

EFFICIENCY EVALUATION of ADDITIONAL REACTOR WWER-1000 CRASH PROTECTION

Yu. Braslavskiy

Efficiency of additional crash protection of the WWER reactors in the emergency situation like that at Three Mile Island NPP was shown. Main criteria characterizing WWER-1000 reactor core reliability degree under accelerated alarm system or without it were defined.

Список использованных источников

1. *Иванов В.А.* Эксплуатация АЭС: учебник для вузов / В.А. Иванов. – СПб.: Энергоатомиздат, Санкт-Петербургское отд-ние, 1994. – 384 с.
2. *Выговский С.Б.* Безопасность и задачи инженерной поддержки эксплуатации ядерных энергетических установок с ВВЭР: учеб. пособие / С.Б. Выговский, Н.О. Рябов, Е.В. Чернов. – М.: НИЯУ МИФИ, 2013. – 304 с.
3. *Аникевич К.П.* Системы управления и защиты реактора ВВЭР-1000: учеб. пособие / К.П. Аникевич. – 2-е изд., перераб. – Севастополь.: СТУЯЭиП, 2006. – 206 с.
4. *Баклушин Р.П.* Эксплуатационные режимы АЭС: учеб. пособие для вузов / Р.П. Баклушин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: МЭИ, 2012. – 532 с.

Надійшла до редакції 02.12.2013 р.

УДК 621. 643: 532. 528

АНАЛИЗ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ ПОТОКА И ПРИРОДЫ ВОЗМУЩАЮЩИХ СИЛ В РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ЦНД ТУРБИНЫ К-1000-60/3000

О.З. Емец, к.т.н.

Севастопольский национальный университет ядерной энергии и промышленности

Изложены обстоятельства поломки рабочей лопатки последней ступени цилиндра низкого давления (ЦНД) турбоагрегата К-1000-60-3000. Рассмотрены конструктивные особенности периферийной части этой ступени и связанная с ними газодинамическая структура потока, а также возмущающие силы, способные вызвать изгибные и крутильные колебания периферийной части рабочих лопаток в ступени большой веерности. Сделано предположение о возможном субгармоническом резонансном или околорезонансном от возмущающих сил 1-го рода характере колебаний периферийной части лопатки.

Введение

Задачи, связанные с влиянием периодической нестационарности и высокой турбулентности в проточных частях турбомашин, до настоящего времени не решены. Не закончено изучение природы возмущающих сил при взаимодействии решёток в потоках конденсирующегося и влажного пара.

Так, 14.02.10 произошел обрыв рабочей лопатки последней ступени ЦНД-3 турбины К-1000-60/3000 (бл. № 3, РАЭС) на расстоянии 250 мм от верхнего бандажа с повреждением козырька. Нарботка поврежденной ступени составляла 139 тыс. моточасов. На рис. 1 дано фотоизображение поврежденного венца. Исходя из характера излома поверхности лопатки, сделан вывод о том, что причина ее поломки связана с возникновением кратковременных нерасчетных нагрузок, вызванных сложными колебаниями как в тангенциальном, так и в аксиальном направлении, что подтверждается заключением службы металлов РАЭС. Также дается заключение о том, что поломка, возможно, связана с некачественным ремонтом при перелопачивании пятой ступени РНД-3, что привело к ослаблению посадки лопатки в замке интегрального (цельнофрезерованного) бандажа. Это обстоятельство привело к изменению частот и форм собственных колебаний лопатки, то есть к ее нерасчетному вибрационному состоянию. Обрыву лопатки способствовало также наличие концентраторов напряжений от существенного эрозионного повреждения входных кромок, заметного на рис. 1.

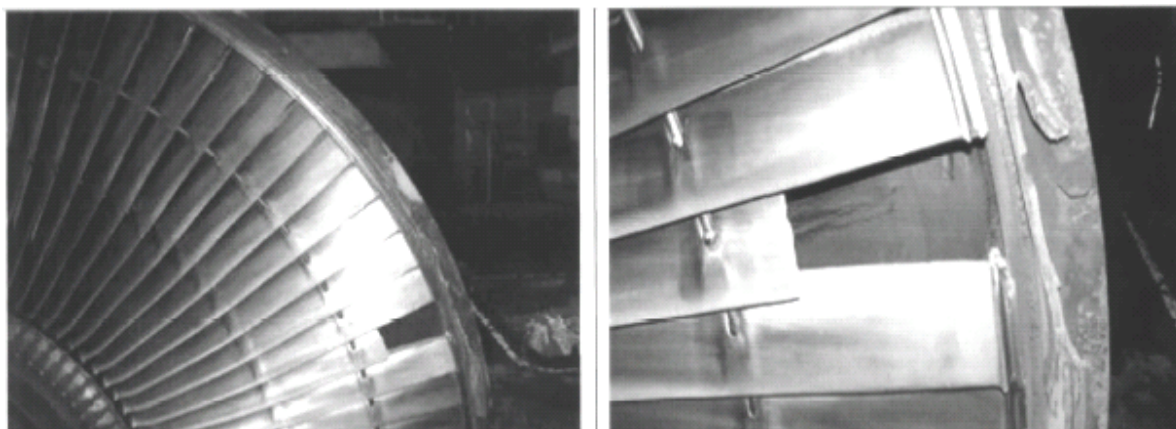


Рис. 1. Поврежденный венец рабочих лопаток 5-й ступени ЦНД-3

Постановка цели научной работы

Несмотря на нештатный характер ситуации, а также на то, что наработка ступени существенно превысила свой ресурс, представляет интерес рассмотрение возмущающих сил различного происхождения в периферийной части такой ступени и изменение вибрационного состояния лопатки в случае незафиксированной (свободной) ее вершины. При этом следует оценить характер воздействия возмущающих сил на вынужденные колебания лопатки. Рассмотрение указанных выше вопросов имеет значение, поскольку, например, разработанная на ЛМЗ турбина К-1200-6,8/25 не имеет полочных бандажей на рабочих лопатках последних двух ступеней двухпоточных (ЦНД).

Конструктивные особенности ступени и газодинамическая структура потока

Структура потока в решетках [2] определяется их геометрическими и режимными параметрами. Предыдущая решетка генерирует вихревые следы, неравномерные поля скоростей, углов выхода потока и термодинамических параметров. В результате взаимодействия решеток возникает сложная результирующая картина течения, которая при постоянных геометрических и режимных параметрах ступени будет существенно

зависеть от положения входных кромок рабочей решетки по шагу сопловой. Кроме того, при около- и сверхзвуковых скоростях потока возмущающие силы при взаимодействии решеток в ступени турбомшины возрастают по причине увеличения градиентов плотности потока. Эти силы также существенно увеличиваются при около- и сверхзвуковых течениях влажного пара. При определении газодинамической структуры потока в последних ступенях цилиндров низкого давления (ЦНД) влажнопаровых турбин АЭС необходимо иметь в виду, что она сильно изменяется по высоте ступени от корня до периферии по причине изменения геометрических параметров, что обусловлено большой веерностью таких ступеней и степенью закрутки сопловой и рабочей решеток; при этом изменяются относительные шаги сопловой и рабочей решеток, степень реактивности и число Маха.

Рассмотрим спектр такого течения в сечении, расположенном выше на 100 мм по радиусу от места обрыва лопатки, то есть в области с относительной координатой по высоте лопатки $\bar{I} = 0,88$. Длинные рабочие лопатки последних ступеней ЦНД в этой области имеют слабоизогнутый профиль и образуют так называемые решетки типа периферийных сечений. Отметим особенности таких решеток [2]: они характеризуются большими относительными шагами, слабой кривизной межлопаточных каналов (малыми углами поворота потока), относительно низкими числами Рейнольдса и большими числами Маха – во многих случаях течение сверхзвуковое; газодинамические особенности течений в таких решетках еще не изучены с необходимой полнотой. Основные геометрические параметры рабочей решетки в этом месте: хорда профиля $b = 148$ мм; шаг $t \approx 131$ мм, ($\bar{t} = 0,89$); ширина решетки 40 мм. Степень реактивности ступени здесь оценивается около 0,8. Для определения спектра течения необходимо построить треугольники скоростей. На режимах работы турбоагрегата, близких к номинальному, рабочие решетки последних ступеней ЦНД находятся в условиях обтекания смешанным около-сверхзвуковым потоком. Действительно, построение треугольников скоростей для номинального режима в рассматриваемом сечении (рис. 2) показывает, что обтекание входных кромок профилей рабочей решетки в этом месте происходит с небольшими сверхзвуковыми скоростями ($M_{w1} = 1,05 \dots 1,2$).

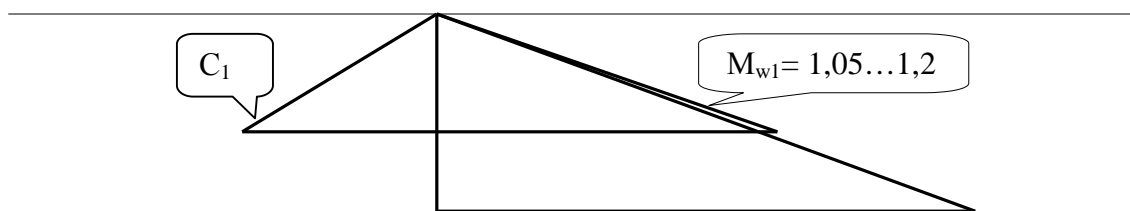


Рис. 2. Треугольники скоростей периферийного сечения $\bar{I} = 0,88$ последней ступени ЦНД

В этом случае (рис. 3) перед входными кромками образуются отошедшие головные скачки уплотнения (ударные волны) 1, которые могут достигать поверхности соседнего профиля в районе его выходной кромки. За выходными кромками профилей образуется известная система скачков: внутренний кромочный 2 и отраженный 3, а также внешний кромочный 4.

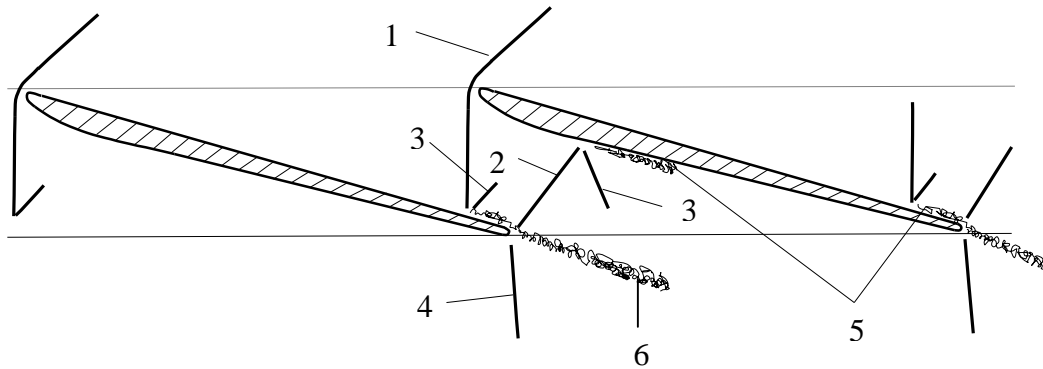


Рис. 3. Спектр потока в периферийных сечениях рабочей решетки $\bar{I} = 0,88$ при $M_{w1} = 1,05 \dots 1,2$. 1 – головная ударная волна; 2 – внутренний кромочный скачок; 3 – отраженный скачок; 4 – внешний кромочный скачок; 5 – отрыв пограничного слоя за падающим и отраженным скачками уплотнения; 6 – вихревой кромочный след

В сечениях рабочей решетки ($\bar{I} = 0,7 \dots 0,8$), расположенных ниже рассматриваемого, окружные скорости меньше, соответственно меньше число $M_{w1} \approx 0,9$. Это приводит к принципиальным изменениям в структуре потока: появляется поверхность перехода через скорость звука, причем, если $\bar{t} \leq 0,8$, переход через скорость звука реализуется в минимальном сечении межлопаточного канала и поверхность перехода «опирается» на выходную кромку на вогнутой поверхности и на спинку на входе в косой срез, расположенная за ней центрированная волна разрежения 1 замыкается внутренним кромочным скачком уплотнения 2, который отражается на спинке профиля в виде скачка 3. Такой спектр обтекания рабочей решетки изображен на рис. 4.

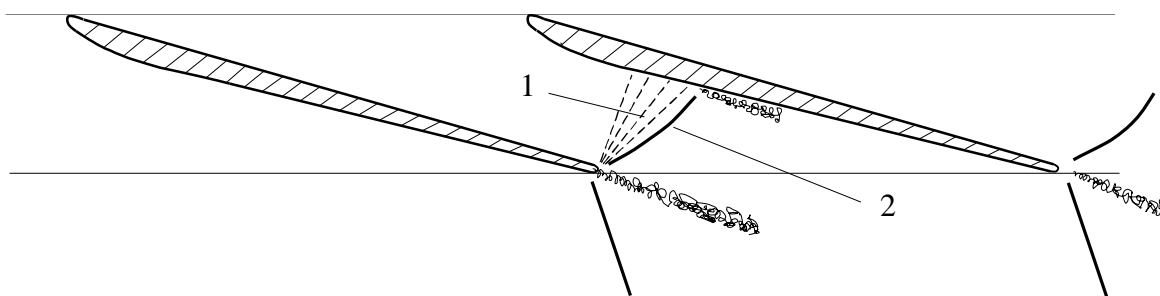


Рис. 4. Спектр потока в периферийных сечениях рабочей решетки $\bar{I} = 0,7 \dots 0,8$ при $M_{w1} = 0,7 \dots 0,8$; 1 – центрированная волна разрежения; 2 – скачок конденсации

Важным фактором, повышающим величину возмущающих сил, является работа последних ступеней ЦНД в области влажного пара, при этом наибольшие значения влажности достигаются в периферийных областях. Здесь имеется в виду экспериментально зафиксированное повышение ($\approx 30\%$) интенсивности скачков уплотнения в потоках влажного пара. Следует отметить, что подвод теплоты к сверхзвуковому потоку вызывает его торможение, которое может быть реализовано только в виде скачка уп-

лотнения; таким образом, подвод теплоты фазового перехода вследствие влагообразования приводит к появлению так называемых скачков конденсации. При сверхзвуковом течении в центрированной волне разрежения за горловым сечением решетки достигается наибольшая скорость расширения потока и возникает максимальное его переохлаждение, что приводит к спонтанной конденсации пара и образованию скачка конденсации, за которым пар находится в равновесном состоянии. Скачок конденсации, являясь неадиабатным скачком, не отражается от спинки профиля, ослабляет интенсивность и практически полностью «гасит» внутренний кромочный скачок (см. рис. 4).

Возмущающие силы и вынужденные колебания рабочих лопаток

Очевидно, что периодические возмущающие силы, действующие на рабочие лопатки турбинной ступени, имеют в основном газодинамическую природу. В данном случае, исходя из конструктивных оценок, это могут быть так называемые возмущающие силы II-го рода, вызывающие высокочастотные колебания рабочих лопаток. Эти силы возникают по причине периодической нестационарности параметров потока при взаимодействии сопловой и рабочей решеток в ступени и разделяются по своей природе на так называемые «потенциальные» и кромочные (вязкие) возмущения. «Потенциальные» возмущения представляют собой искажения линий тока и локальных параметров безвихревого течения. Кромочные возмущения возникают по причине дефекта скорости в вихревом следе за сопловой решеткой. Опасные колебания рабочих лопаток должны иметь резонансный или окологрезонансный характер, при этом гармонические составляющие возмущающих сил должны быть достаточно интенсивными по амплитуде, а их частота должна быть близкой к частотам 1-го, 2-го, возможно, и 3-го тонов собственных колебаний рабочих лопаток последней ступени ЦНД. Следовательно, необходимо определить возможные источники возмущающих сил, а также качественно оценить их интенсивность и частоты. Частоты возмущающих сил в турбомашине кратны частоте вращения и заранее известны. Здесь следует отметить, что в случае количественного определения величины возмущающих сил в расчет следует брать гармонические составляющие из спектра их частот и амплитуды соответствующих гармоник.

Несмотря на большой осевой зазор в периферийной части последних ступеней (ок. 75 мм), возмущения со стороны сопловых лопаток весьма значительны. Причинами этого являются: 1) большой размер их профилей, выполненных с системой внутриканальной сепарации пленочной влаги, которые вдобавок обтекаются под углом $\approx 40^\circ$ в меридиональном сечении; 2) большие скорости потока в периферийной части ступени – число Маха за сопловой решеткой последней ступени $M_{1T} \approx 0,7$. Обтекание периферийной части рабочих лопаток со сверхзвуковыми скоростями в относительном движении означает, что значительную интенсивность при взаимодействии решеток должны иметь возмущения «потенциального» характера. С учетом изложенных выше конструктивных особенностей ступени в периферийной области, а также наличия двухфазного пограничного слоя на поверхности сопловых лопаток будут значительными по величине и кромочные возмущения, однако влияние их теоретически минимизируется по причине равенства шагов сопловой и рабочей решеток в ступени [4].

Воздействие периодических возмущений со стороны сопловой решетки может приводить к нестационарности рассмотренных выше элементов сверхзвуковых спектров обтекания рабочей решетки и появлению переменных возмущающих сил, действующих как нормально к оси минимального момента инерции периферийной части рабочей лопатки,

так и в виде крутящего момента. Здесь необходимо учитывать изложенную выше переменную структуру потока по высоте периферийной части рабочих лопаток. Частота основной гармоники возмущающих сил второго рода составит $f_{\text{возм}} = nz_c = 50 \cdot 92 = 4600 \text{ с}^{-1}$, где n – частота вращения ротора с^{-1} , z_c – количество сопловых лопаток в ступени. При такой высокой частоте возмущений газодинамические параметры отекания рабочей решетки квазистационарны [3]. Однако это обстоятельство не означает отсутствие пульсаций этих параметров со значительно более низкими частотами, соответствующим возмущающим силам I-го рода. Здесь также вполне вероятны субгармонические резонансные колебания лопатки [1], то есть происходящие с дробной частотой по отношению к основной частоте возмущающих сил II-го рода, причем частота этих колебаний должна быть намного меньше основной частоты возмущающих сил.

Оценим частоту собственных изгибных колебаний верхней части лопатки (над проволочной связью) в предположении, что нижнее сечение практически зафиксировано проволочной связью, а вершина свободная, также пренебрегая влиянием массы интегрального бандажа, по формуле

$$f_{a_0}^{\text{ст}} = \frac{0,56}{l_p^2} \cdot \sqrt{\frac{EJ_{\min}}{\rho F}} = \frac{0,56}{0,33^2} \cdot \sqrt{\frac{112 \cdot 10^9 \cdot 4,23 \cdot 10^{-9}}{4500 \cdot 1,036 \cdot 10^{-3}}} \approx 50 \text{ с}^{-1}.$$

где l – высота периферийной части лопатки;

E – модуль упругости сплава ТС-5;

ρ – плотность сплава ТС-5; J_{\min} ;

F – соответственно минимальный момент инерции и площадь профиля.

Полученный результат интересен тем, что частота собственных изгибных колебаний верхней части лопатки близка к частоте вращения турбины. В этом случае естественно предположить также воздействие источника возмущающих сил кратностью $k = 1$, причем это не обязательно должны быть возмущающие силы газодинамической природы, они могут возникать по причине вибрации ротора с оборотной частотой. Теоретически по причине ужесточающего действия центробежных сил резонансные колебания кратности $k = 1$ невозможны, но в данном случае влияние этого фактора весьма незначительно по причине малой массы периферийной части лопатки из титанового сплава, а следовательно, незначительного воздействия центробежных сил. Таким образом, частота возмущающих сил может быть близка к частоте собственных колебаний вершины лопаток, а это означает, что колебания проявляются в форме биений, которые могут быть причиной кратковременных нерасчетных нагрузок.

Выводы

1. Газодинамическая структура течения в периферийной части рабочей решетки последней ступени принципиально изменяется по высоте пера рабочих лопаток; это обстоятельство в случае периодической нестационарности спектров течения может быть причиной появления переменных усилий, возбуждающих изгибные и крутильные колебания рабочих лопаток в ступени большой веерности.

2. Возможны субгармонические резонансные колебания периферийной части лопатки с частотами, намного меньшими частоты возмущающих сил II-го рода.

3. Колебания периферийной части лопатки также могут происходить в форме биений от возмущающих сил I-го рода кратности $k = 1$.

АНАЛІЗ ГАЗОДИНАМІЧНОЇ СТРУКТУРИ ПОТОКУ І ПРИРОДИ ЗБУРЮВАЛЬНИХ СИЛ У РОБОЧИХ ЛОПАТКАХ ОСТАННЬОГО СТУПЕНЯ ЦНТ ТУРБИНИ К-1000-60/3000

О.З. Ємець

Викладено обставини поломки робочої лопатки останнього ступеня циліндра низького тиску (ЦНТ) турбоагрегату К-1000-60-3000. Розглянуто конструктивні особливості периферійної частини цього ступеня і пов'язана з ними газодинамічна структура потоку, а також збурювальні сили, здатні викликати згинальні та крутильні коливання периферійної частини робочих лопаток у ступені великої віяльності. Зроблено припущення про можливий субгармонійний резонансний або околорезонансний від збурювальних сил 1-го роду характер коливань периферійної частини лопатки.

ANALYSIS of GAS-DYNAMIC FLOW STRUCTURE and DISTURBING FORCES NATURE in the TURBINE K-1000-60/3000 ROTOR BLADES of LOW-PRESSURE CYLINDER' (LPC) LAST STAGE

O. Emets

Breakage circumstances of the last stage turbine K-1000-60-3000 rotor blades in LPC have been stated. Structural peculiarities of the peripheral section in this stage and connected with it gas-dynamic flow structure, also disturbing forces which can cause bending and torsion vibrations of rotor blades peripheral section in the large spread stage are examined. Possible sub harmonic resonance or near resonance vibrations character of the peripheral section from disturbing forces of the 1-st type was hypothesized.

Список использованных источников

1. *Бутиков Е.И.* Маятник с осциллирующим подвесом (субгармонические резонансы) / Е.И. Бутиков. – СПб.: Гос. ун-т, 2010. – 24 с.
2. *Дейч М.Е.* Газодинамика решеток турбомашин / М.Е. Дейч. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 528 с.
3. *Емец О.З.* Пульсации давления и газодинамические характеристики сопловых решеток с источником возмущений за выходным сечением при различных начальных состояниях пара и скоростях. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1989. – 20 с.
4. *Костюк А.Г.* Динамика и прочность турбомашин: учеб. для вузов / А.Г. Костюк. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.

Надійшла до редакції 12.12.2013 р.