

УДК 621.165

В.Л. ШВЕЦОВ, главный конструктор паровых и газовых турбин
ОАО «Турбоатом», Харьков;

И.Н. БАБАЕВ, канд. техн. наук; начальник отдела СКБ «Турбоатом»,
Харьков

РЕЗУЛЬТАТЫ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИНЫ К-1100-60/1500-2М ПРИ ИМПУЛЬСНЫХ РАЗГРУЗКАХ ПО КОМАНДАМ ПРОТИВОАВАРИЙНОЙ АВТОМАТИКИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СЕТЕЙ

Представлены результаты исследований динамических свойств турбины К-1100-60/1500-2М при выполнении ею импульсных разгрузок по командам противоаварийной автоматики электрических сетей. Для выполнения исследований разработана модель проточной части турбины, которая включает в себя расходные характеристики регулирующих клапанов высокого давления и заслонок промперегрева. Приведены сравнительные характеристики турбины полученные расчётом и натурными испытаниями на блоке № 2 Ростовской АЭС.

Представлені результати досліджень динамічних властивостей турбіни К-1100-60/1500-2М при виконанні нею імпульсних розвантажень по командам противоаварійної автоматики електричних мереж. Для виконання досліджень розроблена математична модель проточної частини турбіни яка включає в себе витратні властивості регулюючих клапанів високого тиску і засувки промперегріву. Наведені порівняльні характеристики турбіни, що отримано розрахунком і натурними випробуваннями на блоці № 2 Ростовської АЕС.

There are presented the results of studies of dynamic properties of the K-1100-60/1500-2M turbine performing impulse unloadings in response to the commands of the emergency control automatics of the electrical networks. To carry out studies there is developed a model of the turbine flow path, which includes flow rate characteristics of the high-pressure control valves and reheat gate valves. There are given comparative characteristics of the turbine obtained by calculation and full-scale tests at Unit 2 of Rostovskaya NPP.

В проекте турбины К-1100-6,0/1500-2М бл. № 2 Ростовской АЭС одним из основных требований, предъявляемых к этой турбине, – это обязательное её участие в импульсных разгрузках по командам противоаварийной автоматики. Требуемый вид изменений мощности при импульсных разгрузках приведен на рис. 1. Для оценки возможности их выполнения в рамках существующей системы регулирования проведена оценка динамики изменения мощности турбины при различных законах изменения управляющего сигнала. С этой целью разработана математическая модель учитывающая изменение рабочих параметров проточной части турбины в зависимости от динамики перемещения органов парораспределения. В расчётах определялся требуемый порядок перемещения органов парораспределения, а по нему при наладке на остановленной турбине подбирался закон изменения управляющего сигнала.

В качестве основных исходных принимались следующие предпосылки:

– В начальный момент времени все параметры и процессы находятся в стационарном равновесном состоянии. Тепловая схема блока отвечает всем требованиям инструкции по эксплуатации турбины, вся требуемая регенерация подключена.

– Рабочие процессы расширения пара в отсеках изоэнтропны.

– КПД отсеков неизменны и равны тем, что были на номинальном режиме работы.

– После подачи управляющего сигнала КОСы закрываются полностью, без запаздывания. Они полностью отсекают обратный ток пара из отборов в турбину.

Частота вращения ротора при импульсных разгрузках принималась постоянной.

Вся проточная часть турбины разбита на отдельные отсеки. Давление в каждом отсеке определялось балансом расходов пара на входе и на выходе из этого отсека. Масса пара в рассматриваемом отсеке в каждый момент времени вычислялась как

$$M = \int (G_1 - G_2) dt, \quad (1)$$

где G_1 – массовый расход пара, который входит в данный объем; G_2 – массовый расход пара, который вытекает из объёма; M – масса пара в рассматриваемом объёме.

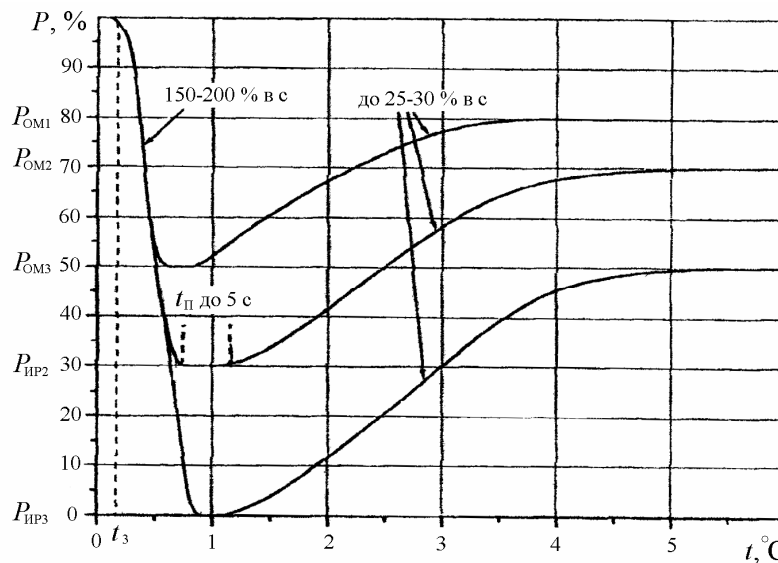


Рис. 1. Требуемое изменение нагрузки турбины по командам противоаварийной автоматики энергосети

После преобразований уравнение (1) для каждого отсека имело вид

$$\frac{V}{p_1 v_1} \frac{dp}{dt} = G_1 - G_2. \quad (2)$$

Комплекс сомножителей в левой части назовём постоянной времени указанного отсека

$$T = \frac{V}{p_1 v_1},$$

где V – объём рассматриваемого отсека; p_1 – давление пара в рассматриваемом отсеке; v_1 – удельный объём пара в данном отсеке.

С целью упрощения расчёта при наличии нескольких ступеней турбины в одном рассматриваемом отсеке проводилось приведение каждой последующей ступени к первой ступени отсека. Для приведения использовалось то положение, что эквивалентный объём – это тот единый объём, который бы занимал весь пар, заключённый в рассматриваемых отсеках, при условии выполнения им такой же работы расширения, как сумма каждого отсека в отдельности

$$V_3 = \frac{\sum L_i \cdot D_i}{L_1} \cdot v_1, \quad (3)$$

где V_3 – эквивалентный объём; $L_i = (a - b) \cdot k$ – удельная работа пара в рассматриваемом объёме; $a = 427 \cdot (i_n - i_k)$ – располагаемая работа пара; $b = 10^4 \cdot v_n \cdot \eta \cdot (p_n - p_k)$ – работа произведенная за счёт расширения; D_i – масса пара в рассматриваемом объёме; k – показатель адиабаты; i_n – энтальпия пара в начале рассматриваемого объёма, i_k – энтальпия пара на выхлопе ЦВД для участков ЦВД и энтальпия этого пара в конденсаторе для объёмов за ЦВД; p_n – давление пара в начале рассматриваемого объёма, p_k – давление пара на выхлопе ЦВД для участков ЦВД и давление этого пара в конденсаторе для объёмов за ЦВД; η – КПД ступени; v_n – удельный объём пара в начале рассматриваемого отсека.

Для вывода уравнения массового расхода пара через рассматриваемый отсек использовалась формула Флюгеля [1]. Общий вид уравнения относительного расхода после преобразования уравнения Флюгеля имеет вид

$$G_{\text{отс}} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}}, \quad (4)$$

где p_{10} , p_{20} – давление входящего и вытекающего пара на входе в отсек в начальный период времени.

Аналогичным уравнением описывается относительный расход пара в отбор

$$G_{\text{отб}} = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{p_{10} - p_{20}} \frac{p_1}{p_{10}}}. \quad (5)$$

Работа гидравлической части системы регулирования подробно не рассматривалась. Перемещение исполнительных сервомоторов (СМ) представлялось прямолинейным. Учитывалось время запаздывания начала движения сервомоторов регулирующих клапанов высокого давления (РК ВД) по отношению к началу динамического процесса. Его величина и время перемещения сервомоторов на полный ход принимались по результатам испытаний на остановленной турбине. Учитывалось запаздывание начала перемещения сервомоторов заслонок промперегрева относительно начала закрытия сервомоторов РК ВД. Оно также принималось по результатам испытаний на остановленной турбине.

Отличительной особенностью разработанной модели от известных ранее явилось то, что в ней учтены порядок открытия РК ВД относительно положения СМ, расходные характеристики РК и заслонок полученные при продувках. Расход пара через них представлялся как

$$G_{\text{РК}}(p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}, h) = \mu(p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}, h) G_{\text{кр}}(F, p_{\text{вх}}, v_{\text{вх}}), \quad (6)$$

где $\mu(p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}, h)$ – коэффициент расхода через РК или заслонку; $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в РК или заслонку; $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из РК или заслонки; $v_{\text{вх}}$ – удельный объём пара; h – открытие РК.

При расчёте заслонки вместо h использовался угол поворота диска заслонки – α . Критический расход через РК и заслонку определялся по [1]

$$G_{кр}(F, p_{вх}, v_{вх}) = 203F \sqrt{\frac{p_{вх}}{v_{вх}}}, \quad (7)$$

где F – проходная площадь РК или заслонки.

Изменение мощности определялось как сумма произведений относительных мощностей и относительных расходов отсеков

$$nt = \sum \frac{N_i}{N_{ном}} G_{отсi}, \quad (8)$$

где nt – относительная мощность турбины; N_i – мощность отсека турбины на номинальном режиме; $N_{ном}$ – номинальная мощность турбины.

Общая система уравнений имела вид

$$\frac{dp_i}{dt} = \begin{cases} \frac{G_{отс0} G_{0ном} - 4G_{рк} - G_{отб1} G_{отб0ном}}{T_0} \\ \frac{4G_{рк} - G_{отс1} G_{1ном} - G_{отб2} G_{отб2ном}}{T_1} \\ \dots \\ \frac{G_{отсi} G_{iном} - G_{отсi+1} G_{i+1ном} - G_{отби} G_{отбином}}{T_i} \\ \dots \end{cases} \quad (9)$$

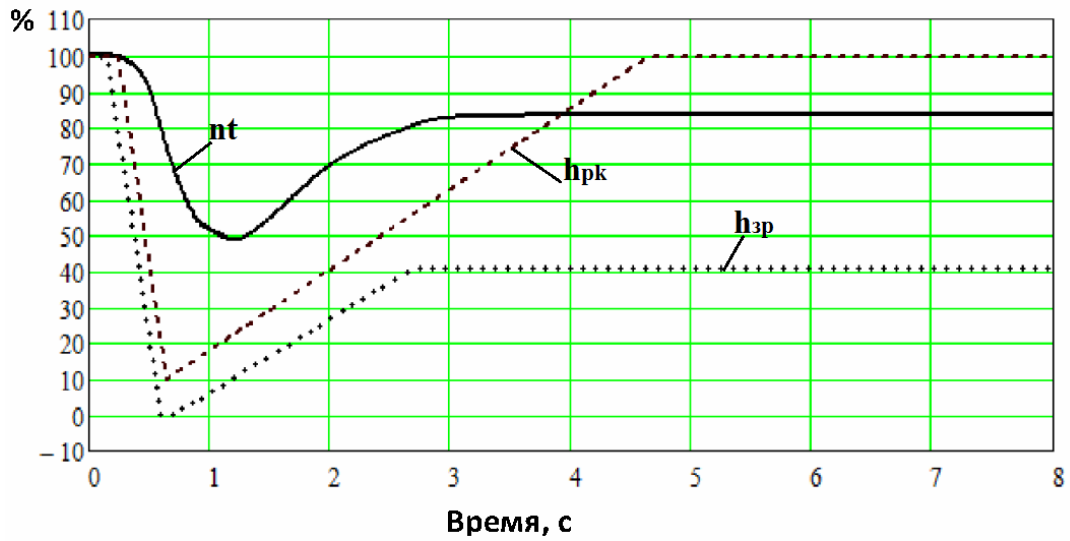
Система уравнений (9) решалась методом Рунге-Кутты.

Результаты расчётов представлены на рис. 2.

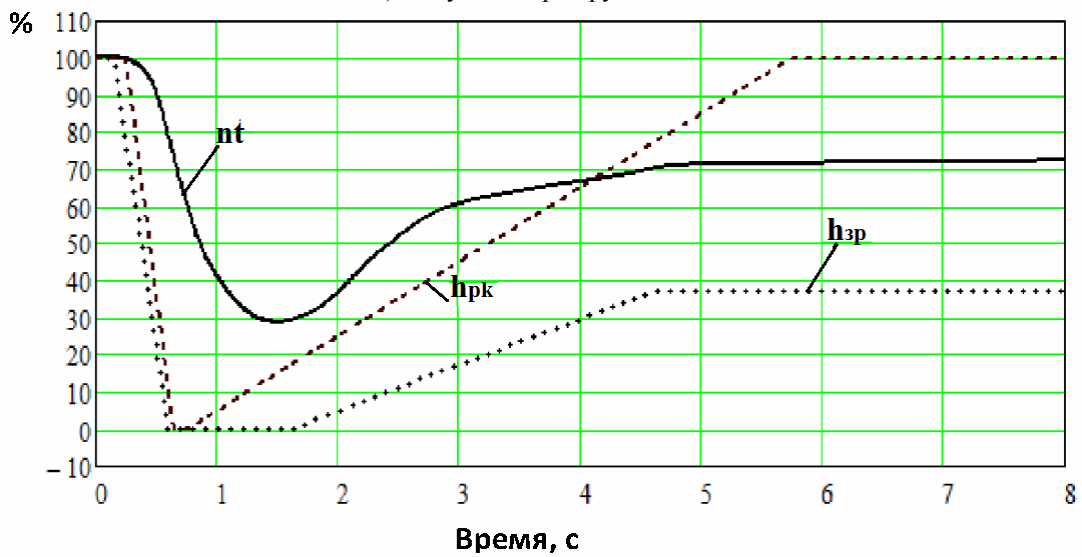
Как показывают результаты расчета, существующая система регулирования позволяет получить импульсные изменения мощности близкие к требованиям энергосети. Во всех случаях для получения максимального быстродействия следует подавать форсированный сигнал на закрытие органов парораспределения, а затем, оперируя длительностью выдержки, формировать требуемое снижение мощности турбины. С целью получения плавного восстановления нагрузки, открытие заслонок следует настраивать на малую скорость (более 5 с).

С помощью разработанной математической модели проведено расчётное моделирование импульсных разгрузок турбины К-1100-60/1500-2М блока № 2 Ростовской АЭС. Результаты расчёта сравнивались с результатами испытаний.

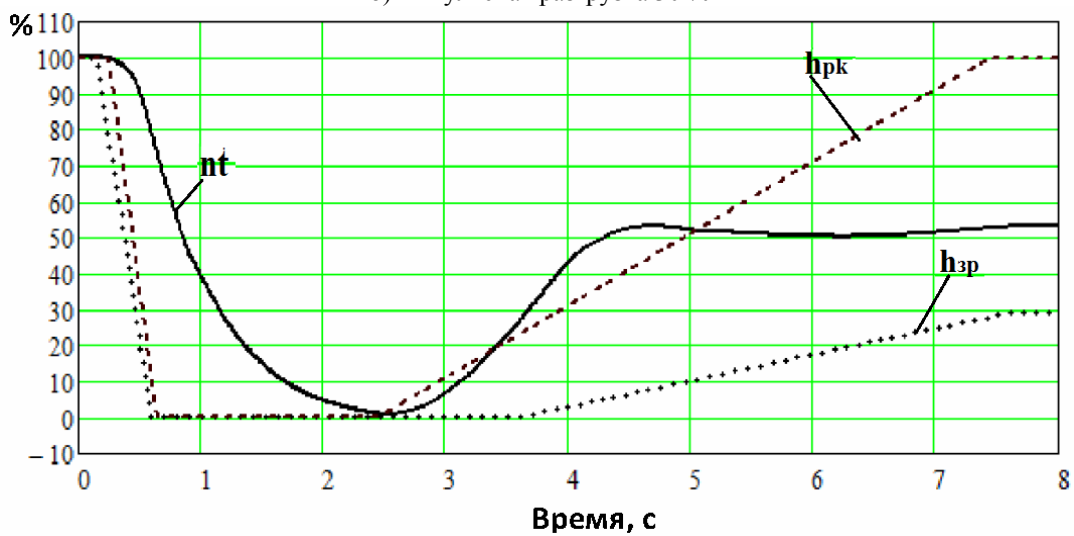
В качестве исходных данных принималось перемещение сервомоторов, полученное при натурных испытаниях на АЭС. Типичными являются результаты моделирования для случая импульсного уменьшения нагрузки турбины на 50 % номинальной мощности с исходного уровня 100 % (см. рис. 3, 4).



а) импульсная разгрузка 20 %



б) импульсная разгрузка 30 %



в) импульсная разгрузка 50 %

Рис. 2. Расчетное изменение нагрузки турбины по командам противоаварийной автоматики энергосети с начального уровня мощности 100 %

Полученные результаты свидетельствуют о несовпадении расчётных и экспериментальных данных. По сравнению с расчётом падение давлений за регулирующими клапанами и в ресивере происходит глубже, а восстановление медленнее.

В соответствии с изменениями давлений ведёт себя и мощность. Как показано на рис. 4, относительная мощность, полученная по расчёту, превышает экспериментальную.

В описанных испытаниях импульсной разгрузкой на 50 % зафиксировано изменение частоты вращения ротора (см. рис. 5). По рекомендациям [2] по формуле (10) проведен расчёт относительной паровой мощности с учётом углового ускорения.

$$N_p = N_e + 1,02 \times 10^{-5} \frac{2\pi}{60} \frac{dn}{dt} n, \quad (10)$$

где N_p – мощность турбины с учётом поправки на угловое ускорение; N_e – мощность турбины полученная при испытаниях; n – частота вращения.

После приведения по формуле (10) изменение мощности представлено на рис. 6. Во всех случаях относительная мощность принималась как отношение текущей мощности к мощности на момент начала динамического процесса.

Данные рис. 6 свидетельствуют о том, что учёт углового ускорения ротора при импульсных разгрузках существенно изменяет кривую мощности. Причем если в начале переходного процесса кривая относительной мощности с учётом поправки на угловое ускорение занижена по отношению к экспериментальной, то во второй половине переходного процесса обе кривые сближаются.

При сопоставительном анализе экспериментальных и расчётных данных выделяется существенное несовпадение при динамике процесса, а именно:

- Давление в главном паровом коллекторе (ГПК) имеет максимальный заброс заметно превышающий полученный по расчёту (64,6 кгс/см² по расчёту и 67,6 кгс/см² по результатам испытаний). Давления в ГПК при реальном переходном процессе снижаются менее интенсивно, чем по расчёту (см. рис. 3). Попытки подбором добиться их совпадения за счёт изменения постоянной времени ГПК в пределах от 5 с до 80 с не привели к успеху.

- Снижение мощности турбины происходит значительно глубже, чем полученное по результатам расчёта. Это касается не только давлений за регулирующими клапанами высокого давления, но и давления в СПП. Попытки коррекции данных полученных по результатам испытаний, с учётом углового ускорения вращения ротора не позволили добиться полного совпадения расчётной и экспериментальной мощности. Указанное обстоятельство имеет и положительную сторону, которая заключается в том, что при импульсных разгрузках до 50 % номинальной мощности заслонки промперегрева могут быть незадействованы, а значит, получение приемлемого восстановления мощности после импульса можно добиваться управлением только регулирующих клапанов высокого давления.

Вместе с тем следует отметить удовлетворительное совпадение в темпах падения мощности на начальном участке динамического процесса. Их предельно достижимые величины можно принять по результатам паровых сбросов: 614 МВт/с при паровом сбросе с 50 % мощности реакторной установки, 994 МВт/с – при паровом сбросе с 75 % мощности и 1526 МВт/с при паровом сбросе со 100 % мощности. Эти величины соответствуют требованиям энергосистемной автоматики – 1000 МВт/с.

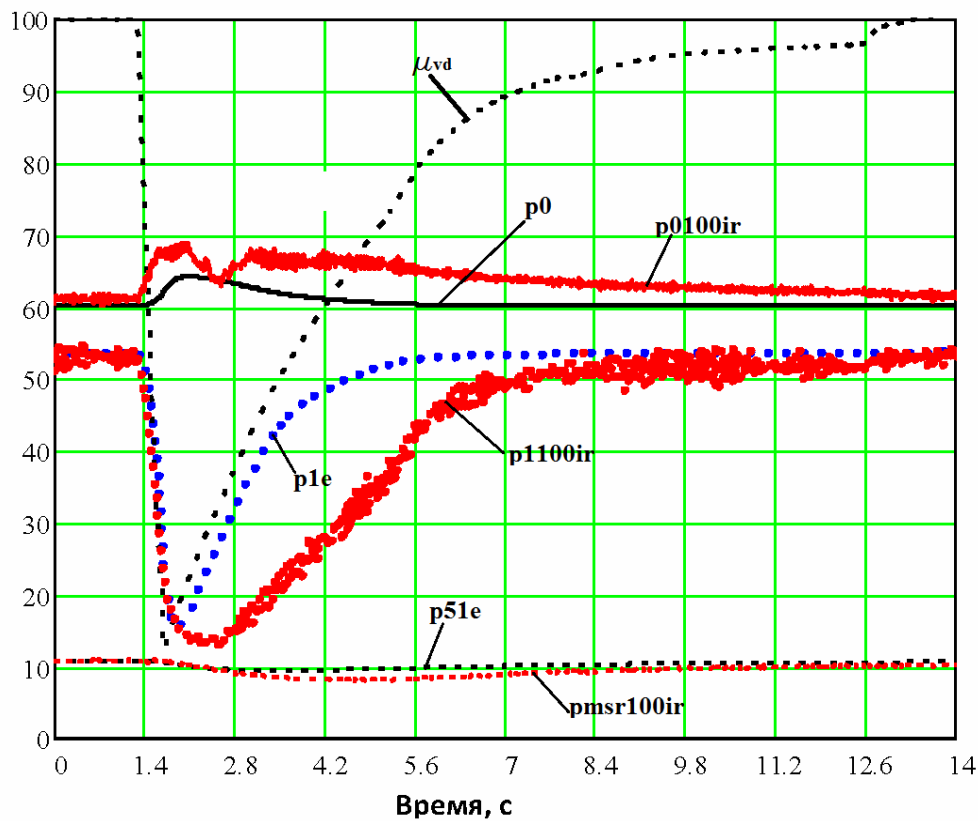


Рис. 3. Изменение параметров турбины при импульсной разгрузке на 50 % от номинальной с номинального уровня мощности:
 p_0, p_{1e}, p_{51e} – расчётные давления на входе в турбину, за регулируемыми клапанами и в ресивере соответственно в кгс/см²; $p_{0100ir}, p_{1100ir}, p_{msr100ir}$ – экспериментальные давления на входе в турбину, за регулируемыми клапанами и в ресивере соответственно в кгс/см²;
 μ_{vd} – относительный ход сервомоторов регулирующих клапанов в %

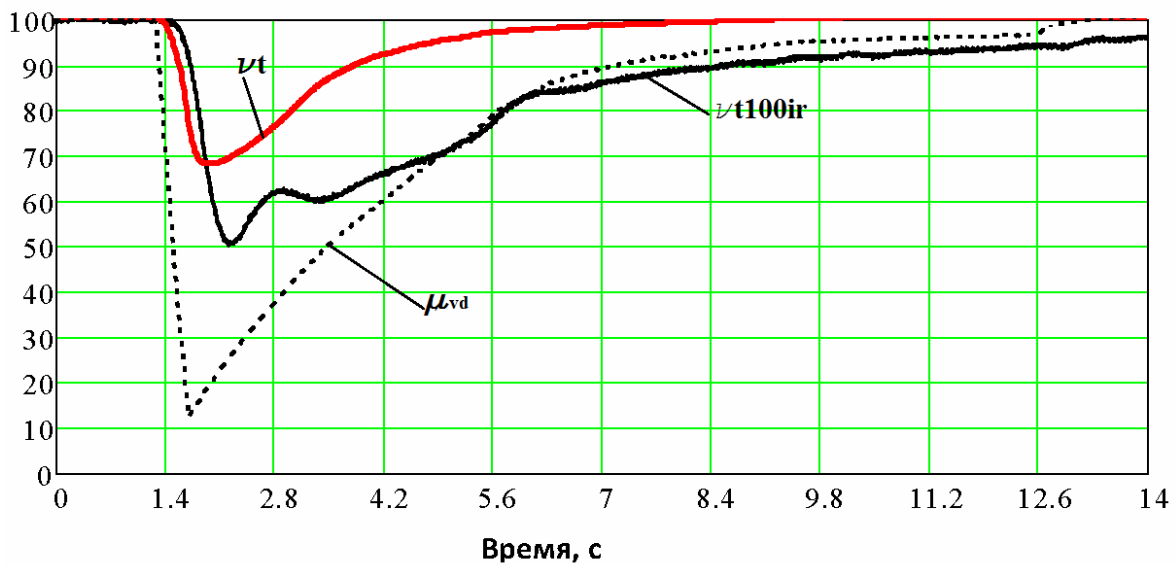


Рис. 4. Изменение параметров турбины при импульсной разгрузке на 50 % от номинальной с номинального уровня мощности:
 vt – относительная мощность по расчёту, %;
 vt_{100ir} – относительная мощность по результатам испытаний, %

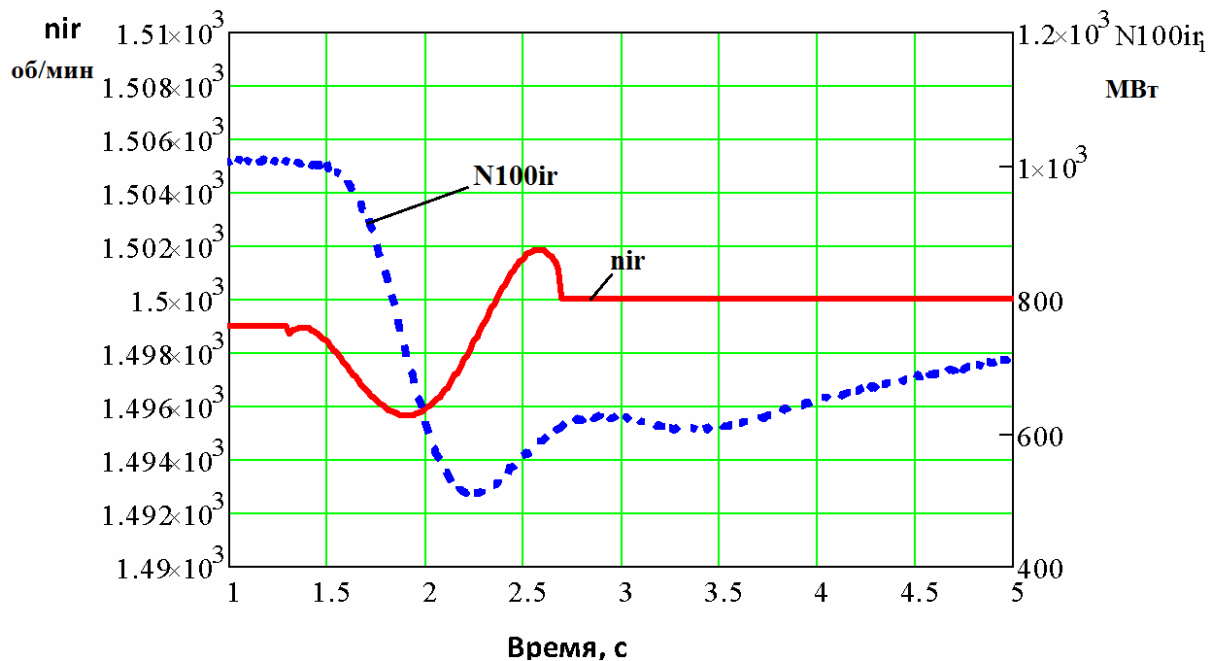


Рис. 5. Изменение частоты вращения и мощности при импульсной разгрузке на 50 % от номинальной с номинального уровня мощности, полученные в результате испытаний:
nir – частота вращения ротора по результатам испытаний, об/мин;
N100ir – мощность по результатам испытаний, МВт

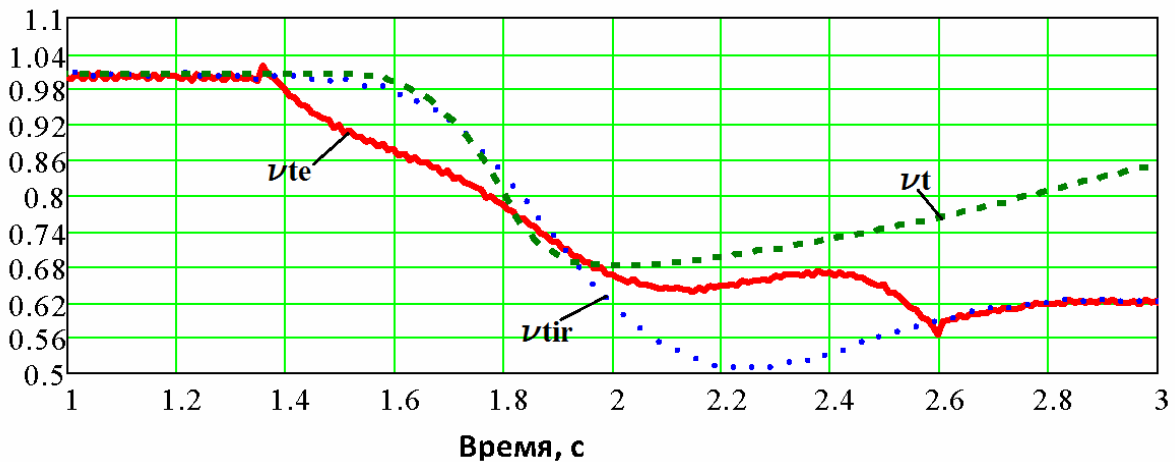


Рис. 6. Изменение относительной мощности при импульсной разгрузке на 50% от номинальной с номинального уровня мощности полученные в результате испытаний с учётом поправки на изменение угловой частоты вращения:
vte – относительная мощность с учётом поправки на изменение частоты вращения

Достижение предельных темпов снижения нагрузки следует добиваться минимизацией времени запаздывания при прохождении управляющего сигнала от электронной части к электрогидравлическим преобразователям. В выполненных современных системах управления это время составляет 20 мс и его предельная величина не должна превышать 40 мс. Начало динамического процесса должно сопровождаться подачей форсированного сигнала 1А. Уровень снижения нагрузки должен достигаться длительностью удержания регулирующих клапанов в закрытом состоянии. Следует отметить тот факт, что закрытие заслонок промперегрева начинает сказываться после закрытия более 20 % полного хода её сервомотора. Поэтому время

до закрытия заслонки на эту величину может рассматриваться как чистое запаздывание в закрытии заслонок, а их страгивание с упора не приведёт к изменению параметров.

Выводы

1 Полученные результаты математического моделирования и натурных испытаний на АЭС свидетельствуют о том, что существующая система регулирования паровых турбин К-1100-60/1500-2М позволяет получить требуемые импульсные разгрузки по командам противоаварийной автоматики электрических систем без модернизации.

2 Реальные физические процессы происходящие в проточной части турбины существенно отличаются от расчётных. При резком уменьшении мощности провалы давлений в проточной части имеют более глубокую величину по сравнению с расчётными. Восстановление параметров на конечных участках динамического процесса происходит медленнее, что позволяет выполнить требуемые изменения нагрузки до 50 % от номинальной мощности воздействием только на регулирующие клапаны турбины. Данные обстоятельства требуют более детальных исследований в будущем.

3 Для достижения максимального быстродействия на уменьшение мощности следует предельно ограничивать время получения, обработки и выдачи управляющего сигнала, а также выдавать форсированный сигнал 1А на электрогидравлический преобразователь.

4 С целью обеспечения плавности и монотонности повышения мощности на конечном участке динамического процесса открытие заслонок регулирования на полный ход следует настраивать с быстродействием 5...8 с.

Список литературы: 1. *Щегляев, А.В.* Паровые турбины [Текст] / А.В. Щегляев. – М.: Государственное энергетическое издательство, 1940. 2. Методические указания по проверке и испытаниям автоматических систем регулирования и защиты паровых турбин. РД34.30.310. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1983.

© Швецов В.Л., Бабаев И.Н., 2012
Поступила в редколлегию 27.02.12