

А.А. Руденко, канд. техн. наук,

А.С. Ященко

Д.С. Вакула

ПАО «ВНИИАЭН», Сумы, Україна

В.И. Симоновский д-р техн. наук,

А.Н. Козлов

АО «Сумский завод «Насосэнергомаш», Сумы, Україна

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ АЭС

DYNAMIC FEATURES OF VERTICAL PUMP UNITS FOR NPP

Цель. Определение путей отстройки от резонансных режимов работы новых и находящихся в эксплуатации вертикальных центробежных насосных агрегатов АЭС.

Методы. Для находящихся в эксплуатации вертикальных центробежных насосных агрегатов АЭС наиболее приемлемо устанавливать пропуск допустимых частотных диапазонов. Для вновь проектируемых агрегатов, с помощью современного программного комплекса, необходимо определять изменения конструкции фонаря, обеспечивающие расположение собственных частот колебаний агрегата за пределами диапазона рабочих частот вращения.

Результаты. Проведено исследование влияния конструкции фонаря электродвигателя на динамические характеристики вертикального насосного агрегата, который предназначен для перекачивания пара из теплообменных аппаратов энергетических блоков электростанций. С помощью современного программного комплекса рассчитаны собственные частоты колебаний конструкции «напорный корпус — фонарь — электродвигатель» вертикального насосного агрегата. Определены допустимые изменения конструкции фонаря агрегата, и предложена новая конструкция фонаря, что обеспечит расположение собственных частот колебаний агрегата за пределами диапазона рабочих частот вращения.

Выводы. Установлено, что собственные частоты колебаний конструкции «напорный корпус—фонарь—электродвигатель» вертикального насосного агрегата обусловлены как изгибными, так и крутильными колебаниями, расположены вблизи оборотной частоты вращения и области наиболее интенсивных сейсмических воздействий. Предложено два пути отстройки от резонансных режимов работы вертикальных насосных агрегатов, у которых переменная частота вращения.

Ключевые слова: фонарь электродвигателя, динамические характеристики, вертикальный насосный агрегат, изменение конструкции, собственная частота колебаний.

Введение

При работе центробежных электронасосных агрегатов возникают динамические силы, вызывающие различные пространственные колебания (вибрации) ротора и корпуса насоса, приводного электродвигателя и других узлов, входящих в состав агрегатов. Большинство работ, относящихся к проблеме снижения виброактивности центробежных насосных агрегатов, посвящено борьбе с вибрацией в источниках ее возникновения. Так в работах [1, 2, 3] проводится исследование и разработка мероприятий по снижению возмущений, обусловленных неоднородностью потока, в [4] — кавитацией, в [5] — подшипниками, в [6] — уплотнениями, в [7] — соединительными муфтами. Несмотря на многочисленные рекомендации по эффективному уменьшению динамических нагрузок, иногда достичь допустимого уровня вибрации не удается или оказывается экономически затруднительным. В этих случаях ставится задача приемлемой минимизации

вибраций. К способам достижения этой цели относятся изменение жесткости конструкций и их элементов, использование средств виброизоляции (амортизации) и вибропоглощения (вибропоглощающих материалов, специальных демпферов и гасителей колебаний). Для повышения жесткости корпусных элементов центробежных насосных агрегатов широко используется установка ребер жесткости, позволявшая избежать значительного увеличения металлоемкости. В некоторых типах насосных агрегатов используется амортизация при креплении к фундаменту [8] и гибкие вставки между патрубками насоса и трубопроводами [9], что позволяет уменьшить уровни передаваемых вибраций и т.п.

Одним из эффективнейших условий снижения виброактивности центробежных насосных агрегатов является отстройка их от резонансных режимов работы. Ее значение возрастает в связи с тенденцией увеличения единичной мощности насосов при одновременном

сниження удельной металлоемкости за счет повышения частоты вращения роторов.

В насосных агрегатах под действием возмущающих сил, охватывающих широкую область частотного спектра, могут проявиться резонансные вибрации практически с любой собственной частотой. Это требует проведения тщательного анализа динамических свойств всей конструкции.

К некоторым насосным агрегатам выдвигаются требования по изменению рабочей частоты вращения в диапазоне 50%–100% от максимальной расчетной. В таком случае могут возникать резонансные колебания отдельных элементов конструкции насосного агрегата, которые не всегда удается даже на этапе проектирования вывести за рабочий диапазон частот вращения.

Таким является насосный агрегат слива сепарата, который предназначен для перекачивания пара из теплообменных аппаратов энергетических блоков электростанций.

Диапазон рабочих частот вращения ротора насоса, при условии использования частотно-регулируемого преобразователя, может составлять 10,0 Гц–25,0 Гц (600 об/мин — 1500 об/мин).

Геометрическая модель конструкции насосного агрегата слива сепарата показана на рисунке 1.

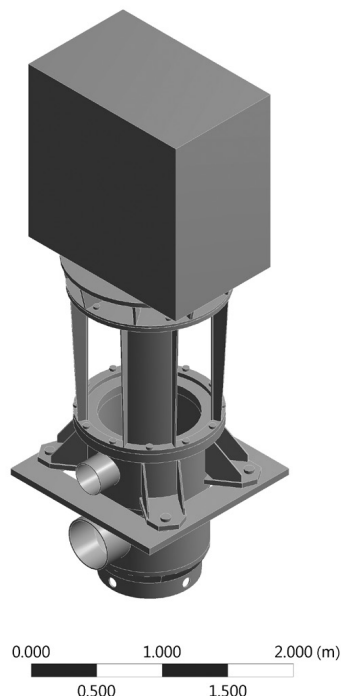


Рисунок 1 — Геометрическая модель насосного агрегата слива сепарата

Выполненные расчеты показывают, что собственные частоты колебаний конструкции «напорный корпус — фонарь — электродвигатель» насосного агрегата находятся в пределах диапазона рабочих частот вращения. Расчет выполнен в программном комплексе *Ansys Workbench* 14.5 [10]. На рисунках 3 и 4 показаны формы колебаний

насосного агрегата, которые соответствуют второй и третьей собственным частотам колебаний и равны $f_2 = 14,8 \text{ Гц}$ и $f_3 = 28,3 \text{ Гц}$. Следует отметить, что первая и вторая собственные частоты колебаний конструкции «напорный корпус — фонарь — электродвигатель» насосного агрегата слива сепарата отличаются лишь плоскостью колебаний и составляют $f_1 = 13,7 \text{ Гц}$ и $f_5 = 14,8 \text{ Гц}$.



Рисунок 2 — Форма колебаний конструкции насосного агрегата слива сепарата, соответствующая второй собственной частоте колебаний

Пропуск допустимых частотных диапазонов

Некоторыми нормативными документами, например [11], допускается по согласованию с заказчиком насосного агрегата устанавливать пропуск допустимых частотных диапазонов. Этот путь приемлем в случае, если нет возможности изменить конструкцию находящегося в эксплуатации насосного агрегата, но имеется возможность увеличить диапазон рабочих частот вращения.

Изменение конструкции фонаря

Но на этапе разработки модернизированной конструкции насосного агрегата слива сепарата необходимо провести расчетные исследования по изменениям конструкции фонаря электродвигателя, направленные на достижение отстройки от резонансных режимов. Сложность заключается в следующем — первая и вторая собственные частоты колебаний, собственные формы которых имеют характер изгибных, конструкции составляют соответственно 13,7 Гц и 14,8 Гц, а третья

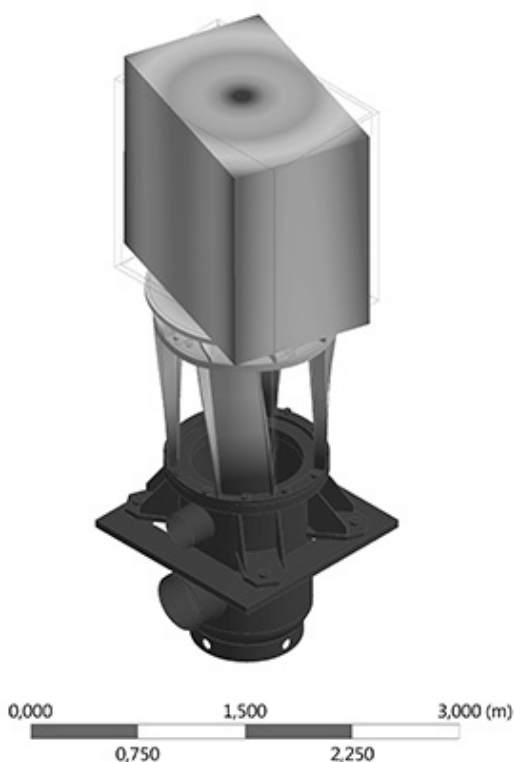


Рисунок 3 — Форма колебаний конструкции насосного агрегата слива сепарата, соответствующая третьей собственной частоте колебаний

собственная частота колебаний, собственная форма которых имеет характер крутильных, — 28,3 Гц. Таким образом первая и вторая собственные частоты колебаний попадают в диапазон рабочих частот вращения, а третья — расположена в непосредственной близости к максимальной постоянной частоте вращения.

Идея увеличения изгибной жесткости конструкции фонаря электродвигателя быстро отпала, так как это требует увеличения массы и габаритов как фонаря, так и напорного корпуса и приводит к существенному увеличению себестоимости продукции.

На рисунке 4 показан схематический спектр собственных частот колебаний исходной конструкции и рабочий диапазон частот вращения.

Было принято решение уменьшить значения первой и второй собственных частот колебаний конструкции за счет уменьшения изгибной жесткости фонаря, при одновременном сохранении крутильной, таким образом, чтобы первая и вторая собственные частоты колебаний конструкции стали ниже, чем на 10% от минимальной рабочей частоты вращения, а третья собственная частота колебаний конструкции осталась выше, чем на 10% от максимальной рабочей частоты вращения (рисунок 4).

Далее проведен анализ влияния конструкции фонаря на динамические характеристики конструкции «напорный корпус — фонарь — электродвигатель», по результатам которого удалось создать конструкцию, которая удовлетворяет исходные требования. На рисунке 5 показана окончательная конструкция фонаря.

В результате расчета первая собственная частота колебаний окончательной конструкции «напорный корпус — фонарь — электродвигатель» составляет 10,2 Гц, вторая — 10,5 Гц, а третья — 28,5 Гц. На рисунке 6 показаны формы соответствующие второй (6, а) и третьей (6, б) собственным частотам колебаний конструкции.

На рисунке 7 сопоставлены спектры собственных частот колебаний исходной и окончательной конструкций «напорный корпус — фонарь — электродвигатель» и показан рабочий диапазон частот вращения насосного агрегата слива сепарата.

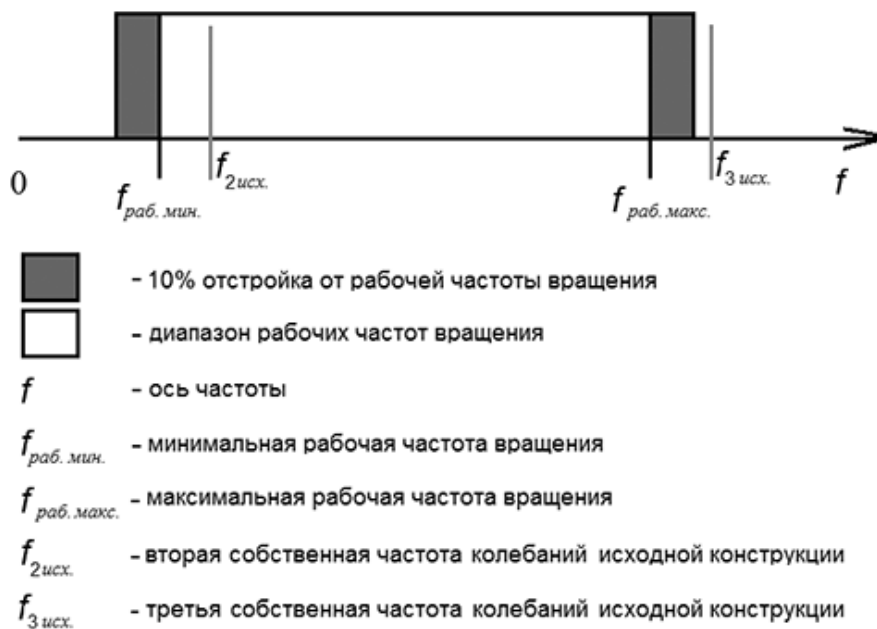


Рисунок 4 — Спектр собственных частот колебаний конструкции и рабочий диапазон частот вращения

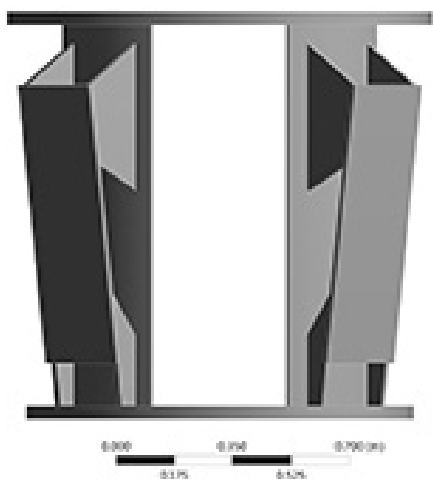


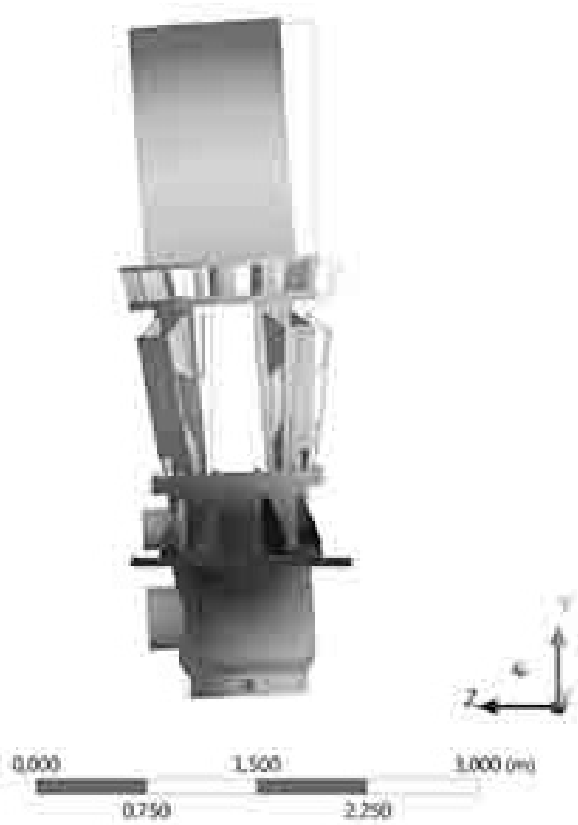
Рисунок 5 – Окончательная конструкция фонаря

Выводы

Большинство вертикальных насосных агрегатов являются гибкими конструкциями.

Установлено, что собственные частоты колебаний конструкции «напорный корпус — фонарь — электродвигатель» вертикального насосного агрегата обусловлены как изгибными, так и крутильными колебаниями, расположены вблизи частоты вращения и области наиболее интенсивных сейсмических воздействий.

Одним из наиболее проблемных элементов конструкции вертикальных насосных агрегатов в части динамических характеристик является фонарь электродвигателя.



а)



б)

Рисунок 6 – Формы колебаний конструкции насосного агрегата слива сепарата

Предложено два пути отстройки от резонансных режимов работы вертикальных насосных агрегатов, у которых переменная частота вращения. Первый — исключить из рабочего диапазона частот вращения диапазон резонансных колебаний конструкции. Второй заключается в создании оптимальной конструкции фонаря электродвигателя, которая гарантирует безрезонансный режим работы во всем диапазоне рабочих частот вращения насосного агрегата.

Литература

1. J.F. Guich. Centrifugal Pumps — Second edition. — Berlin, 2010. — 964 pg.
2. R.E. Schwartz, R.M. Nelson. Acoustic Resonance Phenomena In High Energy Variable Speed Centrifugal Pumps. 1st International Pump Users Symposium. — Texas, 1984. — Pg. 23—28.
3. Тимохин, Ю.В. и др. Рациональные способы снижения шума и вибрации высоконапорных центро-

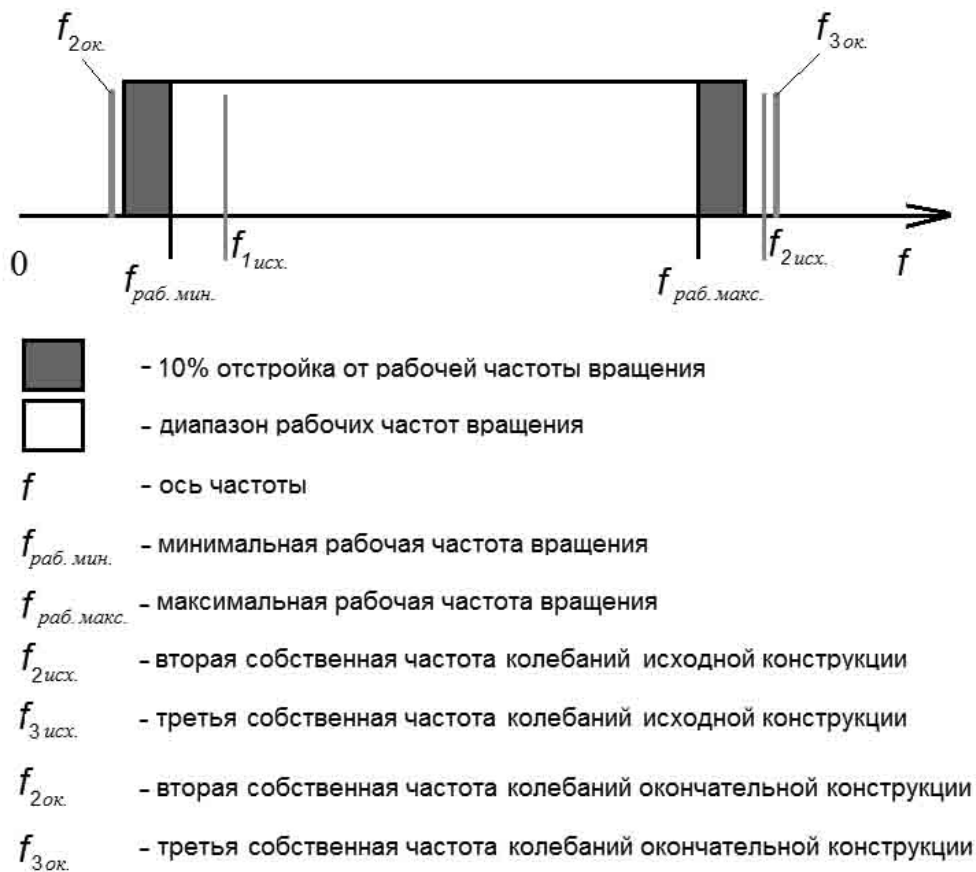


Рисунок 7 — Спектр собственных частот колебаний исходной и окончательной конструкций и рабочий диапазон частот вращения

бежных насосов // Будівництво, реконструкція та експлуатація конструкцій і споруд залізничного транспорту, 2012. — № 31. С. 202—211.

4. Вибрация энергетических машин: Справочное пособие / Под ред. Н.В. Григорьева. — Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1974. — 464 с.

5. Вибрации в технике: Справочник. Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. — М.: Машиностроение, 1980. — 544 с.

6. Марцинковский, В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. — М.: Машиностроение, 1980. — 200 с.

7. Григорьев Н.В. и др. динамика упругих муфт // Энергомашиностроение. — 1975. — № 7. — с. 8—11.

8. Алексеев С.П., Казаков А.М., Колотилов А.А. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении. — М.: Машиностроение, 1970. — 208 с.

9. Васильев В.А., Чегурко Л.Е. Исследование влияния соединения трубопроводов с насосом на вибрационное состояние насоса // Химическое и нефтяное машиностроение. 1978. — № 4. — с. 8.

10. Программный комплекс ANSYS 14.5, лицензионное соглашение 673888.

11. ГОСТ Р 55136-2012/IEC/TS 60034-25:2007. Машины электрические вращающиеся. Часть 25.

Руководство по конструкции и характеристикам машин переменного тока, специально предназначенных для питания от преобразователей. — Введ. 2012-11-23. — М.: Стандартиформ, 2014.

Reference

1. J.F. Guich. Centrifugal Pumps — Second edition. — Berlin, 2010. — 964 pg.

2. R.E. Schwartz, R.M. Nelson. Acoustic Resonance Phenomena In High Energy Variable Speed Centrifugal Pumps. 1st International Pump Users Symposium. — Texas, 1984. — Pg. 23-28.

3. Timokhin, Yu.V. i dr. Ratsionalnye sposoby snizhenia shuma i vibratsii vysokonapornykh tsentrobezhnykh nasosov // Budivnitstvo, rekonstruktsia ta ekspluatatsia konstrukcii i sporud zaliznychnogo transportu, 2012. — № 31. — S. 202—211.

4. Vibratsia energeticheskikh mashin: Spravochnoe posobie / Pod red. N.V. Grigorieva. — L.: Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1974. — 464 s.

5. Vibratsii v tekhnike: Spravochnik. T.3. Kolebania mashin, konstruktсий i ikh elementov / Pod red. F.M. Dimentberga i K.S. Kolesnikona. — М.: Mashinostroenie, 1980. — 544 s.

6. Martsinkovsky, V.A. Beskontaktnye uplotneniya rotornykh mashin. — М.: Mashinostroenie, 1980. — 200 s.

7. Grigoriev, N.V. i dr. Dinamika uprugikh muft // Energomashinostroenie. — 1975. — № 7. — s. 8—11.
8. Alekseev, S.P., Kazakov, A.M., Kolotilov, A.A. Borba s shumom i vibratsiyei v mashinostroenii. — M.: Mashinostroenie, 1970. — 208 s.
9. Vasiliev V.A., Chegurko L.E. Issledovanie vliania soedineniya truboprovodov s nasosom na vibratsionnoe sostoyanie nasosa // Khimicheskoe i neftyanoe mashinostroenie. 1978. — № 4. — S. 8.
10. Programmny kompleks ANSYS 14.5 litsenzionnoe soglasenie 673888.
11. GOST R 55136-2012/IEC/TS 60034-25:2007. Mashiny elektricheskie vrashchayushchiesia. Chast 25. Rukovodstvo po konstruktсии i kharakteristikam mashin peremennogo toka, specialno prednaznachennykh dlya pitaniya ot preobrazovatelya. — Vved. 2012-11-23. — M: Standartinform, 2014.

Надійшла 4.07.2016 року

УДК 621.671

Особливості динаміки вертикальних насосних агрегатів АЕС

А.А. Руденко, А.С. Яценко,
Д.С. Вакула, В.И. Симоновский,
А.Н. Козлов

Мета. Визначення шляхів відлаштування від резонансних режимів роботи нових і таких, що знаходяться в експлуатації, вертикальних відцентрових насосних агрегатів АЕС.

Методи. Для вертикальних відцентрових насосних агрегатів АЕС, що знаходяться в експлуатації, найбільш прийнятно встановлювати пропуск допустимих частотних діапазонів. Для агрегатів, що вперше проектуються за допомогою сучасного програмного комплексу, необхідно визначати зміни конструкції ліхтаря, що забезпечують розташування власних частот коливань агрегата за межами діапазону робочих частот обертання.

Результати. Проведено дослідження впливу конструкції ліхтаря електродвигуна на динамічні характеристики вертикального насосного агрегата, якого призначено для перекачування пара з теплообмінних апаратів енергетичних блоків електростанцій. За допомогою сучасного програмного комплексу розраховано власні частоти коливань конструкції «напірний корпус—ліхтар—електродвигун» вертикального насосного агрегата. Визначено допустимі зміни конструкції ліхтаря агрегата, та запропоновано нову конструкцію ліхтаря, що забезпечить розташування власних частот коливань агрегату за межами діапазону робочих частот обертання.

Висновки. Встановлено, що власні частоти коливань конструкції «напірний корпус – ліхтар – електродвигун» вертикального насосного агрегату обумовлені як згинними, так і крутильними коливаннями, розташовані поблизу частоти обертання і області найбільш інтенсивних сейсмічних впливів. Запропоновано два шляхи відстройки від резонансних режимів роботи вертикальних насосних агрегатів, у яких змінна частота обертання.

Ключові слова: ліхтар електродвигуна, динамічні характеристики, вертикальний насосний агрегат, зміна конструкції, власна частота коливань.

UDC 621.671

Dynamic Features of Vertical Pump Units for NPP

A.A. Rudenko, A.S. Yashchenko, D.S. Vakula,
V. I. Simonovskiy, A.N. Kozlov

The work objective. Determine the ways of detuning the resonant operating modes of new and operated vertical centrifugal pump units of NPP.

Methodology. It is the most acceptable to specify a gap within admissible frequency ranges for the operated vertical centrifugal pump units of NPP. The changes in the motor stool design need to be determined by means of the modern software for the first designed pump units. These changes would ensure that the natural frequencies of the pump unit lay behind the range of running frequencies.

Results. The article deals with the investigation of the effect of motor stool design on the dynamic characteristics of a vertical pump unit intended for steam pumping from heat exchangers of nuclear power plant units. Natural frequencies of structure “discharge casing – motor stool – electric motor” of vertical pump unit have been calculated with benefit of the modern software. Admissible changes in pump unit motor stool have been determined. It has been proposed a new motor stool design, would ensure that the natural frequencies of the pump unit are behind the range of running frequencies.

Summary. The results show that the natural frequencies of structure “discharge casing – motor stool – electric motor” of vertical pump unit caused by both bending and torsional vibrations are close to the rotational frequency and area of the most strong seismic loads. The article presents two ways of detuning the resonant operating mode of vertical pump units with variable speed.

Key words: motor stool, dynamic characteristics, vertical pump unit, design modification, natural frequency.