



троэнергетических систем: Тез. докл. IX Всесоюз. науч. конф. Рига, 1987. С. 396–397.

3. Бобров А.Э., Домбровский В.В., Праздников В.И., Смоловик С.В. Расчет индуктивного сопротивления рассеяния демпферных обмоток синхронных машин с учетом насыщения стали // Электротехн. промышленность: Эл. машины. М.: Информэлектро, 1980. Вып. 2 (108). С. 1–3.

4. Вайнер И.Г., Соколов Н.И. Влияние параметров и насыщения на динамическую устойчивость крупных турбогенераторов // Доклады на II Всесоюз. совещ. по устойчив. и надежн. энергосистем СССР. М.: Энергия, 1969.

Х.В. Шхати, Б.Т. Кадхем, С.В. Смоловик

УЧЕТ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ФАКТОРОВ ДЕМПФИРОВАНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛОПРОВОДА

На крутильные колебания валопровода турбоагрегата влияет несколько факторов. Основные из них — демпфирование, обусловленное отклонением скорости вращения лопаточного аппарата турбины относительно парового объема, и затухание колебаний из-за рассеяния энергии в конструктивных элементах роторов турбины.

Демпфирование, обусловленное отклонением скорости вращения лопаточного аппарата турбины относительно парового объема. Природа этого явления связана с так называемым саморегулированием турбины: при увеличении частоты вращения сверх синхронной вращающий момент первичного двигателя уменьшается, при снижении частоты — увеличивается. Обусловленные этим явлением демпферные свойства хорошо заметны на сравнительно низких частотах колебаний, совпадающих с частотой электромеханических колебаний ротора генератора относительно приемной системы (1–2 Гц). На этих частотах величина коэффициента H , определяющего показатель демпфирования, может достигать величины $H_n = 1–1,5$ 1/с. Очевидно, что при более высоких частотах и, главное, при сложных формах этих колебаний, которые нужно спроецировать на движение лопаточного аппарата (главным образом роторов частей низкого давления), показатель демпфирования будет заметно ниже. Осторожная его оценка позволяет ориентироваться на величины порядка $H_n = 0,35–0,5$ 1/с. Далее при обсуждении результатов этот вид демпфирования будем для краткости называть “паровым”.

Демпфирование, обусловленное механическими факторами. Демпфирование, обусловленное внутренним трением в материале валопровода, незначительно и используемый большинством авторов показатель $H = 0,005$ 1/с является правильным. Однако роторы валопровода представляют собой весьма сложную конструкцию. Основным источником потерь энергии при возбуждении крутильных колебаний вала служит трение в местах крепления лопаток к дискам, а также верхних частей лопаток (роторов низкого давления) относительно проволоочных бандажей. Экспертные оценки [1–4] и осциллограммы колебательных процессов валопровода показывают, что показатель демпфирования, обусловленный потерями на трение в элементах конструкции роторов турбины, может находиться на уровне $H_r = 0,1–0,2$. Далее этот вид демпфирования будем называть “механическим” или “конструкционным”.

Математическое моделирование высокочастотных электромеханических процессов, связанных с крутильными колебаниями валопровода турбоагрегата, выполнялось на основе известных дифференциальных уравнений движения сосредоточенных масс, соединенных упругими безынерционными связями [5, 6].

Влияние отклонения частоты вращения лопаток турбины относительно парового объема на показатель устойчивости. Хотя работающий в электрической системе синхронный генератор представляет собой существенно нелинейный объект, собственно крутильные колебания практически линейны. Поэтому линеаризованная математическая модель системы обеспечивает

достаточную точность, чтобы идентифицировать и анализировать параметры колебаний и разрабатывать соответствующие контрмеры. Результаты линеаризации обычно проверяются компьютерным моделированием на нелинейной модели.

Имеется богатый инструментарий для исследования устойчивости и показателей демпфирования систем. Частотные методы разрабатывались в основном для анализа и оптимизации настроек систем автоматического регулирования, однако они очень подходят и для анализа показателей демпфирования такого многосвязного объекта, как валопровод. Большую эффективность обеспечивает комбинированное применение частотных и корневых методов.

В табл. 1 приведены характеристические числа, иллюстрирующие собственные демпферные свойства валопроводов нескольких турбоагрегатов, т. е. рассчитанные без учета электромагнитных моментов генератора и возбуждателя. При их расчете в соответствии с рекомендациями принималось, что демпфиро-

вание, определяемое отклонением скорости лопаточного аппарата турбины относительно парового объема, пренебрежимо мало, а коэффициенты демпфирования, обусловленные внутренним трением в материале, одинаковы и равны $H = 0,005$.

Данные табл. 1 дополнительно иллюстрируются частотными характеристиками валопровода агрегата с генератором ТВВ-200 (рис. 1, а) и расположением нулей и полюсов передаточной функции на плоскости корней (рис. 1, б). Из них следует, что валопровод весьма чувствителен к возмущениям на низшей (Γ_1) или второй (Γ_3) собственной частоте. Приведенные далее результаты показывают, что именно на этой частоте могут проявиться неблагоприятные демпферные свойства, определяемые работой системы возбуждения генератора.

Наиболее информативны графики, иллюстрирующие изменение вещественных частей корней характеристического уравнения в функции от коэффициента "парового" демпфирования H_n для валопровода турбоагрегата ТВВ-200 (рис. 2).

Таблица 1

Характеристические числа, отражающие собственные демпферные свойства валопроводов различных турбоагрегатов

ТВВ-200 Γ_1		ТВВ-500 Γ_2		ВВС-720 Γ_3		ТВВ-1000 Γ_4	
α	ω	α	ω	α	ω	α	ω
-0,02	407,27	-0,024	299,86	-0,037	553,66	-0,021	237,19
-0,006	191,16	-0,053	227,79	-0,043	426,64	-0,002	180,31
-0,017	174,21	-0,007	200,57	-0,009	315,79	-0,002	141,61
-0,002	125,12	-0,004	163,88	-0,005	217,241	-0,002	110,5
—	—	-0,001	94,546	-0,001	109,05	-0,0006	75,581

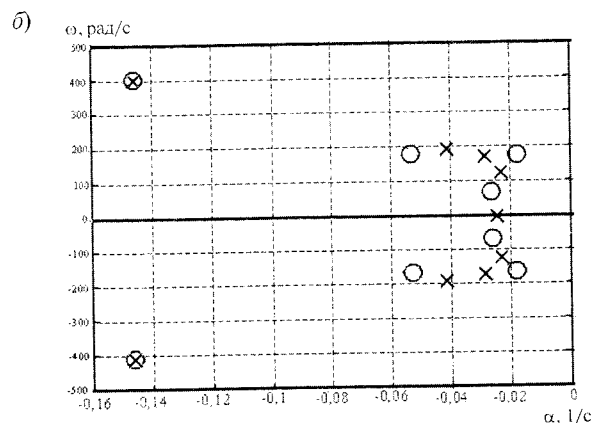
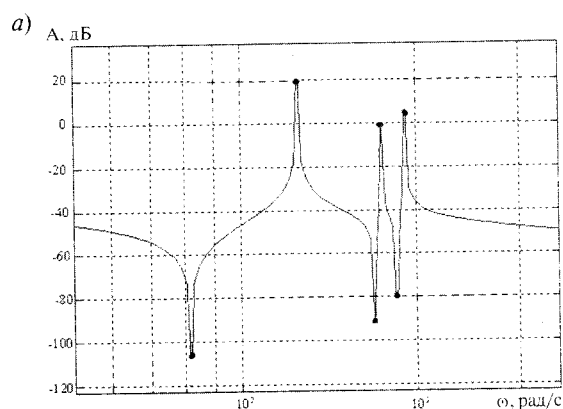


Рис. 1. Иллюстрация демпфирующих свойств валопровода ТВВ-200 при коэффициенте "парового" демпфирования $H_n = 0,05$:

а — частотная характеристика и особые точки; б — нули (о) и полюсы (х) передаточной функции

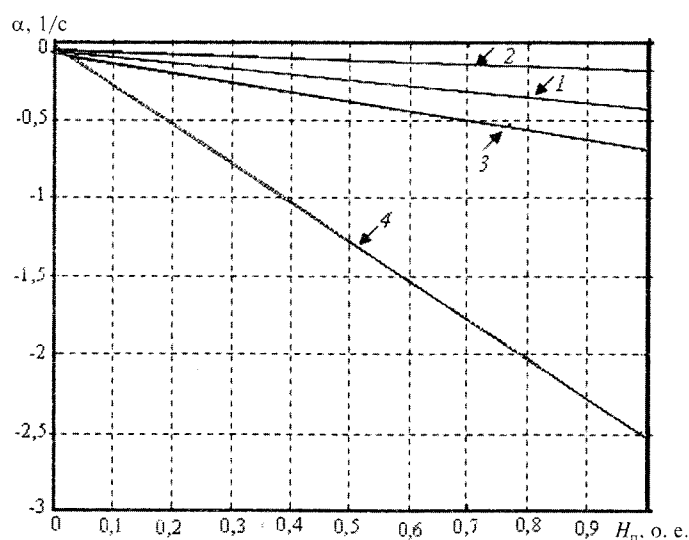


Рис. 2. Зависимость вещественных частей корней системы на частотах ω , равных 125 (1), 174 (2), 191 (3) и 407 рад/с (4) в функции $H_{п}$ валопровода

При изменении коэффициента $H_{п}$ от нуля до единицы демпфирование составляющих колебаний различных частот происходит по-разному. Наименьшим показателем демпфирования отличается частота 174,2 рад/с (2), демпфирование на частоте 125,12 рад/с (1) оказывается также весьма низким, а наибольшими показателями демпфирования обладают частоты 407 (4) и 191 рад/с (3).

Влияние конструкционного демпфирования на затухания составляющих крутильных колебаний. Весьма информативны графики, показывающие изменение вещественных частей корней характеристического уравнения от коэффициента конструкционного демпфирования валопровода H для турбоагрегата ТБВ-200. При изменении коэффициента H от нуля до 0,1 показатели демпфирования на различных частотах изменяются по-разному (рис. 3): наибольшие показатели у частот 407 (4) и 174 рад/с (2), а наименьшие показатели у частот 125 (1) и 191 рад/с (3).

Частотные характеристики системы с АРВ. В предыдущих статьях [5, 6] приведены результаты, характеризующие влияние коэффициентов усиления по каналам стабилизации АРВ-СД на показатели демпфирования крутильных колебаний в простейшей расчетной схеме, которая содержит модель генератора с АРВ, валопровода и линии. В частности, было установлено, что большие величины

коэффициентов по каналам стабилизации приводят к появлению положительных вещественных частей корней характеристического уравнения. Расчеты выполнялись для комбинации коэффициентов усиления $K_{0u} = -50$; $K_{1u} = -7,2$; $K_{0\omega} = 0,5$; $K_{1\omega} = 1,0$; $K_{1f} = -1,5$ при $X_L = 0,025$.

В предлагаемой статье обсуждаются новые результаты исследований в рамках такой же расчетной схемы. Так, при изменении коэффициента демпфирования, обусловленного отклонением частоты вращения лопаток турбины относительно парового объема, и коэффициента демпфирования крутильных колебаний, связанного с "конструкционным" демпфированием, получены данные с учетом влияния АРВ, представленные в табл. 2. Из них следует, что при $H = 0,005$, $H_{п} = 0,005$ (табл. 2, а) имеется один положительный корень на частоте $\omega_1 = 125$ рад/с, в то время как при $H = 0,005$, $H_{п} = 0,5$ (табл. 2, б) все корни отрицательны. При другой комбинации коэффициентов в уравнениях расчетной модели, когда $H = 0,2$, $H_{п} = 0,005$ (табл. 2, в) появляется положительный корень на частоте 125 рад/с. Для варианта $H = 0,2$, $H_{п} = 0,5$ (табл. 2, г) все корни оказываются отрицательными.

В табл. 3 приведены характеристические числа, рассчитанные при тех же настройках АРВ, но при увеличенном до $X_L = 0,5$ индуктивном сопротивлении, связывающем турбо-

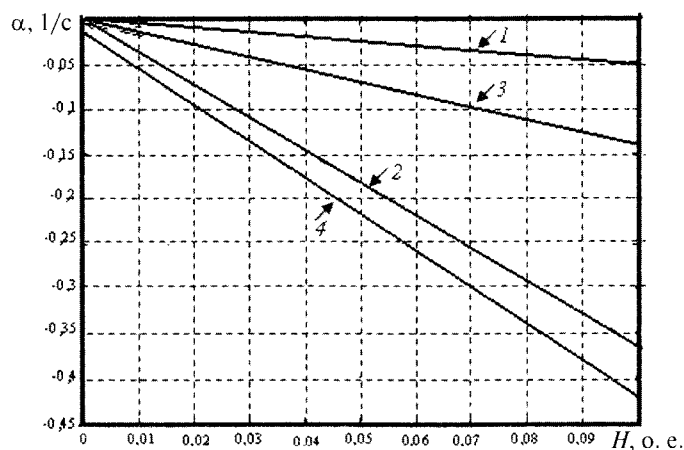


Рис. 3. Зависимость вещественных частей корней системы “конструкционного” демпфирования H на частотах ω , равных 125 (1), 174 (2), 191 (3) и 407 рад/с (4)

Таблица 2

Характеристические числа турбоагрегата с генератором ТВВ-200 с учетом влияния АРВ для разных вариантов значений коэффициентов “парового” (H_n) и “конструкционного” (H) демпфирования

а) $H = 0,005, H_n = 0,005$		б) $H = 0,005, H_n = 0,5$		в) $H = 0,2, H_n = 0,005$		г) $H = 0,2, H_n = 0,5$	
α	ω	α	ω	α	ω	α	ω
-0,032959	407,27	-1,2744	407,27	-0,82929	407,27	-2,0707	407,27
-6,9365	314,14	-6,9365	314,14	-6,9365	314,14	-6,9365	314,14
-0,021198	191,29	-0,36542	191,28	-0,2743	191,28	-0,61865	191,28
-0,05339	174,26	-0,15859	174,26	-0,75264	174,26	-0,85771	174,25
0,089387	125,89	-0,11645	125,89	0,004534	125,89	-0,20131	125,89
-49,214	0	-49,212	0	-49,214	0	-49,212	0
-25,068	28,148	-25,063	28,142	-25,068	28,148	-25,063	28,143
-25,607	0	-25,607	0	-25,607	0	-25,607	0
-20	0	-20	0	-20	0	-20	0
-0,82214	13,769	-0,95397	13,777	-0,82215	13,769	-0,95399	13,777
-3,8903	0	-3,89	0	-3,8903	0	-3,89	0
-3,5453	0	-3,5405	0	-3,5453	0	-3,5405	0
-0,74253	0	-0,74255	0	-0,74253	0	-0,74255	0
-0,27094	0	-0,27078	0	-0,27094	0	-0,27078	0

Таблица 3

Характеристические числа турбоагрегата с генератором ТВВ-200 с учетом влияния АРВ при увеличенном сопротивлении электрической связи генератора с приемной энергосистемой (X_d)

а) $H = 0,005, H_n = 0,005$		б) $H = 0,005, H_n = 0,5$		в) $H = 0,2, H_n = 0,005$		г) $H = 0,2, H_n = 0,5$	
α	ω	α	ω	α	ω	α	ω
-0,032959	407,27	-1,2744	407,27	-0,82929	407,27	-2,0707	407,27
-11,794	314,14	-11,794	314,14	-11,794	314,14	-11,794	314,14
-0,02336	191,19	-0,37017	191,19	-0,27505	191,19	-0,62198	191,19
-0,056706	174,21	-0,15979	174,21	-0,7585	174,21	-0,86145	174,21
0,08415	125,37	-0,12322	125,37	0,00042337	125,37	-0,20695	125,37
-49,88	0	-49,88	0	-49,88	0	-49,88	0
-24,435	30,148	-24,432	30,147	-24,435	30,148	-24,432	30,147
-25,388	0	-25,387	0	-25,388	0	-25,387	0
-20	0	-20	0	-20	0	-20	0
-0,76751	7,5883	-0,90493	7,5937	-0,76751	7,5883	-0,90493	7,5937
-2,2389	2,1102	-2,2263	2,1126	-2,2389	2,1102	-2,2263	2,1126
-3,8574	0	-3,8574	0	-3,8574	0	-3,8574	0
-0,3321	0	-0,33199	0	-0,3321	0	-0,33199	0

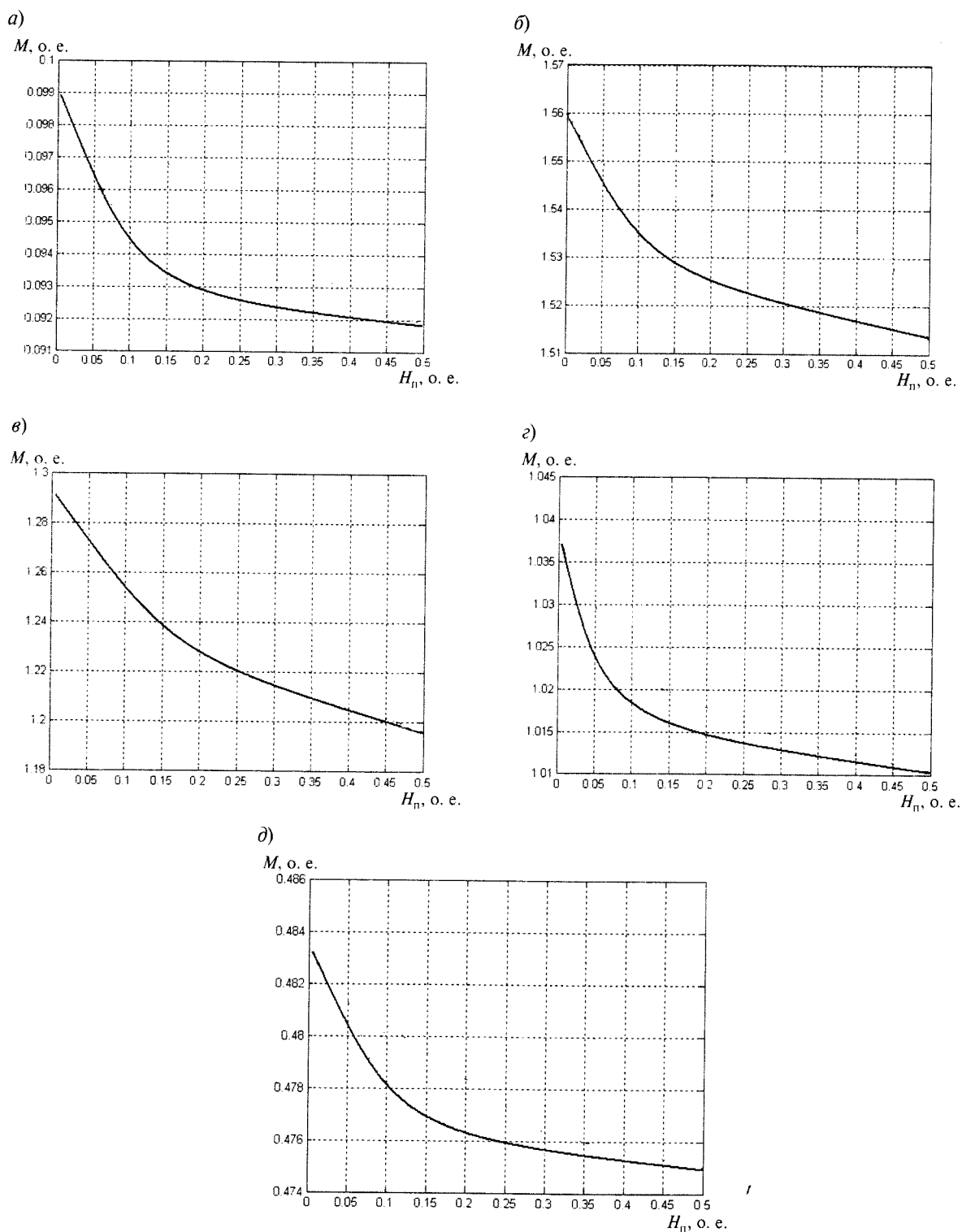
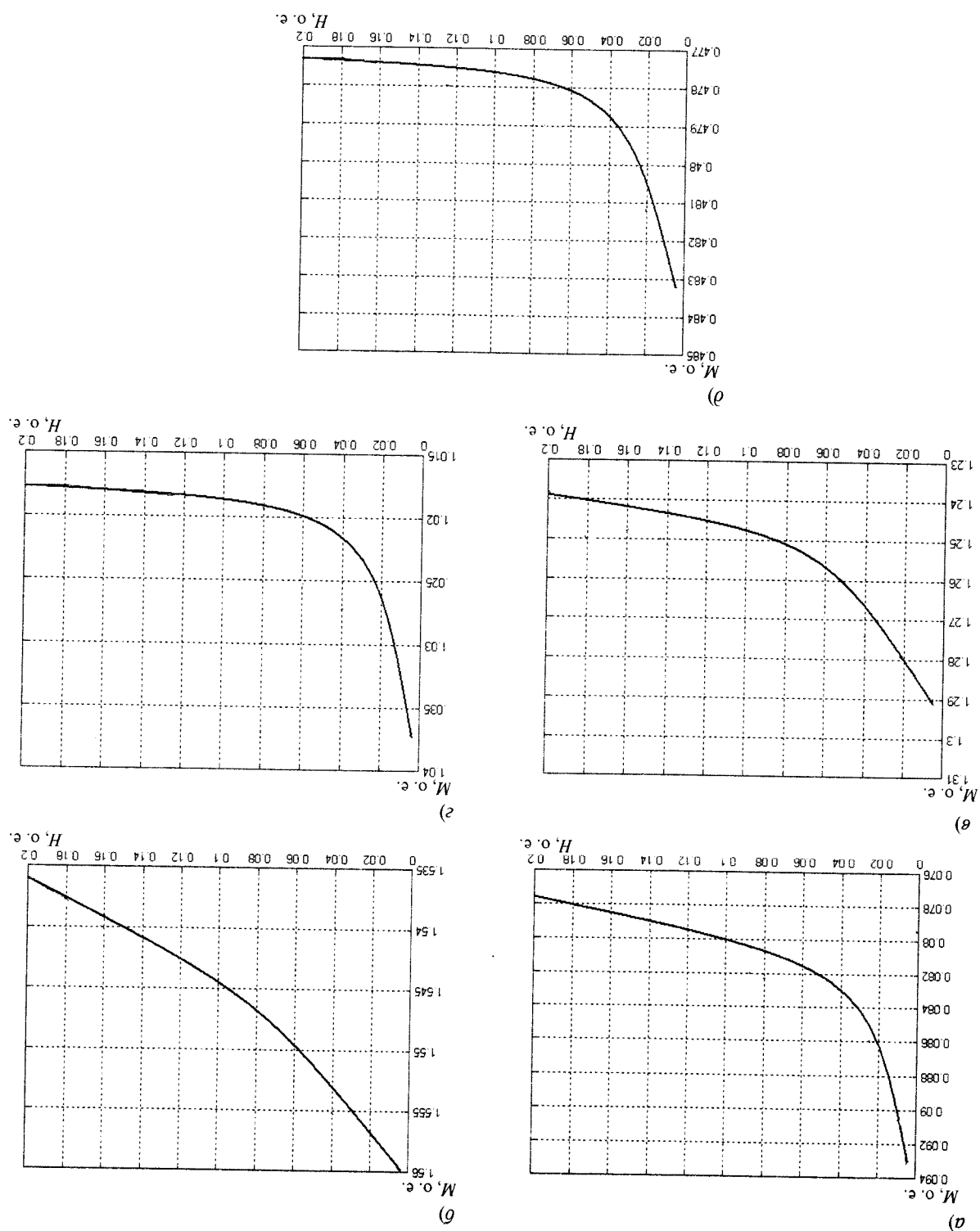


Рис. 4. Зависимость скручивающих моментов в различных частях валопровода
 (а — между генератором и возбудителем; б — между генератором и ЦНД1; в — между ЦНД1 и ЦНД2;
 г — между ЦНД2 и ЦСД; д — между ЦСД и ЦВД)
 от увеличения коэффициента "парового" демпфирования H_n

Рис. 5. Зависимость скрывающихся моментов (a — между генератором и возбудителем; b — между генератором и ЦНД1; c — между ЦНД1 и ЦНД2; d — между ЦСД и ЦВД) от увеличения коэффициента "конструкционного" демпфирования H





генератор с приемной системой. Легко заметить, что именно учет “парового” демпфирования обеспечивает близкие к реальным показатели затухания колебаний на низшей собственной частоте $\omega = 125$ рад/с. Учет “конструкционного” демпфирования, как и в предыдущем случае, обеспечивает хорошие показатели затухания на наиболее высоких частотах крутильных колебаний. Таким образом, именно учет дополнительных факторов демпфирования позволяет приблизить характеристики модели валопровода турбоагрегата к реальным.

Влияние коэффициентов “парового” (H_p) и “конструкционного” демпфирования (H) на величины максимальных скручивающих моментов при коротких замыканиях. В статьях [6–8] приведены величины скручивающих моментов при неуспешных автоматических повторных включениях (АПВ) и неудаленных коротких замыканиях и успешных АПВ.

Все расчеты выполнены при коэффициентах демпфирования $H = 0,005$, $H_p = 0,005$. Влияние H и H_p на максимальные величины скручивающих моментов анализируется в нашей статье далее. На рис. 4 показано влияние увеличения коэффициента “парового” демпфирования H_p от 0,005 до 0,5 на максимальные величины скручивающих моментов для валопровода турбоагрегата ТВВ-500: при увеличении H_p максимальные величины скручивающих моментов снижаются.

Рис. 5 иллюстрирует влияние увеличения коэффициента “конструкционного” демпфирования H от 0,005 до 0,2 на величины максимальных скручивающих моментов валопровода турбоагрегата ТВВ-500 при наиболее опасных возмущениях. С его увеличением уменьшаются максимальные величины скручивающих моментов, однако это снижение не превышает нескольких процентов. Поэтому при оценке наиболее опасных воздействий на валопровод при последовательно возникающих возмущениях указанные факторы дополнительного демпфирования можно не принимать во внимание.

Увеличение коэффициентов H_p и H отражается положительно на показателях устойчивости, определяющих скорость затухания крутильных колебаний валопровода турбоагрегата. Естественное затухание, вносимое “паровым” и “конструкционным” демпфированием, компенсирует возможное отрицательное демпфирование, вносимое каналами стабилизации АПВ.

При увеличении H_p и H уменьшаются максимальные величины скручивающих моментов. Однако снижение максимальных величин не превышает нескольких процентов, и поэтому при оценке наиболее опасных воздействий на валопровод при последовательно возникающих возмущениях указанные факторы дополнительного демпфирования можно не принимать во внимание.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Masrur M.A., Ayoub A.K., Tielking J.T. Studies on asynchronous operation of synchronous machines and related shaft torsional stresses // IEE Proceeding-c. 1991. Vol. 138, № 1. P. 47–56.
2. Jackson M.C., Umans S.D. Turbine generator shaft torques and fatigue: part III-refinements to fatigues model and test results, ibid. // 1980. PAS-99 (3). P. 1259–1268.
3. Cudworth C.J., Smith J. R., and Mykura J. F. Mechanical damping of torsional vibrations in the turbo generators due to network disturbances // 3rd intern. conf. on vibrations in the rotating machinery. 1984. I. Mech. Engr. (UK) paper C263/84. P. 139–144.
4. Smith J.R., Mykura J.F., Cudworth C.J. The best effect of hysteretic damping on the turbogenerator shaft torsional oscillation // IEEE Trans. 1986. EC-1(1). P. 152–161.
5. Шхати Х.В., Кадхем Б.Т., Смоловик С.В. Демпфирование крутильных колебаний валопровода турбоагрегата с помощью АПВ // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2007. № 4. С. 202–206.
6. Шхати Х.В., Смоловик С.В. Исследование скручивающих моментов, воздействующих на валопровод турбоагрегата при неуспешном АПВ линии // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2007. № 4. С. 197–201.
7. Шхати Х.В., Смоловик С.В. Скручивающие моменты валопровода мощного турбоагрегата при отключении неудаленных коротких замыканий // Фундаментальные исследования и инновации в технических университетах. СПбГТУ. Конференция. 18–19 мая 2007 г. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2007. С. 553–562.
8. Shuhati H.W., Kuhmai A.A., Smolovik S.V. Investigation of Torsional Dynamics Caused by the Short-Circuits and Commutations in the Network // Proc. of IEEE Power Engineering Society PowerTech. St-Petersburg, Russia, 2005.