

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ГАЗОСТРУЙНОГО КОМПРЕССОРА

В статье представлены результаты экспериментальных исследований по обоснованию возможности применения общей методики расчета струйных аппаратов к частному случаю – газо(паро)струйным компрессорам как источникам пневмоэнергии для эрлифтов. Представлены блок-схемы разработанных компьютерных программ построения поля характеристик и вычисления абсолютных геометрических размеров, а также достижимого коэффициента инжекции газо(паро)струйного компрессора – основного показателя энергоэффективности такого рода устройств. Результаты экспериментов подтвердили правомерность и адекватность выбранного метода расчета газо(паро)струйных компрессоров.

Ключевые слова: газо(паро)струйный компрессор, коэффициент инжекции, энергоэффективность.

Постановка проблемы

Струйные аппараты находят широкое применение в промышленности как для создания избыточного давления на выходе из аппарата (инжекторы и компрессоры), так и для обеспечения требуемого вакуума на входе в приемную камеру эжектора.

Такое разнообразие назначений струйных аппаратов обусловило появление в определенной степени различающихся методик инженерного расчета технологических и конструктивных параметров струйных аппаратов, строгая область применения которых в некоторых случаях не оговаривается.

Наличие различающихся методик расчета струйных аппаратов зачастую ставит конструктора-проектировщика в затруднительное положение при определении их рациональных технологических и геометрических параметров. А учитывая относительно низкую абсолютную энергоэффективность рабочего процесса классических струйных аппаратов, минимизация энергетических потерь при эксплуатации за счет обеспечения их оптимальных конструктивных решений является достаточно актуальной и востребованной на практике научной задачей.

Как известно, единственным критерием адекватности математических моделей рабочих процессов машин и аппаратов является эксперимент. Поэтому экспериментальное обоснование рациональной методики расчета струйного аппарата определенного назначения также является обоснованным решением.

Анализ последних исследований и публикаций

Фундаментальные исследования рабочего процесса эжекторов, выполненные академиком С.А. Христиановичем, дополненные М.Д. Миллиончиковым и Г.М. Рябиновым положениями о критических режимах работы струйных аппаратов и развитие Ю.Н. Васильевым, составили основу инженерной методики расчета газоструйных аппаратов [1].

Исследования В.Л. Чау и А.Л. Эдди, углубившие работы Ю.Н. Васильева, В.Т. Харитонова и Б.А. Урюкова, считаются завершением разработки теории рабочего процесса газового эжектора классической схемы (цилиндрическая камера смешения, наличие диффузора). Эта теория была положена в основу исследований по повышению энергоэффективности работы эжекторов – совершенствование конструктивных схем, пульсирующая подача рабочего потока и др. [1].

Значительные исследовательские работы по паровым эжекторам были выполнены Е.Я. Соколовым и Н.М. Зингером (Всесоюзный теплотехнический институт) [2], М.Е. Дейчем (Московский энергетический институт) [3] и др. [4...9].

Именно Е.Я. Соколовым и Н.М. Зингером была предложена одна из наиболее впоследствии востребованных методик расчета струйных аппаратов, в том числе инжекторов (степень сжатия $\epsilon < 1,2$), газо(паро)струйных компрессоров ($1,2 \leq \epsilon \leq 2,5$) и эжекторов ($\epsilon > 2,5$) [2].

Широко используемые в промышленности струйные компрессоры нашли, в том числе,

применение в качестве источников пневмоэнергии для эрлифтов. Разработаны эрлифтные установки с пароструйными компрессорами для условий гидрозолошлакоудаления тепловых электростанций, работающих на твердом топливе [10], а также эрлифтные установки с воздушными компрессорами для условий водоотливных установок угольных шахт [11].

Такое особое применение струйных аппаратов как источников пневмоэнергии для эрлифтов потребовало с целью повышения эффективности расчетно-конструкторских работ разработки алгоритма и компьютерной программы для расчета газоструйных компрессоров, а также экспериментальной проверки адекватности данной методики.

Цель (задачи) исследования

Цель настоящей работы – разработать алгоритм и компьютерную программу расчета газоструйных компрессоров и выполнить экспериментальное подтверждение адекватности данной методики.

Основной материал исследования

В основу математической модели рабочего процесса газоструйного компрессора положены три закона сохранения – энергии, массы и импульса [2].

Решение математической модели рабочего процесса газоструйного компрессора требует знания численных значений теплофизических параметров (теплоемкость, газовая постоянная и др.) не только рабочего и инжектируемого, но и сжатого потоков. Это не составляет трудности при однородных рабочем и инжектируемом потоках, то есть потоках с одинаковыми физическими свойствами (например, воздух – воздух, водяной пар – водяной пар и др.).

При разнородных рабочем и инжектируемом потоках (например, водяной пар – воздух) вычисление теплофизических параметров сжатого потока требует количественной определенности в соотношении газовых компонентов в этом потоке. Так как это соотношение определяется достижимым коэффициентом инжекции газоструйного компрессора, который при решении прямой задачи является искомой величиной, то вычисления приходится выполнять методом последовательных приближений, задаваясь предварительно ожидаемой начальной величиной коэффициента инжекции и в процессе расчетов доводя погрешность вычислений до приемлемого значения. Выполнять такие расчеты без привлечения электронных вычислительных средств достаточно трудоемкий и затратный по времени процесс.

На основании этого разработаны алгоритмы и компьютерные программы решения трех задач по расчетам газоструйных компрессоров:

- определение достижимого коэффициента инжекции u и относительных геометрических параметров основных сечений компрессора $f_{p1}/f_{p*}, f_2/f_{p*}, f_3/f_{p*}$ (f_{p*}, f_{p1} – площади соответственно критического и выходного сечений рабочего сопла Лавала, f_2, f_3 – равные площади соответственно входного и выходного сечений цилиндрической камеры смешения; площадь f_2 вычисляется отдельно при конической камере смешения);

- построения поля характеристик газоструйного компрессора $p_c=f(u, p_p, p_n)$ (p_p, p_n, p_c – давления соответственно рабочего, инжектируемого и сжатого потоков);

- вычисления абсолютных радиальных и осевых размеров газоструйного компрессора исходя из требуемой его производительности.

Для решения каждой из трех приведенных задач разработаны алгоритмы (рис. 1, 2, 3) и соответствующие компьютерные программы.

Обозначения переменных, приведенных на блок-схемах алгоритмов расчетов (рис. 1, 2, 3), соответствуют принятым в [2].

Для подтверждения адекватности разработанных на основе [2] методик расчета проведены экспериментальные исследования работы пароструйного компрессора, входящего в состав эрлифтной установки системы гидрозолошлакоудаления энергоблока № 8 Экибастузской ГРЭС-1.

Для условий энергоснабжения эрлифтов Экибастузской ГРЭС-1 вышеизложенным методом был рассчитан пароструйный компрессор с цилиндрической камерой смешения. В качестве рабочего потока принят водяной пар с параметрами 2,45 МПа (25 кгс/см²) и 500 °С, в качестве инжектируемой среды – атмосферный воздух. Требуемое абсолютное давление сжатия 0,245 МПа (2,5 кгс/см²). Результаты расчета:

$$u=0,80, \frac{f_{p1}}{f_{p*}} = 3,72, \frac{f_3}{f_{p*}} = 15,22.$$

Изготовленный на Донецком машиностроительном заводе им. ЛКУ пароструйный компрессор (рис. 4) был смонтирован в составе эрлифтной установки гидрозолошлакоудаления энергоблока № 8 Экибастузской ГРЭС-1, что позволило провести экспериментальные исследования рабочего процесса пароструйного компрессора с целью подтверждения соответствия его расчетных характеристик действительным.

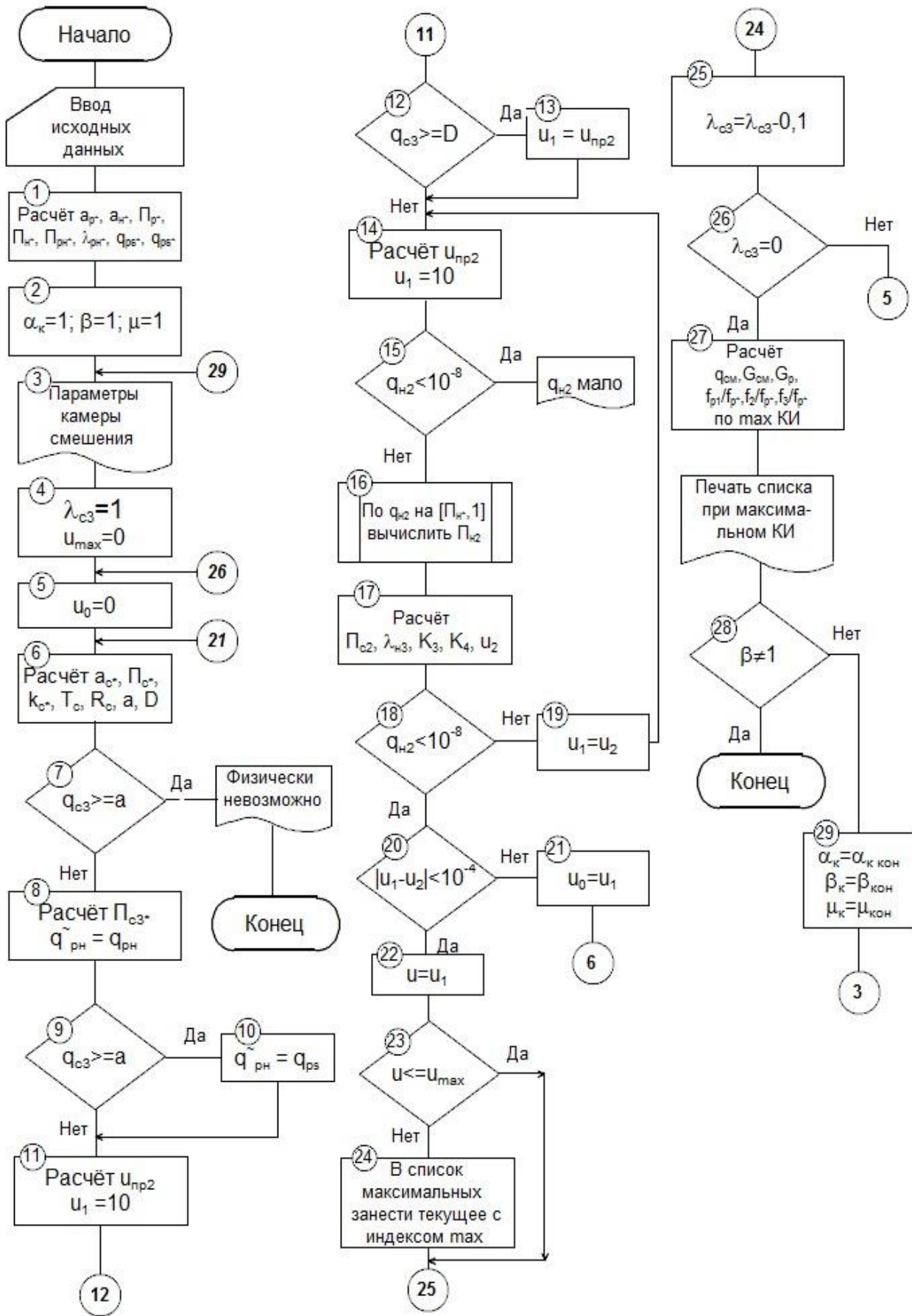


Рис. 1. Алгоритм вычисления достижимого коэффициента инжекции u и относительных геометрических параметров $f_{p1}/f_p^*, f_2/f_p^*, f_3/f_p^*$ основных сечений струйного компрессора

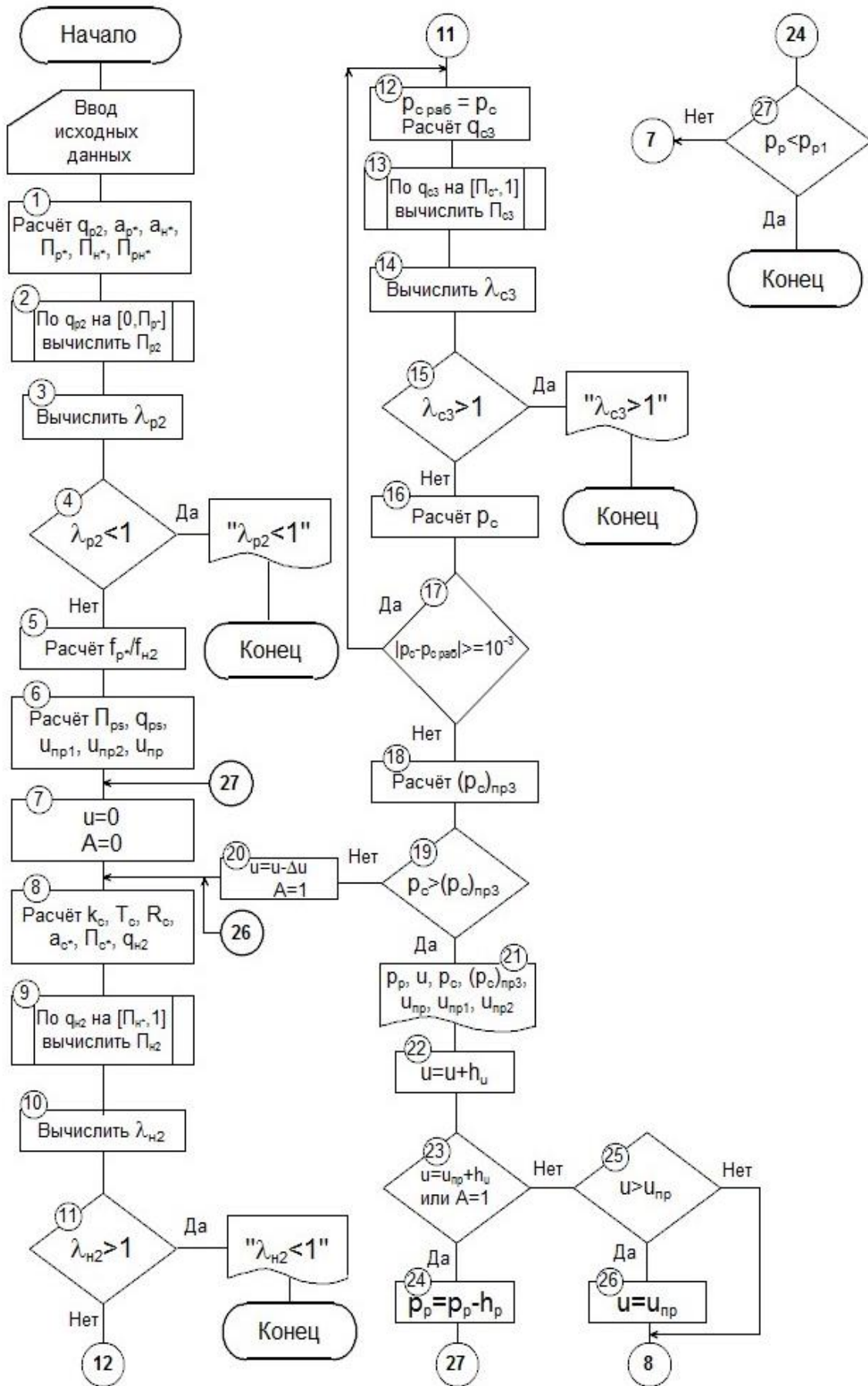


Рис. 2. Алгоритм расчета характеристик газоструйного компрессора $p_c=f(u, p_p, p_n)$

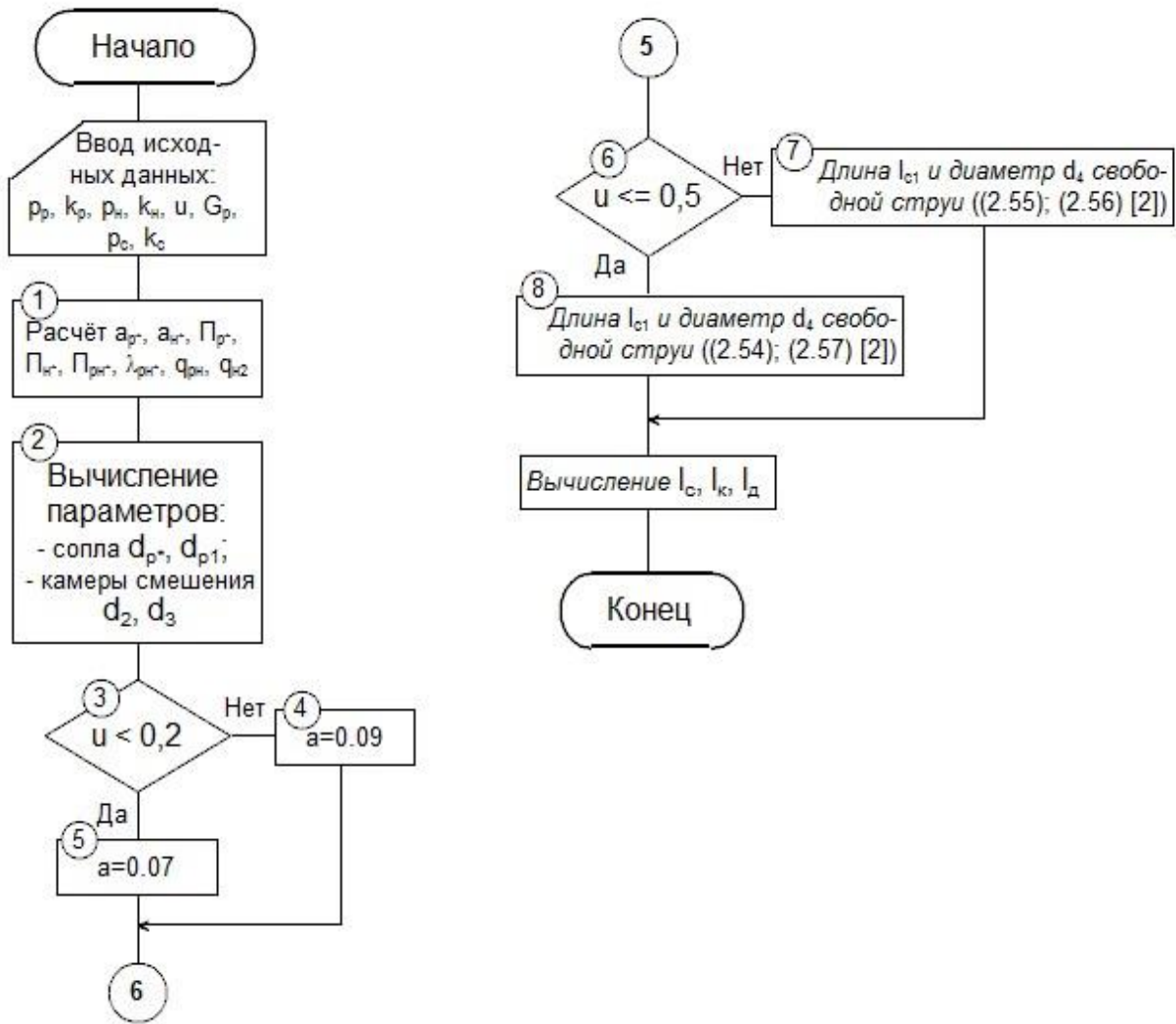


Рис. 3. Алгоритм вычисления абсолютных радиальных и осевых размеров газоструйного компрессора

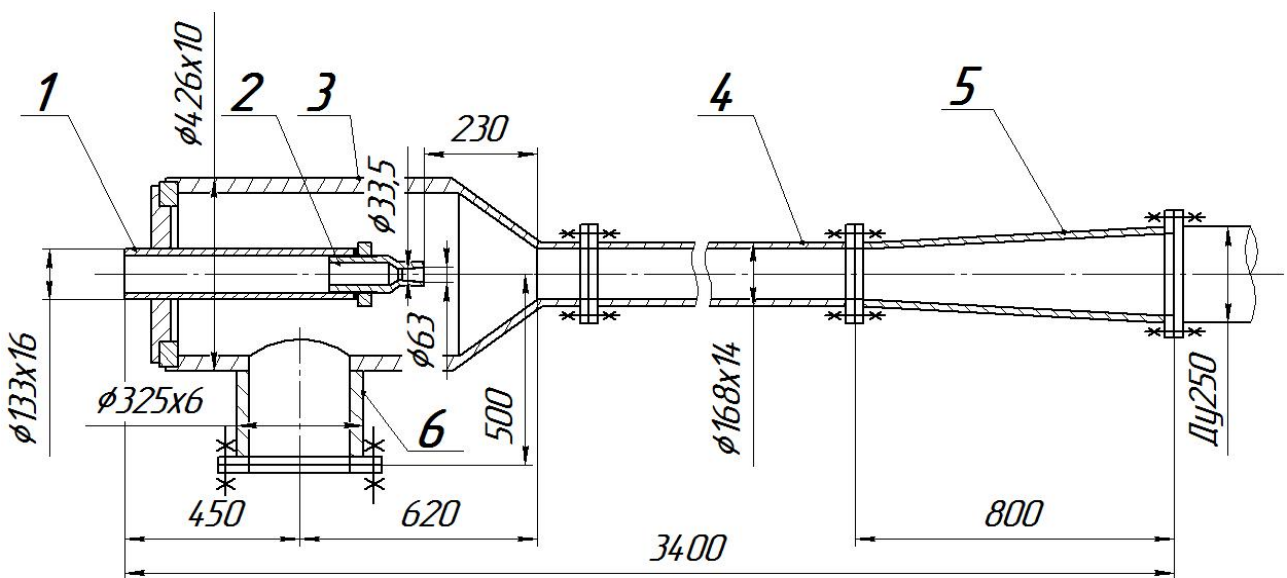


Рис. 4. Схема пароструйного компрессора:
 1 – трубопровод рабочего водяного пара; 2 – сопло Лавала; 3 – приемная камера;
 4 – камера смешения; 5 – диффузор; 6 – входной патрубок

В соответствии с технологической схемой опытно-промышленной установки (рис. 5) водяной пар от коллектора «горячего» промперегрева (4 МПа, 540 °С) котельного агрегата по трубопроводу $\varnothing 108 \times 4,5$ мм подавался в рабочее сопло

пароструйного компрессора. Инжектируемый атмосферный воздух поступал в приемную камеру компрессора по трубопроводу $\varnothing 326 \times 8$ мм, на входе в который смонтирован измерительный коллектор, помещенный в специальном коробе.

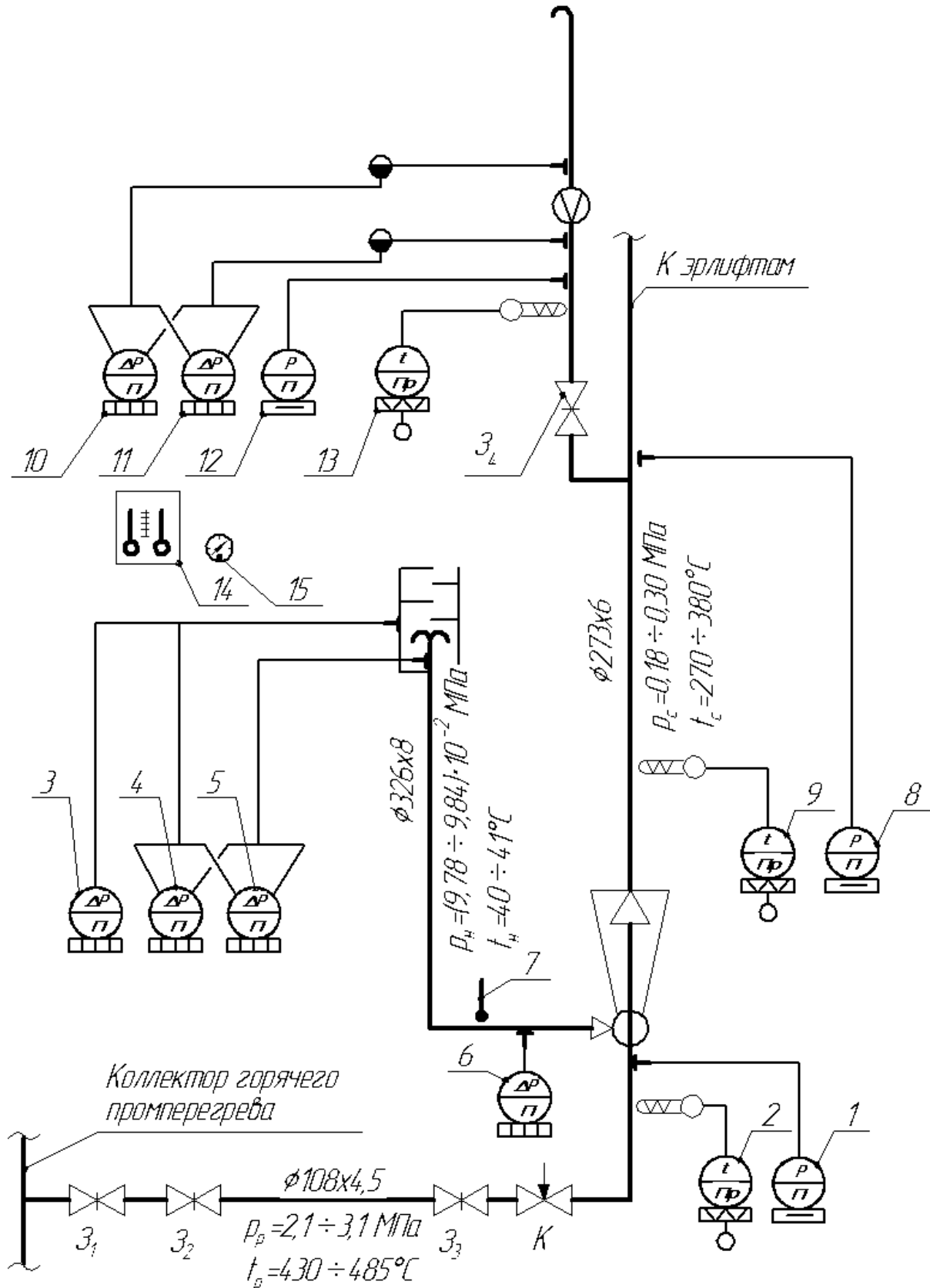


Рис. 5. Технологическая схема опытно-промышленной установки

Короб служил для предотвращения прямого попадания золы пыли во всасывающий тракт компрессора и для целей гашения шума, возможность возникновения которого ожидалась. Сжатая паровоздушная смесь по трубопроводу $\varnothing 273 \times 6$ мм сбрасывалась в атмосферу.

Задвижки Z_1, Z_2, Z_3 служили для отключения компрессора от источника водяного пара, регулирующий клапан К – для регулирования давления рабочего потока перед компрессором, а задвижка Z_4 – для регулирования давления сжатого потока после компрессора. Трубопровод подачи паровоздушной смеси к эрлифтам был отглушен.

Расход водяного пара пароструйным компрессором определялся как расход сжимаемой среды при сверхкритическом ее истечении из расширяющегося сопла Лавала [2] по показаниям сменных манометров 1 ($p_{1\max} = 60$ кгс/см², $p_{2\max} = 25$ кгс/см²) и хромель-алюмелевой термопары 2. Расход инжектируемого атмосферного воздуха измерялся при помощи измерительного коллектора, разработанного согласно рекомендациям [12]. Перед испытанием пароструйного компрессора была произведена проверка показаний измерительного коллектора при помощи напорной дифференциальной трубки Пито. Разрежение в коробе коллектора измерялось водяным U-образным дифманометром 3 ($\Delta p_{\max} = 700$ мм рт. ст.), перепад давлений в коллекторе – параллельно подключенными водяным U-образным дифманометром 4 ($\Delta p_{\max} = 700$ мм рт. ст.) и многопредельным микроманометром ММН-240 5 ($\Delta p_{\max} = 240$ мм рт. ст.). Давление и температура инжектируемого воздуха перед приемной камерой пароструйного компрессора определялись водяным U-образным дифманометром 6 ($\Delta p_{\max} = 700$ мм рт. ст.) и ртутным термометром 7 ($t_{\max} = 50$ °С) соответственно. Давление сжатия, развиваемое пароструйным компрессором, измерялось манометром 8 ($p_{\max} = 2,5$ кгс/см²), температура паровоздушной смеси после компрессора – хромель-алюмелевой термопарой 9. Температура и влажность атмосферного воздуха определялись психрометром 14, барометрическое давление – барометром 15.

На трубопроводе $\varnothing 273 \times 6$ мм сброса паровоздушной смеси в атмосферу была смонтирована измерительная диафрагма с уравнительными конденсационными сосудами. Расход паровоздушной смеси, измеренный при помощи диафрагмы, сравнивался с суммой расходов рабочего пара и инжектируемого воздуха, что максимально возможно исключало грубые и систематические ошибки измерений.

Перепад давлений на диафрагме определялся параллельно подключенными дифманометрами ДТ-50 10 и 11 ($\Delta p_{\max} = 700$ мм ст. жидкости), в

первом из которых в качестве уравнивающей жидкости использовалась ртуть, а во втором – четыреххлористый углерод плотностью $\rho = 1630$ кг/м³. Давление перед диафрагмой измерялось манометром 12 ($p_{\max} = 1,0$ кгс/см²), температура паровоздушной смеси – хромель-алюмелевой термопарой 13.

Последовательность проведения экспериментальных исследований рабочего процесса пароструйного компрессора следующая.

Регулирующим клапаном К задавалось требуемое давление рабочего пара. Задвижкой Z_4 изменялось давление сжатия пароструйного компрессора от минимально возможного (при полностью открытой задвижке Z_4) до максимально развиваемого компрессором (при котором коэффициент инжекции близок к нулю). Характеристики снимались в диапазоне изменения давления (абсолютного) рабочего пара $p_p = 2,06 \dots 3,04$ МПа (21,0...31,0 кгс/см²) с шагом $\Delta p_p = 0,196$ МПа (2,0 кгс/см²).

Как показали результаты замеров, погрешность измерения расхода паровоздушной смеси измерительной диафрагмой не превышает 5 % при условии, что в качестве истинной величины расхода принималась сумма расходов рабочего пара и инжектируемого воздуха.

На рис. 6 приведено сопоставление характеристик изготовленного пароструйного компрессора, рассчитанных по разработанному алгоритму и компьютерной программе, с экспериментальными данными. Сплошными линиями показаны расчетные характеристики компрессора, на которые нанесены опытные точки. Как видно из приведенных данных: экспериментальные точки достаточно хорошо ложатся на расчетные характеристики, несоответствие не превышает 5 %.

В целом результаты испытаний подтверждают правильность выбранного метода расчета пароструйных компрессоров и возможность применения при создании данных типов струйных аппаратов разработанных компьютерных программ для расчета достижимого коэффициента инжекции и построения поля характеристик пароструйных компрессоров.

Возникновение предельных режимов в пароструйном компрессоре описывается эмпирическим уравнением (u_{np} – коэффициент инжекции при максимально возможном давлении сжатия p_c в предельном режиме работы):

$$u_{np} = 24,25 \cdot p_c^2 - 16,85 \cdot p_c + 3,494,$$

правомерным в диапазоне давлений смешанного потока $p_c = 0,200 \dots 0,274$ МПа при давлениях рабочего водяного пара $p_p = 2,06 \dots 3,04$ МПа.

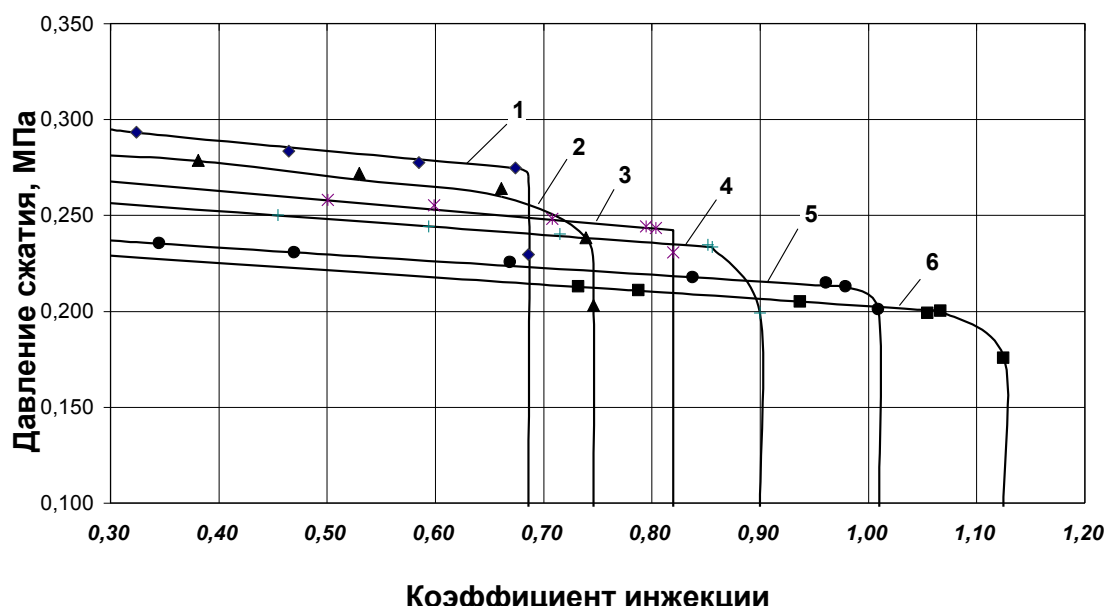


Рис. 6. Поле характеристик пароструйного компрессора:

1 – $p_p=3,04$ МПа (31 кгс/см²); 2 – $p_p=2,84$ МПа (29 кгс/см²); 3 – $p_p=2,65$ МПа (27 кгс/см²);
4 – $p_p=2,45$ МПа (25 кгс/см²); 5 – $p_p=2,25$ МПа (23 кгс/см²); 6 – $p_p=2,06$ МПа (21 кгс/см²)

Адекватность приведенного эмпирического уравнения массиву экспериментальных данных подтверждена статистическим анализом с использованием критерия Фишера.

Выводы

Результатами экспериментальных исследований рабочего процесса пароструйного компрессора в условиях Экибастузской ГРЭС-1 подтверждена адекватность разработанных алгоритмов и компьютерных программ вычисления коэффициента инжекции и относительных геометрических параметров основных сечений струйного аппарата, расчета его характеристик, а также абсолютных радиальных и осевых размеров компрессора. Разработанные методики правомерно использовать в качестве базовых при исследованиях работы газоструйных компрессоров с пульсирующей подачей рабочего потока.

Список литературы

1. Аркадов, Ю.К. Новые газовые эжекторы и эжекционные процессы. – Москва: Физматлит, 2001. – 336 с.
2. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд. – Москва: Энергия, 1989. – 352 с.
3. Дейч, М.Е. Техническая газодинамика. – М.: Энергия, 1974. – 592 с.
4. Александров, В.Ю. Оптимальные эжекторы (теория и расчёт) / В.Ю. Александров, К.К. Климовский – М.: Машиностроение, 2012. – 136 с.
5. Цегельский, В.Г. Струйные аппараты. – 2017. – 576 с.
6. Битюцких, С.Ю. Исследование и расчёт гидродинамики в струйном насосе / С.Ю. Битюцких, Е.К. Спиридонов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», ЮУрГУ. – 2016. – №1. – Т.16. – С. 5-15.
7. An, Z. Research on Status and Development of Jet // Pump International Conference on Mechatronics, Electronic, Industrial and Control Engineering: MEIC-2015. April 1-3, 2015 in Shenyang, China. – Atlantis Press. – P. 1519-1522.
8. Cai, L. A Numerical Study on the Supersonic Steam Ejector Use in Steam Turbine System / L. Cai, M. He // Mathematical Problems in Engineering. – Vol.2013. – Article ID 651483. – Cairo: Hindawi Publishing Corporation. – 9 p.
9. Gugulothu, S.K. Experimental study of the effect of mixing chamber length and diffuser angle on the performance of dredging jet pump / S.K. Gugulothu, S. Manchikatla // International Journal of Recent Advances in Mechanical Engineering (IJMECH). – No.4. – Vol.3. – 2014. – P. 119-133.
10. Кононенко, А.П. Эрлифтные установки с пароструйными компрессорами: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06; 05.14.09 / Кононенко Анатолий Петрович. – Донецк: ДПИ, 1988. – 381 с.
11. Малеев, В.Б. Специальные средства водоотлива и гидромеханизированной очистки шахтных водосборных ёмкостей: учебн. пособие / В.Б. Малеев, Е.И. Данилов, В.М. Яковлев. – Донецк: ДПИ, 1986. – 36 с.
12. Ханжонков, В.И. Аэродинамические характеристики коллекторов // Промышленная аэродинамика. Выпуск 4. – М.: БНИ ЦАГИ, 1953. – С. 45-62.

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

THE EXPERIMENTAL SUBSTANTIATION OF RATIONAL CALCULATION METHODS FOR GAS-JET COMPRESSORS

Background. The variety of jet apparatus applications led to the appearance of different methods for calculating the design characteristics of jet devices, the precise application of which in some cases is not specified. This fact often puts the designer in a difficult position when determining the parameters of jet devices.

Materials and/or methods. E. Ya. Sokolov and N. M. Singer (Heat Engineering Institute, Moscow) proposed one of the most popular methods for calculation of jet devices, including injectors (compression ratio $\epsilon < 1.2$), gas (steam) jet compressors ($1.2 \leq \epsilon \leq 2.5$) and ejectors ($\epsilon > 2.5$).

Results. The results of the experiments confirm the validity of the chosen calculation method for steam-jet compressors as the air power source for airlifts and the possibility of using the developed computer programs to calculate the achievable coefficient of injection and absolute geometric parameters when creating these types of jet devices, as well as building the field of characteristics of gas (steam) jet compressors.

Conclusion. The results of experimental studies of the steam-jet compressor working process under the conditions of Ekibastuz GRES-1 confirmed the adequacy of the developed algorithms and computer programs for calculating the injection coefficient and relative geometric parameters of the main sections of the jet apparatus, calculating its characteristics, as well as the absolute radial and axial dimensions of the compressor. The developed methods can be used as the basic methods for studying the operation of gas-jet compressors with the pulsating supply of workflow.

Keywords: gas (steam) jet compressor, injection coefficient, energy efficiency.

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 29.03.2018 г.
 © А.П. Кононенко, В.А. Панов, 2018
 Рецензент д.т.н., проф. В.П. Кондрахин

