

**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,  
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ  
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
ВОЗДУХОУДАЛЯЮЩИХ УСТРОЙСТВ  
КОНДЕНСАТОРОВ ТУРБОУСТАНОВОК**

© 2023 г. Ю. Г. Сухоруков<sup>а</sup>, Г. И. Казаров<sup>б</sup>, В. Д. Гаев<sup>с</sup>, Ю. В. Смолкин<sup>а</sup>, Е. Н. Кулаков<sup>а, \*</sup>

<sup>а</sup>ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова» (НПО ЦКТИ), Атаманская ул., д. 3/6, Санкт-Петербург, 191167 Россия

<sup>б</sup>АО «Концерн Росэнергоатом», Ферганская ул., д. 25, Москва, 109507 Россия

<sup>с</sup>АО «Силовые машины», ул. Ватутина, д. 3, литера А, Санкт-Петербург, 195009 Россия

\*e-mail: KulakovEN@ckti.ru

Поступила в редакцию 09.08.2022 г.

После доработки 07.10.2022 г.

Принята к публикации 26.10.2022 г.

Эффективная работа конденсаторов турбин является важным условием экономичной и надежной эксплуатации турбоустановок тепловых и атомных электрических станций. Присутствие неконденсирующихся газов в межтрубном пространстве конденсаторов в значительной степени влияет на интенсивность теплообмена и, следовательно, на давление в конце процесса расширения пара в турбине. Поэтому важно обеспечить их постоянное удаление с наименьшими затратами энергии. Рассмотрены принципы работы, эксплуатационные и расчетные характеристики воздухоудаляющих устройств конденсаторов турбоустановок ТЭС и АЭС: водоструйных и пароструйных эжекторов, водокольцевых насосов. Проведено их сопоставление по критериям энергетической эффективности. Показаны условия обеспечения энергетической эффективности водоструйных эжекторов. На основании результатов испытаний водоструйных эжекторов и водокольцевых насосов показано отсутствие существенных преимуществ водокольцевых насосов при их применении в качестве устройств для удаления неконденсирующихся газов из конденсаторов паровых турбин. Приведены характеристики пароструйных эжекторов, используемых на ТЭС и АЭС России. Введено понятие энергетического КПД пароструйного эжектора. Показаны резервы повышения энергетической эффективности пароструйных эжекторов. По результатам расчетов видно, что для энергоблоков АЭС-2006, ВВЭР-ТОИ применение пароструйных эжекторов энергетически более эффективно, чем водокольцевых насосов. Кроме того, водокольцевые насосы существенно дороже и значительно сложнее в эксплуатации. Учитывая многолетний положительный опыт применения водоструйных и пароструйных эжекторов на ТЭС и АЭС и их эффективность, рекомендуется рассматривать их в качестве устройств воздухоудаления для перспективных турбоустановок АЭС.

**Ключевые слова:** пароструйный эжектор, водоструйный эжектор, водокольцевой насос, неконденсирующиеся газы, эффективность, коэффициент эжекции

**DOI:** 10.56304/S0040363623040082

В настоящее время для удаления воздуха из конденсаторов турбоустановок АЭС применяются водоструйные и пароструйные эжекторы, водокольцевые насосы. Выбор того или иного устройства должен проводиться с учетом эффективности, стоимости, компоновочных решений и других конкретных условий проектирования. На начальном этапе развития ТЭС в 20–30-х годах прошлого века для удаления неконденсирующихся газов из конденсаторов паротурбинных установок применялись водоструйные эжекторы. В дальнейшем они были заменены на более эффективные в то время пароструйные эжекторы. Однако при создании энергоблоков на сверхкритические параметры пара с пароструйными эжекторами воз-

никли проблемы, вызванные отсутствием пара в начальном периоде пуска этих установок. Поэтому продолжились работы по повышению энергетической эффективности водоструйных эжекторов (под энергетической эффективностью в статье принято понимать степень влияния оборудования на электрический КПД энергоблока), которые имеют более благоприятную рабочую характеристику при значительных присосах воздуха.

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ  
ВОДОСТРУЙНОГО ЭЖЕКТОРА**

Об энергетической эффективности водоструйного эжектора можно судить по объемному

коэффициенту эжекции  $K$ , равному отношению объемной производительности по воздуху  $G_B$  к расходу рабочей воды  $G_{\text{вод}}$ . В результате выполнения большого объема исследовательских работ значение коэффициента эжекции было существенно повышено, и в настоящее время оно составляет около 3.5. В табл. 1 приведены характеристики некоторых водоструйных эжекторов [1].

В связи с достигнутым прогрессом в повышении коэффициента эжекции на энергоблоках конденсационных электростанций при единичной мощности турбоустановок 300 МВт и более стали применять водоструйные эжекторы. На АЭС с быстроходными турбоустановками К-1000-60/50 также было предусмотрено их применение, в частности на энергоблоках № 3, 4 Калининской АЭС.

Для оценки энергетического КПД водоструйного эжектора (здесь энергетический КПД – отношение работы изотермического сжатия воздуха к затрате потребленной электроэнергии) необходимо рассмотреть термодинамический процесс сжатия среды в нем. Расход пара в паровоздушной смеси, выходящей из конденсатора, примерно в 2 раза больше расхода воздуха. Пар конденсируется в приемной камере эжектора. По данным [1] при работе эжектора на паровоздушной смеси зависимость давления в приемной камере от расхода сухого воздуха сохраняется, так как в эжекторе происходит сжатие только воздуха. Поскольку температура потока воды с воздухом практически не изменяется, то процесс сжатия – изотермический. Исходя из этого, выражение для мощности источника, обеспечивающего идеальное изотермическое сжатие воздуха,  $W_{\text{сж}}$  можно записать в виде

$$W_{\text{сж}} = \int_{p_1}^{p_2} G_B \vartheta_B dp = \int_{p_1}^{p_2} G_B \frac{R_B T_B}{p_B} dp = G_B R_B T_B \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad (1)$$

где  $p_1, p_2$  – парциальное давление воздуха в приемной камере и на выходе из эжектора, кПа;  $G_B$  – расход воздуха, кг/ч;  $\vartheta_B$  – удельный объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг;  $R_B$  – газовая постоянная воздуха, кДж/(кг · К);  $T_B$  – температура воздуха, К;  $p_B$  – парциальное давление воздуха, кПа.

При температуре рабочей воды 20°С, давлении в приемной камере эжектора 5 кПа,  $p_1 = 2.66$  кПа,  $p_2 = 88$  кПа,  $K = 3.5$  расход воздуха составляет 110.7 кг/ч. Тогда в соответствии с формулой (1)  $W_{\text{сж}} = 9$  кВт.

Мощность  $W_{\text{рас}}$  при идеальном расширении рабочей воды рассчитывается по формуле

$$W_{\text{рас}} = G_{\text{вод}} \Delta p_{\text{вод}} \vartheta_{\text{вод}}, \quad (2)$$

где  $\Delta p_{\text{вод}}$  – разность давлений воды на входе в эжектор и выходе из него (360 кПа);  $G_{\text{вод}}$  – расход

**Таблица 1.** Характеристики водоструйных эжекторов

| Показатель                           | ЭВ-830 | ЭВ-7-1000 | ЭВК-1300 | ЭВ-13-900 |
|--------------------------------------|--------|-----------|----------|-----------|
| $G_B$ , м <sup>3</sup> /с            | 0.533  | 0.97      | 1.260    | 0.880     |
| $p_{\text{вод}}$ , МПа               | 0.736  | 0.47      | 0.474    | 0.440     |
| $G_{\text{вод}}$ , м <sup>3</sup> /с | 0.230  | 0.278     | 0.361    | 0.250     |
| $K$                                  | 2.320  | 3.50      | 3.50     | 3.50      |

Примечание.  $p_{\text{вод}}$  – давление рабочей воды.

рабочей воды, кг/с;  $\vartheta_{\text{вод}}$  – удельный объем воды, м<sup>3</sup>/кг.

Из (2) следует  $W_{\text{рас}} = 100$  кВт.

При этих условиях изотермический КПД водоструйного эжектора составляет 9%. Аналогично получено, что при давлении в приемной камере 6 кПа КПД равен 11.3%, при давлении 7 кПа – 13.3%.

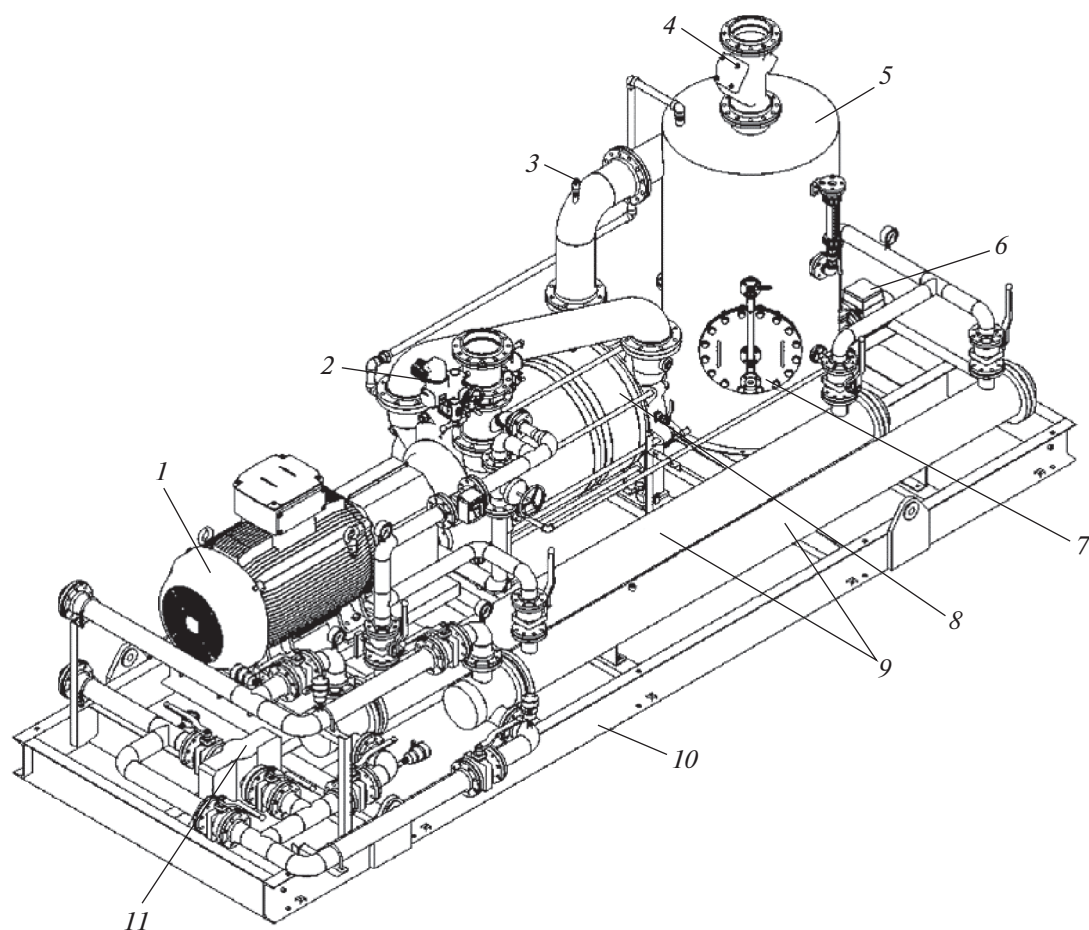
Расчет электрической мощности насосов  $N_{\text{эл}}$  подачи рабочей воды в эжектор выполняют по формуле

$$N_{\text{эл}} = \frac{G_B H_n \vartheta_{\text{вод}}}{\eta_n \eta_{\text{эл}}}, \quad (3)$$

где  $H_n$  – напор насоса (37 м);  $\eta_n$  – КПД насоса (0.80);  $\eta_{\text{эл}}$  – электрический КПД двигателя (0.95).

В этом случае электрическая мощность насосов подачи рабочей воды составит 135 кВт. Таким образом, энергетический КПД водоструйного эжектора  $\eta_B$  равняется 6.1%. Аналогично получено, что  $\eta_B = 7.6\%$  при  $p_1 = 6$  кПа и  $\eta_B = 8.9\%$  при  $p_1 = 7$  кПа.

Условием эффективной работы водоструйных эжекторов является выполнение схемы их включения в соответствии с рекомендациями [1]. Для этого на выходе каждого эжектора необходимо устанавливать воздухоотделитель с возможностью реализации непосредственного измерения расхода воздуха. И только после воздухоотделителя можно соединять параллельно работающие водоструйные эжекторы. Косвенные методы определения присосов воздуха, рекомендованные в [1], излишне сложны и, как показала практика их применения, могут давать неверные результаты. Для эффективной работы конденсатора турбоустановки необходимо обеспечить соответствующую производительность водоструйных эжекторов, которая может быть достигнута, в частности, при установке дополнительных водоструйных эжекторов.



Общий вид насосного агрегата ВКВН.

1 – электродвигатель насоса; 2 – дисковый клапан; 3 – датчик температуры TE-1 SHR; 4 – обратный клапан NRV-1; 5 – сепаратор; 6 – рециркуляционный насос; 7 – линия подпитки; 8 – ВКВН SHR 22500; 9 – теплообменник; 10 – рама агрегата; 11 – дуплексный фильтр

### ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОДОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

На энергоблоках проекта АЭС-2006 с реакторной установкой ВВЭР-1200 впервые в отечественной практике для удаления паровоздушной смеси из конденсатора турбоустановки был применен вакуумный насосный агрегат на базе водокольцевого вакуумного насоса (ВКВН) фирмы Edwards SHR 22500 (см. рисунок). На один энергоблок предусмотрена установка двух рабочих и одного резервного агрегатов.

В ВКВН паровоздушная смесь сжимается при вращении рабочего колеса с лопастями, расположенного эксцентрично внутри цилиндрического корпуса. На внутренней части корпуса ВКВН создается цилиндрическое кольцо рабочей воды, подаваемой в насос. Эксцентриситет между осью вращения рабочего колеса и геометрической осью корпуса обеспечивает циклическое изменение объема воды, заключенной между лопастями

и кольцом. Паровоздушная смесь всасывается в насос через впускной патрубок, пар из смеси конденсируется на кольце холодной жидкости. При уменьшении объема воды происходит сжатие паровоздушной смеси, которая направляется в выпускной патрубок. Из-за большой степени сжатия ВКВН выполняются с двумя ступенями. Одноступенчатые ВКВН могут быть использованы только при давлении на входе свыше 17 кПа. Паровоздушная смесь поступает в сепаратор, где происходит разделение воды и воздуха, который выпускается в атмосферу. В теплообменнике рабочая вода охлаждается циркуляционной водой.

Проектирование ВКВН для Нововоронежской АЭС (НВАЭС) проводилось по техническим требованиям, используемым за рубежом [2, 3]. По этим данным принимается, что паровоздушная смесь охлаждается в воздухоохладителе конденсатора на 4°С по сравнению с температурой в конденсаторе. При этом массовая доля воздуха в удаляемой паровоздушной смеси составляет при-

**Таблица 2.** Режимы работы конденсатора турбоустановки при присосах воздуха 140 кг/ч

| Показатель                        | Номер режима |      |      |
|-----------------------------------|--------------|------|------|
|                                   | 1            | 2    | 3    |
| Температура, °С:                  |              |      |      |
| циркуляционной воды               | 20           | 5    | 31   |
| паровоздушной смеси               | 30.7         | 16.7 | 40.9 |
| Давление пара в конденсаторе, кПа | 5.60         | 2.46 | 9.60 |

мерно 30%. Расчеты режимов ВКВН выполняются с учетом нормативных присосов воздуха.

При проектировании ВКВН для НВАЭС-2 рассматривались три режима работы конденсатора турбоустановки (табл. 2). Перед отправкой первого ВКВН на НВАЭС-2 были проведены его испытания на сухом воздухе на заводе-изготовителе в целях определения энергетического КПД  $\eta_э$ . В процессе испытаний при температуре рабочей воды 15°С и  $G_{\text{вод}} = 21$  т/ч были получены следующие результаты:  $\eta_э = 12\%$  при  $p_{\text{вод}} = 3.4$  кПа,  $\eta_э = 24\%$  при  $p_{\text{вод}} = 6.8$  кПа,  $\eta_э = 30\%$  при  $p_{\text{вод}} = 13.5$  кПа.

Далее приведены рассчитанные в соответствии с эксплуатационными данными НВАЭС-2 значения энергетического КПД ВКВН, %:

|                                   |     |
|-----------------------------------|-----|
| В стандартном режиме.....         | 7.8 |
| При температуре охлаждающей воды: |     |
| 5°С.....                          | 8.1 |
| 20°С.....                         | 7.2 |
| 31°С.....                         | 6.1 |

Энергетический КПД ВКВН в расчетных эксплуатационных режимах несущественно превышает значение этого показателя водоструйного эжектора (6.1%). Столь небольшое преимущество водокольцевых насосов обусловлено следующими неблагоприятными условиями работы:

значительной степенью повышения давления, приводящей к необходимости применения двухступенчатой конструкции насоса;

большим количеством пара в паровоздушной смеси, ухудшающим условия работы ВКВН.

Такая низкая тепловая эффективность ВКВН в расчетных эксплуатационных режимах обусловлена также небольшим расчетным расходом сухого воздуха. Поскольку объемный расход воздуха существенно меньше объемной производительности ВКВН, то захватывается определенное количество пара, который конденсируется на водяном кольце насоса. Принципиально возможно откачивать паровоздушную смесь из конденсато-

ра одним насосом, но в этом случае существенно (в 2 раза) увеличится нагрев водяного кольца насоса.

При эксплуатации ВКВН важно исключить условия возникновения кавитации, которая может проявиться при небольшой разнице между температурами паровоздушной смеси и рабочей воды после теплообменника и неоптимальных условиях работы второй ступени насоса. Также важно согласовать необходимый объемный расход паровоздушной смеси из конденсатора для обеспечения его эффективной работы с объемным расходом ВКВН путем впрыска рабочей воды перед насосом.

### ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

Наибольшее распространение среди устройств удаления неконденсирующихся газов из конденсаторов ТЭС в России получили пароструйные эжекторы, которые также используются на турбоустановках АЭС.

Поскольку в пароструйном аппарате степень повышения давления эжектируемого потока обычно не превышает 6, то эжекторы конденсационных установок выполняются многоступенчатыми. В отечественной практике обычно применяют трехступенчатые эжекторы с поверхностными теплообменниками, за рубежом – двухступенчатые. В отличие от водоструйного эжектора, в первой ступени пароструйного эжектора сжимается вся парогазовая смесь из конденсатора, а не только воздух. Это приводит к дополнительным затратам рабочего пара. И только на последующих ступенях доля сжимаемого пара уменьшается вследствие его конденсации в охладителях.

Преимуществом пароструйных эжекторов является использование не электроэнергии, как в ранее рассмотренных воздухоотсасывающих устройствах, а отборного пара турбоустановки. На турбоустановках АО “Турбоатом” на пароструйные эжекторы подается пар выпара деаэратора. На турбоустановках ОАО “Силовые машины” АЭС-2006, ВВЭР-ТОИ предусмотрен сброс пара выпара из деаэратора в смешивающий подогреватель низкого давления (ПНД-2). Принципиально и для этих турбоустановок возможно использовать пар выпара деаэратора для пароструйных эжекторов.

В табл. 3 приведены характеристики пароструйных эжекторов, используемых на ТЭС и АЭС России [4].

Отбор пара на пароструйный эжектор приводит к снижению электрической мощности генератора. Поэтому в качестве характеристики энергетической эффективности пароструйного эжектора целесообразно также применять снижение электрической мощности турбоустановки  $\Delta N_{\text{эж}}$ .

Таблица 3. Характеристики пароструйных эжекторов

| Показатель   | Тип эжектора   |     |     |   |     |     |  |     |     |   |     |      |
|--|--|-----|-----|---|-----|-----|--|-----|-----|---|-----|------|
|  | ЭПО-3-75   |     |     | ЭПО-3-150   |     |     | ЭПО-3-135  |     |     | ЭПО-3-220   |     |      |
| Максимальная рабочая производительность на сухом воздухе, кг/ч                   | 110<br>при $t_{ц.в} = 36^\circ\text{C}$ ,<br>$p_{\text{выхл}} = 105$ кПа       |     |     | 70<br>при $t_{ц.в} = 30.5^\circ\text{C}$ ,<br>$p_{\text{выхл}} = 180$ кПа<br>180<br>при $t_{ц.в} = 20^\circ\text{C}$ ,<br>$p_{\text{выхл}} = 105$ кПа |     |     | 125<br>при $t_{ц.в} = 25^\circ\text{C}$ ,<br>$p_{\text{выхл}} = 105$ кПа |     |     | 310<br>при $t_{ц.в} = 4^\circ\text{C}$ ,<br>$p_{\text{выхл}} = 145$ кПа |     |      |
| Давление перед первой ступенью на сухом воздухе, кПа                             | 5.0  |     |     | 3.5<br>(при $t_{ц.в} = 20^\circ\text{C}$ )  |     |     | 5.0  |     |     | 4.0   |     |      |
| Объемная производительность при работе на паровоздушнoй смеси, м <sup>3</sup> /ч | 3840<br>при $t_{ц.в} = 20.4^\circ\text{C}$ ,<br>$G_B = 25$ кг/ч<br>(испытания) |     |     | 4960<br>при $t_{ц.в} = 27^\circ\text{C}$ ,<br>$G_B = 50$ кг/ч<br>(испытания)  |     |     | 4230<br>при $t_{ц.в} = 32^\circ\text{C}$ ,<br>$G_B = 45$ кг/ч            |     |     | 7675<br>при $t_{ц.в} = 23^\circ\text{C}$ ,<br>$G_B = 88$ кг/ч           |     |      |
| Давление/температура рабочего пара перед соплами, МПа/ $^\circ\text{C}$          | 0.49/160   |     |     | 0.49/155  |     |     | 0.49/155   |     |     | 0.79/170  |     |      |
| Расход рабочего пара, кг/ч   | Номер ступени  |     |     |   |     |     |  |     |     |   |     |      |
|  | I  | II  | I   | II  | III | III | I  | II  | III | I   | II  | III  |
|  | 171  | 325 | 516 | 385   | 804 | 945 | 296  | 296 | 258 | 840   | 840 | 1360 |
| Суммарный расход рабочего пара, кг/ч   | 1012   |     |     | 2135  |     |     | 850  |     |     | 3040  |     |      |
| Энергетический КПД эжектора для тепловой схемы АЭС-2006, ВВЭР-ТОИ, %:            |  |     |     |   |     |     |  |     |     |   |     |      |
| существующей   | 17.0   |     |     | 14.8  |     |     | 40.7   |     |     | 29.1  |     |      |
| с охладителем пара выпара деаэратора   | 4.6  |     |     | 4.2   |     |     | 10.5   |     |     | 6.7   |     |      |

Примечание.  $p_{\text{выхл}}$  – давление в выхлопе эжектора;  $t_{ц.в}$  – температура циркуляционной воды.

Выражение для энергетического КПД пароструйного эжектора  $\eta_{\text{э}}^{\text{п}}$  можно записать в виде

$$\eta_{\text{э}}^{\text{п}} = \frac{\sum_{i=1}^n G_{i\text{см}} \Delta s_{i\text{см}}}{\Delta N_{\text{эж}}}, \quad (4)$$

где  $n$  – число ступеней пароструйного эжектора;  $G_{i\text{см}}$  – расход парогазовой смеси в ступени эжектора, кг/с;  $\Delta s_{i\text{см}}$  – изоэнтروпийный перепад при сжатии смеси в ступени эжектора, кДж/кг.

Мощность при изоэнтропийном процессе, необходимую для сжатия паровоздушной смеси, можно определить численно при делении интервала  $p_1-p_2$  на  $n$  участков с достижением необходимой точности расчета по формуле

$$W_{\text{из}} = \int_{p_1}^{p_2} G_{\text{см}} \vartheta_{\text{см}} dp, \quad (5)$$

где  $p_1, p_2$  – давление смеси в начальной и конечной точках интервала, кПа;  $G_{\text{см}}$  – расход парогазовой смеси, выходящей из конденсатора, кг/с;

$$\vartheta_{\text{см}} = \frac{R_{\text{см}} T_{\text{см}}}{p_{\text{см}}}$$

– удельный объем смеси, м<sup>3</sup>/кг;  $T_{\text{см}}$  – температура смеси, К;  $p_{\text{см}}$  – давление смеси, кПа;

$$R_{\text{см}} = \frac{R_B G_B + R_{\text{п}} G_{\text{п}}}{G_{\text{см}}}$$

– газовая постоянная смеси, кДж/(кг · К);  $R_B$  – газовая постоянная воздуха, кДж/(кг · К);  $G_B$  – расход воздуха, кг/с;  $R_{\text{п}}$  – газовая постоянная пара, кДж/(кг · К);  $G_{\text{п}}$  – расход пара, кг/с.

В табл. 3 приведены энергетические КПД пароструйных эжекторов для двух вариантов тепловой схемы АЭС-2006, ВВЭР-ТОИ: реализованной и модернизированной по предложению НПО

ЦКТИ, в которой предполагается наличие охладителя пара выпара деаэрата. Снижение энергетического КПД пароструйного эжектора в более экономичной схеме с охладителем пара выпара деаэрата связано с затратами высокопотенциального пара, который можно возвращать в деаэрат. В существующей схеме, в которой пар выпара полностью сбрасывается в ПНД-2, его частичное использование в пароструйном эжекторе обеспечивает прирост электрической мощности относительно варианта с ВКВН.

Непосредственное сопоставление энергетических КПД пароструйного эжектора и ВКВН невозможно, поскольку термодинамические процессы в этих устройствах значительно различаются: адиабатическое сжатие паровоздушной смеси в первом и изотермическое сжатие во втором. Поэтому сопоставление можно вести только по снижению электрической мощности нетто энергоблока при одинаковой производительности по воздуху. В частности, при работе турбоустановки АЭС-2006 на НВАЭС-2 с трехступенчатым сжатием паровоздушной смеси при температуре циркуляционной воды 20°C, одинаковой степени повышения давления в каждой ступени и конденсацией пара между ступенями в охладителе при температуре 35°C в соответствии с расчетом авторов общая мощность, необходимая для сжатия, составляет 17.9 кВт. Согласно [5, 6] эксергетический КПД пароструйных эжекторов может быть обеспечен на уровне, превышающем 20%.

Для анализа показателей струйных аппаратов целесообразно использовать коэффициент эжекции. По данным [5, 6] для пароструйного эжектора  $K = 0.4-0.5$ . В приведенном ранее примере расход паровоздушной смеси в трех ступенях составлял около 450 кг/ч. При этом  $K = 0.4$ ,  $G_p = 1100$  кг/ч. Мощность, обеспечивающая расширение рабочего насыщенного пара давлением 0.85 МПа до давления 0.1 МПа при расходе 1100 кг/ч, составит 95.5 кВт, что соответствует эксергетическому КПД эжектора около 19%.

В табл. 4 приведены данные, свидетельствующие о снижении электрической мощности энергоблоков АЭС-2006, ВВЭР-ТОИ при применении воздухоудаляющих устройств в тепловой схеме, и сопоставление ее с мощностью турбоустановки с ВКВН в базовом варианте. Как следует из представленных в табл. 4 данных, использование пароструйного эжектора энергетически более эффективно.

В России имеется значительный опыт надежной работы пароструйных эжекторов [7]. Конструктивно пароструйные эжекторы существенно проще водокольцевых насосов и поэтому требуют меньших капитальных затрат. По зарубежным данным водокольцевые насосы не менее чем на 40% дороже пароструйных эжекторов [7]. В насто-

**Таблица 4.** Снижение электрической мощности энергоблока при применении воздухоудаляющих устройств и одинаковом объемном расходе паровоздушной смеси из конденсатора

| Аппарат   | $\Delta N_{\text{эж}}$ , кВт | Сопоставление $\Delta N_{\text{эж}}$ , кВт |
|---|------------------------------|--|
| Водокольцевой насос   | 180                          | 0  |
| Водоструйный эжектор  | 460                          | +280                                       |
| Пароструйный эжектор для тепловой схемы АЭС-2006, ВВЭР-ТОИ (питание паром выпара деаэрата): |                              |  |
| существующей  | 80                           | -100                                       |
| с охладителем пара выпара деаэрата  | 290                          | +110                                       |

Примечание. В таблице приведены данные, полученные авторами при расчете схемы турбоустановки.

ящее время идет только освоение водокольцевых насосов. Они не имеют серьезных преимуществ перед пароструйными эжекторами. Кроме того, первые намного дороже и значительно сложнее в эксплуатации.

Поскольку экономичность ВКВН существенно увеличивается при уменьшении количества пара в паровоздушной смеси и степени повышения давления, возможно, лучшим решением может оказаться комбинированная схема, когда в качестве первой ступени сжатия выступает пароструйный эжектор с охладителем, а в качестве второй – ВКВН [3, 7].

## ВЫВОДЫ

1. Применение водокольцевых насосов для удаления неконденсирующихся газов из конденсатора турбоустановки не дает больших преимуществ перед использованием пароструйных и водоструйных эжекторов.
2. Учитывая положительный опыт применения водоструйных и пароструйных эжекторов на ТЭС и АЭС и их эффективность, рекомендуется для перспективных турбоустановок АЭС рассматривать их в качестве устройств воздухоудаления.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **РД 34.30.402-94.** Методические указания по испытаниям, выбору производительности, наладке и эксплуатации водоструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин тепловых электростанций. М.: ВТИ, 1994.
2. **Komadur S.** Sunder raj steam jet air ejector performance evaluation for nuclear plants // Inter. Joint

- Power Generation Conf. Atlanta, Georgia, USA, 16–19 June 2003.
3. **Ranga Nadig.** Evacuation systems for steam surface condensers: vacuum pumps or steam jet air ejectors? // ASME 2016 Power Conf. Charlotte, North Carolina, USA, 26–30 June 2016.
  4. **РД 34.30.302-87.** Методические указания по наладке и эксплуатации пароструйных эжекторов конденсационных установок турбин ТЭС и АЭС. М.: ВТИ, 1990.
  5. **Осинцев К.В., Алабугин А.А., Алексеева М.С.** Многокритериальное моделирование процессов и конструкции камеры смешения пароструйного эжектора конденсационной турбины // Вестник ЮУрГУ. Сер. Энергетика. 2020. Т. 20. № 3. С. 5–16.
  6. **Мурманский И.Б.** Совершенствование многоступенчатых пароструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин: дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, 2018.
  7. **Современное состояние и тенденции в проектировании и эксплуатации водоохлаждаемых конденсаторов паровых турбин ТЭС и АЭС (обзор) / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчикова, М.А. Ниренштейн // Теплоэнергетика. 2019. № 1. С. 21–33.  
<https://doi.org/10.1134/S0040363619010028>**

## A Comparative Analysis of the Energy Performance Characteristics of Turbine Condenser Evacuation Devices

**Yu. G. Sukhorukov<sup>a</sup>, G. I. Kazarov<sup>b</sup>, V. D. Gaev<sup>c</sup>,  
Yu. V. Smolkin<sup>a</sup>, and E. N. Kulakov<sup>a,\*</sup>**

<sup>a</sup> *OAO Polzunov Research and Production Association for Investigation and Design of Power-Generating Equipment (OAO NPO TsKTI), St. Petersburg, 191167 Russia*

<sup>b</sup> *AO Concern Rosenergoatom, Moscow, 109507 Russia*

<sup>c</sup> *AO Power Machines, St. Petersburg, 195009 Russia*

<sup>\*</sup>*e-mail: KulakovEN@ckti.ru*

**Abstract**—Efficient operation of turbine condensers is an important prerequisite for economically efficient and reliable operation of the turbine units at thermal- and nuclear power plants. Noncondensable gases entering the condenser shell space significantly affect the heat transfer intensity and, hence, the pressure at the end of the steam expansion process in the turbine. Therefore, it is important to take measures for constantly removing these gases with the minimal energy expenditures. The article considers the operation principles and operational and design characteristics of air evacuation devices used in the condensers of thermal- and nuclear power plant turbine condensers, such as water jet and steam jet ejectors, and liquid-packed ring pumps. Comparison of these devices in terms of their energy performance criteria is carried out. Conditions for ensuring adequate energy performance of water jet ejectors are shown. Based on the results obtained from the tests of water jet ejectors and liquid-packed ring pumps, it is shown that liquid-packed ring pumps do not have any essential advantages in using them as devices for evacuating noncondensable gases from steam turbine condensers. The characteristics of steam jet ejectors used at Russian thermal and nuclear power plants are given. The notion of a steam jet ejector energy efficiency is introduced. The reserves for improving the energy performance of steam jet ejectors are shown. It can be seen from the numerical analysis results that the use of steam jet ejectors is more energy efficient for the power units of nuclear power plants constructed on the basis of the AES-2006 and VVER-TOI conceptual designs than the use of liquid-packed ring pumps. In addition, liquid-packed ring pumps are essentially more costly and complex in operation. In view of a long-standing positive experience of using water jet and steam jet ejectors at thermal and nuclear power plants and their good performance, it is recommended to consider them as air evacuation devices for advanced nuclear power plant turbine units.

**Keywords:** steam jet ejector, water jet ejector, liquid-packed ring pump, noncondensable gases, efficiency, air entrainment ratio