
ТЕПЛОВІ ТА ЯДЕРНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

УДК 621.311.25.002.5: 621.165.004

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРИСОСОВ ВОЗДУХА В ВАКУУМНУЮ ЧАСТЬ ТУРБОАГРЕГАТА С ОСНОВНЫМИ ЭЖЕКТОРАМИ ВОДОСТРУЙНОГО ТИПА

О.З. Емец, к.т.н., доц., С.А. Чупрынин, препод.

Севастопольский национальный университет ядерной энергии и промышленности

Произведен анализ методов определения воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегатов. Выявлены особенности при определении расхода присосов воздуха в вакуумную часть турбоагрегата с основными эжекторами водоструйного типа. Произведенный анализ показал низкую точность при определении присосов воздуха рассмотренными методами и выявил ряд других недостатков, снижающих приемлемую эффективность использования данных методов.

Введение

Актуальность работы заключается в том, что конденсационная установка оказывает существенное влияние на эффективность работы турбоагрегата и всей ЯЭУ АЭС. При неизменных начальных параметрах пара перед турбиной (давления, температуры, расхода) условия ее работы в большей степени зависят от давления в конденсаторе. Повышение давления в конденсаторе из-за нарушения нормальной работы конденсационной установки, а также при уменьшении расхода охлаждающей воды или повышении ее начальной температуры уменьшает располагаемый теплоперепад в турбине, что приводит к значительному снижению термического КПД цикла [1]. Для турбин АЭС, работающих на насыщенном паре с относительно низкими начальными параметрами пара, располагаемый теплоперепад почти вдвое меньше, чем у турбин ТЭС, и повышение давления в конденсаторе снижает КПД энергетической установки более значительно.

Опыт эксплуатации АЭС свидетельствует о том, что одной из основных причин недовыработки электроэнергии и больших материальных потерь является снижение КПД энергоблоков из-за снижения эффективности работы конденсационных установок [2]. Статистические данные показывают, что вырабатываемая мощность отдельных блоков по этой причине может снижаться на 40 % и более. Значительное отрицательное влияние на работу конденсационной установки оказывают присосы воздуха в вакуумную часть.

Это требует от оперативного персонала турбинного цеха серьезной и постоянной работы по поддержанию плотности вакуумной системы турбоустановки на высоком уровне. Полной герметизации вакуумной системы добиться невозможно, но следует всегда стремиться к предельно возможному сокращению присосов воздуха в конденсатор.

Методические указания [3] нормируют расход присосов воздуха, которые в диапазоне изменения паровой нагрузки конденсатора 40...100 % не должны быть выше значений, определяемых по формуле

$$G_{\text{возд}} = 1,5(8 + 0,065 N_9^H) \text{ кг/ч}, \quad (1)$$

где N_9^H – номинальная электрическая мощность ТА, МВт.

Для поддержания воздушной плотности вакуумной системы турбоустановки на высоком уровне необходимо использовать эффективные методы определения величины присосов воздуха в вакуумную часть турбоагрегата. Поэтому целесообразно сделать комплексную оценку существующих методов определения воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегатов.

Постановка цели и задач научной работы

Целью данной научной работы является анализ используемых в настоящее время на отечественных АЭС методов определения величины присосов воздуха в вакуумную часть турбоагрегата.

Задача научной работы - сравнительная оценка эффективности данных методов с точки зрения повышения уровня эксплуатации ПТУ АЭС.

Методы определения величины присосов воздуха в вакуумную часть турбоагрегата

Существует ряд качественных и количественных методов определения воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегатов. Качественной характеристикой герметичности вакуумной системы может служить скорость падения вакуума при отключенных эжекторах системы воздухоудаления. Как показали опыты на различных турбоустановках, существует линейная зависимость скорости падения вакуума от величины присосов воздуха при постоянном расходе пара в конденсатор и постоянной температуре охлаждающей воды. Таким образом, если нормировать величину скорости падения вакуума при неработающей системе воздухоудаления, то можно получить критерий лишь относительной оценки воздушной плотности вакуумной системы. Следует иметь в виду, что этим методом следует пользоваться лишь тогда, когда нельзя, по той или иной причине, воспользоваться прямым измерением количества воздуха, удаляемого из конденсатора, то есть при использовании водоструйных эжекторов.

Плотность вакуумной системы крупных турбин может считаться хорошей, если скорость падения вакуума составляет 1...2 мм рт. ст. в минуту, и удовлетворительной при 3...4 мм рт. ст. в минуту. Большая скорость падения вакуума характеризует неудовлетворительную плотность системы. Помимо этих норм для качественной оценки воздушной плотности по скорости падения вакуума широкое распространение получила формула Л.Д. Бермана

$$\Delta H \leq B \frac{d_k}{F_k} \left(\frac{D_k}{100} + 1 \right), \quad (2)$$

где ΔH – скорость падения вакуума при отключении эжектора, мм рт. ст./мин;

F_k – поверхность охлаждения конденсатора (по паровой стороне), м²;

D_k – номинальный (расчетный) пропуск пара в конденсатор, т/ч;

$d_k = D_k/F_k$ – фактическая удельная паровая нагрузка конденсатора во время проверки воздушной плотности, т/(м²·ч);

B – коэффициент, равный 25, 50 и 100 для отличной, хорошей и удовлетворительной плотностей вакуумной системы соответственно.

Измерив опытным путем скорость падения вакуума при отключенном эжекторе ΔH при определенной удельной паровой нагрузке d_k и подставив в формулу различные значения коэффициента B , начиная с меньшего, получим качественную оценку плотности вакуумной системы турбоагрегата. Определение этой оценки связано с удовлетворением условия (2).

Более целесообразным и надежным методом оценки воздушной плотности является непосредственное измерение количества отсасываемого из конденсатора воздуха. Для этого современные эжекторы пароструйного типа снабжаются воздухомерами, устанавливаемыми на выхлопном патрубке эжектора. Поскольку при установившемся режиме работы конденсатора количество отсасываемого воздуха почти в точности равно суммарной величине его присосов, показания воздухомера позволяют осуществлять количественный контроль воздушной плотности вакуумной системы турбины.

Особенности методов определения величины присосов воздуха в вакуумную часть турбоагрегата с основными эжекторами водоструйного типа

В турбоагрегатах с водоструйными эжекторами определение величины присосов путем непосредственного измерения количества отсасываемого из конденсатора воздуха неприменим, поскольку в водоструйном эжекторе воздух смешивается с рабочей водой, после чего сбрасывается в сливной колодец.

В установках подобного типа применяется метод количественной оценки плотности вакуумной системы, разработанный Всесоюзным теплотехническим институтом (ВТИ). Метод основывается на том, что расход присоса воздуха определяется по характеристике эжектора, то есть зависимости давления в конденсаторе от расхода удаляемого эжектором воздуха $P_k = f(G_B)$ (рис. 1).

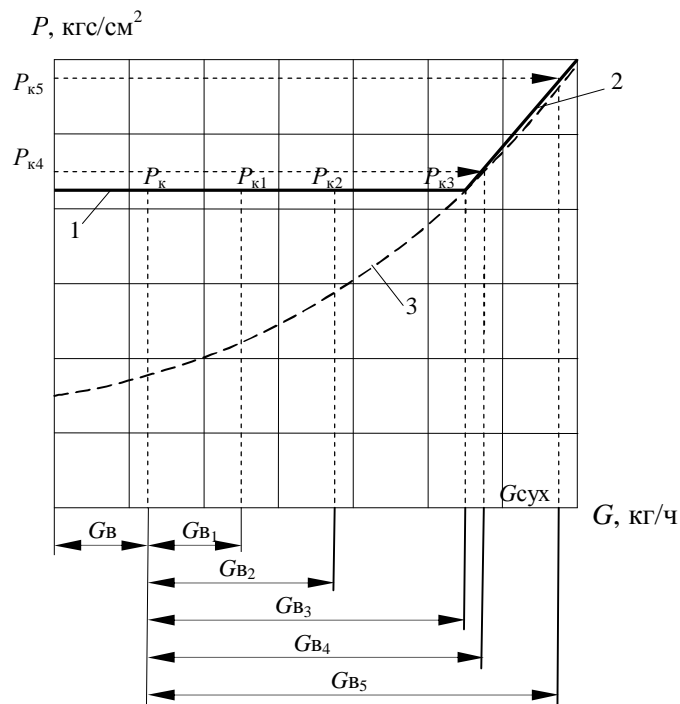


Рис. 1. График зависимости давления в конденсаторе и приемной камере эжектора от расхода воздуха при заданной температуре рабочей воды

Влияние отношения расходов пара и воздуха в паровоздушной смеси приводит к тому, что эта характеристика имеет два участка: пологий 1, на котором давление в конденсаторе практически не зависит от расхода присоса воздуха, и наклонный 2, для которого эта зависимость явно выражена. В соответствии с этим методом расход воздуха может быть определен только на наклонном участке 2. Поскольку номинальное (рабочее) давление в конденсаторе соответствует пологому участку 1, то для определения расхода воздуха необходимо его дополнительное увеличение на заранее известную величину; при этом суммарный расход воздуха, удаляемого водоструйными эжекторами, должен быть в пределах наклонного участка характеристики, то есть давление в конденсаторе должно возрастать. Отметим, что наклонный участок зависимости $P_k = f(G_k)$ практически соответствует характеристике 3 водоструйного эжектора при отсасывании им сухого воздуха. Для определения суммарного расхода воздуха измеренную величину давления в конденсаторе отмечают на оси ординат и снимают значение G_b по характеристике эжектора для известной температуры рабочей воды. Для определения расхода присосов воздуха в конденсатор из его суммарного расхода следует вычесть дополнительно подаваемый расход. Если необходимое давление в конденсаторе обеспечивается работой двух эжекторов, выход на наклонный участок зависимости $P_k = f(G_k)$ обеспечивается отключением одного эжектора.

В соответствии с [3] дополнительный расход воздуха подается в приемную камеру эжектора через сменные сопла различных диаметров.

На рис. 2 изображено устройство для установки калиброванных сопел в целях осуществления дополнительной подачи воздуха при определении расхода воздуха, отсасываемого водоструйным эжектором.

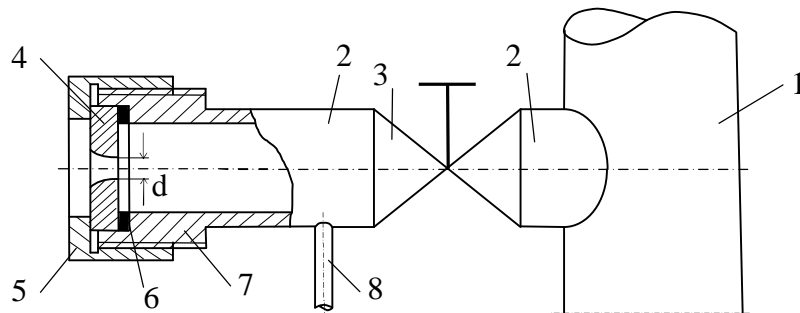


Рис. 2. Устройство для установки калиброванных сопел:
1 – всасывающий патрубок эжектора; 2 – труба; 3 – вентиль; 4 – сопло;
5 – накидная гайка; 6 – прокладка; 7 – башмак с наружной резьбой;
8 – импульсная линия датчика давления

Согласно указанной методике, расход воздуха через эти сопла определяется по формуле $G_b = 0,65d^2$, кг/ч; d – диаметр сопла, мм.

Данная формула получена из уравнения расхода, куда подставлено выражение для критической скорости $c_{кр}$ и значение критического отношения давлений на сопло (для воздуха $\varepsilon_{кр} = 0,528$).

$$G = c \cdot \left(\frac{n_o}{p_o} \right)^{-\frac{1}{2}} \cdot \frac{p \cdot d^2}{4},$$

где
$$c = \left[k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{для воздуха } c = 0,685);$$

p_0 и v_0 – соответственно давление и удельный объем воздуха перед соплом при полном торможении потока;

k – показатель изэнтропы.

В действительности, отношение давлений на сопле 4 значительно меньше критического ($e < 0,1$). Поэтому следует ожидать, что расход через сопло будет соответствовать режиму истечения при втором критическом отношении давлений. В этом случае происходят искривление и полная стабилизация поверхности перехода через скорость звука, что сопровождается увеличением расхода. В значительной степени этот эффект должен проявиться для сменных сопел больших диаметров, что требует уточнения их расходных характеристик при $e < 0,1$.

При определении величины присосов воздуха в вакуумную систему по данному методу возможны три характерных случая.

1. Если присосы воздуха в вакуумную систему недопустимо велики и установка работает на крутом участке зависимости $P_k = f(G_B)$, то расход присасываемого в систему воздуха можно определять по характеристикам работающих эжекторов на сухом воздухе сразу, не пользуясь устройством для дополнительного впуска воздуха. Количества присосов воздуха определяются по характеристикам работающих эжекторов и суммируются.

2. Если при отключении одного из двух работающих эжекторов давление в конденсаторе возрастет, то по величине зарегистрированного давления, используя характеристику эжектора (см. рис. 1), можно определить величину присосов воздуха.

3. Если при работе одного эжектора давление в конденсаторе не изменяется, то следует при помощи сменных калиброванных сопел добавлять в вакуумную систему ступенчато-возрастающие количества воздуха.

Определим фактическую величину присосов воздуха в вакуумную систему:

$$G_B = G_B^{\text{сух}} - G_{BN} \quad \text{кг/ч,}$$

где $G_B^{\text{сух}}$ – расход воздуха, отсасываемого водоструйным эжектором, кг/ч;

G_{BN} – расход воздуха, подаваемого в вакуумную систему через шайбу, кг/ч.

Существует т. н. косвенный метод оценки величины присосов воздуха. Так, в соответствии с [4] расход воздуха $G_B^{\text{оэ}}$, удаляемого одним основным водоструйным эжектором, рассчитывается по формуле

$$G_B^{\text{оэ}} = (P_{\text{пвс}}^{\text{оэ}} - P_{\text{нс}}^{\text{рв}}) \cdot [3103 - (4 - P_{\text{рв}}) \cdot 1406] \quad \text{кг/ч,}$$

где $P_{\text{пвс}}^{\text{оэ}}$ – давление паровоздушной смеси (ПВС) перед эжектором, кг/см²;

$P_{\text{нс}}^{\text{рв}}$ – давление насыщения при данной температуре рабочей воды, кг/см²;

$P_{\text{рв}}$ – давление рабочей воды перед эжектором, кг/см².

Для определения $G_B^{\text{оэ}}$ данным методом необходимо выполнить несложные измерения, однако в результате может быть произведена лишь качественная оценка в облас-

ти предельно допустимого ухудшения состояния плотности вакуумной системы. Действительно, максимально допустимому присосу воздуха, определяемому по формуле (1) (55 кг/ч на один эжектор при работе двух эжекторов турбоагрегата мощностью $N_3^H = 1000$ МВт) должна соответствовать разность значений $P_{ПВС}^{00}$ и P_{ns}^{PB} , равная $0,0177$ кг/см². Точность определения такой малой разницы давлений весьма низка, что не позволяет достоверно определять текущие значения величины присосов и оценить тенденцию их изменения. Следует также отметить, что приемлемая эффективность использования данного метода обеспечивается при условии нормальной работы системы охлаждения конденсатора, обеспечивающей минимальное парциальное давление пара в месте удаления воздуха.

Изложенные способы определения величины присосов воздуха в вакуумную часть с основными эжекторами водоструйного типа имеют ряд недостатков:

- невысокая достоверность ввиду необходимости использования характеристик эжекторов;
- существенное ухудшение вакуума во время замеров, которое может стать причиной разгрузки или отключения турбогенератора;
- значительная продолжительность и трудоемкость замеров;
- существенное увеличение присосов воздуха в вакуумную часть во время замеров;
- невозможность осуществлять постоянный контроль количества подсосываемого в вакуумную часть воздуха.

Выводы

Таким образом, существующие методы определения количества присосов воздуха в вакуумную часть турбоагрегата с основными эжекторами водоструйного типа являются неуниверсальными и недостаточно эффективными.

При определении количества присосов воздуха в вакуумную часть турбоагрегата рассмотренными методами снижается надежность ЯЭУ АЭС, так как эти работы могут быть связаны с переводом энергоустановки в переходный режим и выходом параметров установки за пределы нормальной эксплуатации.

Необходима разработка метода прямого постоянного определения расхода воздуха в составе паровоздушной смеси, удаляемой водоструйными эжекторами, что может быть реализовано с помощью специального датчика, устанавливаемого в магистраль удаления ПВС из конденсаторов и вторичной аппаратуры.

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ПРИСОСІВ ПОВІТРЯ У ВАКУУМНУ ЧАСТИНУ ТУРБОАГРЕГАТУ З ОСНОВНИМИ ЕЖЕКТОРАМИ ВОДОСТРУМІННОГО ТИПУ

О.З. Ємець, С.О. Чупринін

Проведено аналіз методів визначення повітряної щільності вакуумної системи турбоагрегатів. Виявлені особливості при визначенні витрати присосів повітря у вакуумну частину турбоагрегату з основними ежекторами водострумінного типу. Проведений аналіз показав низьку точність при визначенні присосів повітря розглянутими методами і виявив ряд інших недоліків, що знижують прийнятну ефективність використання даних методів.

ANALYSIS of DETERMINATION METHODS of the AIR INFLOW to the TURBOGENERATOR VACUUM PART with MAIN WATER-JET EJECTORS

O. Emets, S. Chuprynin

Air tightness determination methods of the turbogenerator vacuum system were analyzed. The peculiarities at the calculation of the air inflow discharge to the turbogenerator vacuum part with main water-jet ejectors were revealed. The accuracy at the air inflow determination by means of the analyzed methods is showed to be poor. A number of another disadvantages reduced the effectiveness of these methods using were visualized.

Список использованных источников

1. *Ефимочкин Г.И.* Способ оценки воздушной плотности вакуумной системы турбоустановки с водоструйными эжекторами / Г.И. Ефимочкин // Электрические станции. - 1970. – № 8. – С. 24 - 26.
2. *Кирш А.К.* Методы и результаты испытаний конденсаторов паровых турбин и опыт эксплуатации конденсационных установок / А.К. Кирш // Теплоэнергетика. - 1978. – № 2. – С. 89 - 92.
3. Программа-методика определения присосов воздуха в вакуумную систему при работе турбоустановки на мощности. 141-43/3,4-Пр-СНИО 2005 / ОП «Ровенская АЭС».
4. Алгоритм расчета и представления результатов автоматизированной системы контроля за состоянием схемы воздухоудаления конденсационной установки турбины К-1000-60/3000 ст. № 1 Хмельницкой АЭС.

Надійшла до редакції 11.09.2013 р.

УДК 621.039.73

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ АЛГОРИТМОВ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ДЕЙСТВУЮЩИХ САОЗ ВД РЕАКТОРОВ ВВЭР В СЛУЧАЕ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

**А.Ю. Лавренчук¹, асп., С.Т. Мирошниченко¹, к.т.н., доц.,
В.А. Герлига², д.т.н., проф., Д.В. Шевелев², к.т.н.**

¹Севастопольский национальный университет ядерной энергии и промышленности
²Отделение научно-технической поддержки ОП НТЦ НАЭК «Энергоатом», г. Севастополь

Описаны основные проблемы, возникающие при функционировании систем безопасности (систем аварийного охлаждения активной зоны высокого давления), и обоснована необходимость их модернизации. Приводятся технические решения и пути дальнейших исследований по усовершенствованию систем безопасности, применяемых на АЭС с ВВЭР. Сформулированы выводы.

Введение

При авариях с течью первого контура системы аварийного охлаждения активной зоны (САОЗ) выполняют основные функции безопасности – подпитку первого контура и отвод остаточных энерговыделений от активной зоны реактора, предотвращая повре-