

Расчет спектра собственных частот оборудования и трубопроводов реакторной установки

Е.В.Позняк, Ю.Н.Самогин, В.Е.Хроматов

Московский энергетический институт (технический университет)

В комплексе вопросов оснащения АЭС системами вибродиагностики важное место занимают вопросы расчета спектра собственных частот трубопроводов циркуляционных петель первого контура реакторной установки, поскольку в основу вибродиагностики положен метод выделения пиков и их идентификация с определенной формой колебаний. Существующие методики расчета собственных частот и форм колебаний, как правило, не учитывают взаимодействия между технологическим оборудованием (реактор, парогенератор, главный циркуляционный насос), трубопроводной системой и различными опорными конструкциями [1]. Поскольку неучет обратных связей системы “оборудование - трубопровод - опорные конструкции” может привести к существенному изменению частот, то такой подход нельзя считать удовлетворительным. Это обстоятельство вызывает необходимость разработки механико-математической модели реакторной установки как единой системы и анализа на ее основе спектра собственных частот и форм колебаний.

Рассмотрим реакторную установку АЭС с водо-водяным энергетическим реактором, расчетная схема которого включает в себя два центральных блока (реактор и верхний блок реактора) и четыре симметрично расположенные петли, содержащие по два блока (парогенератор и главный циркуляционный насос).

Корпус и шахту реактора схематизируем как совокупность четырехугольных оболочечных элементов с распределенной массой. Кассеты, выгородку, блок защитных труб представим в виде сосредоточенных масс. В качестве расчетной схемы верхнего блока реактора используем дискретно-пространственную систему с пятью сосредоточенными массами. Сосредоточенные массы элементов верхнего блока реактора распределим в выбранных точках из условия сохранения общей массы.

Технологическое оборудование схематизируем в виде твердых тел конечных размеров, отражающих основные геометрические размеры и конфигурацию оборудования с учетом расположения опорных конструкций и гидроамортизаторов. Матрицы жесткости и инерции элементов с учетом присоединения их к твердому телу приведены в статье [2].

Опорные конструкции и амортизаторы моделируем как совокупность стержневых элементов, а трубопроводы - как пространственно-стержневую систему с распределенной массой с учетом инерции сдвига и вращения; матрицы жесткости и инерции прямолинейного балочного элемента приведены в [3], а криволинейного - в [2]. В табл. 1 представлены характеристики упорных и опорных конструкций.

Анализ собственных частот и форм колебаний оборудования и трубопроводов первого контура, представленных в виде системы с конечным числом степеней свободы $N=7096$, исследуем методом декомпозиции.

Пусть нас интересует частотный диапазон $[0, \omega_{\max}]$. Разобьем систему уравнений собственных колебаний

$$M\ddot{u}(t) + Ku(t) = 0 \quad (1)$$

на m подсистем размерностью N_1, N_2, \dots, N_m . Здесь M, K - соответственно матрицы инерции и жесткости системы размерностью $(N \times N)$. При этом $N_1 + N_2 + \dots + N_m = N$. Перепишем уравнение (1), выделяя из матриц M, K блоки, характеризующие движение j -й подсистемы

$$M_{jj}\ddot{u}_j + K_{jj}u_j = 0$$

Таблица 1

Наименование оборудования		ЕIх,кНм ²	ЕIу,кНм ²	GIρ,кНм ²	EF,кН	
ВВЭР-1000	Упорная конструкц.	горизонт.	2,10E09	2,10E09	2,10E09	2,10E09
		вертик.	9,56E07	9,56E07	1,703E07	1,06E07
	Опорная конструкц.	горизонт.	2,10E09	2,10E09	2,10E09	2,10E09
		вертик.	5,55E09	5,55E09	7,99E09	1,202E07
	Сильфон		4,41E06	4,407E06	3,268E08	6,465E07
ПГВ-1000	Опора весовая		E13	E13	E13	4,155E08
	Амортизатор		0,0	0,0	0,0	4,647E08
ГЦН-195М	Шариковая опора	горизонт.	E13	E13	E13	E13
		вертик.	0,0	0,0	0,0	5,23E08
	Амортизатор		0,0	0,0	0,0	3,403E08

Приведем j -ю подсистему к нормальным координатам, предварительно решив обобщенную частичную проблему собственных значений для линейной недиссипативной j -й подсистемы

$$K_{jj} V_j = \omega^2 M_{jj} V_j \quad (2)$$

Задача состоит в том, чтобы найти матрицу V_j такую, что после подстановки

$$u_j = V_j w_j \quad (3)$$

где w_j - вектор новых переменных, матрицы M_{jj} и K_{jj} приводятся к виду

$$V_j^T M_{jj} V_j = E_{n_j}, \quad V_j^T K_{jj} V_j = \Omega^2_{n_j}$$

Здесь $\Omega^2_{n_j} = \text{diag}(\omega_{j_1}^2, \dots, \omega_{j_{n_j}}^2)$, E_{n_j} - единичная матрица размерностью $(n_j \times n_j)$. Матрица V_j имеет размерность $(N_j \times n_j)$, где n_j - число динамических степеней свободы j -й подсистемы, собственные частоты ω_{j_k} которых удовлетворяют неравенствам $\omega_{j_1} \leq \omega_{j_2} \leq \dots \leq \omega_{j_{n_j}} \leq q_j$, $\omega_{j_{n_j+1}} \gg q_j \geq q_{\max}$, причем верхняя граница частотного диапазона j -й подсистемы q_j выбирается из условия

$$q_j^2 / \omega_{j_{n_j+1}}^2 \ll 1 \quad (4)$$

Существенной частью алгоритма на данном этапе является упорядочение диагональных элементов матриц с тем, чтобы в процессе итерации выделить все собственные частоты каждой подсистемы, не превышающие q_j .

Возвращаясь к уравнению (1), запишем его относительно вектора w_j , введенного посредством подстановки (3). После усечения в пределах j -й подсистемы $N_j - n_j$ динамических уравнений, описывающих колебания j -й подсистемы по формам, собственные частоты которых лежат за пределами q_{\max} , получим систему уравнений

$$\ddot{w}_{jj} + \Omega_{n_j}^2 w_j = - \sum_{k \neq j} \left[V_j^T M_{jk} V_k w_k + V_j^T K_{jk} V_k w_k \right], \quad j=1, 2, \dots, m \quad (5)$$

После объединения уравнений подсистем получим связанную систему уравнений порядка $n = n_1 + n_2 + \dots + n_m$

$$\bar{M} \ddot{w}(t) + \bar{K} w(t) = 0 \quad (6)$$

Здесь \bar{K} - квазиупругая матрица конденсированной системы, которая имеет вид

$$\bar{K} = \begin{bmatrix} \Omega_1^2 & \bar{K}_{12} & \dots & \bar{K}_{1m} \\ \bar{K}_{21} & \Omega_2^2 & \dots & \bar{K}_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \bar{K}_{m1} & \bar{K}_{m2} & \dots & \Omega_{mm}^2 \end{bmatrix}$$

где $\bar{K}_{jk} = V_j^T K_{jk} V_k$ - блоки размерностью $(n_j n_k)$. Аналогичную структуру имеет конденсированная матрица \bar{I} .

Уравнение (6) имеет два преимущества. Во-первых, матрицы \bar{K} и \bar{I} либо диагональные, либо блочно-диагональные. Во-вторых, порядок системы сокращен с N до n . Кроме того, конденсация по частотному признаку ведет к улучшению устойчивости счета, т.к. обусловленность матрицы $\bar{I}^{-1} \bar{E}$ зависит от отношения высшей собственной частоты системы к низшей.

В табл.2 приведены значения собственных частот реакторной установки с ВВЭР-1000 в интервале $0 < f_j < 50$ Гц. Анализ результатов показывает наличие спектра частот со сложными формами колебаний. В частотном диапазоне до 10 Гц в колебаниях участвуют преимущественно верхний блок реактора, парогенератор и трубопроводы. При этом преобладают поперечные колебания. Максимальное отклонение имеют точки "холодной" нитки ГЦТ (ПГВ-1000 - ГЦН-195М). Начиная с 10 Гц происходит последовательное "включение" в колебания циркуляционного насоса, а с частоты 20 Гц - реактора. При частотах выше 20 Гц в колебаниях участвует вся система.

Таблица 2

Наименование оборудования	Ч а с т о т ы f, Гц						
	f ₁	f ₂	f ₃	f ₄	f ₅	f ₆	f ₇
Верхний блок реактора	4,03	16,48	32,4	44,02	-	-	-
Корпус реактора	21,21	36,21	38,58	-	-	-	-
Трубопроводная система	5,61	6,14	7,309	10,53	12,93	-	-
Парогенератор	8,51	12,49	26,02	31,94	32,4	38,58	47,83
Циркуляцион. насос	16,33	21,21	22,19	27,38	-	-	-

Значительный интерес представляет оценка влияния на спектр собственных частот колебаний изменения теплового состояния. На рис.1 показано изменение механических (модуль Юнга) и инерционных (погонная масса теплоносителя) характеристик в зависимости от температуры. Как видно из приведенных кривых, модуль упругости E в пределах изменения температуры до 300°C практически не меняется (кривая 1). Более существенные изменения претерпевает погонная масса теплоносителя: при увеличении температуры с 20 °C до 300 °C отношение r/r_{20} уменьшается с 1 до 0,75.

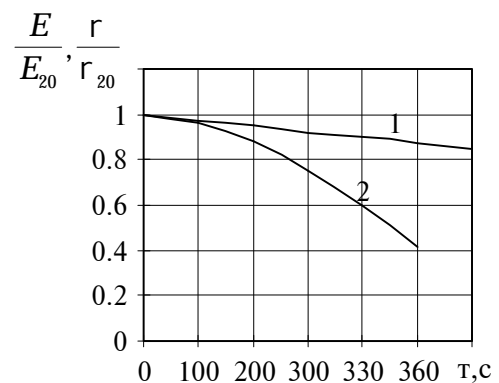


Рис.1

На рис.2 приведены кривые изменения спектра собственных частот различных элементов конструкции в функции от температуры (квадратики на рис.2,а соответствуют реактору, кружки - верхнему блоку). Анализ результатов показывает, что с ростом температуры от 20 °C до 300 °C собственные частоты незначительно уменьшаются. Кривые на рис.2 могут быть аппроксимированы простыми математическими формулами

$$\frac{f_t}{f_{20}} = \left[\frac{E_t}{E_{20}} \right]^m \left[\frac{r_{20}}{r_t} \right]^n$$

где m , n - показатели степени, определяемые из вычислительного эксперимента. Например, для трубопроводной системы эти коэффициенты равны 0,5.

Таким образом, учет взаимодействия между технологическим оборудованием, трубопроводной системой и различными опорными конструкциями позволяет в лучшем случае получить удовлетворительные результаты лишь в частотном диапазоне до 10Гц.

Для более высоких частот нужно рассматривать реакторную установку как единую систему с учетом взаимодействия ее элементов.

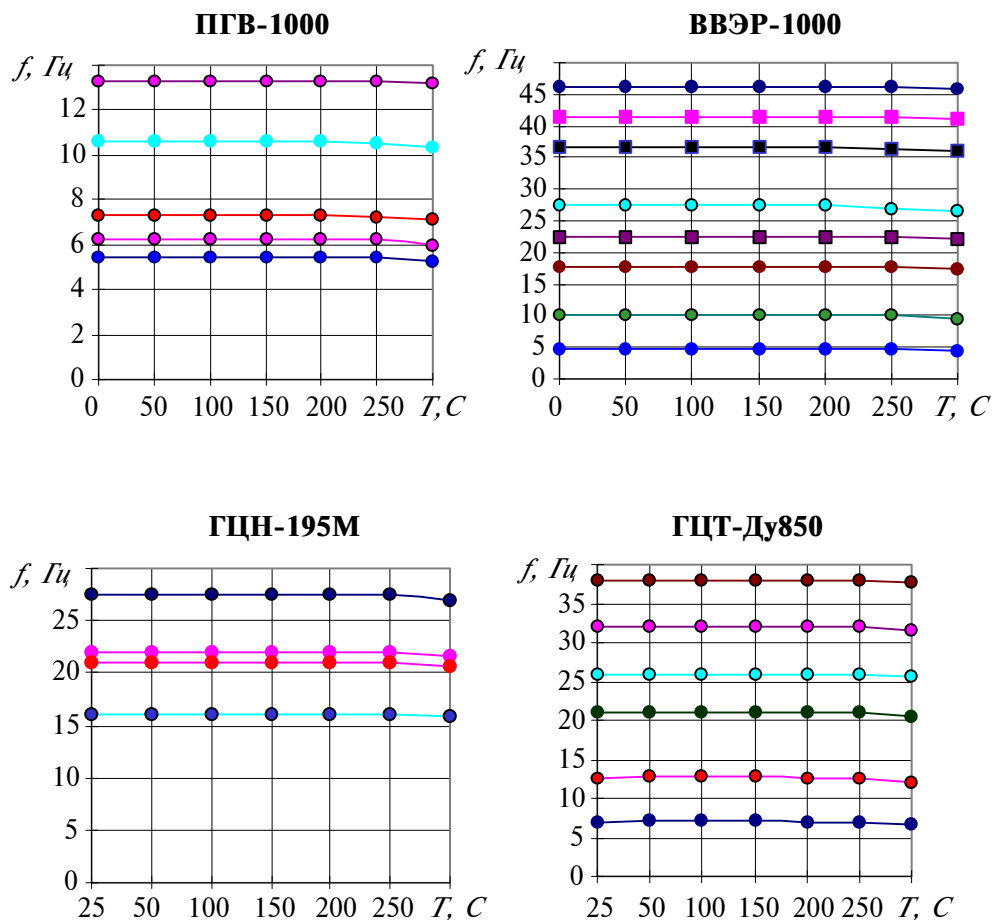


Рис. 2 (P=15.7 МПа)

Работа выполнена при поддержке Министерства образования РФ в рамках программы «Динамика, прочность и надежность машин, приборов и конструкций».

Литература

1. Бирбраер А.Н., Шульман С.Г. Прочность и надежность конструкций АЭС при особых динамических воздействиях.-М.: Энергоатомиздат, 1989.-304 с.
2. Бабин О.А., Самогин Ю.Н. Расчет трубопроводных систем на кинематические воздействия совместно с оборудованием и конструкцией здания// Межведомств. сб. трудов. МЭИ. 1984. №26. С.106-113.
3. Постнов В.А., Хархурим Я.И. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций.-Л.: Судостроение, 1974.-344 с.
4. Самогин Ю.Н., Симонов Б.П. Метод декомпозиции в расчетах сейсмических сооружений на сейсмостойкость// Сб. науч. трудов. МЭИ. 1986. №83. С. 84-91.