

9. Строительная климатология: СНиП 23-01-99. – Введ. 01.01.2000. – М.: ГУП «ЦПП», 2003. – 114 с.
10. Власов, О. Е. Основы строительной теплотехники / О. Е. Власов. – М.: ВИА РККА, 1938. – 93 с.
11. Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена: АВОК Стандарт-1-2004: отраслевой стандарт. – Введ. 09.06.2004. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2004. – 32 с.

REFERENCES

1. Titov, V. P., Rymarov, A. G., & Samarin, O. D. (1999) *Calculation of Heating System Power and Air Exchange in the Building Spaces*. Moscow: MGSU [Moscow State Construction University] (in Russian).
2. Skanavi, A. N., & Makhov, L. M. (2002) *Heating*. Moscow, Publishers ASB. 575 p. (in Russian).
3. Livchak, I. F., & Naumov, A. L. (2005) *Ventilation of the High-Rise Apartment Buildings*. Moscow, AVOK-PRESS. 134 p. (in Russian).
4. Belashkina, I. V., Vital'ev, V. P., Gromov, N. K., Igolka, L. P., Ljamin, A. A., Ostal'tsev, P. P., Safonov, A. P., Skvortsov, A. A., Suris, M. A., Tagi-Zade, R. M., Falikov, V. S., & Shubin, E. P. (1988) *Water Heat Networks*. Moscow, Energoatomizdat. 378 p. (in Russian).
5. Mal'yavina, Ye. G. (2011) *Building Heat Losses*. 2nd pub. Moscow, AVOK-PRESS. 144 p. (in Russian).
6. SNiP 41-01-2003 [Building Regulations]. Heating, Ventilation, Conditioning. St. Petersburg, Dean, 2004. 142 p. (in Russian).
7. SNiP 23-02-2003 [Building Regulations]. Thermal Protection of the Buildings. Moscow: JSC 'TsPP', 2008. 48 p. (in Russian).
8. Livchak, V. I. (2012) Another Argument in Favour of Enhancing Buildings Thermal Protection. *Energoberezhenie* [Energy Saving], 6, 14–20 (in Russian).
9. SNiP 23-01-99 [Building Regulations]. Building Climatology. Moscow, GUP 'TsPP', 2003. 114 p. (in Russian).
10. Vlasov, O. Ye. (1938) *Basics of Construction Thermo Engineering*. Moscow, VIA RKKA. 93 p. (in Russian).
11. AVOK Standard-1-2004. Industry Standard. Buildings Residential and Public. Air Exchange Norms. Moscow, AVOK-PRESS, 2004. 32 p. (in Russian).

Представлена кафедрой
теплоэнергетики и теплотехники

Поступила 04.03.2015

УДК 621.165

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ В ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ ТЭС

Канд. техн. наук НЕУЙМИН В. М.

ООО «НПО «Энергобезопасность»

и ООО «Технологические системы защитных покрытий» (Москва, Россия)

E-mail: neva333@yandex.ru

Предложены основы теории вентиляционных процессов, возникающих и протекающих в ступенях паровых турбин ТЭС на режимах работы с малыми объемными расходами пара в цилиндре низкого давления. Основы теории включают новые физико-математические модели для расчета вентиляционных потерь мощности и вентиляционных разогревов пара и проточной части турбины; поиск и исследование факторов, вызывающих повышенные изгибные нагрузки на рабочих колесах последних ступеней и способных привести к поломке рабочих лопаток. Приведены практические результаты использования основ теории вентиляционных процессов.

Получена новая математическая зависимость для высокоточной оценки вентиляционных потерь мощности, учитывающая все многообразие параметров, определяющих

уровень этих потерь (установлено, что сила Кориолиса вносит вдвое больший вклад в вентиляционные потери мощности, чем центробежная сила). На ее основе получены семь простых формул для оперативной оценки вентиляционных потерь в отдельной ступени (с нераскручивающимися от вращения рабочими лопатками последней ступени, с раскручивающимися от вращения рабочими лопатками последней и промежуточной ступеней), в обеспаренной турбине в целом, в том числе по показаниям штатных приборов, расположенных на разъемах выхлопной части цилиндра низкого давления.

В основе новой системы расчета вентиляционных разогревов заложены два экспериментально установленных факта: вентиляционные потери мощности почти постоянны при очень малых объемных расходах рабочего пара; симметричные вентиляционные потоки в межлопаточном канале до момента их разделения на периферии полностью смешиваются. Это позволяет определить полное приращение энтальпии сбрасываемого из ступени пара по отношению к энтальпии подсасываемого в межлопаточный канал рабочего колеса из парового пространства конденсатора. Установлено и подтверждено влияние широкого спектра параметров на уровень вентпотерь мощности и вентиляционных разогревов в турбинной ступени, перечислены меры борьбы с ними. Результаты расчетов вентпотерь и вентразогревов близки к экспериментальным данным разных исследователей.

Ключевые слова: паровые турбины ТЭС, цилиндр низкого давления, теория вентиляционных процессов, математическая зависимость.

Табл. 2. Библиогр.: 26 назв.

FUNDAMENTALS OF THE THEORY OF VENTILLATION PROCESSES IN THE STEAM TURBINES TPP

NEUIMIN V. M.

LLC 'Energobezопасnost' and LLC 'TSPC' (Moscow, Russia)

The article proposes the theoretical framework of ventilation processes emerging and going on in the stages of TPP steam turbines during the operating regimes with small-quantity volumetric flow rates in the low-pressure cylinder. The basic theory includes new physico-mathematical models for estimating the ventilating capacity losses and ventilation heatings-up of the steam and the air-gas channel of the turbine; search and investigation of the factors causing the increased momental loads on the blade wheels of the finale stages which are likely to lead to destruction of the rotating blades. The paper renders the practical results of utilizing the theoretical framework of ventilation processes.

The author obtains a new mathematical relation for high-accuracy assessment of the ventilating capacity losses accounting for all the diversification of parameters defining the level of these losses (it is established that the Coriolis force contributes twice as much to the ventilating capacity losses as the centrifugal force). Seven ordinary formulae obtained on its basis provide a separate stage ventilation-losses immediate evaluation (with rotation blades of the finale stage not unwinding from the turning, with rotation blades of the finale and intermediate stages unwinding from the turning), in the turbine altogether-vapor-evacuated including by readings of the regular instruments located at the connectors of the exhaust part of the low-pressure cylinder.

As the cornerstone of the new ventilation heating-up evaluation system the author lays two experimentally established facts: the ventilating capacity losses are practically constant at working steam negligible volumetric flow rates; symmetrical ventilating flows in the blade channel mingle entirely to the moment of their split up at the periphery. This renders possible estimating the complete enthalpy increment of the steam being discharged from a stage in relation to the enthalpy of the steam being drawn into the blade channel of the blade wheel out of the vapor space of the condenser. The research establishes and acknowledges the influence of a wide spectrum of parameters on the ventilating capacity losses level and ventilation heatings-up in a turbine stage, indicates the measures for them. The estimation results of ventilating losses and ventilation heatings-up are close to the experimental findings of different researchers.

Keywords: the CHP steam turbines, low-pressure cylinder, the ventilation processes theory, mathematical relation.

Tab. 2. Ref.: 26 titles.

Введение. На режимах пуска-останова, холостого хода, аварийного сброса нагрузки, теплофикационном, включая моторный и горячего вращающегося резерва, характеристики работы лопаточного аппарата паровых турбин ТЭС определяются воздействием на него вентиляционных явлений (вентиляционные потери мощности (ВП) [1] и вентиляционные разогревы (ВР) [2], интенсивное возбуждение аксиальных изгибных резонансных колебаний облопаченного диска винтовым потоком рабочего пара, пульсирующим с частотой, равной частоте вращения вентиляционного потока в зазоре между диафрагмой и рабочим колесом, вследствие регулярного воздействия неравномерности вращающегося потока путем попеременного растяжения и сжатия его проходного сечения и способного привести к поломке рабочих лопаток [3, 4]). Результаты исследований ВП, ВР, разработка предложений, направленных на снижение их негативного воздействия, а также установление факторов, вызывающих повышенные изгибные нагрузки на рабочем колесе последних ступеней цилиндра низкого давления (ЦНД) на малорасходных режимах и способных привести к поломке рабочих лопаток, составляют основы теории вентиляционных процессов в турбинах ТЭС.

Классификация зависимостей для оценки вентиляционных потерь мощности в ступенях паровых турбин ТЭС. Приведем результаты расчетов ВП для рабочих лопаток ЦНД турбин производства Ленинградского металлического завода (ЛМЗ), Турбомоторного завода (ТМЗ), English Electric (EE). В XX в. для оценки ВП в ступенях осевых турбомашин нашло применение большое число математических зависимостей (табл. 1, графа 1) [5]. В табл. 1 приведены также полученные расчетным путем по анализируемым зависимостям величины среднеквадратичных относительных отклонений значений ВП, имеющих место в последних ступенях мощных паровых турбин ТЭС на беспаровых режимах, в сравнении с экспериментальными данными.

В основе большинства представленных в табл. 1 математических зависимостей лежит модель, предложенная в начале XX в. Аурелем Стодола [6] (1859–1942 гг.), согласно которой вентиляционные течения рабочего тела на неактивной дуге возникают вследствие захвата газа кромками рабочих лопаток. При этом расход газа пропорционален окружной скорости, а напор определяется из уравнения Эйлера для удельной работы; ВП пропорциональны среднему диаметру рабочего колеса, высоте рабочих лопаток, плотности газа и кубу окружной скорости. Результаты расчетов ВП по различным зависимостям существенно различаются.

Согласно [7], математическая зависимость (21, табл. 1) для вычисления мощности вентиляции позволяет учесть практически все многообразие параметров, определяющих уровень вентиляционных потерь энергии в турбинной ступени. Это геометрические характеристики рабочего колеса, радиальный зазор, размеры камеры вентиляции, частота вращения колеса, плотность среды. Для приближенной оценки вентиляционных потерь энергии в турбинных ступенях с относительно длинными рабочими лопатками из общей формулы получена упрощенная зависимость. Отмечается хорошее соответствие опытных и расчетных величин вентиляционных потерь энергии в паровых турбинах малой и средней мощности. На осно-

вании этой же модели в [8] предложена зависимость для вычисления мощности вентиляции ступеней микротурбин. При этом отмечается хорошая сходимость опытных величин ВП и расчетных значений, полученных с применением универсальной математической зависимости (21, табл. 1).

Согласно [9–12], хорошее совпадение с экспериментальными данными, прежде всего при больших значениях p_k , дает расчет ВП по зависимости И. Усачева – В. Неуймина, по [13, 14] – расчет ВП в ступенях, в группе ступеней, цилиндрах, турбинах, выполненный с использованием универсальной математической зависимости (21, табл. 1), которая использована при оценке условий перехода турбин Т-250 в режим работы без последней ступени [15, 16].

Известные зависимости, применяемые для оценки ВП, классифицированы в [5]. Результаты расчетов ВП по математическим зависимостям (табл. 1) для рабочих лопаток ЦНД турбин производства ЛМЗ и ТМЗ (Т-50-12,8 (для $n = 50; 60$ Гц); ПТ-60-12,8; К-100; К-200; Т-100; ПТ-135/165-12,8/1,5; ТК-450/500-5,9 (проект), Т-250-23,5; К-1200-23,5), а также для рабочих лопаток последней ступени турбины К-500 (ЕЕ) приведены в [17].

Таблица 1

Автор математической зависимости	Среднеквадратичные относительные отклонения значений ВП, %	Автор математической зависимости	Среднеквадратичные относительные отклонения значений ВП, %
1. А. Стодола	176,0	12. Metro Wicker ¹ s	35,0
2. Г. Флюгель	98,0	13. Р. Зутер и В. Траупель	28,5
3. Казанский авиационный институт (КАИ)	89,0	14. Д. Керр	27,5
4. ЛМЗ – А. Щегляев	83,5	15. В. Генрих	25,1
5. С. Шубович, Томский политехнический институт (ТПИ)	77,0	16. Г. Форнер	24,6
6. Г. Матвеев и А. Речкоблит	75,0	17. Н. Марков и И. Терентьев, Центральный котло-турбинный институт (ЦКТИ)	17,5
7. А. Межерицкий, Центральный научно-исследовательский институт морского флота (ЦНИИМФ)	60,0	18. English Electric	16,3
8. Brown Boveri Company	53,6	19. Ю. Шальман, Центральный институт авиационного машиностроения (ЦИАМ)	13,5
9. General Electric	46,7	20. Ю. Шальман (ЦИАМ)	7,5
10. В. Пономарев, Харьковский политехнический институт (ХПИ)	42,4	21. И. Усачев – В. Неуймин (ТМЗ)	2,5–2,9
11. Г. Зальф и Ю. Качуринер, Невский завод (НЗЛ)	41,5		

Пример. При $p_k = 9,8$ МПа и плотности рабочей среды, равной $0,067 \text{ кг/м}^3$, ВП, например, на 31-й ступени турбины Т-250/300-23,5 (Т-250), составят: 4711,8 кВт (расчет по зависимости 1, табл. 1), 3088,7 кВт (расчет по 4), 1612,1 кВт (расчет по 21).

Соотношение приведенных расчетных значений ВП $N_{\text{ВТО}}$, определенных для паровых турбин К-25-8,8; Т-50-12,8 (ТМЗ), ПТ-60-12,8; К-200-12,8 (ЛМЗ) по зависимости (21, табл. 1), и ряда опытных данных, полученных разными исследователями, приведено в табл. 2.

ВП в ступенях паровых турбин ТЭС могут быть уменьшены за счет: применения полочного обандаживания (реализация мероприятия, например, на турбине Т-250 приведет к снижению ВП примерно на 25 % и повышению экономичности на 0,11 %); деления проходного сечения облопачивания на меньшие части (разделительное кольцо уменьшает раскрутку рабочих лопаток, что повышает аэродинамическую эффективность рабочих каналов). Суммарные ВП рабочих лопаток в разделенном лопаточном канале меньше потерь в единой зоне. Максимальный эффект достигается при делении межлопаточного канала рабочих лопаток на примерно равные части: ВП снижаются на 30 %.

Таблица 2

Объект исследований	Расчетное значение (РЗ) $N_{\text{ВТО}}$, кВт	Опытная величина (ОВ) $N_{\text{ВТО}}$, кВт	(РЗ – ОВ)/РЗ, %	Исследователь
К-25 (ЛМЗ)	276,7	266,2	0,36	Г. Шапиро
ЦНД Т-50 (ТМЗ)	530,1	517,8	2,38	»
Т-50 (ТМЗ)	626,0	623,8	0,35	»
ЦНД ПТ-60 (ЛМЗ)	890,0	863,8	2,94	»
ЦНД ПТ-60 (ЛМЗ)	938,8	912,2	2,83	»
ПТ-60 (ЛМЗ)	947,6	921,8	2,72	»
К-200 (ЛМЗ)	3904,4	3929,4	0,64	А. Мадоян

Оптимальная установка одного разделительного кольца и периферийное обандаживание рабочих лопаток на каждой ступени ЦНД турбин ПТ-135, Т-175, Т-250 (ТМЗ) повысят среднегодовое значение КПД турбин соответственно на 0,20; 0,31; 0,30 % за счет снижения ВП; разоблопачивания ротора – проставки ЦНД мощной турбины ТЭС перед планируемым длительным режимом ее работы с закрытой регулирующей диафрагмой (вынужденная мера); реконструкции регулирующей диафрагмы, направленной на повышение ее плотности, с целью снижения вентиляционных расходов пара (например, в ЦНД турбины Т-250 расход пара через реконструированную регулирующую диафрагму ЦНД может быть снижен в 10 раз: с 55 до 5 т/ч); снятия последних ступеней ЦНД теплофикационных турбин (вынужденная мера) [18]; подрезки «под корень» рабочих лопаток рабочих колес последних ступеней теплофикационных паровых турбин (вынужденная мера); реконструкции ЦНД, связанной с реализацией принципа раздельного управления регулирующей диафрагмой турбин ТЭС с двухпоточными ЦНД (по оценке специалистов ТМЗ, ЛМЗ, ВТИ, в этом случае возможно повышение экономичности паротурбинной установки примерно на 1,5–2,0 %); применения расцепной муфты ЦНД (дорогостоя-

шее мероприятие); поддержания параметров пара со стороны конденсатора на уровне насыщения.

К выводу математической зависимости для высокоточной оценки вентиляционных потерь мощности. Установившийся вентиляционный процесс в межлопаточном канале осевой турбинной ступени в диаграмме « $H - S$ » описан в [1]. Суммарный процесс вентиляции близок к изохорному: без существенных погрешностей в расчетах плотность газа можно принять постоянной [19], что упрощает вычисления. На основе классического формализма Ж. Л. Лагранжа в [1] получена зависимость (21, табл. 1) для высокоточной оценки ВП.

Раскрутка рабочих лопаток последних ступеней мощных турбин ТЭЦ под действием центробежных сил (при отсутствии цельнофрезерованного бандажа) приводит к росту ВП примерно на 25 %: ПТ-135 – 1785/2250; Т-175 – 3600/4520; Т-250 – 3980/5190; К-800 – 10490/13390 кВт/кВт (где делимое – ВП рабочего колеса с периферийным бандажом, делитель – ВП рабочего колеса без периферийного бандажа).

К оценке вентиляционных разогревов в ступенях паровых турбин ТЭС. В [19] дано объяснение процесса образования отрывных явлений в рабочем колесе турбины ТЭС (прикорневого, прикорневого и периферийного отрывов потока с объемным расходом вентиляционных потоков), приведена зависимость относительного положения нижней радиальной границы рабочего пара на выходе из последней ступени при разных относительных значениях объемных расходов пара GV и β . Уменьшение объемного расхода пара через межлопаточный канал сопровождается увеличением раскручивающего действия рабочих лопаток. Согласно законам механики переход в равновесное состояние газодинамической системы должен проходить в соответствии с принципом Ле-Шателье: в системе «поток рабочего пара – межлопаточный канал» изменение времени прохождения потока должно сопровождаться действием, уменьшающим его изменение [20]. Этой недиссипативной силой пар в межлопаточном канале ускоряется, вследствие чего уменьшается расходное сечение его потока и образуется прикорневой отрыв. Уменьшение объемного расхода пара связано с соответствующим падением его расходного напора и сопровождается ростом плотности пара к периферии рабочих лопаток. В абсолютно активной ступени турбины наличие такого роста означает существование прикорневого отрыва потока, а превосходство на периферии межлопаточного канала радиального напора над расходным указывает на появление прикорневого отрыва потока. Изменение плотности среды в радиальном направлении препятствует уменьшению входной скорости потока при падении его объемного расхода, что вызывает сокращение зоны прикорневого отрыва. При отсутствии расхода рабочего пара периферийный и прикорневой отрывы потока составляют радиально симметричные зоны вентиляции механически инертного пара или паровоздушной смеси. Для практических расчетов, в которых объемный расход рабочего пара является базовой величиной, задача сводится к определению соответствующих радиальных положений и расходных сечений парового потока в межлопаточном канале. Если изменениями этих величин пренебрегают, то решение задачи ограничивается условиями поступательного движения

плоской решетки рабочих лопаток со скоростью, равной средней окружной скорости соответствующей кольцевой решетки [21]. Реализация в газодинамической системе принципа Ле-Шателье выражается комбинацией трансцендентных функций. Сравнивая движение потока рабочего пара одновременно в осевом и радиальном направлениях, можно вычислить изменение полной нагрузки потока на рабочем колесе ступени и определить зоны вентиляции [1]. Детальное представление задачи сводится к анализу: прикорневого отрыва потока; двойственности характера его течения при малых объемных расходах, обуславливающего относительно плохую устойчивость его малых возмущений в любом из двух возможных положений; влияния осевой ширины длинных рабочих лопаток на формирование вентиляционного и рабочего потоков пара.

В основе предлагаемой системы расчета заложены два экспериментально установленных факта: ВП почти постоянны при очень малых объемных расходах рабочего пара; симметричные вентиляционные потоки в межлопаточном канале до момента их разделения на периферии полностью смешиваются. Данное обстоятельство позволяет определить полное приращение энтальпии сбрасываемого из ступени пара по отношению к энтальпии подсасываемого в межлопаточный канал рабочего колеса из парового пространства конденсатора. Для этого достаточно вычислить отношение полного приращения энтальпии к однократному ее приращению (за один оборот валопровода турбины) при прохождении фиксируемой вентилируемой массой пара межлопаточных каналов рабочего колеса [2].

Результаты расчета свидетельствуют: в установившемся вентиляционном режиме в обеспаренном ЦНД турбины Т-100 ВП по сравнению с исходными значениями уменьшатся на 21,1 %. Уровень разогревов в ЦНД турбины Т-250 в 3,3 раза выше, чем в ЦНД турбины Т-100. При нулевом расходе рабочего пара максимальный разогрев возникает на периферии первых ступеней ЦНД и теоретически может достичь в сухом паре 163 °С (Т-100) и 542 °С (Т-250). Результаты расчетов уровней ВР пара в межлопаточном канале рабочего колеса ЦНД турбин Т-100 и Т-250 [2], турбин других типов на рассматриваемых режимах соответствуют экспериментальным значениям.

Помимо радиального перепада температур в корневых сечениях рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин, на теплофикационных режимах возникают значительные перепады температур в осевом направлении. В эксплуатационных условиях этот перепад особенно велик на последней ступени турбины. Например, в корне рабочих лопаток на 31-й (40-й) ступени ЦНД турбины Т-250 перепад достигает ~200 °С. На теплофикационных режимах рабочий пар практически всегда охлаждает проточную часть ЦНД. Сдерживающими факторами в экспериментальном определении допустимых разогревов ЦНД паровых турбин ТЭС являются: стеллитовая защита входных кромок рабочих лопаток [22]; демпферные титановые связи; перепады температур по ступицам насадных дисков и по сечению патрубков, особенно для цилиндров со встроенными подшипниками; разогревы опорной части подшипников. Обеспечение допустимого теплового состояния лопаточного аппарата и выхлопного патрубка ЦНД мощных турбин ТЭС достигается различными способами, отличающимися подводимым рабочим телом для охлаждения проточ-

ной части, местом подвода охладителя, характеристиками охладителя. Избежать нежелательных эффектов, вызываемых перегревом проточной части ЦНД турбины Т-250, возможно за счет применения саморегулируемого охлаждающего устройства [23]. Последнее стало прототипом запатентованной заявки на изобретение «Часть низкого давления паровой турбины» № 2013 148259/06 (075051) (отметим, что прототип не уступает изобретению). Исключить применение охлаждающих устройств должно позволить освоение технологии лазерной наплавки порошкового стеллита на поверхность входной кромки рабочих лопаток [24].

Поиск и исследование факторов, вызывающих повышенные изгибные нагрузки на рабочие колеса последних ступеней мощных паровых турбин ТЭС, эксплуатируемых с малыми объемными расходами рабочего пара и способных привести к поломке рабочих лопаток. В первое десятилетие эксплуатации новых мощных турбин ТЭЦ на теплофикационных режимах отмечался рост аварийности преимущественно за счет усталостного разрушения рабочих лопаток последних ступеней ЦНД. Появилась необходимость установить фактор разрушительной вибрации и определить его параметры. В ПО «Турбомоторный завод» (Минэнерго-маш СССР) под руководством начальника бюро вибрации и прочности СКБ по паротурбостроению И. Магина была разработана специальная программа исследования, спроектирована и изготовлена соответствующая оснастка; в 1973–1978 гг. проведена серия режимных испытаний на ряде турбин: Т-50 (Кировская ТЭЦ-4) и Т-100 (Среднеуральская ГРЭС); ПТ-135 (Пермская ТЭЦ-14), Т-250 (ТЭЦ-22 ОАО «Мосэнерго») и других, а также на стенде натурных испытаний завода (Среднеуральская ГРЭС). В испытаниях сочетались: тензометрирование не менее шестой части рабочих лопаток в группе одна за другой, что давало величины напряжений и их эпюры по высоте рабочих лопаток, указывающие форму колебаний частоты и соответствующие амплитуды отдельных форм колебаний, составляющих вибрацию; дискретно-фазовые измерения с помощью электронно-лучевых регистраторов амплитуд колебаний вершин рабочих лопаток одновременно по всему рабочему колесу (это показывало форму колебаний венца рабочих лопаток в системе с диском рабочего колеса и по ней – кратность основной частоты колебаний частоте возбудителя и фиксацию режимных параметров, по которым определяли расход рабочего пара через последнюю ступень ЦНД турбины). Плотность пара определяли по давлению и температуре. Результаты испытаний [3, 4] свидетельствуют (впервые в мировой практике): при работе турбины по мере роста объемного расхода пара при резонансе 3-й кратности оборотам вала на фоне плавного затухающего роста изгибных напряжений рабочих лопаток последней ступени выделяется выбег при малых расходах пара, указывающий на дополнительное субрезонансное возбуждение вентиляционной зоны (которая вынуждает пульсировать проходящий рабочее колесо поток пара), способное привести к поломкам рабочих лопаток последних ступеней. При этом установлено, что основное резонансное воздействие идет от асимметрии потока рабочего пара, а дополнительное – от пульсации этого потока под радиальным воздействием вращающейся между диафрагмой и рабочим колесом вентилируемой среды со скоростью 40–50 % от скорости вращения рабочего колеса по удвоенной кратности воздействия.

ВЫВОДЫ

1. Предложенная физическая модель вентиляционного процесса, сопровождающего работу турбины ТЭС при эксплуатации с малыми объемными расходами рабочего пара, и использование классического формализма Ж. Лагранжа позволили получить новую математическую зависимость (п. 21, табл. 1) для высокоточной оценки вентиляционных потерь мощности, которая дает возможность учесть все многообразие параметров, определяющих их уровень: геометрические размеры рабочего колеса и камеры вентилирования, частоту вращения валопровода, плотность рабочей среды. Увеличение точности расчетов вентиляционных потерь мощности и вентиляционных разогревов влияет на результаты проектирования рабочего колеса турбинной ступени и выбор режимов эксплуатации турбоустановки.

2. На основании новой зависимости получены семь наиболее простых формул для оперативной оценки вентиляционных потерь мощности в отдельной ступени (с нераскручивающимися от вращения рабочими лопатками последней ступени, с раскручивающимися от вращения рабочими лопатками последней и промежуточной ступеней), в обеспаренной турбине в целом (моторный режим, режим вращающегося резерва), в том числе по показаниям штатных приборов, расположенных на разъемах выхлопной части цилиндра низкого давления.

3. Основы теории могут быть применены в космонавтике, ракетной технике, авиации, надводном и подводном транспорте при создании турбин с парциальным подводом рабочего тела.

4. Использование предложенной физико-математической модели позволяет оценивать вентиляционный разогрев в проточной части цилиндров современных турбин ТЭС при их работе с малыми объемными расходами рабочего пара. Вентиляционные разогревы приводят к снижению вентиляционных потерь мощности в ступени, цилиндре, турбине.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н е у й м и н, В. М. Универсальная математическая зависимость для высокоточной оценки вентиляционных потерь мощности в ступени турбины ТЭС / В. М. Неуймин // Надежность и безопасность энергетики. – 2011. – № 1 (12), 2 (13). – С. 56–65, 66–76.
2. Н е у й м и н, В. М. К построению физико-математической модели для оценки уровня вентиляционных разогревов проточной части турбины ТЭС. Ч. 1, 2 / В. М. Неуймин // Надежность и безопасность энергетики. – 2009, 2010. – № 4 (7), 1 (8). – С. 40–43, 37–42.
3. В о з б у ж д е н и е аксиальных колебаний колес паровых турбин в эксплуатационных условиях / И. П. Усачев [и др.] // Энергетическое машиностроение. – 1981. – № 3. – С. 5–9.
4. У с а ч е в, И. П. О возбуждении аксиальных колебаний в решетках рабочих лопаток ступеней ЦНД современных теплофикационных паровых турбин на пуско-остановочных режимах / И. П. Усачев, В. М. Неуймин // Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций: сб. докл. междунар. науч.-техн. совещания. – М.: Всероссийский теплотехнический науч.-исслед. ин-т, 2009. – С. 154.
5. Н е у й м и н, В. М. Методы оценки вентиляционных потерь мощности в ступенях паровых турбин ТЭС / В. М. Неуймин // Теплоэнергетика. – 2014. – № 10. – С. 73–80.
6. S t o d o l a, A. Steam and Gas Turbines / A. Stodola. – N-Y.: Peter Smith, 1945. – 1356 p.
7. М а т в е е н к о, В. А. Особенности работы ЦНД паровых турбин на малорасходных режимах / В. А. Матвеев, В. Н. Агафонов // Энергетическое машиностроение: обзорная информация. – 1984. – Вып. 12. – С. 54.
8. К о т л я р, И. В. Универсальный метод расчета потерь на вентиляцию в парциальной турбинной ступени / И. В. Котляр, Е. И. Кончаков // Энергетическое машиностроение: респ. межвед. науч.-техн. сб. – Харьков: Вища шк., 1983. – Вып. 35. – С. 51–60.

9. Котляр, И. В. Метод детального расчета потерь на вентиляцию в парциальной турбинной ступени / И. В. Котляр, Ю. П. Кузнецов, А. Б. Чуваков // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 1993. – № 11–12. – С. 101–104.
10. Аракелян, Э. К. Повышение экономичности и маневренности оборудования тепловых электростанций / Э. К. Аракелян, В. А. Старшинов. – М.: Изд-во МЭИ, 1993. – 326 с.
11. Ильин, Е. Т. Потери мощности на трение и вентиляцию при работе К-200-130 в малорасходных и моторном режимах / Е. Т. Ильин, С. В. Тараканов // Разработка высокоэффективного энергетического оборудования: сб. статей. – М.: МЭИ, 1984. – С. 121–127. – (Труды Московского энергетич. ин-та. Вып. 623).
12. Новоселов, В. Б. О защите теплофикационной турбины от обратных потоков пара из сетевых подогревателей при сбросе электрической нагрузки / В. Б. Новоселов // Энергомашиностроение. – 1988. – № 9. – С. 46–49.
13. Карницкий, Н. Б. Синтез надежности и экономичности теплоэнергетического оборудования ТЭС / Н. Б. Карницкий. – Минск: ВУЗ-ЮНИТИ, 1999. – 224 с.
14. Балабанович, В. К. Совершенствование схем и режимов работы теплофикационных паротурбинных установок / В. К. Балабанович. – Минск: ПолиБиг, 2000. – 189 с.
15. Костюк, А. Г. Об условиях перехода турбин Т-250/300-23,5 ТМЗ в режим работы без рабочих лопаток последних ступеней / А. Г. Костюк, А. Д. Трухний, А. Д. Ломакин // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 23–30.
16. Оценка целесообразности работы теплофикационных турбин Т-250/300-240 без последней ступени в ЦНД / А. Е. Зарянкин [и др.] // Теплоэнергетика. – 2005. – № 6. – С. 14–18.
17. Неуймин, В. М. Результаты расчета вентиляционных потерь мощности в ступенях паровых турбин ТЭС / В. М. Неуймин // Энергетик. – 2015. – № 1. – С. 50–55.
18. Неуймин, В. М. Практический опыт эксплуатации турбины ПТ-140 без последней ступени / В. М. Неуймин, И. П. Усачев, В. И. Скоробогатых // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 31–35.
19. Усачев, И. П. О прикорневом отрыве в осевой турбинной ступени / И. П. Усачев, В. М. Неуймин, Л. А. Жученко // Энергомашиностроение. – 1979. – № 3. – С. 9–12.
20. Хаазе, Р. Термодинамика необратимых процессов / Р. Хаазе. – М.: Мир, 1967. – 544 с.
21. Пономарев, В. Н. Исследование работы турбинной ступени на частичных нагрузках / В. Н. Пономарев // Энергомашиностроение. – 1976. – № 2. – С. 11–13.
22. Неуймин, В. М. О мерах по снижению эрозионного износа рабочих лопаток современных паровых турбин ТЭС / В. М. Неуймин // Энергетик. – 2011. – № 3. – С. 10–18.
23. Неуймин, В. М. К вопросу об охлаждении ЦНД мощных паровых турбин / В. М. Неуймин, И. П. Усачев // Разработка и исследование элементов энергетического оборудования: сб. статей. – Л., 1978. – С. 23–25. – (Труды ЦКТИ / Науч.-произв. объединение по исслед. и проектир. энергетического оборудования имени И. И. Ползунова; вып. 157).
24. Грачев, О. Е. Новый способ упрочнения рабочих лопаток последней ступени мощных паровых турбин ТЭС / О. Е. Грачев, В. М. Неуймин // ТПА. Трубопроводная арматура и оборудование. – 2014. – № 5 (74). – С. 66–68.
25. ФСА теплофикационных паровых турбин: унифицированная проточная часть низкого давления / В. М. Неуймин [и др.] // Тяжелое машиностроение. – 1990. – № 8. – С. 11–13.
26. Неуймин, В. М. К выбору длины рабочей лопатки последней ступени мощной паровой турбины ТЭС / В. М. Неуймин // Энергетик. – 2014. – № 1. – С. 15–20.

REFERENCES

1. Neumin, V. M. (2011) Universal Mathematical Relation for High-Precision Evaluation of Convection Power Losses in the Turbine Stage of TPP. *Nadezhnost' i Bezopasnost' Energetiki* [Reliability and Safety of Power Industry], 1 (12), 2 (13), 56–65, 66–76 (in Russian).
2. Neumin, V. M. (2009) (2010) On Physico-Mathematical Modeling for Evaluation of the Ventilation Heating-up Level of the Flowing Part of the TPP-Turbine. Part. 1. *Nadezhnost' i Bezopasnost' Energetiki* [Reliability and Safety of Power Industry], 4 (7), 1 (8), 40–43, 37–42 (in Russian).
3. Usachev, I. P., Efimenko, E. N., Il'nykh, V. V., Koliashnikov, V. V., & Neumin, V. M. (1981) Excitation of Axial Vacillation of the Steam Turbines Wheels in the Running Regime. *Energeticheskoe Mashinostroenie* [Power Engineering Industry], 3, 5–9 (in Russian).
4. Usachev, I. P., & Neumin, V. M. (2009) On Axial-Vacillation Excitation in the Moving Blades Grids of LPC-Stages of the Modern Steam Turbines of District Heat Supply in the Starting and Stopping Regimes. *The Problems of Vibration, Vacillation Balancing, Vibro-Monitoring and Diagnostics of Power Plants Equipment. Proceedings of the International Scientific and Technical Meeting*. Moscow: All-Russian Heat Engineering Research Institute, 154 (in Russian).

5. Ne u i m i n, V. M. (2014) Estimating Method of Convection Power Losses in Stages of the TPP Steam Turbines. *Teploenergetika* [Heat-Power Engineering], 10, 73–80 (in Russian).
6. S t o d o l a, A. (1945) *Steam and Gas Turbines*. New York, Peter Smith. 1356 p.
7. M a t v e e n k o, V. A., & Agafonov, V. N. (1984) Peculiarities of the Steam Turbines LPC Operating in Low Flow Rate Regimes. *Energeticheskoe Mashinostroenie: Obzornaia Informatsiia* [Power Engineering: an Overview], 12, 54 (in Russian).
8. K o t l y a r, I. V., & Konchakov, E. I. (1983) Universal Computing Method for Convection Losses in the Partial Turbine Stage. *Energeticheskoe Mashinostroenie. Respublikanskii Mezhvedomstvennyi Nauchno-Tekhnicheskii Sbornik* [Power Engineering Industry. Republican Interdepartmental Scientific and Technical Collection]. Kharkiv, Vishcha Shkola, 35, 51–60 (in Russian).
9. K o t l y a r, I. V., Kuznetsov, Yu. P., & Chuvakov, A. B. (1993). The Method of Detailed Convection-Losses Computation in the Partial Turbine Stage. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG – Energetika* [Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations – Energetika], 11–12, 101–104 (in Russian).
10. A r a k e l i a n, E. K., & Starshinov, V. A. (1993). *Thermal Power Plant Equipment Operational Economy and Maneuverability Increase*. Moscow, MPEI-Press. 326 p. (in Russian).
11. I l' i n, E. T., & Tarakanov, S. V. (1984) Power Losses on Friction and Convection at K-200-130 Operating in Low Flow-Rate and Motor Regimes. *Development of High-Efficiency Power-Generating Equipment. Proceedings of the Moscow Power Engineering Institute*. Moscow, Issue 623, 121–127 (in Russian).
12. N o v o s e l o v, V. B. (1988) On Protection of the District-Heating Turbine Against Recycling Steam Flows from the District Heaters at the Falloff of the Electric Loading. *Energomashinostroenie* [Power Plant Engineering], 9, 46–49 (in Russian).
13. K a r n i t s k i y, N. B. (1999) *Synthesis of Reliability and Economical Efficiency of the TPP Heat and Power Equipment*. Minsk, VUZ-UNITY Publ. 224 p. (in Russian).
14. B a l a b a n o v i c h, V. K. (2000) *Upgrading Schemes and Regimes of Duty of the Heat-Supply Steam-Turbine Plants*. Minsk, PolyBig Publ. 189 p. (in Russian).
15. K o s t y u k, A. G., Trukhniy, A. D., & Lomakin, A. D. (2004) On Conditions of Turbines T-250/300-23,5 TMZ Transition to the Regime of Duty without Rotating Blades of the Last Stages. *Teploenergetika* [Heat-Power Engineering], 5, 23–30 (in Russian).
16. Z a r y a n k i n, A. E., Zroichikov, N. A., Ermolaev, G. V., & Fichoriak, O. M. (2005) Expedience Evaluation of the Heat-Supply Turbine T-250/300-240 Operation without the Last Stage in the LPC. *Teploenergetika* [Heat-Power Engineering], 6, 14–18 (in Russian).
17. N e u i m i n, V. M. (2015) The Computation Results of the Convection Power Losses in the Stages of the TPP-Steam Turbines. *Energetik* [Energetic], 1, 50–55 (in Russian).
18. N e u i m i n, V. M., Usachev, I. P., & Skorobogatykh, V. I. (2004) Practical Operating Experience of Turbine PT-140 without the Last Stage. *Teploenergetika* [Heat-Power Engineering], 5, 31–35 (in Russian).
19. U s a c h e v, I. P., Neuimin, V. M., & Zhuchenko, L. A. (1979) On the Root Separation in the Axle Turbine Stage. *Energeticheskoe Mashinostroenie* [Power Engineering Industry], 3, 9–12 (in Russian).
20. K h a z e, R. (1967) *Thermodynamics of Irreversible Processes*. Moscow, Mir. 544 p. (in Russian).
21. P o n o m a r e v, V. N. (1976) Operation Study of the Turbine Stage on Partial Loading. *Energeticheskoe Mashinostroenie* [Power Engineering Industry], 2, 11–13 (in Russian).
22. N e u i m i n, V. M. (2011) On Erosive-Wear Reduction Measures of the Rotating Blades of the Modern TPP-Steam Turbines. *Energetik* [Energetic], 3, 10–18 (in Russian).
23. N e u i m i n, V. M., & Usachev, I. P. (1978) On the Issue of the LPC-Cooling of the High-Capacity Turbines. *Development and Research of the Elements of Power Equipment. Proceedings CKTI* [Research and Development Association on Research and Design of Power Equipment Named. Polzunov]. Leningrad, Issue 157, 23–25 (in Russian).
24. G r a c h e v, O. E., & Neuimin, V. M. (2014) A New Technique for the Rotating Blades Hardening of the Last Stage of the High-Capacity TPP-Steam Turbine. *TPA. Truboprovodnaia Armatura i Oborudovanie* [TPA. Piping Accessories and Equipment], 5 (74), 66–68 (in Russian).
25. N e u i m i n, V. M., Usachev, I. P., Tikhomirov, A. N., & Golovin, V. V. (1990) Functional and Cost Analysis of the District-Heating Turbines: Unified Air-Gas Channel of Low Pressure. *Tiazheloe Mashinostroenie* [Heavy Engineering], 8, 11–13 (in Russian).
26. N e u i m i n, V. M. (2014) On the Choice of the Rotating Blade Length of the Last Stage of the High-Capacity TPP-Steam Turbine. *Energetik* [Energetic], 1, 15–20 (in Russian).

Представлена кафедрой ТЭС БНТУ

Поступила 01.12.2014