

Крутильные колебания валопровода паровой турбины при нештатных режимах работы турбогенератора

А. П. Бовсуновский

Национальный университет пищевых технологий, Киев, Украина

Представлены результаты численных исследований крутильных колебаний валопровода паровой турбины при нештатных режимах работы турбогенератора (короткое замыкание на генераторе, включение генератора в сеть с грубой синхронизацией и т.п.). Показана существующая зависимость колебаний валопровода от параметров всплеска реактивного крутящего момента (величина, длительность и форма). Выполнен сравнительный анализ опасности трех видов всплеска реактивного крутящего момента с точки зрения возникновения циклического повреждения материала ротора и возможности разрушения валопровода.

Ключевые слова: многоцикловая усталость, демпфирование, кручение, среднее напряжение цикла.

Введение. Обеспечение прочности и надежности высоконагруженных конструктивных элементов паровых турбин и турбогенераторов при динамических режимах нагружения – одна из задач современной энергетики, актуальность которой возрастает по мере исчерпания ресурса энергогенерирующего оборудования [1].

В последнее время большое внимание уделяется потенциально опасным переходным колебательным процессам, возникающим на валопроводе турбины при нештатных режимах работы турбогенератора. К таким процессам, прежде всего, относят режим внезапного короткого замыкания на генераторе, включение генератора в сеть с грубой синхронизацией и взаимодействие генератора с сетью [2–4]. И если короткие замыкания случаются крайне редко (несколько раз за время службы турбины), то включение генератора в сеть происходит при каждом пуске турбины. Число пусков регламентируется руководящими документами и обычно составляет 2000–2500. Это ограничение относится в первую очередь к тепловым турбоагрегатам, работающим в маневренном режиме для компенсации неравномерности потребления электроэнергии в течение суток [5]. Особенности этого режима работы – увеличение количества теплосмен и, как следствие, вероятности зарождения трещин термоусталости.

При эксплуатации паровой турбины ее элементы подвергаются сложному термомеханическому воздействию, в частности совместному действию статического и циклического нагружения и переменных тепловых полей [6, 7]. Чаще всего трещины усталости появляются в местах концентраторов механических напряжений, таких как кольцевые и сегментные канавки, галтели, пресовые посадки и отверстия под штифты [8]. Трещины наиболее опасны при перегрузках, вызванных нештатными режимами работы турбогенераторов [9]. Эксплуатационная надежность наиболее нагруженных элементов турбины в значительной степени обусловлена сопротивлением усталости материала и его трещиностойкостью [10–12]. Об этом свидетельствуют

многочисленные случаи выхода из строя вала ротора в результате возникновения трещин усталости, выявляемых при ремонтах турбогенераторов. Зачастую трещины, достигшие 50% сечения вала, не приводили к повышению вибрации.

Анализ распространения трещины в разрушившихся или снятых с эксплуатации роторах турбины показывает, что они длительное время (в течение нескольких лет) распространялись из дефекта или концентратора напряжений под действием циклического кручения. Так, в 1974 г. на электростанции Галлатин (США) произошло катастрофическое разрушение ротора среднего давления паровой турбины мощностью 225 МВт из-за роста трещины из металлургического дефекта под действием циклического кручения [13], о чем можно судить по характеру ее распространения [14].

В октябре 2002 г. на турбоагрегате № 3 Каширской ГРЭС произошло разрушение паровой турбины К-300-240 производства ЛМЗ и генератора ТВМ-300 с возбудителем производства НПО “ЭЛСИБ”. Непосредственная причина аварии – разрушение бандажного кольца генератора, что привело к короткому замыканию в цепи статора длительностью 0,7 с [2]. В результате возник реактивный крутящий момент такой же длительности, действующий со стороны генератора на валопровод турбины и возбуждающий крутильные колебания разрушительной амплитуды.

Анализ переходных процессов в синхронных машинах показывает [8], что максимальные значения крутильных колебаний вала при включении генератора в сеть с грубой синхронизацией могут значительно превышать таковые при режиме внезапного короткого замыкания, который до настоящего времени рассматривается как наиболее сложный в смысле механических нагрузок. При каждом пуске возникает колебательный процесс, который может продолжаться от десятков циклов до нескольких тысяч с максимальными напряжениями, превышающими предел выносливости материала. В результате происходит циклическое повреждение материала, которое постепенно накапливается за время эксплуатации турбины. Степень циклического повреждения материала зависит от уровня максимальных напряжений и уровня демпфирования колебаний в системе. Последний определяет темп затухания свободных крутильных колебаний валопровода после кратковременного воздействия реактивного крутящего момента, т.е. число повреждающих циклов деформирования материала [15].

С точки зрения механического нагружения короткое замыкание на генераторе или включение генератора в сеть с грубой синхронизацией обуславливают кратковременный мощный всплеск реактивного крутящего момента со стороны генератора на валопровод турбины. Реактивным этот момент назван потому, что он действует в направлении, противоположном направлению вращения ротора.

В общем случае всплеск реактивного крутящего момента характеризуется тремя параметрами: величиной; продолжительностью и формой. Несмотря на общепризнанную опасность влияния динамических режимов нагружения на целостность элементов конструкций паровых турбин, проблема достоверного определения параметров динамической составляющей нагрузок, действующих на вал турбины при эксплуатации, до настоящего времени

остается во многом нерешенной. Опыт эксплуатации паровых турбин свидетельствует о том, что длительность короткого замыкания непредсказуема и составляет от сотых до десятых долей секунды. Соотношение между величинами всплеска реактивного крутящего момента M_p и крутящего момента $M_{\text{сум}}$, действующего между валопроводом турбины и генератором, согласно данным [2, 9, 16], может составлять

$$M_p = (3 \dots 12) M_{\text{сум}},$$

т.е. величина всплеска реактивного крутящего момента предположительно может изменяться в очень широких пределах. В частности, в работе [9], выполненной на уменьшенной модели турбоагрегата, показано, что в результате короткого замыкания на генераторе длительностью от 0,03 до 0,26 с наблюдаются значительные крутильные колебания вала. При этом касательные напряжения превышают таковые при номинальном нагружении до трех раз.

Динамическое нагружение в виде кратковременного всплеска крутящего момента является достаточно сложным для анализа. Поэтому цель работы – численное сравнительное исследование влияния трех видов всплеска реактивного крутящего момента на крутильные колебания валопровода паровой турбины и оценка возможного повреждения материала ротора паровой турбины при этих колебаниях.

Расчетная модель. Паровая турбина представляет собой сложную механическую систему, состоящую из трех роторов, соединенных муфтами, и генератора (рис. 1). Роторы являются составной частью цилиндра высокого (ЦВД), среднего (ЦСД) и низкого (ЦНД) давления, и в каждом из них существенно различаются условия силового и температурного воздействия.

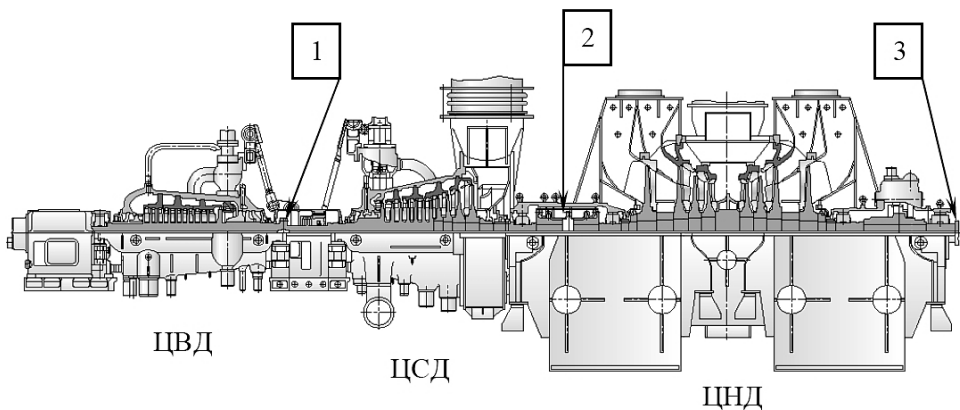


Рис. 1. Паровая турбина К-200-130.

Учитывая количество и диапазон изменения параметров динамической составляющей нагрузки при решении поставленной задачи и вытекающий отсюда объем вычислений, применяли упрощенную модель (УМ) валопровода турбины в виде колебательной системы с четырьмя степенями свободы (рис. 2).

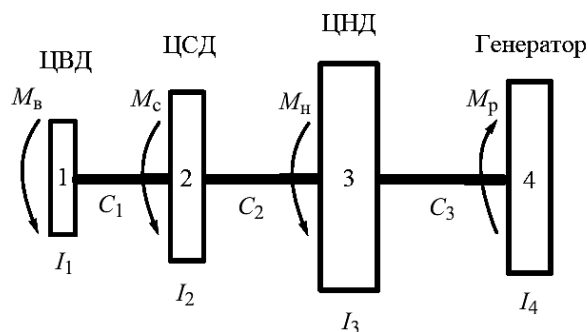


Рис. 2. Упрощенная модель валопровода паровой турбины: 1 – ЦВД; 2 – ЦСД; 3 – ЦНД; 4 – генератор.

Поскольку расчеты выполняли применительно к турбине К-200-130, в модели использовали инерционные и жесткостные свойства валопровода. Для определения указанных свойств с возможно большей точностью валопровод разбивали на 117 участков, где диаметр вала или диска был постоянным. Момент инерции массы I_1 определяли как сумму моментов инерции масс участков ротора ЦВД с учетом дисков и лопаток от его начала до муфты, соединяющей ЦВД и ЦСД (на рис. 1 сечение 1), I_2 – как сумму моментов инерции масс участков ротора ЦСД от муфты, соединяющей ЦВД и ЦСД, до муфты, соединяющей ЦСД и ЦНД (на рис. 1 сечения 1, 2), I_3 – как сумму моментов инерции масс участков ротора ЦНД от муфты, соединяющей ЦСД и ЦНД, до муфты, соединяющей ЦНД и генератор (сечения 2, 3), и наконец, I_4 – как сумму моментов инерции масс участков генератора. Жесткости C_1 , C_2 и C_3 определяли как обратную величину суммы податливостей конструктивных элементов валопровода между геометрическими центрами ЦВД, ЦСД, ЦНД и генератора. Для турбины эти параметры следующие: $I_1 = 4,296 \cdot 10^2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_2 = 2,779 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_3 = 6,158 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_4 = 3,560 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $C_1 = 4,78 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $C_2 = 5,20 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $C_3 = 7,23 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Крутильные колебания механической системы, возникающие в результате кратковременного всплеска реактивного крутящего момента на генераторе, описываются системой четырех дифференциальных уравнений, матричная форма которых имеет вид

$$[I]\{\ddot{\varphi}\} + [D]\{\dot{\varphi}\} + [K]\{\varphi\} = \{M\}F(t), \quad (1)$$

где $[I]$ – матрица моментов инерции масс дисков; $[D]$ – матрица демпфирования; $[K]$ – матрица жесткости; $\{M\}$ – вектор моментов; $F(t)$ – временная функция момента; $\{\varphi\}$ – вектор углов поворотов дисков.

Собственные частоты и формы колебаний системы вычисляли итерационным методом Стодолы–Вианелло [17]. Неустойчившееся поведение рассматриваемой колебательной системы под действием кратковременной динамической нагрузки исследовали численно. Функцию $F(t)$ представляли в виде кусочно-постоянной интерполирующей функции с шагом Δt_j . Динамические перемещения (углы поворотов) дисков по каждой i -й нормальной форме

колебаний системы в конце каждого j -го шага по времени вычисляли по рекуррентным формулам [17]:

$$\varphi_{i,j} = e^{n_i \Delta t_j} \left[\varphi_{i,j-1} \cos p_{di} \Delta t_j + \frac{\dot{\varphi}_{i,j-1} + n_i \varphi_{i,j-1}}{p_{di}} \sin p_{di} \Delta t_j \right] + \frac{q_{i,j}}{p_i^2} \left[1 - e^{-n_i \Delta t_j} \left(\cos p_{di} \Delta t_j + \frac{n_i}{p_{di}} \sin p_{di} \Delta t_j \right) \right]; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\dot{\varphi}_{i,j}}{p_{di}} = e^{-n_i \Delta t_j} \left[-\varphi_{i,j-1} \sin p_{di} \Delta t_j + \frac{\dot{\varphi}_{i,j-1} + n_i \varphi_{i,j-1}}{p_{di}} \cos p_{di} \Delta t_j - \right. \\ \left. - \frac{n_i}{p_{di}} \left(\varphi_{i,j-1} \cos p_{di} \Delta t_j + \frac{\dot{\varphi}_{i,j-1} + n_i \varphi_{i,j-1}}{p_{di}} \sin p_{di} \Delta t_j \right) \right] + \\ + \frac{q_{i,j}}{p_i^2} e^{-n_i \Delta t_j} \left(1 + \frac{n_i^2}{p_{di}^2} \right) \sin p_{di} \Delta t_j, \end{aligned} \quad (3)$$

где p_i и p_{di} – собственные частоты колебаний системы без учета и с учетом демпфирования; $\varphi_{i,j-1}$ – углы поворотов дисков в нормальных координатах; n_i – коэффициент, характеризующий уровень демпфирования в системе; $q_{i,j}$ – приведенная вынуждающая сила.

Эти же выражения использовали для определения начальных условий на $(j+1)$ -м шаге. Повторение вычислительной процедуры на заранее выбранном интервале времени позволяет восстановить историю изменения во времени динамических перемещений (углов поворотов) элементов системы, соответствующих каждой нормальной форме колебаний.

Практический интерес при решении поставленной задачи представляет уровень касательных напряжений, возникающих в наиболее напряженных сечениях валопровода при крутильных колебаниях. Модель не позволяет непосредственно исследовать колебания валопровода в терминах напряжений, можно определить временные зависимости углов поворотов дисков, а также относительные углы их поворотов:

$$\begin{cases} \Delta\phi_1(t) = \phi_1(t) - \phi_2(t); \\ \Delta\phi_2(t) = \phi_2(t) - \phi_3(t); \\ \Delta\phi_3(t) = \phi_3(t) - \phi_4(t), \end{cases} \quad (4)$$

где ϕ_1, \dots, ϕ_4 – углы поворотов дисков в исходных координатах.

Вместе с тем оценивать напряжения в наиболее нагруженных сечениях валопровода при колебаниях, пусть даже приближенно, необходимо в задачах такого класса, поскольку это позволяет установить степень опасности иссле-

дуемых колебательных процессов для целостности валопровода. Для получения такой приближенной оценки использовали тот факт, что относительные углы поворотов дисков, моделирующих соответствующие роторы турбины, пропорциональны касательным напряжениям, возникающим на соответствующих участках валопровода. Коэффициент пропорциональности между этими величинами определяли при сопоставлении решений статической задачи для кручения валопровода с помощью конечноэлементной модели (КЭМ) [14] и УМ. Статическое решение по УМ получено при приложении реактивного момента бесконечной длительности и высоком уровне демпфирования в системе для обеспечения быстрой сходимости к решению задачи. Относительным углам поворотов между дисками модели, полученным при решении статической задачи, приписывали максимальные касательные напряжения в наиболее напряженных сечениях валопровода (на рис. 1 сечения 1, 2 и 3), определенные с помощью КЭМ, которые равны соответственно $\tau_1 = 28,2$ МПа, $\tau_2 = 45,5$ МПа и $\tau_3 = 40,4$ МПа. Таким образом выполнялась так называемая тарировка модели (по аналогии с тарировкой напряжений при экспериментальных исследованиях колебаний образцов или элементов конструкций).

Отметим, что определенные касательные напряжения являются оценочными в области напряжений, существенно превышающих предел текучести роторной стали, поскольку задача решается в упругой постановке. Однако они дают возможность проанализировать степень опасности напряжений в тех или иных случаях нагружения валопровода паровой турбины.

Номинальные крутящие моменты, возникающие на цилиндрах высокого (M_B), среднего (M_C) и низкого (M_H) давления, использовали из условий эксплуатации турбины: $M_B = 0,196$ МН·м; $M_C = 0,291$ МН·м; $M_H = 0,163$ МН·м [14]. Номинальный крутящий момент, действующий между валопроводом турбины и генератором, равен сумме этих моментов $M_{\text{сум}} = 0,65$ МН·м.

Данные о прямых оценках параметров реактивного крутящего момента, возникающего на валопровode турбины при нештатных режимах работы генератора или вследствие других причин, в настоящее время отсутствуют. Поэтому в работе их выбирали на основе анализа результатов опубликованных теоретических и экспериментальных исследований. В частности, величину реактивного момента использовали из работ [2, 9].

Вектор моментов $\{M\}$ при решении динамической задачи состоял из одного ненулевого элемента, который равен реактивному крутящему моменту M_p , приложенному к генератору. В расчетах его величину принимали

$$M_p = kMF(t), \quad (5)$$

где k – коэффициент, варьируемый от 3 до 12.

Форму всплеска момента и его длительность t_M задавали функцией $F(t)$ в виде прямоугольника и треугольника, как два крайних случая кратковременно приложенной нагрузки, и бигармоники (рис. 3):

$$F(t) = 0,046 + 0,627 \sin(\omega t) - 0,467 \sin(2\omega t), \quad (6)$$

где $\omega = 314$ рад/с. Форма всплеска реактивного крутящего момента в виде бигармоники соответствовала приведенной в работе [16].

Достоверность результатов расчетов, определенных с помощью системы с четырьмя степенями свободы по УМ, оценивали при сопоставлении с данными, полученными при использовании КЭМ валопровода [14], состоящей из 50 тыс. элементов, и модели валопровода (МВ) с большим числом сосредоточенных масс и безынерционных жесткостей [18].

Значения первых трех собственных частот f крутильных колебаний валопровода турбины, полученных по указанным выше моделям, приведены в таблице. Как видно, с помощью УМ можно удовлетворительно предсказать как абсолютные значения собственных частот валопровода турбины (различие между результатами расчетов по УМ и КЭМ не превышает 22%), так и соотношение между ними.

Результаты расчета собственных частот крутильных колебаний валопровода турбины

Модель	f_1 , Гц	f_2 , Гц	f_3 , Гц	f_2/f_1	f_3/f_1
УМ	21,0	31,3	67,6	1,49	3,22
КЭМ [14]	26,9	32,4	62,4	1,20	2,32
МВ [18]*	–	–	–	1,73	3,90

* В работе [18] абсолютные значения собственных частот не приведены.

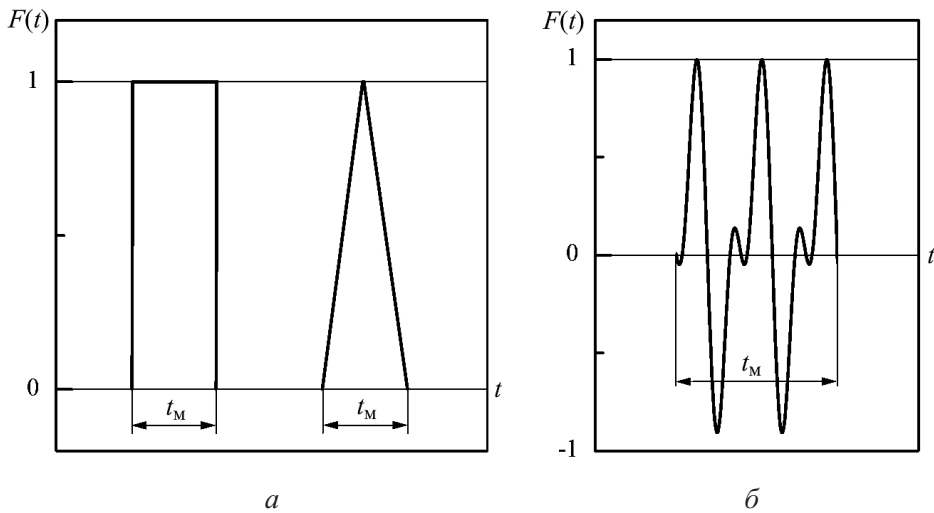


Рис. 3. Формы всплесков реактивных крутящих моментов в виде прямоугольника и треугольника (а), а также бигармоники (б).

Точность решений, полученных по УМ, была проверена на тестовых задачах о колебаниях системы со многими степенями свободы при произвольной вынуждающей силе, численные решения которых с использованием программы DYNACON3 приведены в [17].

Для оценки УМ использовали результаты исследований крутильных колебаний валопровода турбины, полученные по трехмерной КЭМ [14], состоящей из 50 тыс. элементов, при длительности всплеска реактивного

момента 0,02 с. В решении с помощью КЭМ удерживалось 20 форм колебаний валопровода.

Как видно из рис. 4, УМ по сравнению с КЭМ удовлетворительно описывает особенности результирующего колебательного процесса в двух наиболее напряженных сечениях валопровода. Это свидетельствует о том, что амплитуды четвертой и более высоких форм колебаний валопровода, которые с помощью УМ нельзя обнаружить, не играют существенной роли при рассматриваемых параметрах всплеска реактивного крутящего момента. Можно также отметить адекватность предложенной процедуры тарирования касательных напряжений, использованной в работе, поскольку расхождение между динамическими напряжениями, полученными с помощью КЭМ и УМ, не превышает 30%.

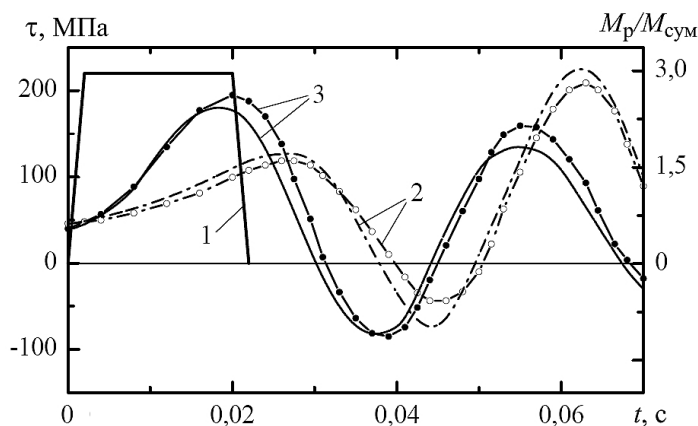


Рис. 4. Расчет с помощью КЭМ (кривые с точками) и УМ (кривые без точек) касательных напряжений в сечениях 2 и 3 (кривые 2 и 3) валопровода турбины при его крутильных колебаниях в результате прямоугольного всплеска реактивного крутящего момента (кривая 1).

Результаты расчетов. Результаты расчетов по УМ позволяют оценить влияние длительности всплеска реактивного крутящего момента на амплитуду крутильных колебаний валопровода паровой турбины. Продолжительность всплеска t_M варьировали в относительно широких пределах (до 0,5 с) с шагом 0,001...0,002 с.

При каждом значении t_M выполняли расчет колебательного процесса и определяли наибольшие напряжения, возникающие за период времени 1,5 с. При этом напряжения, возникающие во время действия всплеска реактивного момента, не учитывались. В результате вычислений были построены зависимости максимальных динамических напряжений в трех сечениях валопровода (на рис. 1 сечение 1 между ЦВД и ЦСД, сечение 2 между ЦСД и ЦНД, сечение 3 между ЦНД и генератором) от длительности всплеска реактивного момента.

Шаг изменения длительности всплеска реактивного крутящего момента влияет на точность обнаружения экстремумов зависимости максимальной амплитуды свободных колебаний валопровода от длительности всплеска. Поскольку наиболее интенсивно эти зависимости изменяются при бигармоническом всплеске момента, шаг расчета принят равным 0,001 с. При прямоуголь-

ном и треугольном всплесках он составляет 0,002 с. Во всех случаях погрешность определения экстремумов данной зависимости не превышает 0,1%.

Влияние продолжительности прямоугольного всплеска на напряжения в трех сечениях валопровода имеет сложный периодический характер (рис. 5). Наибольшие колебания возникают при соотношении между продолжительностью всплеска и периодом первой собственной формы колебаний валопровода $t_M/T_1 \approx (0,5 + n)$, наименьшие – при $t_M/T_1 \approx n$ (n – целое число). Этот вывод согласуется с результатами аналогичных исследований, выполненных с помощью колебательной системы с одной степенью свободы [14].

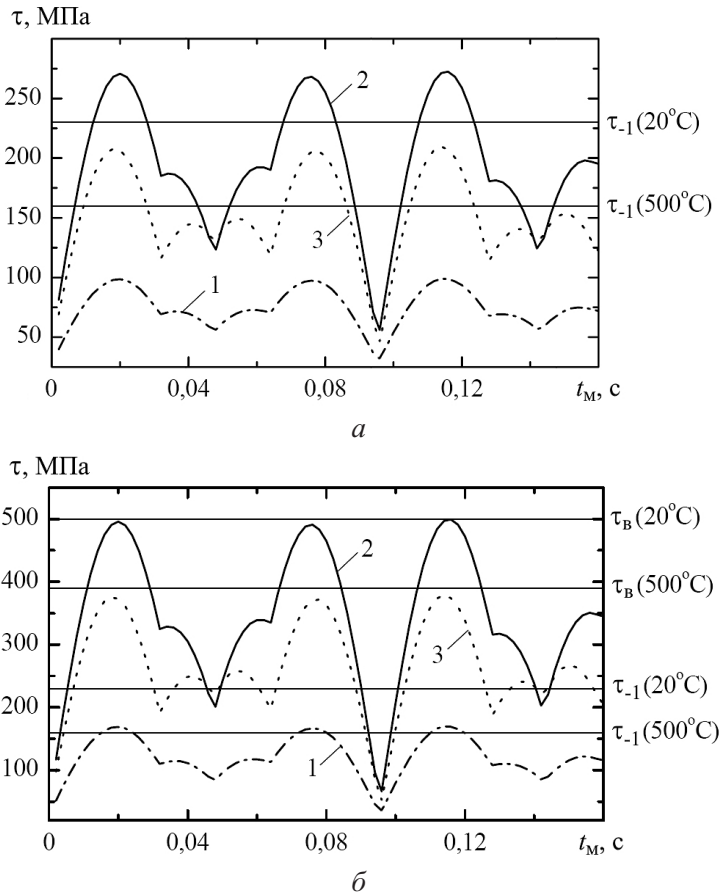


Рис. 5. Зависимость динамических касательных напряжений в сечениях валопровода турбины от длительности прямоугольного всплеска реактивного крутящего момента $M_p = 3M_{сум}$ (а) и $M_p = 6M_{сум}$ (б). (Здесь и на рис. 6–10: кривые 1, 2, 3 соответствуют сечениям 1, 2, 3 на рис. 1.)

Практически при любой продолжительности всплеска крутящего момента сечение 2 (рис. 1) является наиболее напряженным. При определенных длительностях всплеска момента с относительно большой величиной $M_p = 3M_{сум}$ в сечениях 2 и 3 (рис. 1) напряжения превышают предел выносливости роторной стали при температуре 500°C , что неизбежно должно приводить к циклическому повреждению материала ротора (рис. 5,а). При величине всплеска момента $M_p = 6M_{сум}$ касательные напряжения в сечении 2

(рис. 1) в некоторых интервалах изменения t_M выше предела прочности роторной стали в случае высокой температуры, что свидетельствует о возможности мгновенного разрушения валопровода при указанных параметрах силового воздействия на валопровод со стороны генератора (рис. 5,б). С увеличением величины всплеска момента в два раза напряжения возрастают приблизительно на 80%.

Развитие колебательных процессов в трех сечениях валопровода при двух длительностях прямоугольного всплеска реактивного крутящего момента $t_M = 0,02$ и $0,096$ с показано на рис. 6 (при этих длительностях возникают соответственно наибольшие и наименьшие колебания валопровода – рис. 5). Принципиальное расхождение между этими двумя колебательными процессами заключается в том, что при $t_M = 0,02$ с во время действия крутящего момента напряжения относительно невысокие, однако они существенно возрастают после прекращения его действия, при $t_M = 0,096$ с – значительные напряжения возникают именно во время действия момента и практически исчезают после прекращения силового воздействия на систему.

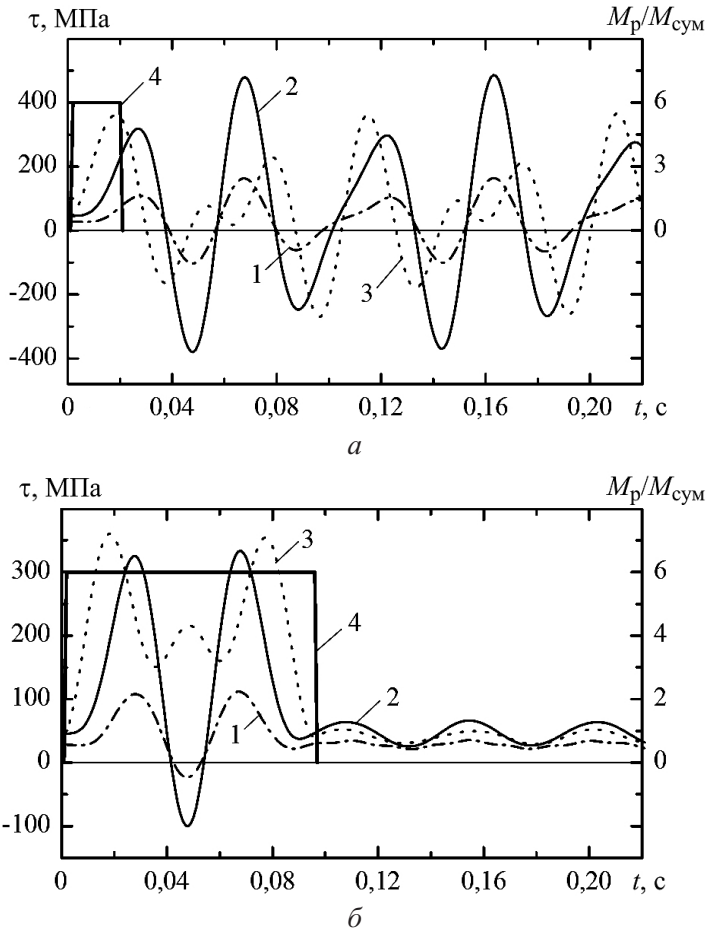


Рис. 6. Изменение касательных напряжений в сечениях валопровода турбины при прямоугольном всплеске реактивного крутящего момента (4) длительностью $t_M = 0,02$ с (а) и $t_M = 0,096$ с (б).

Рис. 7 иллюстрирует влияние длительности реактивного крутящего момента на касательные напряжения в наиболее напряженных сечениях валопровода. Варьирование длительностью треугольного всплеска реактивного момента приводит к существенному увеличению напряжений лишь при соотношении $t_M/T_1 \approx 0,6$ ($t_M = 0,029$ с). Эти напряжения не являются разрушительными, но приводят к циклическому повреждению материала ротора в сечениях 2 и 3 (рис. 1). Колебательный процесс, возникающий в этом случае, показан на рис.8,а. Всплеск реактивного момента длительностью $t_M = 0,095$ с вызывает незначительные напряжения, однако во время действия момента в сечении 3 (рис. 1) может иметь место циклическое повреждение материала ротора (рис. 8,б).

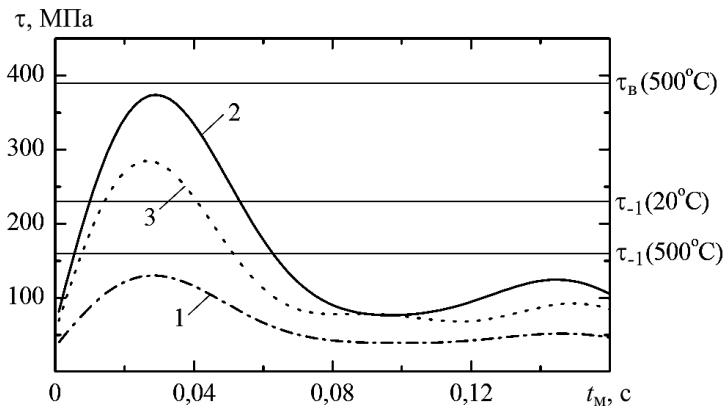


Рис. 7. Зависимость динамических касательных напряжений в сечениях валопровода турбины от длительности треугольного всплеска реактивного крутящего момента $M_p = 6M_{\text{сум}}$.

Влияние длительности всплеска реактивного момента в виде бигармоники на результирующие колебания валопровода является более сложным, чем в предыдущих случаях (рис. 9). Частота возникновения экстремумов на зависимостях касательных напряжений от длительности всплеска реактивного крутящего момента в несколько раз выше, чем при прямоугольном всплеске. Функция $\tau(t_M)$ является квазипериодической. Как и выше, сечение 2 (рис. 1) валопровода является наиболее напряженным. В то же время опасность мгновенного разрушения может возникнуть лишь при очень большой величине всплеска реактивного момента $M_p = 12M_{\text{сум}}$ (рис. 9,б), а циклическое повреждение материала ротора может развиваться при значениях момента $M_p = 6M_{\text{сум}}$ и более (рис. 9,а).

На рис. 10 показаны колебательные процессы, которые развиваются в трех сечениях валопровода, во время и после прекращения действия бигармонического всплеска реактивного крутящего момента. При длительности всплеска $t_M = 0,19$ с наблюдается возникновение напряжений, которые в сечениях 2 и 3 выше предела выносливости роторной стали (рис. 10,а). При длительности всплеска $t_M = 0,164$ с напряжения не достигают опасного уровня (рис. 10,б). В отличие от прямоугольного всплеска реактивного крутящего момента, напряжения, возникающие при действии бигармонического всплеска, практически не превышают напряжений после прекращения динамического воздействия на валопровод со стороны генератора.

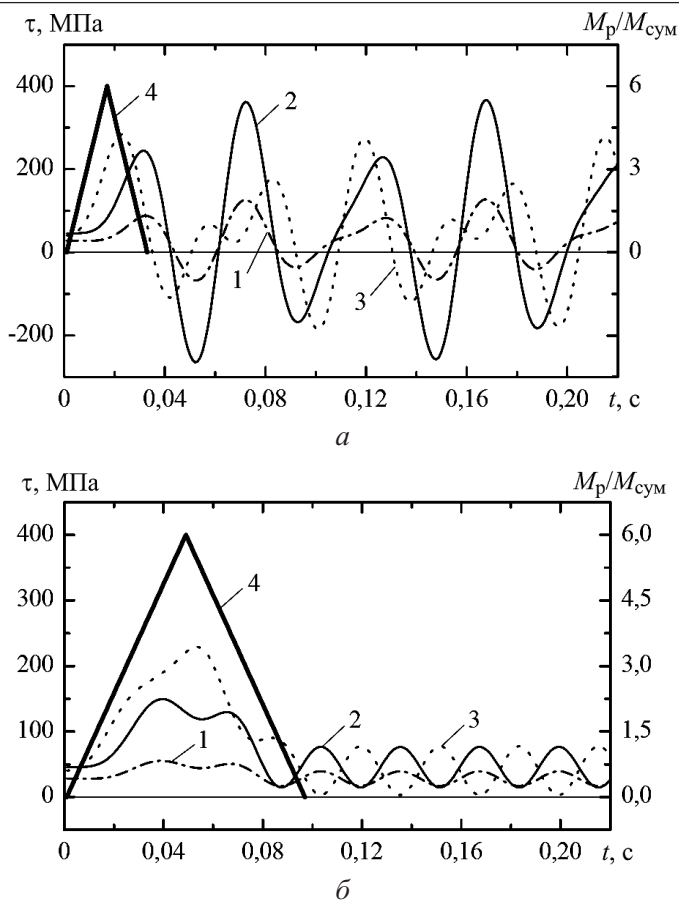


Рис. 8. Изменение касательных напряжений в сечениях валопровода турбины при треугольном всплеске реактивного крутящего момента (4) длительностью $t_m = 0,029$ с (а) и $t_m = 0,095$ с (б).

Уровень демпфирования колебаний валопроводов паровых турбин, в частности крутильных, неизвестен ввиду отсутствия методов, позволяющих его оценить. В настоящее время определена амплитудная зависимость логарифмического декремента крутильных колебаний роторной стали Р2МА при нормальной температуре [19], которая позволяет заключить, что декремент крутильных колебаний валопровода, обусловленный рассеянием энергии в материале роторной стали, при эксплуатационном уровне амплитуд касательных напряжений не превышает 2%. В работе [18] при расчетах крутильных колебаний валопровода декремент колебаний принят на уровне 30%.

В УМ используется линейное вязкое демпфирование. Уровень декремента колебаний варьировали в интервале 0...30%. Как и следовало ожидать, уровень динамических напряжений при действии реактивного крутящего момента от диссипативных свойств колебательной системы не зависит. При свободных колебаниях валопровода, возникающих после прекращения действия реактивного крутящего момента, влияние уровня демпфирования колебаний проявляется следующим образом: напряжения снижаются на величину, приблизительно равную уровню логарифмического декремента колебаний системы в процентах.

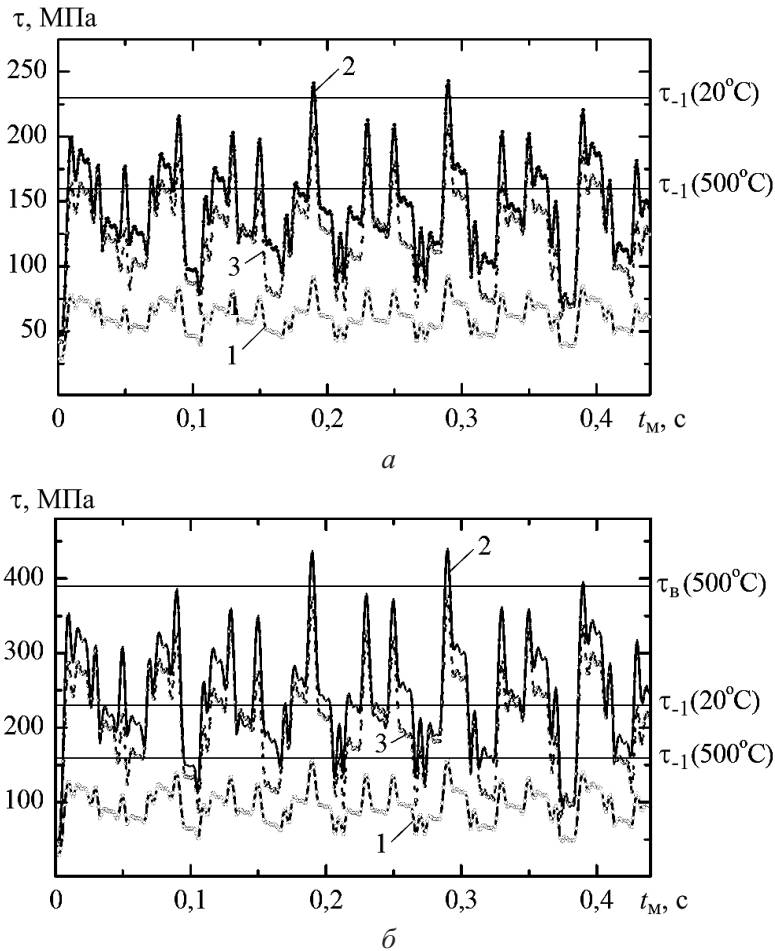


Рис. 9. Зависимость динамических касательных напряжений в сечениях валопровода турбины от длительности бигармонического всплеска реактивного крутящего момента $M_p = 6M_{\text{сум}}$ (а) и $M_p = 12M_{\text{сум}}$ (б).

Наиболее опасным из рассмотренных всплесков реактивного крутящего момента является прямоугольный, наименее – бигармонический. При прочих равных условиях (например, при $M_p = 6M_{\text{сум}}$) касательные напряжения при прямоугольном, треугольном и бигармоническом всплесках в сечении 2 (рис. 1) валопровода достигают 500, 374 и 243 МПа соответственно.

В реальных условиях эксплуатации паровой турбины продолжительность динамического воздействия со стороны генератора на валопровод турбины в результате нештатных режимов работы генератора является величиной случайной и не может быть предсказана заранее. Следовательно, эти режимы нагружения могут вызвать как значительные и разрушающие колебания валопровода, так и неопасные с точки зрения циклической прочности материала ротора. Учитывая это обстоятельство, для консервативной оценки уровня циклической поврежденности валопровода паровых турбин необходимо рассматривать наиболее повреждающие режимы динамического нагружения валопровода.

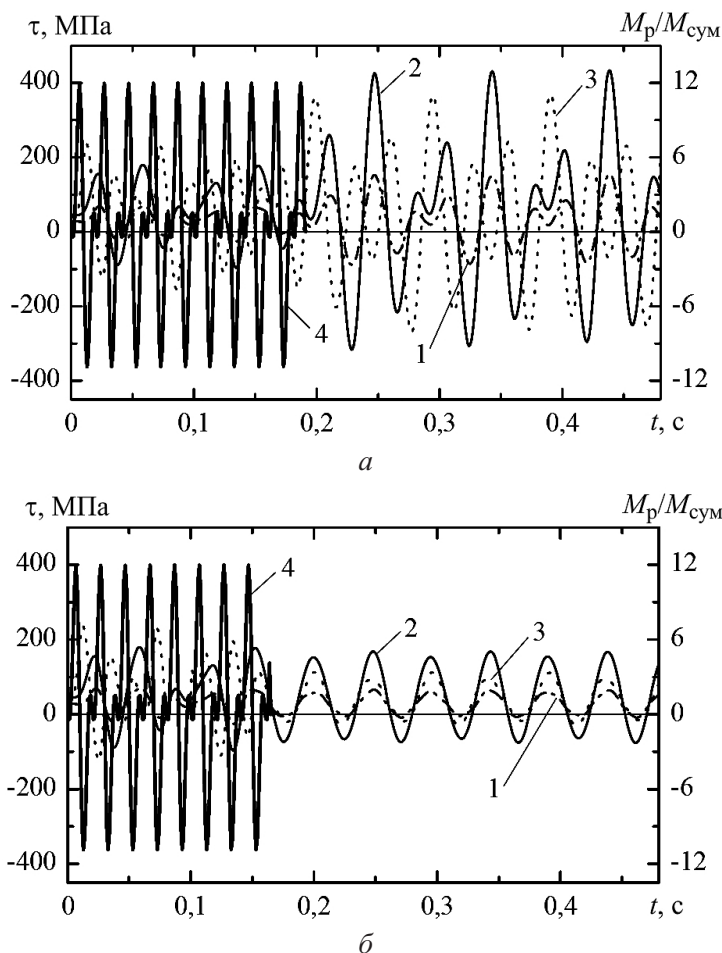


Рис. 10. Изменение касательных напряжений в сечениях валопровода турбины при бигармоническом всплеске реактивного крутящего момента (4) длительностью $t_M = 0,19$ с (а) и $t_M = 0,164$ с (б).

Заключение. Кратковременное динамическое воздействие со стороны генератора на валопровод паровой турбины приводит к крутильным колебаниям. Динамические напряжения при этом зависят от величины и длительности всплеска реактивного крутящего момента, его формы, а также уровня демпфирования колебаний в механической системе.

Прямоугольная форма всплеска реактивного крутящего момента является наиболее опасной из исследованных, поскольку при прочих равных условиях она обуславливает возникновение колебаний, амплитуда которых в 1,3 и 2,1 раза больше, чем при треугольном и бигармоническом всплесках соответственно.

Зависимость динамических напряжений при крутильных колебаниях валопровода от длительности всплеска крутящего момента является существенной и имеет в общем случае сложный характер: периодический при прямоугольном всплеске, квазипериодический – при бигармоническом и непериодический – при треугольном.

Наиболее высокие уровни касательных напряжений возникают на валопроводе турбины К-200-130 между ЦСД и ЦНД, а также между ЦНД и генератором. Уровень этих напряжений при исследованных амплитудах и определенных длительностях всплеска реактивного крутящего момента может превышать предел выносливости роторной стали, а в случае прямоугольного всплеска – и предел прочности при кручении.

Резюме

Представлено результати чисельних досліджень крутильних коливань валопроводу парової турбіни при нештатних режимах роботи турбогенератора (коротке замикання на генераторі, підключення генератора до мережі з грубою синхронізацією і т.п.). Показано суттєву залежність коливань валопроводу від параметрів сплеску реактивного крутного моменту (величина, тривалість і форма). Виконано порівняльний аналіз небезпечності трьох видів сплеску реактивного крутного моменту з точки зору виникнення циклічного пошкодження матеріалу ротора і можливості руйнування валопроводу.

1. *Мацевитый Ю. М., Шульженко Н. Г., Голощанов В. Н. и др.* Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путем модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации. – Киев: Наук. думка, 2008. – 366 с.
2. *Загретдинов И. Ш., Костюк А. Г., Трухний А. Д., Должанский П. Р.* Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 5 – 15.
3. *Dorfman L. S. and Trubelja M.* Torsional monitoring of turbine-generators for incipient failure detection // Proc. of the Sixth EPRI Steam Turbine/Generator Workshop (St. Louis, Missouri; Aug. 17–20). – 1999. – P. 1 – 6.
4. *Stein J. and Fick H.* The torsional stress analyzer for continuously monitoring turbine generators // IEEE Trans. – 1980. – PAS-99, Issue 2. – P. 703 – 710.
5. *Кабелевский М. Г., Столярова Л. И., Медекшас Г. Г., Красаускас П. Т.* Характеристики конструкционной термоусталостной прочности роторной стали Р2М // Пробл. прочности. – 1982. – № 8. – С. 47 – 52.
6. *Кабелевский М. Г., Столярова Л. И.* К вопросу об оценке термоусталостной прочности роторной стали при наличии концентрации напряжений // Там же. – 1976. – № 7. – С. 89 – 93.
7. *Балина В. С., Хейн Е. А., Житкявичене В. П., Медекша Г. Г.* К расчету роторов турбин на циклическую долговечность // Там же. – 1982. – № 8. – С. 98 – 102.
8. *Шоков Н. А., Кудрявцев И. В., Савина Н. М.* Исследование сопротивления усталости роторов турбогенераторов на крупных моделях // Там же. – С. 40 – 46.
9. *Глебов И. А., Казовский Е. Я., Остроумов Э. Е., Рубисов Г. Е.* Скручивающие моменты на валу турбоагрегата при отключении коротких замыканий // Электричество. – 1978. – № 2. – С. 22 – 26.

10. Кудрявцев И. В., Шоков Н. А. Анализ случаев разрушения валов роторов крупных турбогенераторов // Энергомашиностроение. – 1980. – № 11. – С. 17 – 19.
11. Васильченко Г. С., Меринов Г. Н., Козлицкий А. С. Применение теории линейной механики разрушения к оценке прочности турбинных роторов // Пробл. прочности. – 1972. – № 9. – С. 22 – 26.
12. Егоров С. Н., Рабинович В. П. Повышение надежности работы роторов паровых турбин // Там же. – 1982. – № 8. – С. 67 – 70.
13. Kramer L. D. and Randolph D. D. Analysis of the Tennessee valley authority, Gallatin unit N2 turbine rotor burst // ASME-MPC Symposium on Creep-Fatigue Interaction. – 1976. – P. 1.
14. Бовсуновский А. П., Черноусенко О. Ю., Штефан Е. В., Баишта Д. А. Усталостное повреждение и разрушение роторов паровых турбин в результате крутильных колебаний // Пробл. прочности. – 2010. – № 1. – С. 144 – 151.
15. Бовсуновский А. П. Оценка усталостной поврежденности валопровода паровой турбины в результате крутильных колебаний // Пробл. прочности. – 2011. – № 5. – С. 5 – 20.
16. Лютер Р. А. Расчет моментов вращения синхронных машин при коротких замыканиях // Электросила. – 1950. – № 7. – С. 55 – 57.
17. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
18. Косинов Ю. П., Филиппов А. П. Колебания роторов турбоагрегатов при коротком замыкании генератора // Теплоэнергетика. – 1974. – № 6. – С. 70 – 73.
19. Бовсуновский А. П. Экспериментальное исследование многоциклового усталости и демпфирующих свойств роторной стали Р2МА при кручении // Пробл. прочности. – 2011. – № 4. – С. 124 – 135.

Поступила 25. 03. 2010