

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ И КОНСТРУКЦИИ КАМЕРЫ СМЕШЕНИЯ ПАРОСТРУЙНОГО ЭЖЕКТОРА КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ

К.В. Осинцев, А.А. Алабугин, М.С. Алексеева

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

По результатам многокритериального моделирования газодинамических процессов даны рекомендации по конструированию эффективной камеры смешения, а также регулирования потоков воздуха и пара в элементах пароструйного аппарата. Выявлены возможности сравнительно большего снижения потерь, присосов воздуха в турбину и затрат на ремонт оборудования, чем при использовании отдельных критериев повышения эффективности паротурбинного оборудования. Проведен сравнительный анализ выбранных методов расчетов: инновационного (многокритериального) и стандартного (типового). В качестве результирующих показателей оценки методов были выбраны величины: повышения энергетической эффективности турбины вследствие предотвращения присосов воздуха в уплотнениях турбины; увеличения КПД конденсационных турбин; снижения затрат на ремонт турбины и эжектора вследствие оптимизации площади сечения камеры смешения в эжекторе. Сравнение показало лучшие результаты применения многокритериального моделирования по указанным параметрам, а также коэффициентам скорости потока, расхода рабочего пара, уменьшения размеров и повышению срока службы от 20 до 40 лет. Инновационный метод требует расширения числа критериев оптимальности и регулирования параметров процессов и геометрии конструкции на основе прямых и обратных связей многокритериальной модели. С помощью многокритериального моделирования определен необходимый состав параметров оптимизации: площадь проходного сечения конструированной камеры смешения, расход пара и термодинамические параметры потоков, а также давление всасывания.

Ключевые слова: пароструйный эжектор, камера смешения, многокритериальное моделирование газодинамических процессов и геометрия камеры.

Введение

Значительная часть методов исследования объектов отечественной теплоэнергетики и их элементов не вполне учитывает факторы, влияющие на работу эжектора. Нами выбрано направление изучения процессов повышения энергетической эффективности часто применяемых пароструйных эжекторов ЭО-50 (рис. 1) конденсационных турбин ВКВ-22-1.

Принцип действия эжектора заключается в том, что пар, подаваемый к эжектору, поступает по паропроводу 2 к соплу 3. При этом скорость пара после сопла достигает 800–1000 м/с. Теплоноситель проходит через камеру всасывания, которая соединяется с патрубком 1 подвода воздуха из конденсатора. Поступающий из конденсатора воздух увлекает за собой пар, образуя при этом паровоздушную смесь. Она проходит через диффузор 4 (скорость смеси резко падает, а давление повышается) и попадает на трубки 5 охладителя, по которым прокачивается холодный конденсат турбины. Образовавшийся в охладителе конденсат рабочего пара удаляется из корпуса эжектора че-

рез дренажный трубопровод, а воздух поступает во вторую ступень эжектора. После второй ступени воздух с давлением несколько выше атмосферного выбрасывается в помещение машинного зала. Конденсат турбины поступает в камеру 8 и проходит через камеру 7 в подогреватели низкого давления.

В расчетах рабочих характеристик эжекторов обычно осуществляется оптимизация на основе моделирования по отдельным критериям. Например, так моделируют процессы эксплуатации паротурбинного оборудования с пароструйным эжектором, имеющим конструкцию камеры смешения, которая предотвращает лишь срыв потока смеси газов.

Такой подход позволяет незначительно повысить КПД эжектора (до 1,5 %), коэффициент скорости потока (до 2,5 %), снизить расход рабочего пара (до 32,3 %), уменьшить размеры камеры смешения и повысить срок службы от 20 до 40 лет [1].

Возможности применения инновационных методов моделирования процессов паротурбинного оборудования обусловлены развитием методов

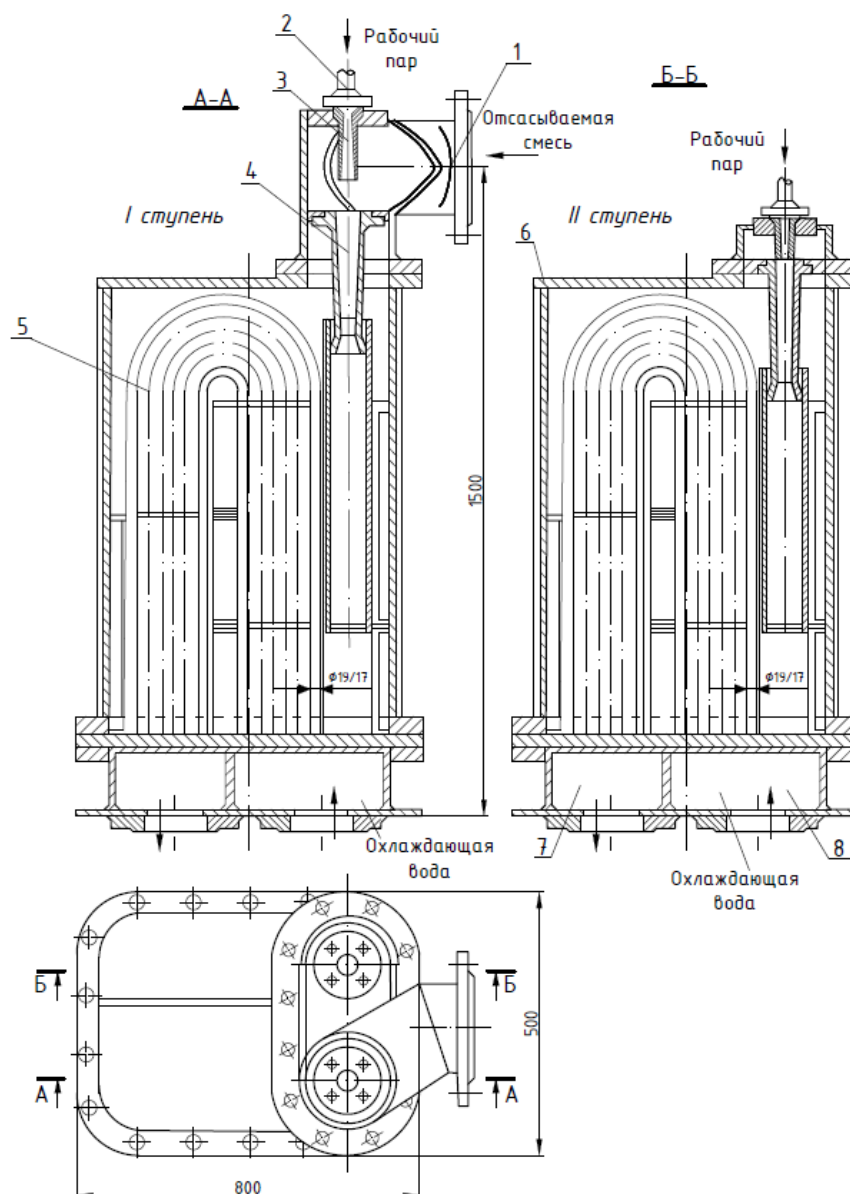


Рис. 1. Схема двухступенчатого пароструйного эжектора: 1 – патрубок подвода воздуха из конденсатора; 2 – паропровод; 3 – сопло; 4 – диффузор; 5 – трубки охладителя; 6 – корпус; 7 и 8 – выходная и входная водные камеры

теории и практики газодинамических расчетов. Кроме того, анализ результативности методов применительно к эжекторам конденсационных турбин показал необходимость расширения числа критериев оптимальности при регулировании параметров процессов и геометрии конструкции. Это подтверждает отечественный опыт конструирования камер смешения и повышения эффективности работы агрегатов, использующих многоступенчатые пароструйные эжекторы. Нерегулируемое по критериям эффективности изменение площади сечений горловин камер смешения (первой и последующей ступеней) (см. рис. 1) позволило дополнительно повысить КПД пароструйных эжекторов лишь до 7,8 % [1–3].

Также необходимо рассмотреть на принципиальной схеме работы струйного аппарата на рис. 2 принцип движения потоков сред, поступающих в камеру смешения. Из сопла А поступает рабочий пар (поток) и патрубка подвода воздуха из конденсатора поступает инжектируемый поток, вместе они поступают в камеру смешения В – конфузор и диффузор. В камере смешения происходит выравнивание скоростей с повышением давления паровоздушной смеси. Из камеры смешения В и конфузор поток поступает в диффузор, где происходит дальнейший рост давления. Получается, что давление смешанного потока на выходе из диффузора выше давления инжектируемого потока, поступающего в приемную камеру.

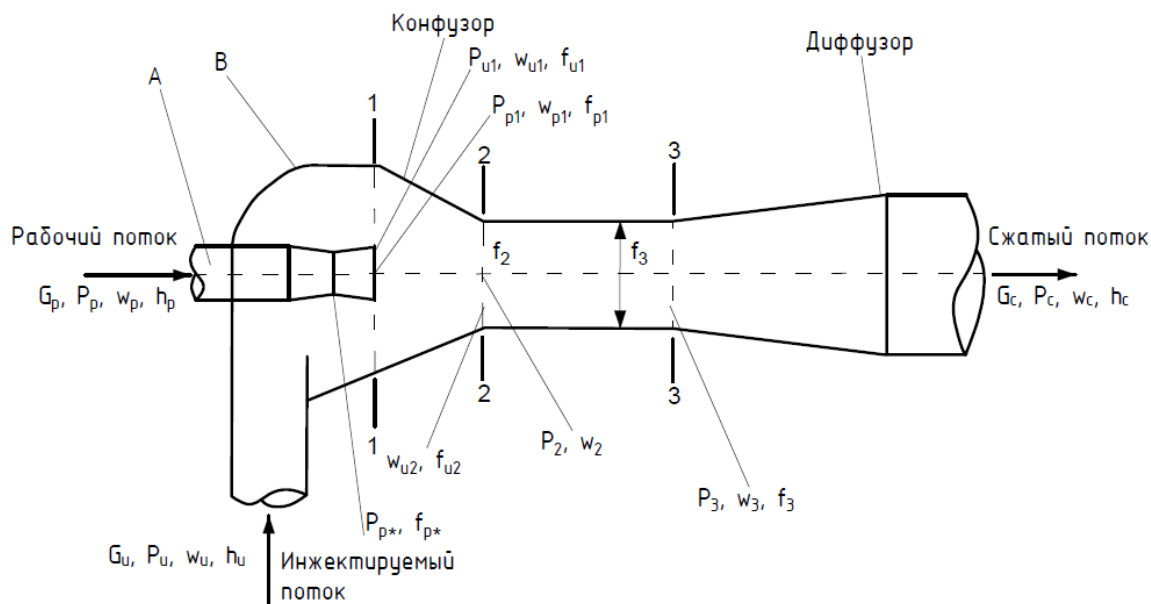


Рис. 2. Принципиальная схема работы струйного аппарата: А – сопло для подачи рабочего пара; В – камера смешения; 1, 2, 3 – сечения для расчета эжектора

Актуальность темы исследования

Актуальность многокритериального моделирования элементов паротурбинного оборудования в цифровом и физическом представлении обоснована необходимостью повышения энергетической и экологической эффективности в концепции цифровизации методов устойчивого развития страны и региона. Эта концепция заключается в обеспечении потребностей будущих поколений в энергосбережении методами, ускоряющими принятие решений в проектах и планах. При этом следует учесть положительный зарубежный опыт конструирования элементов теплоэнергетики и теплотехники по отдельным критериям оптимальности – давление всасывания, коэффициент инжекции и площадь камеры смешения [1, 2].

Постановка задачи исследования

Несоответствие состояния отечественной теплотехники современным требованиям и факторам-вызовам многокритериальности оценки приводит к снижению энергетической эффективности. Для большего повышения энергетической эффективности турбинного оборудования, сравнимого с достижениями развитых стран мира, необходимо решить следующие проблемы: чрезмерное снижение энергетической эффективности турбины вследствие присосов воздуха в уплотнениях турбины (до 5 %) [1, 3]; снижение КПД конденсационных турбин ВКВ-22-1 (до 2 %) из-за срывов потока паровоздушной смеси [1, 2, 4]; повышенные затраты на ремонт турбины и эжектора из-за неоптимальной площади сечения камеры смешения в эжекторе [3]. Недостаточная степень решения указанных проблем эжекторов определила цель работы – выявить и исследовать на основе многокrite-

риального моделирования процессов повышения энергетической эффективности эжектора турбины при интегральном применении системы критериев оптимальности в оценках трех параметров: минимизация отклонения вакуума в конденсаторе, давления всасывания и расхода пара при регулировании проходного сечения камеры смешения пароструйного эжектора по показателям энергоэффективной площади [5]. Для достижения цели решены следующие задачи оценки газодинамических процессов в паровом эжекторе: анализ влияния методов моделирования процессов повышения энергетической эффективности пароструйных эжекторов паротурбинного оборудования; совершенствование газодинамических расчетов применением трех и более критериев оптимизации; разработка методики совершенствования газодинамических расчетов для обоснования эффективных параметров камеры смешения.

Теоретическая часть

Для оценки влияния методов моделирования на энергетическую эффективность пароструйных эжекторов конденсационных турбин использованы стандартные газодинамические расчеты. Авторы исходили из гипотезы, что использование многокритериального подхода к моделированию системы методов и процессов позволит более значительно повысить возможности увеличения энергетической эффективности исследуемого оборудования. Опыт развитых стран и наши расчеты показали влияние на этот показатель увеличения числа критериев оптимальности. Кроме того, повышаются качество конструирования и возможности регулирования процессов эксплуатации оборудования, спроектированного таким образом. Проблема

снижения КПД турбины ВКВ-22-1 до 1,5–2 % из-за срывов потока паровой смеси обычно решается известными типовыми методами [4, 6]. Повышенные затраты на ремонт турбины и эжектора появляются по факторам неоптимальной площади камеры смешения в эжекторе и поставок некачественных запчастей. Это ведет к простоям оборудования, усугубляемым высоким моральным и физическим износом (в том числе из-за нерегулируемости проходных сечений камеры смешения). Возможности применения инновационных методов ограничиваются также недостаточностью финансирования, усилением влияния экономического кризиса и санкций. Срок службы оборудования при этом снижается до 15–25 лет. Из типовых стандартных методов газодинамических расчетов при моделировании использовались следующие: построение расчетных рабочих характеристик пароструйного эжектора с использованием нормативов эксплуатации оборудования и одного критерия оптимальности процессов; применение численных методов моделирования для решения нелинейных дифференциальных уравнений и другие [1, 7, 8]. Анализ указанных библиографических источников показал, что такие методы во многом решают поставленные проблемы. Однако моделирование на их основе обуславливает ряд проблем: низкая точность и чрезмерная сложность расчетов; возможность проявления собственных свойств модели из-за несоответствия критериев подобия объекта и модели; необходимость применения особых контрольно-измерительных приборов на физической модели или объекте; относительная сложность построения модели; трудности достоверной экстраполяции результатов на другие масштабы из-за отсутствия надежных критериев достоверности масштабного перехода. Несмотря на перечисленные недостатки, цифровое, или математическое и физическое моделирование часто служит единственным методом исследования. В данном случае цифровой симулятор физической модели применен для верификации результатов математического моделирования процессов эжекции [9]. Инновационные методы многокритериального моделирования позволяют получить более значительное повышение энергетической эффективности. Оптимальное решение, основанное на современных достижениях теории газодинамических процессов, отличается возможностями описания статичности и динамики взаимосвязанных процессов моделируемого симулятора объекта. Расширение числа показателей и критериев, оценивающих связанные процессы, повышает качественные и количественные возможности направлений повышения энергетической эффективности проектируемой конструкции теплотехнического оборудования [7, 8]. На этапах эксплуатации необходимо обеспечить регулируемость процессов с использованием дополнительной информации по прямым и обратным связям

методов. Многокритериальная модель и предлагаемая система критериев расширяют возможности регулирования обратной связи не только между методами, но и между расчетной моделью симулятора и физической моделью. Дополнительные эксперименты приводят к уточнению системы моделей, углублению знаний об этом явлении, к постановке новых экспериментов [7, 8].

Научная часть

Методика расчетов может быть отображена моделью многокритериальной оптимизации параметров реализации газодинамических процессов в пароструйном эжекторе конденсационной турбины (рис. 3). Многокритериальность предлагается обеспечить на основе комбинирования стандартных (типовых) методов расчета в многокритериальной модели. Для этого применяется численное моделирование процессов образования паровоздушной смеси газов в эжекторе исследованием взаимосвязи показателя-свойства энергетической эффективности и факторных параметрических показателей. Методика расчета и моделирования процессов представлена моделью алгоритмического вида на рис. 3. Использование ее прямых и обратных связей (по условиям 2, 10, 13 и 16) позволит оценить повышение энергетической эффективности по показателю увеличения КПД в итоге оптимизации. Выбрана система трех критериев, измеряемых термодинамическими и геометрическими параметрами минимизации: давление всасывания; расход пара и термодинамических параметров потоков; площадь эффективной камеры смешения, регулируемая по указанным параметрам. Они определяют обоснованные направления совершенствования камер смешения эжекторов. Моделирование геометрических характеристик сопел камеры смешения эжектора позволяет регулировать указанные параметры в необходимом диапазоне. Особенно это актуально для эжекторов конденсационных установок, так как в процессе эксплуатации могут изменяться такие параметры, как расходы и температуры подсосываемой паровоздушной смеси и циркуляционной воды. Поэтому требуется разработка обоснованной регулируемой геометрии камеры смешения в конструкциях таких установок. Под регулированием геометрии камеры смешения понимается возможность изменять основные геометрические характеристики – отношение площадей входных сечений сопел для эжектирующего и эжектируемого сред $\alpha = f_1/f_2$ в последовательности этапов алгоритма, как цифровой модели процессов конструирования и функционирования эжектора (см. рис. 3) с учетом критического режима работы эжектора. Критический режим работы эжектора – переход от сверхзвуковой скорости к дозвуковой скорости, который достигается при помощи скачков уплотнения для обеспечения наиболее выгодного режима работы пароструйного эжектора.

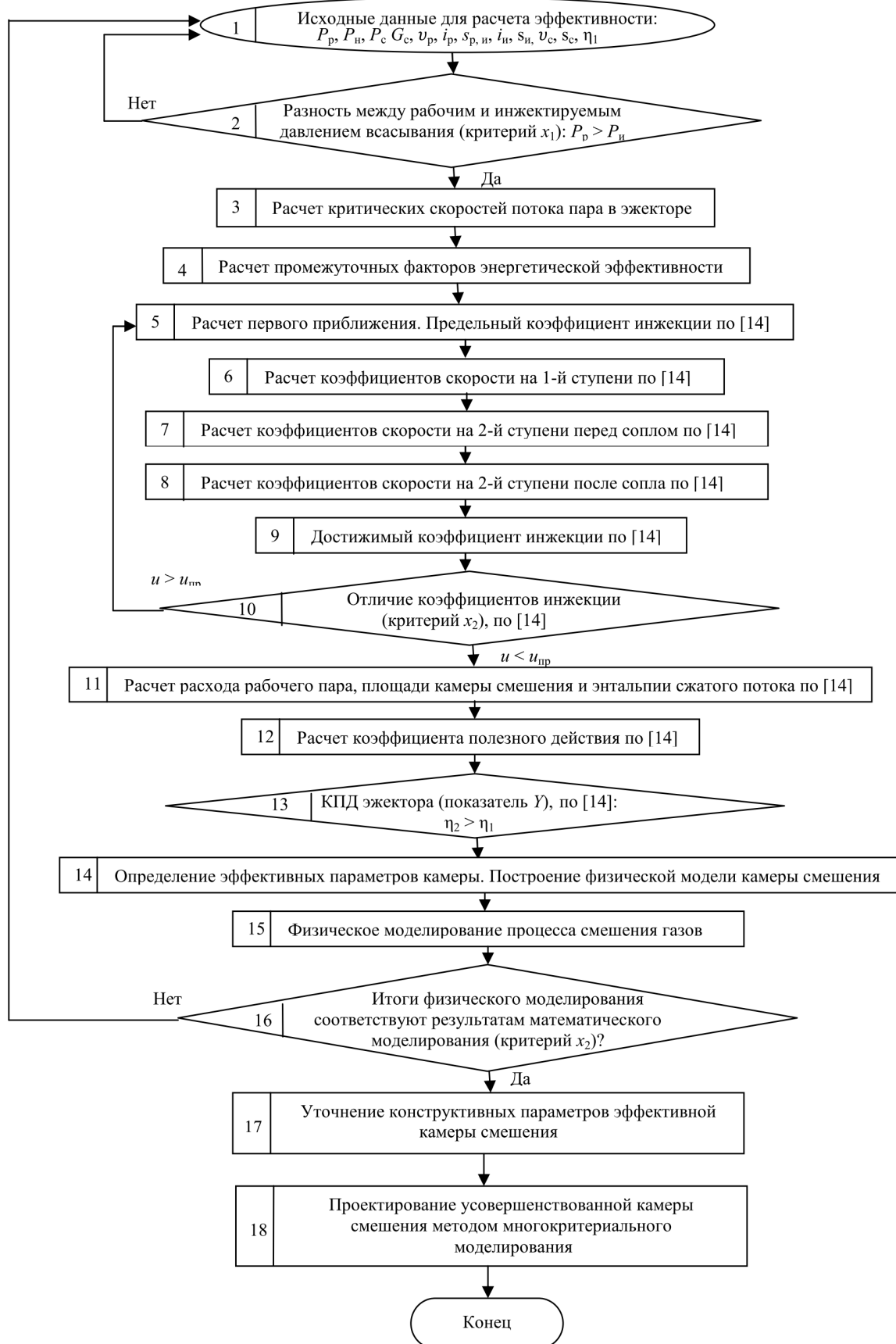


Рис. 3. Цифровая модель многокритериальной оптимизации параметров камеры смешения пароструйного эжектора

1. Определение характеристики эжектора. Исходными данными для построения характеристики эжектора являются параметры, которые определяют скорость звука в рабочем паре (α_{p*}) и инжектируемом потоке ($\alpha_{и*}$).

2. Оценка условия между давлением рабочим и инжектируемым всасывания ($P_p > P_{и}$). Затем рассчитываются относительные давления ($P_{и}/P_p$) по формуле (1).

3–8. Расчеты стандартных факторов и коэффициентов для определения по формуле (1) предельного коэффициента инжекции $u_{пр}$.

9. Оценка достижимого коэффициента инжекции по формуле (2).

10. Проверка условия: если оно верно, то необходимо переходить ко второму этапу методики.

11, 12. Расчет условия 13 для определения КПД эжектора (показатель-свойство Y как цель повышения энергетической эффективности эжектора) по формуле (3).

Далее переходим к третьему этапу – условие 14 и 15, в которых необходимо определить расход рабочего пара по формуле (4) и эффективные параметры камеры смешения по формуле (5). На заключительном этапе необходимо сопоставить результаты физического и математического модели-

рования. Их совпадение позволяет уточнить реальные параметры камеры смешения, корректировать указанные параметры, полученные при расчете. В итоге повышается обоснованность конструирования и регулирования геометрии камеры смешения. Моделирование процессов регулирования геометрии камеры является предметом дальнейших исследований. В газодинамических расчетах используются известные исходные данные рабочих эжекторов ЭО-50, ЭО-50М и формулы [10–15], сведенные в табл. 1. Дополнительно введены критерии в блок-схеме расчета (рис. 4):

Y – показатель энергетической эффективности паротурбинного оборудования, а x_1 – это показатели-факторы (причины, вызывающие проблемы):

x_1 – давление всасывания в эжектор ($P_p > P_{и}$), где P_p – насыщенный рабочий пар перед эжектором, Па; $P_{и}$ – инжектируемый насыщенный пар, Па. Определим критерий x_1 по формуле (1).

Опишем уравнением (1) рабочий участок характеристики работы пароструйного эжектора $P_{и} = f(u)$ в диапазоне давлений всасывания от $P_{и}$, которому соответствует $u = 0$, до $P_{и} = P_{p1}$:

$$u_{пр} = \left(\mu \frac{f_3}{f_{p*}} - \frac{1}{q_{рп}} \right) \cdot \frac{k_n}{k_p} \cdot \frac{\Pi_{и*}}{\Pi_{p*}} \cdot \frac{a_{p*}}{a_{и*}} \cdot \frac{P_{и}}{P_p}, \quad (1)$$

Таблица 1

Газодинамический расчет рабочих эжекторов ЭО-50 и ЭО-50М по критериям оптимизации (дополненная часть расчетов) по алгоритму рис. 3

Показатели по этапам алгоритма	Обозначения	Размерность	Формулы расчета	Результаты расчета		
				Стандартный метод	Многокритериальный метод	
1	2	3	4	5	6	7
1. Исходные данные	u_p	м ³ /кг	По табл. 1 [13]	0,32	0,32	0,32
	i_p	кДж/кг		2756	2756	2756
	s_p	кДж/(кг·К)		6,76	6,76	6,76
	$u_{и}$	м ³ /кг	По табл. 1 [13]	26,4	26,4	26,4
	$i_{и}$	кДж/кг		2564	2564	2564
	$s_{и}$	кДж/(кг·К)		8,35	8,35	8,35
2. Расчет критических скоростей потока пара в эжекторе по критерию x_1	α_{p*}	м/с	По формуле 1.2 [14]	442	451	395
	$\alpha_{и*}$	м/с	По формуле 1.2 [14]	380	389	367
3. Расчет промежуточных факторов энергетической эффективности	$\sqrt{\theta}$	–	$\sqrt{\theta} = \frac{\alpha_{и*}}{\alpha_{p*}}$	0,8597	0,86	0,964
	$\frac{1}{\sqrt{\theta}}$	–	$\frac{1}{\sqrt{\theta}}$	1,16	1,16	1,037
	$\frac{\Pi_{p2} = \Pi_p}{и}$	–	По формуле 2.2 [14]	0,0083	0,009	0,009
	$\lambda_{рп}$	–	По газодинамическим таблицам П2 [13]	2,63	2,62	2,67
	$q_{рп}$	–	По газодинамическим таблицам П2 [13]	0,0652	0,066	0,0759

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6	7
Расчет первого приближения						
4. Расчет первого приближения. Определение предельного коэффициента инжекции	$\lambda_{с3}$	–	Принимаем по газодинамическим таблицам П2 [13]	0,57	0,562	0,594
	$q_{с3}$	–	Принимаем по газодинамическим таблицам П2 [13]	0,793	0,785	0,815
	$\Pi_{с3}$	–	Принимаем по газодинамическим таблицам П2 [13]	0,84	0,844	0,827
	$u_{пр}$	–	По формуле 2.32 [14]	0,289	0,296	0,395
	$q_{и2}$	–	По формуле 2.30 [14]	0,659	0,661	0,658
	$\lambda_{и2}$	–	По газодинамическим таблицам П2 [13]	0,446	0,448	0,453
4. Расчет первого приближения. Определение предельного коэффициента инжекции	$\Pi_{и2}$	–	Принимаем по газодинамическим таблицам П2 [13]	0,899	0,899	0,904
	$\Pi_{с2}$	–	Аналогично по формуле 2.2 [15]	0,157	0,157	0,157
5. Расчет коэффициентов скорости на 1-й ступени	K_1	–	По формуле 2.20 [14]	0,834	0,834	0,834
	K_2	–	По формуле 2.21 [14]	0,812	0,812	0,812
6–7. Расчет коэффициентов скорости на 2-й ступени	K_3	–	По формуле 2.22 [14]	1,784	1,8	1,159
	K_4	–	По формуле 2.23 [14]	8,841	8,979	7,229
8. Достижимый коэффициент инжекции	u	–	По формуле 2.24 [14]	0,282	0,296	0,394
9. Отличие коэффициентов инжекции по критерию x_2	δu	%	$\delta u = \frac{ u - u_{пр} }{0,5 \cdot (u + u_{пр})} \cdot 100 \%$	2,5	0,2	0
$u < u_{пр}$ – расчеты выполнены верно и соответствуют условию 9						
10. Определение расхода рабочего пара	G_p	кг/с	$G_p = \frac{G_c}{1 + u}$	6,08	4,86	3,08
10. Определение площади камеры смешения и энтальпии сжатого потока	f_*	м ²	$f_* = \frac{G_p \cdot \alpha_*}{k \cdot \Pi_* \cdot P_0} \cdot 10^{-3}$	7,644	6,24	3,59
	f_p	м ²	$f_p = \frac{G_p \cdot \alpha_{p*}}{k \cdot \Pi_{p*} \cdot P_p \cdot q_{p2}} \cdot 10^{-3}$	0,073	0,054	0,030
	f_u	м ²	$f_u = \frac{G_u \cdot \alpha_{u*}}{k \cdot \Pi_{u*} \cdot P_u \cdot q_{u2}} \cdot 10^{-3}$	0,081	0,06	0,033
	f_2	м ²	$f_2 = (f_p + f_u) \cdot 10^{-3}$	0,154	0,144	0,063
	f_3	м ²	$f_3 = \frac{G_c \cdot \alpha_{c*}}{\beta \cdot k \cdot \Pi_{c*} \cdot P_c \cdot q_{c2}} \cdot 10^{-3}$	0,05	0,041	0,0297
	i_c	кДж/кг	$i_c = \frac{i_p + u \cdot i_u}{1 + u}$	2709,9	2708,3	2698,2
11–16. Расчет коэффициента полезного действия. Проверяем условия 13, 14, 16 по критерию x_3 . Затем приступаем к конструированию усовершенствованной камеры смешения; пункты 17–18	η	%	$\eta = \frac{u \cdot (i_c - i_u - T_{о.с.} \cdot (s_c - s_u))}{i_p - i_c - T_{о.с.} \cdot (s_p - s_c)} \cdot 100 \%$	25,8	26,9	33,6

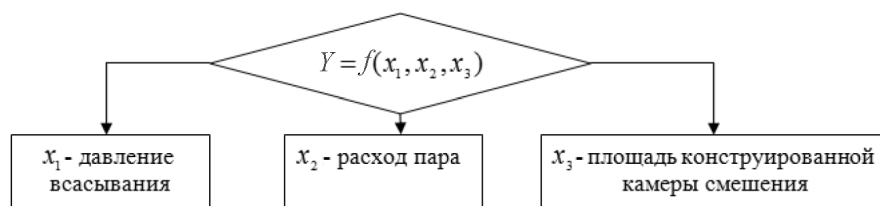


Рис. 4. Блок-схема расчета математической модели исследования объектов

где P_c – давление сжатого воздуха на выходе из эжектора, Па;

$P_{и}$ – давление инжектируемого пара, Па;

P_p – давление рабочего пара, Па [14].

x_2 – расход пара на турбину и эжектор, а также термодинамические параметры рабочего, инжектируемого и смешанного потоков, в данном случае отличие коэффициентов инжекции (δu) по формуле (2). Из формулы (1) определяем отличие коэффициентов инжекции по формуле (2)

$$\delta u = \frac{|u - u_{пр}|}{0,5 \cdot (u + u_{пр})} \cdot 100 \%, \quad (2)$$

где $u_{пр}$ – предельный коэффициент инжекции;

u – достижимый коэффициент инжекции [14].

x_3 – площадь конструируемой камеры смешения усовершенствованного (наиболее эффективно) эжектора. Данные показатели-факторы помогают нам наглядно на рис. 3 определить, от чего зависит показатель энергетической эффективности (КПД) данного объекта исследования. Проверяем условия 13, 14, 16 по критерию x_3 – КПД эжектора (η , %), расхода рабочего пара (G_p , кг/с) и площади камеры смешения (f , м²) по формулам (3)–(5) [14]. Коэффициент полезного действия рассчитывается по формуле (3)

$$\eta = \frac{u \cdot (i_c - i_{и} - T_{о.с.} \cdot (s_c - s_{и}))}{i_p - i_c - T_{о.с.} \cdot (s_p - s_c)} \cdot 100 \%, \quad (3)$$

где u – достижимый коэффициент инжекции;

i_c – энтальпия сжимаемого потока, кДж/кг;

s_c – энтропия сжимаемого потока, кДж/(кг·К);

$i_{и}$ – энтальпия инжектируемого потока, кДж/кг;

$s_{и}$ – энтропия инжектируемого потока, кДж/(кг·К);

i_p – энтальпия рабочего потока, кДж/кг;

s_p – энтропия рабочего потока, кДж/(кг·К);

$T_{о.с.}$ – температура рабочего тела в состоянии равновесия с окружающей средой, $T_{о.с.} = 293$ К [14].

Расход рабочего пара определяется по формуле (4)

$$G_p = \frac{G_c}{1 + u}, \quad (4)$$

где G_c – расход сжатого пара, кг/с;

u – достижимый коэффициент инжекции.

Критическое сечение любого потока выражается формулой (5), более подробно формулы для расчета всех участков камеры смешения представлены в табл. 1 [14]:

$$f_* = \frac{G_p \cdot \alpha_*}{k \cdot \Pi_* \cdot P_0} \cdot 10^{-3}, \quad (5)$$

где G_p – массовый расход рабочего пара, кг/с;

α_* – местная скорость звука;

k – показатель адиабаты, $k = 1,13$;

Π_* – относительное давление потока;

P_0 – насыщенный рабочий пар перед эжектором, Па [14].

Сравнение результатов

По результатам численного моделирования с использованием электронного симулятора эжектора, алгоритмической модели и типовых газодинамических расчетов по условиям 2, 10, 13 и 16 – инновационного и типового методов построены графики исследуемых зависимостей на рис. 5 и 6 с зависимостями $P_{и}/P_p = f(\eta)$ и $f_2/f_3 = f(\eta)$ [2,7–9]. Согласно [7, 10, 14] при отношении выходного диаметра ($d_{с,вых}$ расширяющейся части сопла к диаметру ($d_{к,м}$) камеры смешения, при равном отношении ($d_{с,вых}/d_{к,м} = 1,1–1,7$, достигается максимальный КПД эжектора с давлением на выходе выше давления рабочего потока. Также известно, что площадь минимального поперечного сечения f_2 конфузора камеры смешения превышает площадь минимального поперечного сечения f_3 диффузора камеры смешения эжектора, принимаются отношение значений указанных площадей в пределах $1,1 \leq f_2/f_3 < 3,7$ (рис. 6). По результатам теоретических и экспериментальных исследований авторов [7, 10, 14] единственным условием получения большего давления смеси «пар – жидкость» на выходе из эжектора, чем давление рабочего пара, является небольшое превышение площади f_2 минимального поперечного сечения конфузора над площадью f_3 минимального поперечного сечения камеры смешения, таким образом требуется выполнение условия $f_2/f_3 > 1$ [7, 10, 14].

Из табл. 2 можно сделать вывод, что отношение площадей и их варьирование позволит повысить эффективность камеры смешения эжектора, следовательно, повысить энергетическую эффективность турбинного и паротурбинного оборудования на предприятиях. С помощью электронного симулятора и соблюдения указанного соотношения диапазонов возможно выполнять расчеты быстро и без ошибок. Результаты расчетов сведены в табл. 2. Результаты моделирования камеры смешения позволяют выявить зоны эффективной работы,

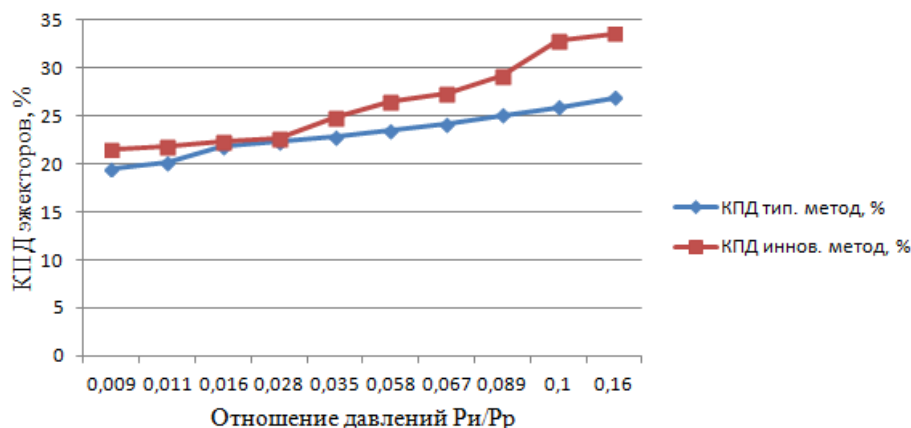


Рис. 5. Результаты многокритериального моделирования зависимости отношений давлений от КПД эжектора

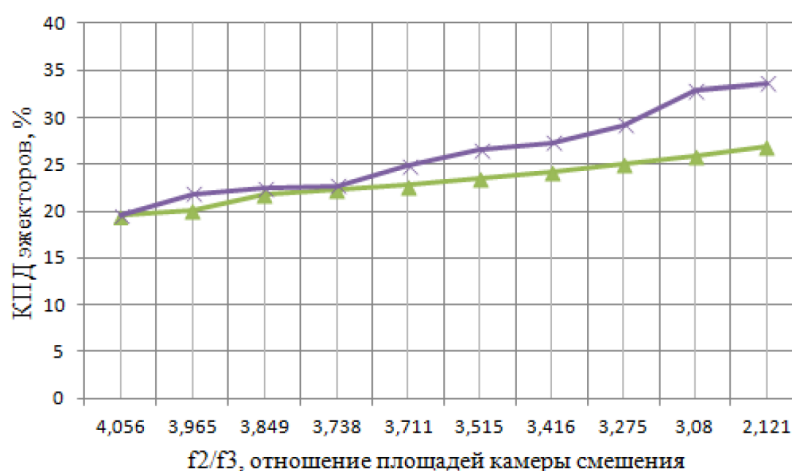


Рис. 6. Результаты стандартного (типового) и многокритериального (инновационного) моделирования с учетом отношения значений указанных площадей в пределах $1,1 \leq f_2/f_3 < 3,7$

Таблица 2
Расчет оптимальных параметров пароструйных эжекторов типовым и инновационным методами

P_i/P_p , Па	КПД _{тип} , %	КПД _{иннов} , %	$(d_c)_{\text{вых}}/(d_k)_m$	f_2/f_3
1	2	3	4	5
0,009	19,5	21,5	0,667	4,056
0,011	20,1	21,8	0,750	3,965
0,016	21,8	22,4	0,800	3,849
0,028	22,3	22,7	0,933	3,738
0,035	22,8	24,8	1,067	3,711
0,058	23,5	26,5	1,200	3,515
0,067	24,2	27,3	1,333	3,416
0,089	25,1	29,2	1,467	3,275
0,1	25,9	32,8	1,600	3,080
0,16	26,9	33,6	1,789	2,121

показанные на рис. 6. В такой модели эжектора появляются возможности регулирования характеристик площади проходного сечения и изменение геометрии камеры смешения, являющиеся предметом дальнейших исследований.

При увеличении количества факторов, влияю-

щих на работу эжектора, выяснилось, что потребуется произвести большое количество расчетов и экспериментов для решения данного вопроса в исследовании.

Одним из основных факторов, влияющих на уменьшение площади проходного сечения камеры

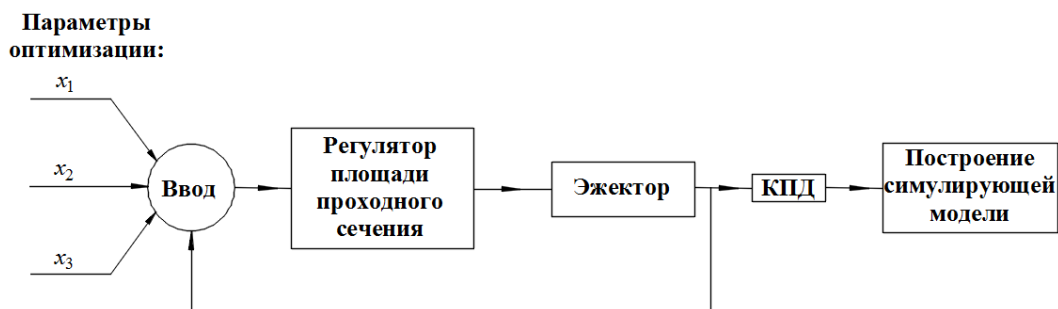


Рис. 7. Модель симулятора модели эжектора

смешения, является давление паровоздушной смеси. Учитывается отношение площадей осевого конфузора и осевого диффузора (f_2/f_3).

Практическая значимость

С помощью построенной алгоритмической модели оптимизации параметров эжекторов определены возможности большего повышения эффективности в сравнении со стандартными методами. Использование электронного симулятора физической модели (рис. 7) позволит снизить время проектирования и конструирования камеры смешения и средства на изготовление деталей оборудования.

Заключение

Поставленная цель достигнута с помощью построения алгоритмической многокритериальной модели, позволяющей осуществить газодинамические расчеты эжекторов с использованием систе-

мы методов, верифицируемые с использованием электронного симулятора физической модели. Обоснованы более значительные возможности повышения эффективности пароструйного эжектора: КПД – на 7,8 % при снижении расхода пара на 3 кг/с. Многокритериальная модель использует систему методов его цифровой модели обоснования конструкции и регулирования, связанных прямыми и обратными связями. Это определило необходимость расширения состава и оптимизации системы параметров: площадь проходного сечения конструированной камеры смешения, расход пара и термодинамические параметры потоков, учитывающие давление всасывания. Результаты моделирования рекомендованы к применению в практике проектирования модернизации конструкций и эксплуатации исследуемого оборудования.

Литература

1. Спиридонов, Е.К. Пути оптимизации работы водовоздушного струйного вакуумного насоса в системах вакуумирования энергетических установок / Е.К. Спиридонов, А.Р. Исмагилов // Изв. Самар. науч. центра Рос. акад. наук. – 2012 – Т. 14, № 1 (2). – С. 689–692.
2. Эжекторы конденсационных установок паровых турбин: учеб. пособие / К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Д.В. Брезгин, И.Б. Мурманский. – Екатеринбург: Изд-во Урал. федерал. ун-та, 2015. – 131 с.
3. Пат. 116190 Российская Федерация, МПК7 F 04 F 5/02. Струйная насосная установка / Ю.А. Сазонов, Е.С. Казакова. – № 2012102996/06; заявл. 30.01.12; опубл. 20.05.12, Бюл. № 14.
4. Орлик, В.Г. Перерасход топлива из-за присосов воздуха в вакуумную систему паровых турбин / В.Г. Орлик, Н.В. Аверкина, И.А. Носовицкий // Тепловые электростанции. – 2009. – № 11. – С. 2–12.
5. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
6. Пароготурбинные установки: эжекторы конденсационных установок: учеб. пособие для вузов / К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Д.В. Брезгин, И.Б. Мурманский. – М.: Юрайт, 2019. – 129 с.
7. Рейзлин, В.И. Математическое моделирование: учеб. пособие / В.И. Рейзлин. – М.: Юрайт, 2016. – 128 с.
8. Федоткин, И.М. Математическое моделирование технологических процессов / И.М. Федоткин. – М.: Ленанд, 2015. – 416 с.
9. Солонина, А.И. Цифровая обработка сигналов. Моделирование в Simulink / А.И. Солонина. – СПб.: БХВ-Петербург, 2012. – 432 с.
10. Пат. 2645635 Российская Федерация, МПК F04F5/30. Пароструйный трёхступенчатый эжектор / Ю.М. Бродов, В.К. Куцов, А.Ю. Рябчиков, К.Э. Аронсон, И.Б. Мурманский, Н.В. Желонкин, Д.В. Брезгин, С.И. Хаेत; заявитель и патентообладатель: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – № 2016126736; заявл. 04.07.2016; опубл. 26.02.2018, Бюл. 6. – 4 с.
11. Бродов, Ю.М. Надёжность пароструйных эжекторов паротурбинных установок ТЭС / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, И.Б. Мурманский, С.И. Хаेत // Энергетик. – 2016. – № 12. – С. 40–41.

12. Мурманский, И.Б. Совершенствование многоступенчатых пароструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин: дис. ... канд. техн. наук / И.Б. Мурманский. – Екатеринбург, 2018. – 176 с.

13. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочные материалы для практических и лабораторных занятий / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергия. – 2012. – 84 с.

14. Акмен, Р.Г. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет эжектора» для студентов специальностей 7.090510 «Теплоэнергетика» и 7.000008 «Энергетический менеджмент» / сост. Р.Г. Акмен, А.П. Желтоноженко. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 20 с.

15. Бутенко, А.Г. Повышение эффективности работы центральных эжекторов / А.Г. Бутенко, С.Ю. Смык // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2013. – № 2. – С. 62–65.

Осинцев Константин Владимирович, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск; osintcevkv@susu.ru.

Алабугин Анатолий Алексеевич, д-р экон. наук, доцент, профессор кафедры «Прикладная экономика», профессор кафедры «Промышленная теплоэнергетика», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск; alabuginaa@susu.ru.

Алексеева Мария Сергеевна, магистрант кафедры «Промышленная теплоэнергетика», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск; p1989ams27@susu.ru.

Поступила в редакцию 12 февраля 2020 г.

DOI: 10.14529/power200301

MULTI-CRITERIA MODELING OF PROCESSES IN A VAPORJET CONDENSATION TURBINE EJECTOR MIXING CHAMBER AND ITS DESIGN

K.V. Osintsev, osintcevkv@susu.ru,

A.A. Alabugin, alabuginaa@susu.ru,

M.S. Alekseeva, p1989ams27@susu.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

The paper presents recommendations on designing an efficient mixing chamber and regulating air and steam flows in the elements of a steam-jet apparatus based on the results of multi-criteria modeling of gas-dynamic processes. The paper also reveals the possibilities to provide a greater reduction in losses, air suction into the turbine and equipment repair costs compared to the cases when individual criteria for increasing the steam turbine equipment efficiency are used. The selected calculation methods, i.e. innovative (multi-criteria) and standard (standard), have been analyzed comparatively. As a result of the methods evaluation, the authors selected the following indicators: increased energy efficiency of the turbine due to the prevention of air suction in the turbine seals; increased efficiency of condensing turbines; reduced repair and maintenance costs for the turbine and ejector due to the ejector mixing chamber cross-sectional area optimization. Based on the comparison, the best results were shown with the multi-criteria modeling according to the indicated parameters, the coefficients of the flow rate, working steam consumption, size reduction and increase in service life from 20 to 40 years. The innovative method requires a larger number of optimality criteria and the regulation of process parameters and design geometry based on direct and feedback multi-criteria models. Using multi-criteria modeling, the authors determined the necessary composition of optimization parameters, i.e. the flow area of the designed mixing chamber, steam flow rate and thermodynamic flow parameters, as well as suction pressure.

Keywords: steam jet ejector, mixing chamber, multi-criteria modeling of gas-dynamic processes and chamber geometry.

References

1. Spiridonov E.K., Ismagilov A.R. [Ways of optimizing the operation of a water-air jet vacuum pump in the vacuum systems of power plants]. *Izv. Samar. scientific center of Ros. Acad. Sciences*, 2012, vol. 14, no. 1 (2), pp. 689–692. (in Russ.)
2. Aronson K.E., Ryabchikov A.Yu., Brezgin D.V., Murmansk I.B. *Ezhektory kondensatsionnykh ustanovok parovykh turbin: uchebnoye posobiye* [Ejectors of condensing units of steam turbines: a training manual]. Ekaterinburg, Ural. Fed. University Publ., 2015. 131 p.
3. Sazonov Yu.A., Kazakova E.S. *Struynaya nasosnaya ustanovka* [Jet pump installation]. Patent RF, no. 116190, 2012.
4. Orlik V.G., Averkina N.V., Nosovitsky I.A. [Overexpenditure of fuel due to air suction into the vacuum system of steam turbines]. *Thermal Power Plants*, 2009, no. 11, pp. 2–12. (in Russ.)
5. Sokolov E.Ya., Singer N.M. *Struynnye apparaty* [Inkjet apparatuses]. 3rd ed., Revised. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1989. 352 p.
6. Aronson K.E., Ryabchikov A.Yu., Brezgin D.V., Murmanskii I.B. *Parogazoturbinnyye ustanovki: ezhektory kondensatsionnykh ustanovok: uchebnoye posobiye dlya vuzov* [Steam-gas turbine units: ejectors of condensing units: a textbook for universities]. Moscow, Yurait Publ., 2019. 129 p.
7. Reizlin V.I. *Matematicheskoye modelirovaniye: uchebnoye posobiye* [Mathematical modeling. Textbook]. Moscow, Yurayt Publ., 2016. 128 p.
8. Fedotkin I.M. *Matematicheskoye modelirovaniye tekhnologicheskikh protsessov* [Mathematical modeling of technological processes]. Moscow, Lenand Publ., 2015. 416 p.
9. Solonina A.I. *Tsifrovaya obrabotka signalov. Modelirovaniye v Simulink* [Digital signal processing. Modeling in Simulink]. St. Petersburg, BHV-Petersburg, 2012. 432 p.
10. Brodov Yu.M., Kuptsov V.K., Ryabchikov A.Yu., Aronson K.E., Murmanskii I.B., Zhelonkin N.V., Brezgin D.V., Khayet S.I. *Parostruynnyy trekhstupenchatyy ezhektor* [Three-stage steam jet]. Patent RF, no. 2645635, 2018.
11. Brodov Yu.M., Aronson K.E., Murmanskii I.B., Khayet S.I. [Reliability of steam-jet ejectors of steam turbine units of TPPs]. *Energetik*, 2016, no. 12, pp. 40–41. (in Russ.)
12. Murmanskii I.B. *Sovershenstvovaniye mnogostupenchatykh parostruynnykh ezhektorov kondensatsionnykh ustanovok parovykh turbin* [Improvement of multi-stage steam-jet ejectors of condensing units of steam turbines. Cand. sci. diss.]. Ekaterinburg, 2018. 176 p.
13. Rivkin S.L., Alexandrov A.A. *Termodinamicheskiye svoystva vody i vodyanogo para. Spravochnyye materialy dlya prakticheskikh i laboratornykh zanyatiy* [Thermodynamic properties of water and water vapor. Reference materials for practical and laboratory studies]. Moscow, Energy Publ., 2012. 84 p.
14. Akmen R.G., Zheltonozhenko A.P. *Metodicheskiye ukazaniya k kursovomu i diplomnomu proyektirovaniyu "Raschet ezhektora" dlya studentov spetsial'nostey 7.090510 "Teploenergetika" i 7.000008 "Energeticheskyy menedzhment"* [Guidelines for the course and diploma design "Calculation of the ejector" for students of specialties 7.090510 "Heat energy" and 7.000008 "Energy management"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2007. 20 p.
15. Butenko A.G., Smyk S.Yu. [Increasing the efficiency of the central ejectors]. *Energy Technologies and Resource Saving*, 2013, no. 2, pp. 62–65. (in Russ.)

Received 12 February 2020

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Осинцев, К.В. Многокритериальное моделирование процессов и конструкции камеры смешения пароструйного эжектора конденсационной турбины / К.В. Осинцев, А.А. Алабугин, М.С. Алексеева // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2020. – Т. 20, № 3. – С. 5–16. DOI: 10.14529/power200301

FOR CITATION

Osintsev K.V., Alabugin A.A., Alekseeva M.S. Multi-Criteria Modeling of Processes in a Vaporjet Condensation Turbine Ejector Mixing Chamber and Its Design. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2020, vol. 20, no. 3, pp. 5–16. (in Russ.) DOI: 10.14529/power200301