

**П.Н. ДЕМИДОВ**, аспирант, НТУ «ХПИ»;  
**А.С. КИПОРЕНКО**, канд. техн. наук, доцент, УИПА, Харьков;  
**С.М. ПОЛИЩУК**, канд. техн. наук, доцент, УИПА, Харьков;  
**А.И. ТРУБАЕВ**, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»;  
**В.М. ЧИЖИКОВА**, аспирант, УИПА, Харьков

## **ОЦЕНКА ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ АЭС И ОБЕСПЕЧЕНИЕ ИХ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Розглянуті причини підвищеної вібрації трубопровідних систем після реконструкції, проведеної в період планово-запобіжних робіт. Побудована скінченно-елементна модель ділянки трубопроводу та визначені амплітудно-частотні характеристики і поперечні перетини системи з найбільшою амплітудою коливань. На основі отриманих результатів дані рекомендації зі зниження вібрацій до безпечного рівня.

**Ключові слова:** вібрація, трубопровідні системи, амплітудно-частотні характеристики.

Рассмотрены причины повышенной вибрации трубопроводных систем после реконструкции, проведенной в период планово-предупредительных работ. Построена конечно-элементная модель участка трубопровода и определены амплитудно-частотные характеристики и сечения системы с наибольшей амплитудой колебаний. На основе полученных результатов даны рекомендации по снижению вибраций до безопасного уровня.

**Ключевые слова:** вибрация, трубопроводные системы, амплитудно-частотные характеристики.

The reasons of vibrations after the reconstruction of piping systems during planned preventive work are considered. A model of the pipeline on the basis of the finite element method is built and the amplitude-frequency characteristics and the cross sections with the greatest amplitude of oscillation are determined. Based on these results guidelines are given to reduce vibrations to a safe level.

**Keywords:** vibration, piping systems, amplitude-frequency characteristics.

### **Введение**

В связи с окончанием срока эксплуатации некоторых энергоблоков АЭС Украины, особое внимание уделяется обеспечению безопасности работы как отдельных элементов оборудования, так и всего топливно-энергетического комплекса. Одним из факторов, оказывающим существенное влияние на безопасную работу энергооборудования, является вибрация трубопроводных систем. На некоторых участках трубопроводных систем уровень вибрации настолько высок, что приводит к различным повреждениям (обрыв креплений, образование свищей и проч.) и отказам трубопроводов, и, как следствие возникают простои энергоблоков и высокие материальные потери.

### **Постановка задачи**

В 2011 году на Южно-Украинской АЭС была проведена реконструкция

трубопроводной системы конденсата греющего пара от ПВД-6 (подогревателя высокого давления) в деаэратор блока №2 (рис. 1). Здесь указаны линейные размеры и цифрами в квадратных рамках обозначены пружинные подвески.

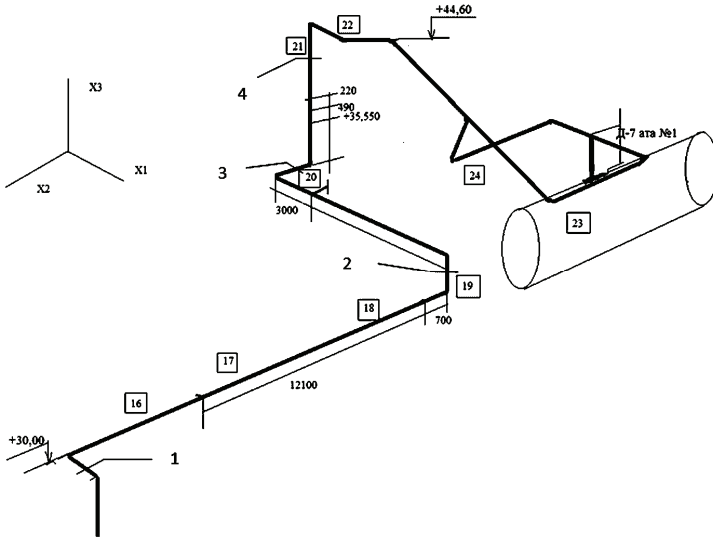


Рисунок 1 – Аксонометрическая схема трубопровода, подающего конденсат греющего пара от ПВД-6 в деаэратор блока №2 на участке отг. +30,00; +44,60(м)

Реконструкция данного участка заключалась в изменении трассировки для разделения потоков в деаэраторе с целью уменьшения эрозионно-коррозионного износа металла трубопровода.

Таблица 1 – Данные измерений, проведенные в районе отг. 35,55 м

Направление	Вертикальный участок, (отг.+ 35,50)		
	$V_{скз}$ , мм/с	$A$ , мкм	$f$ , Гц
X3	2,0	25	1,12
X2	8,5	1400	1,12
X1	6,8	1800	1,12

После проведенных работ по реконструкции при пуске энергоблока для набора мощности осуществлялся подъем уровня давления теплоносителя в ПВД до номинального значения. При этом на трубопроводе, подающем среду в деаэратор, возникли колебания с амплитудой до 2000 мкм, что приводило к соударениям труб с другим оборудованием. В табл. 1 приведены данные измерений вибрации, проведенные персоналом АЭС, в районе отметки 35,55 м. Здесь  $V_{скз}$  – среднеквадратические значения виброскоростей,  $A$  – амплитуды компонент виброперемещений в направлении осей координат,  $f$  – частота колебаний трубопровода.

При этом амплитуды виброперемещений системы на отметке 44,60 м по визуальной оценке составляли несколько сантиметров (по техническим причинам их невозможно было измерить с помощью вибродатчика).

Расход среды при подаче в деаэратор составил всего 25% от номинального (номинальный массовый расход  $G=520$  т/час). Было необходимо выявить причины повышенных вибраций трубопровода и дать рекомендации по их снижению.

### Определение динамических сил, воздействующих на трубопровод

Для выявления причин возникновения повышенных вибраций трубопровода проведен расчет теплофизических характеристик потока транспортируемой среды. Скорость движения среды рассчитывается по данным номинального массового расхода из соотношения:

$$w = G_m / (S \cdot \rho_{см}), \quad (1)$$

где  $G_m$  – массовый расход кг/с;  $S$  – площадь поперечного сечения трубопровода;  $\rho_{см} = \rho_в(1 - \varphi) + \rho_п\varphi$  – плотность смеси для двухфазной среды;  $\rho_в$  – плотность воды при рабочей температуре;  $\varphi$  – паросодержание;  $\rho_п$  – плотность пара при рабочей температуре. Плотности воды и пара определяется по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара [1].

Исходные данные для расчета следующие: рабочие параметры среды в ПВД-6 – давление  $P = 1,55$  МПа, температура  $t = 188$  °С; в деаэраторе Д-7ата – давление  $P = 0,6$  МПа, температура  $t = 164$  °С. Материал трубопровода – сталь 20. Геометрические размеры сечения трубопровода  $\varnothing 420 \times 14$ .

В табл. 2 представлены значения паросодержания и плотности среды по характерным сечениям трубопровода (на рис. 1 указаны номера сечений).

Таблица 2 – Теплофизические свойства воды и водяного пара

№ сечения	Плотность воды при рабочей температуре, $\rho_в$ , кг/м <sup>3</sup>	Плотность пара при рабочей температуре, $\rho_п$ , кг/м <sup>3</sup>	Паросодержание, $\varphi$ , %	Плотность смеси, $\rho_{см}$ , кг/м <sup>3</sup>	Давление $P$ , МПа	Скорость движения среды, $w$ , м/с
1	864,9	7,84	0,1	779,20	1,25	1,49
2	877,2	6,36	0,2	703,00	1,24	1,69
3	882,5	5,64	0,5	444,10	1,22	2,60
4	904,7	3,5	0,8	183,74	1,10	6,30

Из предыдущего опыта [2-4] известно, что наличие фазового перехода свидетельствует о вскипании потока, пульсациях давления и возникновении гидродинамических сил на поворотах трубопровода при движении теплоносителя, что и является причиной повышенной вибрации.

Статические составляющие усилий, возникающих в трубопроводе от давления и температурных воздействий, вызывают предварительное напряженное состояние и учитываются при расчете системы на прочность [5]. Для упрощения расчета вынужденных колебаний учитывалась только динамическая

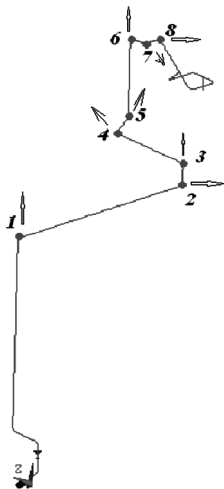


Рисунок 2 – Аксонометрическая схема трубопровода с указанием сил, вызванных пульсацией потока

составляющая внутреннего давления. Амплитуды вынуждающих сил на поворотах составляют  $P_1 = P_2 = 800$ ,  $P_3 = P_4 = 655.5$ ,  $P_5 = 641$ ,  $P_6 = P_7 = P_8 = 569.3$  Н, а частоты воздействия изменяются в диапазоне 0,5-3 Гц [6]. На рис. 2 представлена схема трубопровода с указанными направлениями действия сил, возникающих при движении транспортируемой среды, и точками, в которых проводился расчет амплитудно-частотных характеристик (АЧХ). В нижней части системы физические параметры транспортируемой среды и особенности геометрии таковы, что не возникает существенных колебаний трубопровода [2].

### Результаты расчета собственных и вынужденных колебаний трубопроводной системы и выработка практических рекомендаций по снижению уровня вибраций

Решение задачи проводилось методом конечных элементов (МКЭ). Уравнение вынужденных колебаний конечно-элементной модели конструкции имеет вид

$$[M]\{\ddot{y}\} + [R]\{\dot{y}\} + [K]\{y\} = \{F(t)\}, \quad (2)$$

где  $[M]$ ,  $[R]$ ,  $[K]$  – матрицы масс, демпфирования и жесткости соответственно,  $\{y\}$  – вектор узловых перемещений,  $\{F(t)\}$  – вектор динамических сил.

Для моделирования трубопровода использовался стержневой элемент с шестью степенями свободы в узле, а для моделирования промежуточных опор – стержневой элемент, имеющий свойства растяжения-сжатия, с тремя степенями свободы в каждом узле [7].

Первые три собственные формы представлены на рис. 3, а в табл. 3 представлены расчетные значения собственных частот трубопровода. Частоты системы до модернизации, определенные экспериментально в месте крепления пружинной опоры 23, (отм.+ 40,00), имеют следующие значения (Гц) : 0,63 ; 1,13; 1,63; 2,13; 2,63; 3,13; 3,63; 5,13; 10,1. Так как идентификация номера экспериментальной частоты затруднительна из-за того, что не все формы собственных колебаний проявляются в месте крепления пружинной опоры 23, то можно говорить о том, что экспериментальные частоты соответствуют отдельным значениям теоретического спектра. Например значение 0,63 Гц

соответствует частоте № 3, 1,13 – частоте № 5 и т.д.

Таблица 3 – Собственные частоты трубопровода (Гц)

№	Частота до модернизации	Частота после модернизации	№	Частота до модернизации	Частота после модернизации
1	0,24	0,68	11	3,10	4,65
2	0,43	0,85	12	3,28	4,79
3	0,71	1,09	13	3,85	5,16
4	1,01	1,32	14	4,30	5,78
5	1,11	1,61	15	4,91	6,02
6	1,29	2,31	16	5,14	6,84
7	1,55	2,47	17	5,62	7,35
8	1,90	3,07	18	6,30	7,47
9	2,29	3,48	19	6,61	8,72
10	2,84	3,86	20	6,88	9,07

Для уменьшения уровня вибраций можно рекомендовать:

- изменение трассы трубопроводов;
- изменение режима подачи среды;
- установку дополнительных опор.

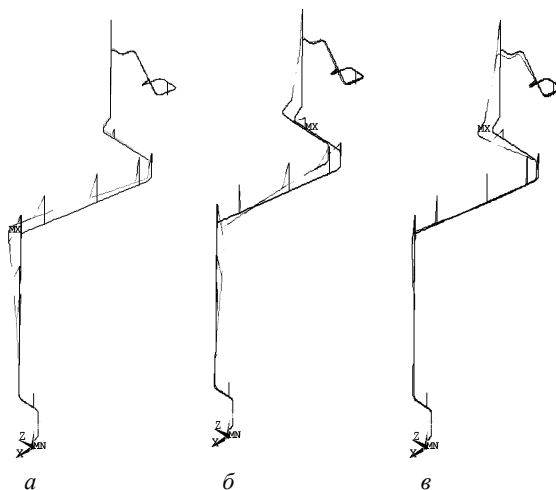


Рисунок 3 – Формы собственных частот:  
*а* – форма № 1; *б* – форма № 2; *в* – форма № 3

Однако, изменения трассировки, которые позволили бы снизить воздействие на трубопровод со стороны потока транспортируемой среды, невозможно выполнить при работающем блоке, а изменение режима подачи среды, как показывает практика, приведет к снижению расхода среды подаваемой в деаэратор, что, в свою очередь, снизит мощность энергоблока. Таким

образом, единственным доступным способом снижения повышенной вибрации является установка дополнительных опор.

В районе пружинных подвесок 17, 18, 20, 23 (см. рис. 1) были установлены резиновые демпфирующие опоры [8] с жесткостями упругих связей  $1 \cdot 10^3$  Н/м в направлении осей X1, X2. Зависимости перемещений от времени, зафиксированные в разных точках системы представлены на рис. 4-6. Результаты расчета вынужденных колебаний до (рисунки с индексом *a*) и после (рисунки с индексом *б*) установки дополнительных опор были получены при частоте возмущающих сил 0,5 Гц.

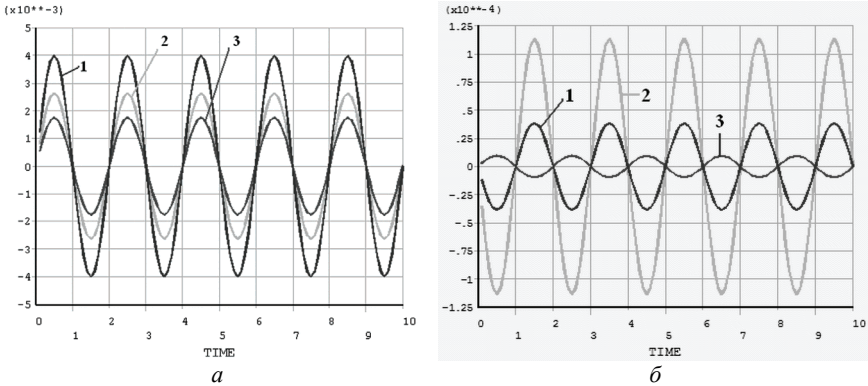


Рисунок 4 – Перемещения в точке 5: *a* – до установки опор; *б* – после установки

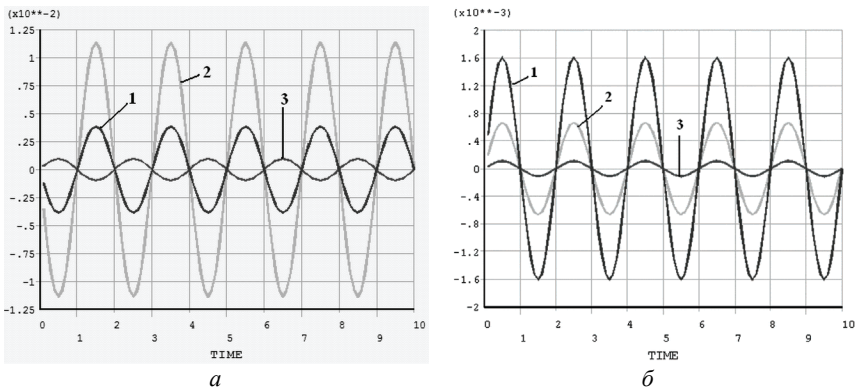


Рисунок 5 – Перемещения в точке 6: *a* – до установки опор; *б* – после установки

Кривые 1 и 2 соответствуют перемещениям вдоль горизонтальных осей X1 и X2, а кривая 3 – по вертикальной оси X3. Анализ представленных результатов показывает, что уровень виброперемещений снизился на порядок после установки дополнительных опор.

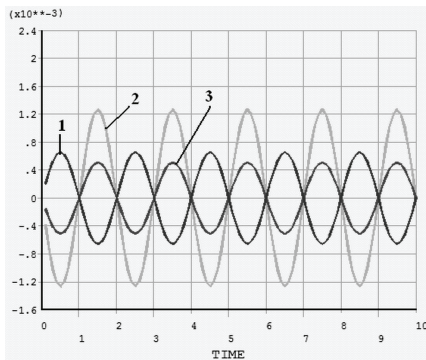
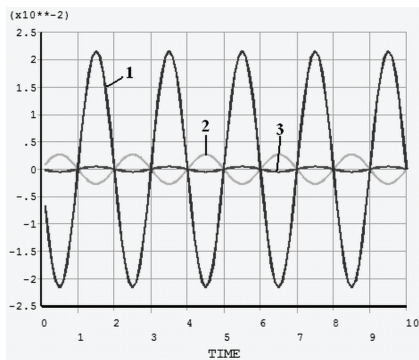


Рисунок 6 – Перемещения в точке 7: а – до установки опор; б – после установки

## Выводы

В результате проведенных исследований были определены динамические характеристики системы, сечения с наибольшей амплитудой колебаний, определены места установки демпфирующих элементов и разработанные рекомендации внедрены на практике, что позволило снизить уровень вибрации на порядок. Опыт эксплуатации энергоблока за последние шесть месяцев подтверждает правильность полученных решений.

**Список литературы:** 1. Вукалович М.П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / М.П. Вукалович, С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Издательство стандартов, 1969. – 408 с. 2. Полищук С.М. К расчету нестационарных процессов в трубопроводах крупных энергоблоков / С.М. Полищук, Г.А. Лецинский // Энергетика и электрификация. – 1991. – № 3. – С. 26-29. 3. Баранов А.Н. Влияние системы регулирования на динамику движения двухфазных сред в трубопроводах крупных энергоблоков / А.Н. Баранов, С.М. Полищук, А.С. Кипоренко, П.А. Сидоренко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2005. – Вып. 57. – С. 42-49. 4. Калинин Б.П. К расчету параметров перегретого пара и вибрации трубопроводов крупных турбоагрегатов / Б.П. Калинин, С.М. Полищук, Г.И. Канюк, А.А. Манузин // Сборник научных трудов Севастопольского национального института ядерной энергии и промышленности. – 2003. – Вып. 9. – С. 83-90. 5. Г.А. Лецинский Измерение переменного давления двухфазного потока в дренажных трубопроводах турбоустановок / Г.А. Лецинский, С.М. Полищук // Энергетика и электрификация. – 1982. – № 2. – С. 12-14. 6. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86). – М.: Энергоиздат, 1989, – 525 с. 7. Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. – Л.: Судостроение, 1974. – 341 с. 8. Кравцов Э.Д. Расчет модуля упругости резиновых деталей машин // Труды Одес. политехн. ун-та. – Одесса, 1996. – № 1. – С. 19-20.

Поступила в редакцию 20.02.2012