктивно простые и надёжные в работе, вос требованы в теплоэнергетике, нефтехимии, металлургии, вакуумной технике, нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей промышленностях и многих других технических областях [1]. Нашли применение газоструйные компрессоры в качестве источников пневмоэнергии для эрлифтов систем золошлакоудаления тепловых электростанций и эрлифтных установок для чисток подземных технологических емкостей [2,3].

Более широкое использование газоструйных аппаратов сдерживается относительно высокой энергоемкостью их рабочего процесса. Известные способы повышения энергоэффективности работы таких аппаратов преимущественно относятся к совершенствованию конструкций их проточных частей: шевроны на выходе сопла, винтовой срез сопла, многосопловые аппараты, в том числе и со сдвигом, камеры смешения конические и нецилиндрического поперечного сечения (прямоугольного, треугольного) и др. [4...6]. Одним из наиболее перспективных путей решения данной проблемы является разработка газоструйных аппаратов с пульсирующей подачей рабочего потока [7,8]. Однако рабочий процесс таких газоструйных аппаратов исследован недостаточно глубоко, особенно это касается экспериментального изучения влияния пульсирующей подачи рабочего потока на энергетическую эффективность работы аппаратов.

Поэтому расширение научного знания о физических процессах в газоструйных аппаратах с

пульсирующей подачей рабочего потока и получения количественных зависимостей для оценки энергетической эффективности их работы является актуальной научной задачей, имеющей широкое техническое приложение.

Анализ последних исследований и публикаций

Существующее физическое обоснование повышения энергетической экономичности при пульсирующем режиме работы газоструйного аппарата сводится к следующему [7,8].

При стационарной подаче рабочего потока присоединение массы инжектируемой среды к сверхзвуковой газовой струе, вытекающей из сопла Лаваля, происходит только за счет поверхностного взаимодействия этих потоков. При пульсирующей подаче рабочего потока инжектируемой средой заполняются разрывы рабочей струи, что значительно увеличивает относительное количество присоединенной массы. Эффективность работы такого струйного аппарата во многом определяется двумя параметрами: частотой подачи рабочего потока и его скважностью [7,8].

Выполненные предыдущие экспериментальные исследования работы газоструйных аппаратов с пульсирующей подачей рабочего потока проводились либо в режиме выкачивания газа из емкости в атмосферу, либо в безнапорном режиме (utiлизация отработанных веществ) [7].

Результаты исследований влияния пульсирующей подачи рабочего потока на рабочий процесс газоструйного компрессора в литературных источниках не выявлены.

Цель (задачи) исследования

Целью выполненных исследований явилось расширение физических представлений об особенностях рабочего процесса газоструйного компрессора с пульсирующей подачей рабочего потока и экспериментальное подтверждение повышения энергетической эффективности работы таких газоструйных аппаратов в сравнении с аппаратами со стационарной подачей рабочего потока.

Основной материал исследования

Течение в газоструйном компрессоре с пульсирующей подачей рабочего потока в периоде каждой пульсации (каждого цикла) состоит из двух основных фаз.

В первичной фазе порция выброшенного из сопла рабочего потока приводит в движение находящийся в камере смешения газ, воздействуя на него как поршень и передавая ему часть своей кинетической энергии.

Во вторичной фазе движения, наступающей при окончании подачи рабочего газа в камеру смешения, инжектируемая масса увлекается, двигаясь в «следе» разрежения в этой камере за разгонной порцией рабочего газа.

Возникающее в «следе» движение, инициируемое прохождением по газу вдоль камеры смешения прямых и обратных волн, характеризуется малой диссипацией энергии и большим относительным количеством присоединяемой массы.

Суть возникающей особой формы движения газового потока состоит в том, что в камере смешения реализуется течение раздельных (слабо смешивающихся) структур газа с преимущественным увлечением дополнительной массы в волнах разрежения, т.е. в области за столбом газа, разогнанного в камере смешения в первичной фазе пульсации.

Природа взаимодействия рабочей и присоединяемой масс сред в этом случае не связана с резко диссипативным механизмом стационарного обмена энергией, происходящего на основе турбулентного смешения потоков.

Режим течения газа в камере смешения при наличии только двух вышеназванных фаз движения, специфических для пульсирующего истечения с последовательным присоединением дополнительной массы, возможен, если камера смешения имеет поперечное сечение, близкое к выходному сечению сопла рабочего потока. При стационарной подаче рабочей среды в таких условиях наступает режим «запирания» инжектируемого потока рабочим в камере смешения, т.е. присоединение прекращается. Если же поперечное сечение камеры смешения достаточно велико, то механизм присоединения дополнительной массы и в случае пульсирующей рабочей струи включает промежуточную, между выталкиванием – разгоном и втеканием в «следе», фазу обычного «смесительного» вовлечения, существующего одновременно с фазами последовательного присоединения.

В процессе движения через камеру смешения происходит выравнивание скоростей обоих потоков, а затем в диффузоре – обратное преобразование кинетической энергии смешанного потока в потенциальную или тепловую.

Полученные теоретически на основе волновой модели течения с присоединением дополнительной массы в «следе» характеристики (в частности, зависимость коэффициента инжекции от частоты и скважности) [4,5] для условий газоструйного компрессора потребовали экспериментального подтверждения.

Экспериментальные исследования работы газоструйного компрессора с пульсирующей подачей рабочего потока были проведены на Экибастузской ГРЭС-1 (Казахстан) с использованием в качестве рабочего водяного пара с общестанционного коллектора.

Экспериментальная установка (рис. 1) содержала пароструйный компрессор 1, разработанный при следующих принятых параметрах газовых потоков:

- рабочий поток – водяной пар давлением $p_p=0,491$ МПа, температурой $T_p=433$ К;
- инжектируемый поток – атмосферный воздух давлением $p_n=0,0981$ МПа, температурой $T_n=303$ К;
- сжатый поток – паровоздушная смесь давлением $p_c=0,118$ МПа.

Расчёты струйного аппарата по методике [4] с использованием разработанной компьютерной программы [9] позволили получить основные оптимальные технологические и конструктивные параметры аппарата:

- коэффициент инжекции $i=2,55$;
- температура сжатого потока $T_c=363$ К;
- относительные геометрические параметры

$$\frac{f_{p1}}{f_{p*}} = 1,40; \quad \frac{f_3}{f_{p*}} = 13,87 \quad (f_{p*}, f_{p1} - \text{площади соответствующих сечений})$$

вместе с тем, что f_3 – площадь поперечного сечения цилиндрической камеры смешения).

Абсолютные радиальные и осевые размеры изготовленного пароструйного компрессора (рис. 2) были определены согласно методикам [4,9] исходя из принятого диаметра критического сечения рабочего сопла $d_p*=10$ мм.

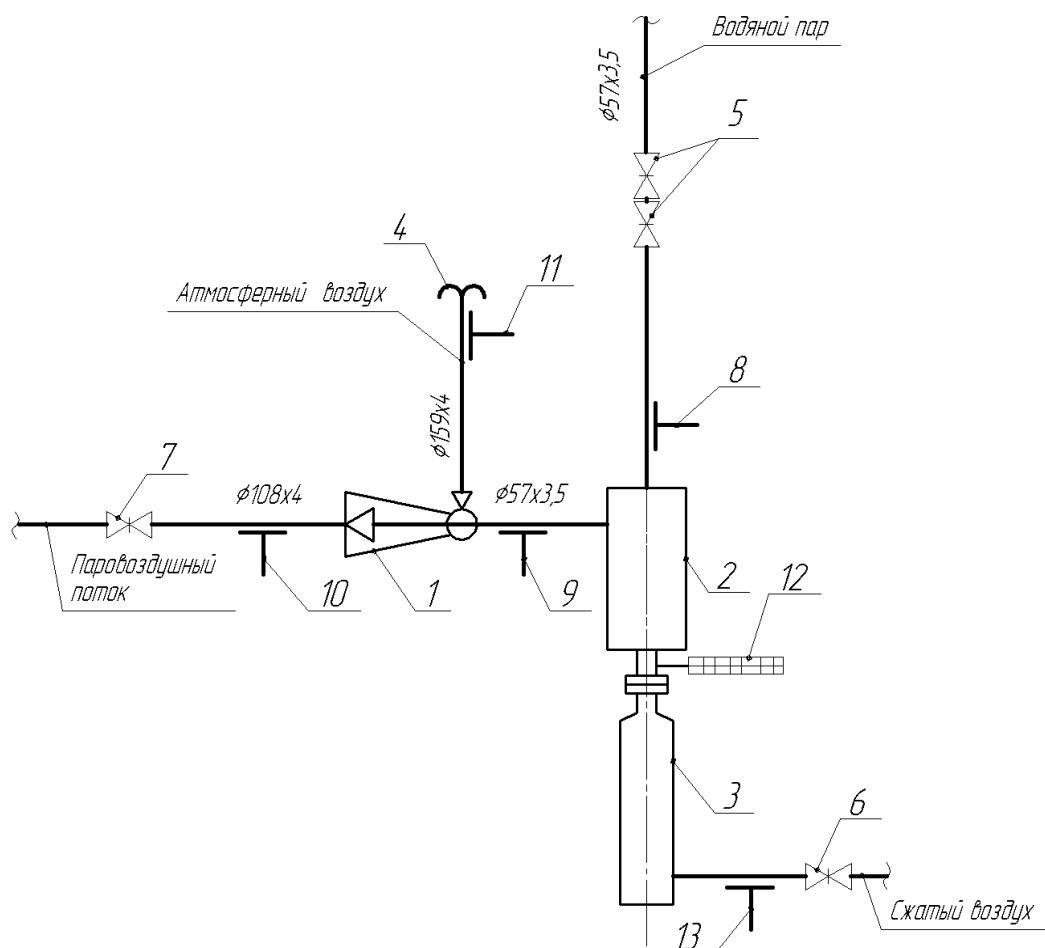


Рис. 1. Экспериментальная установка пароструйного компрессора с пульсирующей подачей рабочего потока:

1 – пароструйный компрессор; 2 – прерыватель рабочего потока;
 3 – турбовоздушный привод; 4 – измерительный коллектор; 5, 6, 7 – задвижки;
 8, 9, 10, 13 – манометры; 11 – дифманометр U -образный; 12 – тахометр

Для обеспечения пульсирующей подачи водяного пара в рабочее сопло пароструйного компрессора был разработан и изготовлен прерыватель ра-

бочного потока 2 (см. рис. 1), основная рабочая функция которого обеспечивалась за счет вращения с требуемой частотой поршня 3 в корпусе 5 (рис. 3).

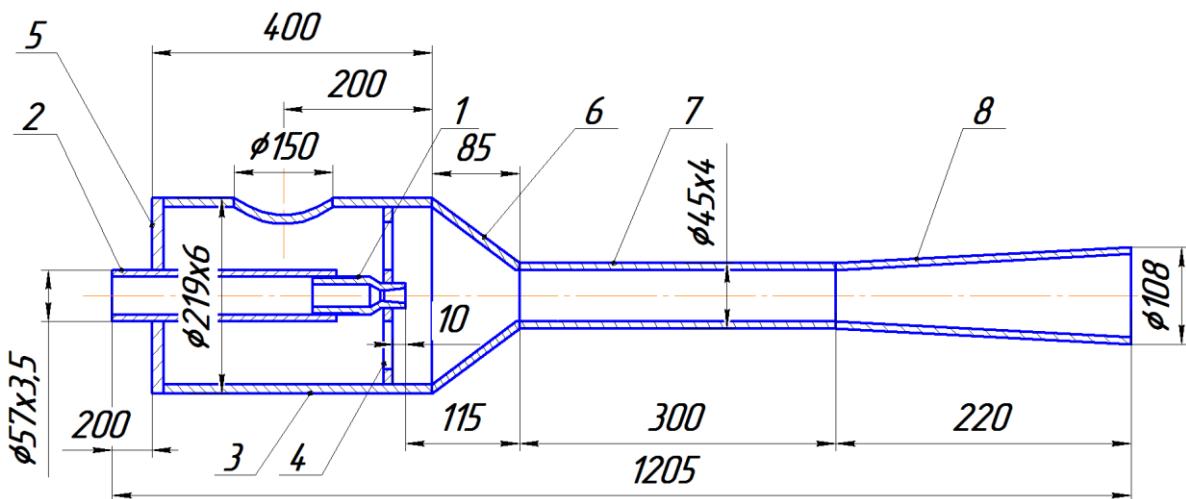


Рис. 2. Пароструйный компрессор:

1 – рабочее сопло Лаваля; 2 – трубопровод рабочего водяного пара; 3 – приемная камера;
4 – центрирующая перемычка; 5 – донышко приёмной камеры; 6 – коническая вставка;
7 – камера смешения; 8 – диффузор

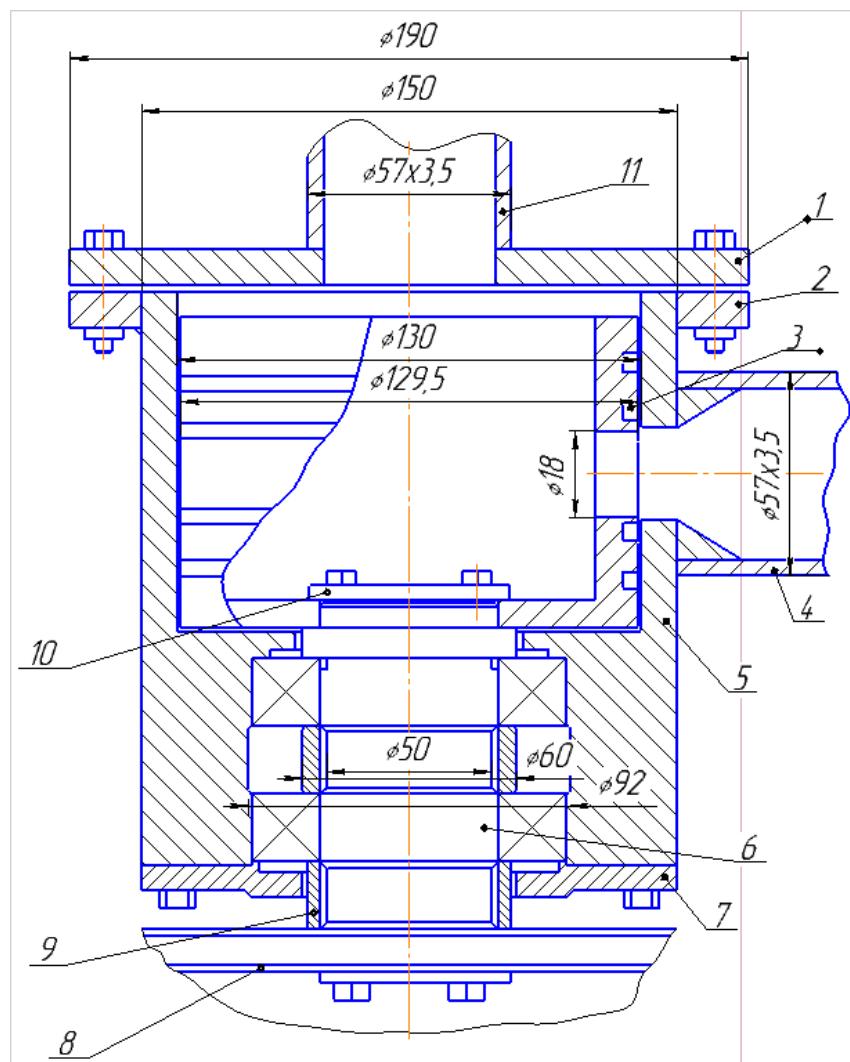


Рис. 3. Прерыватель рабочего потока:

1, 2, 7 – фланцы; 3 – поршень; 4, 11 – патрубки; 5 – корпус; 6 – вал; 8 – шкив; 9 – втулка; 10 – крышка

Вращательное движение поршня 3 (см. рис. 3) обеспечивалось турбовоздушным приводом (шлейф-машинкой) 3 (см. рис. 1), запитанным от коллектора сжатого воздуха тепловой станции.

Рабочий водяной пар подводился к прерывателю 2, и далее – к струйному аппарату 1, по патропроводу $\phi 57 \times 3,5$ мм (см. рис. 1).

Инжектируемый поток – атмосферный воздух – засасывался в струйный аппарат 1 по трубопроводу $\phi 159 \times 4$ мм с установленным на его торце измерительным коллектором 4 (см. рис. 1) (рис. 4). Сжатый паровоздушный поток сбрасывался в атмосферу по трубопроводу $\phi 108 \times 4$ мм (см. рис. 1).

Требуемое давление водяного пара перед прерывателем 2 (см. рис. 1) обеспечивалось степенью открытия задвижек 5, давление сжатого воздуха перед турбовоздушным приводом 3 – задвижки 6, а давление сжатого потока после струйного аппарата 1 – задвижки 7.

Экспериментальная установка была оснащена измерительным комплексом (см. рис. 1):

– 8, 9, 13 – манометр образцовый, 0...0,6 МПа, класс точности 0,6;

– 10 – манометр образцовый, 0...0,16 МПа, класс точности 0,4;

– 11 – дифманометр U-образный, 0...700 мм вод. ст., микроманометр многопредельный ММН-240, 0...240 мм вод. ст., класс точности 0,5;

– 12 – тахометр.

Массовый расход рабочего пара определялся по формуле [4]:

$$G_p = \frac{f_{p^*} \times k_p \times \Pi_p \times p_p}{a_{p^*}}, \quad (1)$$

где f_{p^*} – площадь критического сечения рабочего сопла, $f_{p^*}=7,85 \times 10^{-5}$ м²; k_p – показатель адиабаты рабочего потока, $k_p=1,3$; Π_{p^*} – относительное давление (газодинамическая функция), $\Pi_{p^*}=0,546$; P_p – давление рабочего пара перед соплом; a_{p^*} – критическая скорость рабочего потока; при $p_p=0,491$ МПа и $T_p=433$ К, $a_{p^*}=466$ м/с.

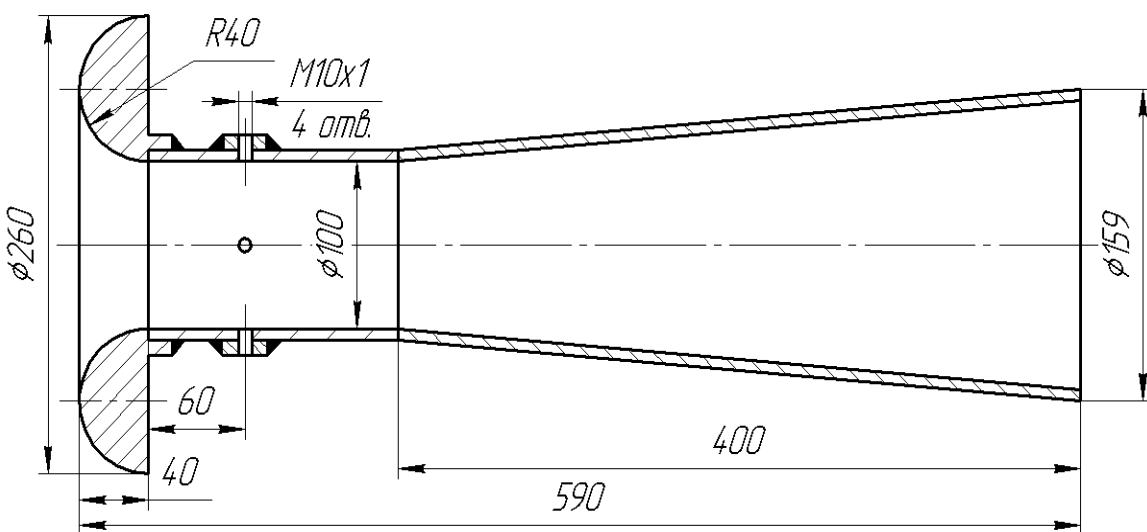


Рис. 4. Коллектор измерительный

Массовый расход инжектируемого воздуха [10]

$$G_n = f_1 \times \rho_e \times \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_e}}, \quad (2)$$

где φ – коэффициент расхода, $\varphi=0,99$ [10]; $f_1 = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; ρ_e – плотность воздуха при нормальных технических условиях, $\rho_e=1,205 \text{ кг/м}^3$; Δp – перепад давлений на измерительном коллекторе.

Коэффициент инжекции пароструйного компрессора

$$u = \frac{G_n}{G_p}. \quad (3)$$

Экспериментальные исследования были проведены в два этапа – при стационарной подаче рабочего пара и при пульсирующей подаче рабочего пара.

На первом этапе были получены характеристики пароструйного компрессора в виде зависимости коэффициента инжекции от давлений рабочего и сжатого потоков $u=f(p_p, p_c)$ при значениях давления рабочего пара $p_p=0,245, 0,340$ и $0,440 \text{ МПа}$ и атмосферном давлении инжектируемого воздуха p_n .

Для этого при помощи задвижек 5 выставлялось требуемое давление рабочего потока – изначально $p_p=0,440 \text{ МПа}$. Прорези в поршне и корпусе пульсатора совмещались, что контролировалось равенством показаний манометров 8 и 9 (см. рис. 1). Задвижкой 7 дискретно изменялось давление сжатия p_c от минимально возможного до максимально развиваемого пароструйным компрессором. Задвижка 6 была закрыта.

При каждом значении давления сжатия p_c фиксировались показания приборов 8...11. Температура рабочего пара определялась по штатным приборам общестанционного паропровода; давление, влажность и температура атмосферного воздуха – по данным метеостанций.

Аналогичные опыты были проведены при давлениях рабочего потока $p_p=0,340$ и $0,245 \text{ МПа}$.

Экспериментально определенные достижимые коэффициенты инжекции на предельных режимах работы пароструйного компрессора составили: 3,5 – при $p_p=0,440 \text{ МПа}$; 4,6 – при $p_p=0,340 \text{ МПа}$; 6,0 – при $p_p=0,245 \text{ МПа}$ (рис. 5), что с приемлемой точностью соответствует расчётным данным [4, 9].

На втором этапе экспериментальных исследований работы пароструйного компрессора обеспечивалась пульсирующая подача водяного пара в рабочее сопло аппарата 1 (см. рис. 1). Для этого при помощи задвижки 6 выставлялось такое давление сжатого воздуха перед турбовоздушным приводом 3, которое обеспечивало требуемую частоту вращения поршня прерывателя рабочего потока 2, что контролировалось тахометром 12 (см. рис. 1). При требуемом давлении рабочего потока (водяного пара) перед пароструйным компрессором 1, которое задавалось задвижками 5 и контролировалось манометром 9, фиксировались, как и в случае стационарной подачи рабочего пара, показания приборов 8...11, а также использовались штатные приборы общестанционного паропровода (для измерения температуры пара) и данные метеостанции.

В процессе экспериментальных исследований частота вращения поршня прерывателя рабочего потока 2 изменялась в диапазоне $\omega=0...65 \text{ Гц}$ соответствующим изменением давления сжатого воздуха задвижкой 6.

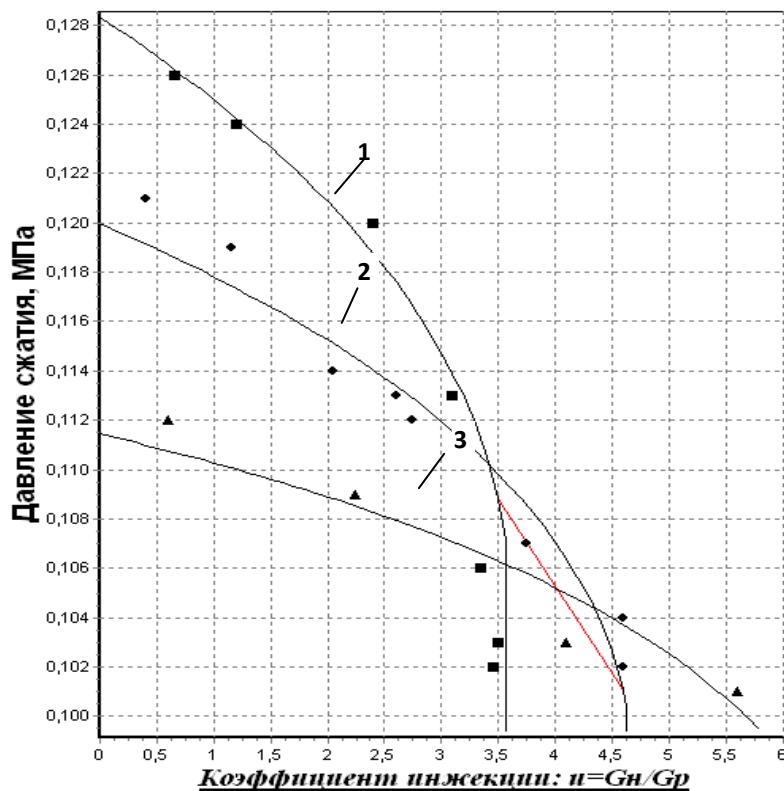


Рис. 5. Характеристики пароструйного компрессора при стационарной подаче рабочего потока:
1 – $p_p=0,440$ МПа; 2 – $p_p=0,340$ МПа; 3 – $p_p=0,245$ МПа; $p_n=0,0981$ МПа

Следует отметить, что в процессе экспериментальных исследований была частично изменена конструкция прерывателя рабочего потока (см. рис. 3). В поршне 3 и корпусе 4 были вы сверлены отверстия Ø20 мм диаметрально противоположно существующим отверстиям Ø18 мм, служащим для подачи пара к рабочему соплу пароструйного аппарата. К высверленному отверстию был подведен водяной пар по трубопроводу $D_y 20$. Отверстие во фланце 1 было заглушено. Заглушен был также свободный (верхний) торец поршня 3. Конструктивные изменения были выполнены с целью ликвидации осевого сдвига вала 5, возникающего в результате перепада давлений на днище поршня 3, что приводило к заклиниванию прерывателя рабочего потока и останову турбовоздушного привода.

Однако и выполненные изменения не позволили полностью ликвидировать силовые нагрузки, и при манометрическом давлении подводимого водяного пара выше 0,145 МПа прерыватель заклинивало из-за недостаточной мощности привода. Поэтому экспериментальное исследование работы пароструйного компрессора при пульсирующей подаче рабочего потока было выполнено при избыточных давлениях водяного пара, не превышающих 0,145 МПа.

Скважность с учетом того, что за один оборот поршня происходило два выброса рабочего потока, определялась по выражению:

$$t_s = \frac{2d_0}{D}, \quad (4)$$

где d_0 – диаметр отверстия в поршне, $d_0=19$ мм (среднее между диаметрами начальных и добавленных отверстий); D – наружный диаметр поршня, $D=130$ мм.

Для рассматриваемых условий

$$t_s = \frac{2 \cdot 19}{130} = 0,29.$$

Проведенные экспериментальные исследования работы пароструйного компрессора позволили установить, что в диапазоне частот $\omega=35...50$ Гц коэффициент инжекции пароструйного аппарата составил $n=7,5...7,8$ (рис. 6) против $n=5,8...6,1$ в стационарном режиме работы (см. рис. 5), то есть пульсирующая подача рабочего потока в рассматриваемых условиях позволила увеличить коэффициент инжекции в 1,25...1,30 раза.

Данные замеры относятся во всех случаях к предельным режимам работы пароструйного аппарата. При этом абсолютное давление подводимого водяного пара составляло $p_p=0,19...0,245$ МПа, скважность потока – 0,29. Абсолютное давление сжатого потока равнялось $p_c=0,11...0,13$ МПа.

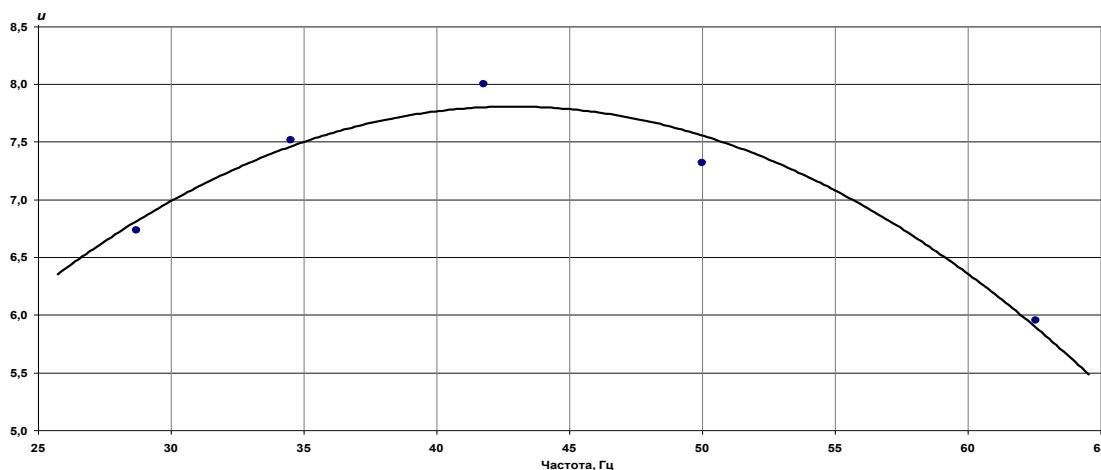


Рис. 6. Зависимость коэффициента инжекции пароструйного компрессора от частоты подачи рабочего пара при скважности потока 0,29

Эмпирическая зависимость коэффициента инжекции u от частоты подачи рабочего потока ω при скважности потока 0,29 и выше приведенных значениях давлений рабочего, инжектируемого и сжатого потоков имеет вид:

$$u = 0,0049\omega^2 + 0,4236\omega \times 1,2779. \quad (5)$$

Уравнение регрессии правомерно в диапазоне частот подачи рабочего потока $\omega=25 \dots 65$, адекватность уравнения подтверждена с использованием критерия Фишера [11].

Выводы

Экспериментальные исследования работы пароструйного компрессора при стационарной и при пульсирующей подачах рабочего водяного пара позволили установить, что в диапазоне частот подачи рабочего водяного пара $\omega=30 \dots 50$ Гц при скважности подачи 0,29 экономичность работы пароструйного компрессора увеличивается в 1,25...1,30 раза. Приведенные данные получены при давлениях потоков: рабочего $p_p=0,195 \dots 0,245$ МПа, инжектируемого $p_n=0,0981$ МПа, сжатого $p_c=0,11 \dots 0,13$ МПа.

Целесообразно проведение дальнейших экспериментальных исследований работы пароструйных компрессоров с другими значениями скважности подачи и расширением диапазона частот подачи рабочего потока в сопло струйного аппарата.

Список литературы

- Цегельский, В.Г. Струйные аппараты. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 573 с.
- Совершенствование системы энергоснабжения эрлифтов гидрозолощакоудаления

/ В.Г. Гейер [и др.] // Энергетик. – 1986. – №8. – С. 14-15.

- Малеев, В.Б. Специальные средства водоотлива и гидромеханизированной очистки шахтных водосборных ёмкостей: Учебное пособие / В.Б. Малеев, Е.И. Данилов, В.М. Яковлев. – Донецк: ДПИ, 1986. – 36 с.
- Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд. – М.: Энергия, 1989. – 352 с.
- Александров, В.Ю. Оптимальные эжекторы (теория и расчёт) / В.Ю. Александров, К.К. Климовский. – М.: Машиностроение, 2012. – 136 с.
- Аркадов, Ю.К. Новые газовые эжекторы и эжекционные процессы. – М.: Физматлит, 2001. – 336 с.
- Присоединение дополнительной массы в струйных аппаратах. Труды МАИ: сб. науч. тр. / Московский авиационный институт. – М.: Оборонгиз, 1958. – Вып.97. – 238 с.
- Сейфетдинов, Р. Рабочий процесс пульсирующего ВРД. Методы моделирования / Р. Сейфетдинов. – Самара: Lap Lambert Academic Publishing, 2011. – 127 с.
- Кононенко, А.П. Экспериментальное обоснование рациональной методики расчёта газоструйного компрессора / А.П. Кононенко, В.А. Панов // Вестник ДонНТУ. – 2018. – № 3(13). – С. 25-33.
- Ханжонков, В.И. Аэродинамические характеристики коллектора // В сб.: Промышленная аэродинамика. – М.: БНИ ЦАГИ, 1953. – Вып.4. – С. 45-62.
- Кононенко, А.П. Методология и методы научных исследований: учеб. пособ. для вузов / А.П. Кононенко, Т.А. Устименко, В.А. Мельников. – Донецк: ДонНТУ, 2019. – 202 с.

A.P. Kononenko /Dr.Sci. (Eng.)/, V.A. Panov
Donetsk National Technical University (Donetsk)

SUBSTANTIATION OF THE ENERGY EXPEDIENCY OF PULSATING SUPPLY OF THE WORKING FLOW IN A GAS JET COMPRESSOR

Background. The operation of jet devices, in particular gas jet compressors, is characterized by relatively low energy efficiency, so reducing the energy intensity of the working processes of these devices is an urgent scientific task. One of the most promising ways to improve the energy efficiency of gas jet devices is a pulsating supply of the working flow.

Materials and/or methods. Experimental studies of the operation of a gas jet compressor with a pulsating supply of the working flow were carried out at Ekipastuz GRES-1 (Kazakhstan) using water vapour from a general-station collector as a working one. The pulsating supply of working water vapour to the nozzle of the jet apparatus was provided by a flow interrupter, the rotating movement of the piston of which was achieved by a turbo-air drive. Experimentally determined achievable injection coefficients at the maximum operating modes of a steam jet compressor with a stationary supply were: 3.5 at 0.440 MPa; 4.6 at 0.340 MPa; 6.0 at 0.245 MPa, which corresponds to the calculated data with acceptable accuracy.

Results. Experimental studies of the operation of a steam jet compressor with the stationary and pulsating supply of working steam allowed establishing that in the frequency range of 30...50, the flow rate of 0.29 in the second case, other things being equal, the injection coefficient of a gas jet compressor increases by 1.25...1.30 times. These data were obtained at the flow pressures: working=0.195...0.245 MPa, injected=0.0981 MPa, compressed=0.11...0.13 MPa.

Conclusion. It is expedient to conduct further experimental studies of the operation of steam jet compressors with different values of the supply duty cycle and expanding the frequency range of the working flow to the nozzle of the jet apparatus.

Keywords: gas jet compressor, workflow interrupter, working nozzle, injected flow, flow frequency, duty cycle.

Сведения об авторах

А.П. Кононенко

SPIN-код: 3828-6755
Телефон: +380 (62) 301-07-24
Эл. почта: ap.kononenko@mail.ru

В.А. Панов

SPIN-код: 3707-0018
Телефон: +380 (62) 301-07-24
Эл. почта: work_pva@mail.ru

Статья поступила 10.09.2020 г.
© А.П. Кононенко, В.А. Панов, 2020
Рецензент д.т.н., проф. К.Н. Маренич

ИНФОРМАЦИОННЫЙ ПРОЕКТ

**ВИБРАЦИЯ МАШИН:
ИЗМЕРЕНИЕ, СНИЖЕНИЕ, ЗАЩИТА**

VIBR 
vibro.donntu.org

