

Computer modeling and investigation of vibration activity parameters of a centrifugal submersible pump

M. Isametova^{1*}, R. Karpekov¹, D. Tkachenko²

¹Satbayev University, Almaty, Kazakhstan

²International Information Technology University, Almaty, Kazakhstan

*Corresponding author: m.isametova@satbayev.university

Abstract. The article considers the dynamic characteristics of one of the critical parts of a centrifugal pump, the rotor shaft, and the highest-level NASTRAN CAD module PATRAN was used for analysis. A calculated mechanical scheme has been compiled, and the force factors perturbing the rotor vibrations have been determined. The values of axial, radial and hydrodynamic forces acting on the impeller and pump shaft are found using analytical formulas. Under the given boundary conditions in the FE model and the chosen method for determining natural oscillations, the numerical solution of the equations of free and forced oscillations is found using the algorithms of the NASTRAN program. The determination of the rotor's natural vibrations was carried out using the Lanczos method. To assess the dynamic stability of the shaft, the stress-strain state of the shaft, its movements under static loads, as well as the frequency and shape of the rotor's natural vibrations necessary for this assessment were determined. The amplitude-frequency characteristics of the system for perturbation by external forces at the reverse and blade frequencies are determined and analyzed. Using the amplitude parameters of forced oscillations, the dynamic gain coefficient of the rotor was determined. Based on the amplitude-frequency parameters, the choice of the number of blades for the working centrifugal wheel of the pump is justified. The technique of computer modeling and determination of vibration activity parameters of the rotary shaft of a submersible centrifugal pump is presented.

Keywords: centrifugal pump, rotor, computer simulation, Nastran program, Lanczos method.

1. Введение

При эксплуатации насосов вибрация является диагностическим признаком большинства отказов. Как правило, отказы сопровождаются разрушением отдельных деталей узлов уплотнения и опор качения, а также основных деталей ЦН. Наиболее часто встречающиеся дефекты деталей ЦН приведены на рисунке 1.

Для идентификации вибрации требуется исследовать динамические характеристики колебательной системы, прежде всего собственные формы и частоты колебаний, отклик на внешнее воздействие в виде АЧХ (амплитудно-частотная характеристика) [1].

Моделирование - основа теоретического исследования динамики ЦН. Моделирование динамических процессов применяют с целью определения реакции механической системы на внешние воздействия. Внешнее воздействие может быть детерминированным или случайным. В зависимости от этого отклик механической системы описывается периодической или случайной функцией. При моделировании динамических процессов необходимо построить модель, описывающую движение каждой точки механической системы в зависимости от внешнего воздействия. Это - основная задача динамики машин [2]. ЦН представляет собой роторный агрегат, основными элементами которого является вал, рабочее колесо, опоры.

1.1. Постановка проблемы и целей исследования

Выполняя основную функцию передачи крутящего момента, кинематические параметры ротора изменяются во времени, при этом ротор рассматривают как колебательную систему. Ротор ЦН совершает взаимосвязанные колебания в трех взаимно перпендикулярных направлениях и крутильные колебания

Аналитические методы исследования колебаний реальных роторов весьма трудоемки. Поэтому применяют численные методы, в частности метод конечных элементов. В основе метода лежат вариационные принципы механики, основанные на определении минимума потенциальной энергии механической системы при вариации соответствующих параметров.

Этот метод включает следующие этапы решения динамических задач: построения динамической модели ротора в конечно-элементном виде; выявления динамических воздействий; определения параметров НДС ротора при статическом воздействии и реакции опор для выбранных режимов работы ЦН; расчет параметров свободных и вынужденных колебаний ротора [3].

2. Конечно-элементная модель ротора насоса

Подход к построению динамических моделей ЦН данного типа идентичен. В качестве объекта исследования принят центробежный многоступенчатый насос, которые используют для выщелачивания урана. Схема ротора ЦН типа UPP 13-7/6 представлена на рисунке 1.

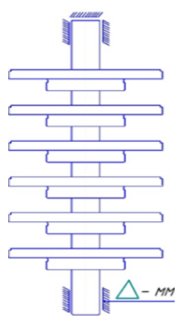


Рисунок 1. Принципиальная схема ротора

Сделав выбор в пользу МКЭ системы NASTRAN/PATRAN для исследования динамических процессов, представим принципиальную схему ротора (рисунок 1) в виде конечно-элементной модели. Принципиальная схема отображает упруго-массовые характеристики механической системы «ротор-опоры». Существует несколько подходов к созданию КЭ моделей [4]. В начале создаем геометрию ротора по рабочим чертежам (рисунок 2).

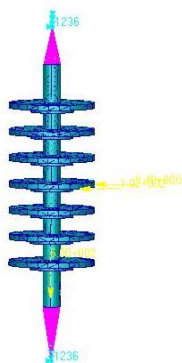


Рисунок 2. Конечно-элементная модель роторного вала ЦН

Для построения КЭ модели ротора используем solid элементы типа TET. Для моделирования моделирование опор используем условия функционирования, верхний конец соединен посредством пальчиковой муфты, нижний конец в гидродинамический подшипник в виде слоя перегоняемой жидкости [5].

Особенностями моделирования в программе стало использование RBE2 элементов, связывающих узел и группу узлов жесткими стержнями, позволяющими наложить ограничения по перемещениям по трем осям и задать поворот вала вокруг своей оси (рисунок 3).

2.1. Теоретические положения по определению граничных условий для компьютерной модели напряженно-деформированного состояния центробежного вала

В общем случае расчет вала на прочность определяют от совместного действия изгиба от радиальной силы, и от осевой силы давления, передающееся на вал от рабочего колеса. Расчет вала ЦН UPP 13-7/6 на статическую прочность, проводился как расчет балки в шарнирно-жестких опорах с использованием построенной КЭ модели (рисунок 2).

Составим для каждого из режимов работы ЦН (таблица 2) расчетную схему нагружения. При работе ЦН на вал действуют - гидравлическая радиальная сила F_r ,

гидравлическая осевая сила F_z , сила инерции неуравновешенных массы центробежных колес F_u а также реакции опор качения R_A и R_B .

Используя принцип независимости действия сил, определим вид нагружения при действии выше указанных сил. Под действием гидравлической радиальной силы F_r вал изгибается в двух плоскостях, гидравлической осевой силы F_z вал работает в условиях растяжения и сжатия.

Нагрузки, действующие на ротор перпендикулярно оси Z, относят к поперечным силам. Под действием поперечных нагрузок возбуждаются колебания ротора вдоль осей X и Y. В этом случае центр тяжести каждого сечения движется по замкнутой траектории. Поперечные нагрузки имеют механическую и гидравлическую природу. Механическая природа поперечных сил, действующих на ротор, обусловлена кинематическим, силовым и параметрическим воздействиями.

К силовым воздействиям относятся центробежные силы инерции, обусловленные неуравновешенностью ротора, несоосностью валов, дефектом изготовления муфт и опор качения. Кинематическое воздействие появляется в результате нарушения геометрических форм сопрягаемых тел, в частности нецилиндричностью посадочных мест вала и подшипника качения, разном размером тел качения, волнистостью, огранкой беговых дорожек и т.п. [6]. Силовое возмущающее воздействие описывают следующим образом

$$F_u = m\omega^2 e \cos(\omega t), \quad (1)$$

где m - масса ротора, ω - угловая скорость вращения, e - удельный дисбаланс (эксцентриситет).

Амплитуда силы инерции неуравновешенных массы центробежных колес F_u . Determine the strength at a known residual unbalance of the wheel is possible using the following formula:

$$R_d = m \cdot e \cdot \omega^2, \quad (2)$$

где m - допустимый достаточный дисбаланс колеса, кг·м (например, выражение «допустимый остаточный дисбаланс 100 г·мм» означает, что для колеса радиусом 100 мм балансировка по внешнему радиусу должна выполняться с точностью 1 г, что технологически достижимо), ω - угловая скорость вращения ротора насоса, 1/с. значения эксцентриситетов колес разного диаметра приведены в таблице 1 [7].

Таблица 1. Эксцентриситет при различных диаметрах рабочего колеса

Наружный диаметр рабочего колеса, мм	< 300	300-500	500-1000	1000-2000
Eccentricity, mm	0.075	0.100	0.150	0.200

Чтобы рассчитать радиальную силу из-за дисбаланса, мы использовали возможности SolidWorks для определения массы 3D-модели центробежного колеса; эти возможности современных CAD-систем позволяют нам определять объемно-массовые характеристики любых тел сложной геометрической формы (рисунок 3), в

нашем случае для семи секций колеса с направляющие лопатки массой $m = 7.2$ кг.

Следовательно, формула (2) не может быть использована, поскольку она приведена в теории балансировки ротора, по той причине, что центробежные колеса являются полыми, пока они не заполнены дистиллированной средой, тогда для расчета радиальной силы по формуле (2) необходимо произвести регулировку таким образом, чтобы масса была составляется как масса секции с добавлением массы дистиллированной жидкости

$$R_D = (m_f + m_s) \cdot c \cdot \omega^2, \quad (3)$$

где m_f - масса среды, m_s - масса секции центробежно-го колеса.

Массу серной кислоты при заданной подаче определяли по формуле

$$m_f = \rho \cdot \pi \cdot \frac{(D_2 - D_b)^2}{4} \cdot b, \quad (4)$$

D_2 - наружный диаметр центробежного колеса, м; D_b - диаметр вала, м; b - ширина меридиональной секции колеса, м; ρ - плотность дистиллированной жидкости, кг/м³.

Учитывая принцип наложения сил, радиальная результирующая сила, действующая на вал, была рассчитана как сумма сил от дисбаланса на каждой ступени ротора.

Одной из причин прогиба вала является также радиальная сила. Это гидравлическая сила в плоскости рабочего колеса, возникающая от переменного воздействия рабочего колеса и направляющего аппарата (или направляющего колеса). Она изменяется по величине и направлению в зависимости от расхода насоса и воздействует на вал и подшипники.

Гидродинамическую радиальную силу, действующую на ротор ЦН, разделяют на две составляющие: статическую и динамическую. Статическая составляющая радиальной силы представляет собой силу осредненную во времени. Динамическая составляющая радиальной силы обусловлена не стационарностью потока в проточной части направляющего аппарата и вызывает пульсации давления и скорости жидкости [8].

Сложный характер пространственного потока в проточной части насоса и вязкие свойства перекачиваемой жидкости не позволяют получить точную аналитическую зависимость радиальной силы от подачи. Поэтому на основе экспериментальных данных и принятых упрощений получены аналитические зависимости значения радиальной силы от подачи ЦН. Вывод аналитической формулы радиальной силы представлен в работе. Для приближенного расчета радиальной силы используют следующую зависимость [9]

$$F_r = K_r \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (5)$$

где K_r - коэффициент радиальной силы, ($K_r = 0.36$ принят согласно [10]); D_2 - диаметр колеса на выходе, $D_2 = 0.515$ м; b_2 - ширина колеса на выходе, $b_2 = 0.111$ м; ρ - плотность жидкости, $\rho = 1000$ кг/м³; g - ускорение свободного падения; H - текущий напор, м.

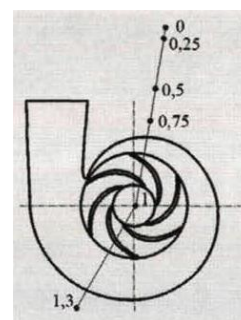


Рисунок 3. Направление и величина радиальных сил

Осевые силы

Нагрузки, действующие на ротор вдоль оси Z относятся к осевым силам. В ЦН консольного типа ротор подвергается действию осевой силы из-за разницы давления на внешних сторонах основного и покрывающего дисков, что обусловлено разностью их площадей. В горизонтальных ЦН с РК двухстороннего входа ротор разгружен от действия осевого усилия, так как РК симметрично относительно вертикальной плоскости перпендикулярной оси Z.

Сложный характер течения и вязкие свойства жидкости затрудняют определение осевой силы, поэтому используют аналитическую зависимость в приближенном виде. Осевую силу определяют по следующей формуле

Осевое усилие приближенно можно определить, как разность сил давления справа и слева в пределах от R_1 до R_b .

$$P_{осевая} = \pi / 4 (R_1^2 - R_b^2) H \times \gamma, \quad (6)$$

где $P_{осевая}$ - осевое усилие в Н; R_1 - наружный радиус входного отверстия рабочего колеса м; R_b - радиус вала в м; H - напор насоса в м, γ - объемный вес жидкости в кг/м³.

Учитывая, что центробежный насос предназначен для закачивания серной кислоты плотность, которой 1050 кг/м³, были найдено значение осевой, радиальной и силы от дисбаланса. Условия нагружения и граничные условия занесены в таблицу данных для выполнения статического и динамического расчета

Таблица 2. Граничные условия в расчетной схеме

№	Параметр	Значение
1	Материал	сталь
2	Модуль упругости E	$2 \cdot 10^{11}$ ПА
3	Коэффициент Пуассона	0.3
4	Опора 1	Шарнир с поворотом вокруг оси модели
5	Опора 2	Шарнир с поворотом вокруг оси модели
6	$P_{осевая}$	1.2 Н
7	Сила радиальная гидравлическая	105 Н
8	Сила от дисбаланса навесных деталей	8.4 Н
9	Тип расчета	Статический

В результате расчета на статическую прочность вала получены эквивалентные напряжения (рисунок 4, а) и значения статических прогибов вала (рисунок 4, б).

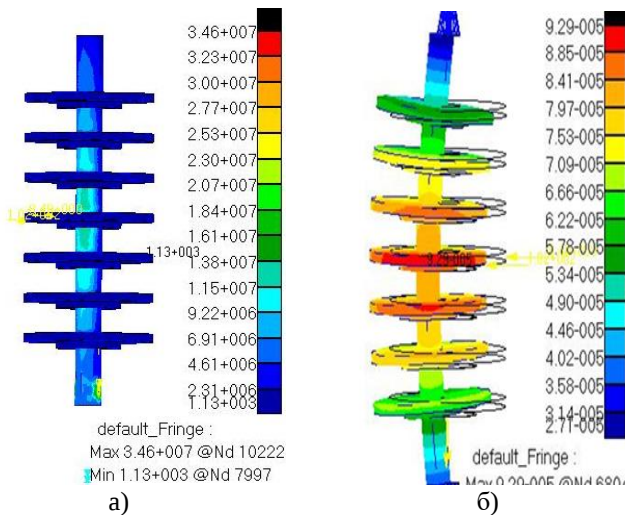


Рисунок 4. Статическая прочность ротора в режиме максимальной подачи: а - эквивалентные напряжения; б - эпюра перемещений

Анализ результатов показал достаточный коэффициент запаса прочности при максимальной подаче, согласно диаграмме $\sigma_{\max}=34.6$ МПа, $\delta_{cm}=9.29 \cdot 10^{-5}$ м допустимое напряжение для стали $[\sigma]=450$ МПа, коэффициент запаса прочности составил 10.2.

2.2. Математическое и компьютерное моделирование свободных колебаний ротора

Свободные колебания полностью определяют динамические свойства механической системы и имеют первостепенное значение при анализе вынужденных колебаний, поэтому используя конечно-элементную модель определим спектр собственных частот колебаний ротора ЦН.

Общее уравнение движения в матричной форме имеет вид (7). Для описания движения только под действием восстанавливающей (упругой) силы без, учета диссипации энергии используем уравнение [11]

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} = 0, \quad (7)$$

где $[M]$, $[C]$ — матрицы масс (инерции) и жесткости системы; $\{q\}$, $\{\dot{q}\}$ — обобщенные перемещения узлов и их производные.

При конечно-элементном анализе, как правило, неизвестными являются перемещения узлов КЭ модели. Для определения всего поля перемещений в КЭ модели используют интерполяцию, то есть вычисляют значения неизвестного перемещения посредством функции формы (полинома) КЭ. В зависимости от типа каждому КЭ присвоена соответствующая функция формы. Использование функции формы позволяет определить вектор перемещения любой точки внутри КЭ.

Математическое определение обобщенных перемещений сводится к решению системы алгебраических уравнений. Как правило, систему уравнений решают матричными методами. При этом матрицы жесткости $[C]$ и масс $[M]$ в (8) анализируемой КЭ модели квадратичные диагональные. В диагональных матрицах считается, что масса сосредоточена в узлах КЭ модели. Размер данных матриц равен числу степеней свободы всех узлов модели. Уравнение (7) представим в виде

$$\begin{bmatrix} [m^{(1)}] & [0] & \dots & [0] \\ [0] & [m^{(2)}] & \dots & [0] \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ [0] & [0] & \dots & [m^{(130)}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} q^{(1)} \\ q^{(2)} \\ \vdots \\ q^{(130)} \end{Bmatrix} \\ q \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [c^{(1)}] & [0] & \dots & [0] \\ [0] & [c^{(2)}] & \dots & [0] \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ [0] & [0] & \dots & [c^{(130)}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} q^{(1)} \\ q^{(2)} \\ \vdots \\ q^{(130)} \end{Bmatrix} \\ q \end{Bmatrix} = 0 \quad (8)$$

Решение уравнения (8) ищут в виде [94]

$$\{q\} = \{q_0\} \sin \omega_0 t, \quad (9)$$

где ω_0 — значения собственных частот колебаний, $\{q\}$ — полный вектор узловых перемещений системы, $\{q_0\}$ — матрица-столбец амплитуд.

Полный вектор q представляет собой функцию независимых компонент перемещения и углов поворота относительно соответствующих осей. Полный вектор перемещений представляют в виде

$$\{q\} = \left\{ \begin{Bmatrix} q^{(1)} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} q^{(2)} \end{Bmatrix} \dots \begin{Bmatrix} q^{(130)} \end{Bmatrix} \right\}^T, \quad (10)$$

При подстановке уравнения (2.17) в (2.15) получают однородную систему алгебраических уравнений вида [94]

$$([C] - \omega_0^2 [M])\{q\} = 0, \quad (11)$$

Система (2.18) имеет отличное от нуля решение, в случае если детерминант (определитель) равен нулю

$$\det([C] - \omega^2 [M]) = 0, \quad (12)$$

При этом задача сводится к вычислению собственных значений частот ω_0 и собственных значений векторов обобщенного перемещения q , отсюда следует, что q определяет форму собственных колебаний при соответствующем значении частоты ω_0 . При заданных граничных условиях в КЭ модели и выбранного метода определения собственных колебаний, численное решение системы алгебраических уравнений (8) найдем с использованием алгоритмов программы NASTRAN. Определение собственных колебаний ротора проводим с помощью метода Ланцоша.

Таблица 3. Форма колебаний ротора

Форма колебаний ротора	Результаты	
	Форма	Частота свободных колебаний Гц
1-ая форма	крутильные	200
2-ая форма	изгибные	1300
3-ая форма	изгибные	1393
4-ая форма	крутильные	2089
5-ая форма	изгибные	3455
6-ая форма	изгибные	3460

Метод Ланцоша - это один из матричных методов решения систем уравнений. Его используют для расчета собственных значений форм колебаний. Метод особенно эффективен для получения нижних частот, которые показывают поведение модели. В основе метода Ланцоша использован итерационный метод решения систем уравнений. Исследуем собственные колебания ротора при установке его в шарнирно- жестких опорах. Ограничимся исследованием собственных колебаний только ротора (таблица 2). Граничные условия соответствуют таблице 1

В диапазоне 0...4000 Гц ротор имеет четыре формы изгибных колебаний вдоль осей X и Y, а также одну крутильную вокруг Z (рисунок 5).

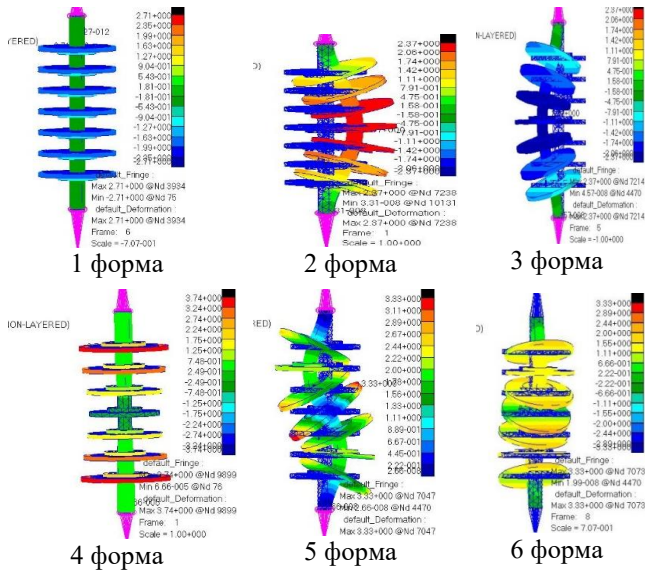


Рисунок 5. Формы колебаний ротора на шарнирно-жестких опорах. Свободные колебания ротора на шарнирно-жестких опорах

Для того чтобы оценить значения изгибной, крутильной и продольной (осевой) жесткости вала необходимо выполнить расчет динамической устойчивости, который сводится к определению коэффициента запаса k

$$k = \frac{f_{kp}}{f}, \quad (13)$$

где f_{kp} - значение собственной частоты свободных колебаний; f – оборотная частота вращения ротора равна, $f=50$ Гц.

Для сравнения полученных значений собственных частот колебаний и коэффициентов динамической устойчивости, запишем значения только 6 первых форм (таблица 4).

Таблица 4 Свободные колебания ротора

Форма колебаний	Значение частот собственных колебаний Гц	Действительный запас устойчивости k
1 форма крутильная	200	4
2 форма изгибные	1300	26
3 форма изгибные	1393	27.6
4 форма крутильная	2089	41.7
5 форма изгибные	3455	69
6 форма	3460	69.3

Минимальный коэффициент запаса динамической устойчивости равен $k=4$. Проведенный расчет собственных частот колебаний ротора выполнен в жестких опорах, без учета демпфирования.

По полученным значениям коэффициента запаса динамической устойчивости k можно утверждать, что изгибная, крутильная и продольная (осевая) жесткости ротора насоса UPP 13-7/6 достаточны.

2.3. Математическое и компьютерное моделирование вынужденных колебаний ротора

Работа ЦН основана на передаче механической энергии жидкости при силовом воздействии на нее лопастей. Во время работы все детали ЦН подвержены динамическим воздействиям разной природы. Изменение режима работы ЦН сопровождается изменением нагрузки. Определение динамических воздействий необходимо для рассмотрения вопросов прочности и вынужденных колебаний ротора ЦН.

Основными динамическими воздействиями в ЦН являются силы давления со стороны движущейся жидкости в проточных частях ЦН. Величина и направление сил давления, действующих на элементы ротора, определяются характером движения жидкости в направляющем аппарате, рабочем колесе.

Вынужденные колебания ЦН удобно представлять графически в виде АЧХ, для выявления которой необходимо решить уравнение [11]

$$[M]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [C]\{q\} = \{F(t)\}, \quad (14)$$

где $[M]$, $[B]$, $[C]$ - матрицы масс (инерции), демпфирования и жесткости системы; $\{\ddot{q}\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{q\}$ - обобщенные перемещения узлов и их производные; $\{F(t)\}$ - обобщенные силы.

В матричном виде уравнение (14) представим, как

$$\begin{bmatrix} [m^{(1)}] & [0] & \dots & [0] \\ [0] & [m^{(2)}] & \dots & [0] \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ [0] & [0] & \dots & [m^{(130)}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{q^{(1)}\} \\ \{q^{(2)}\} \\ \vdots \\ \{q^{(130)}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [b^{(1)}] & [0] & \dots & [0] \\ [0] & [b^{(2)}] & \dots & [0] \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ [0] & [0] & \dots & [b^{(130)}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{q^{(1)}\} \\ \{q^{(2)}\} \\ \vdots \\ \{q^{(130)}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [c^{(1)}] & [0] & \dots & [0] \\ [0] & [c^{(2)}] & \dots & [0] \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ [0] & [0] & \dots & [c^{(130)}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{q^{(1)}\} \\ \{q^{(2)}\} \\ \vdots \\ \{q^{(130)}\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F^{(1)}(t)\} \\ \{F^{(2)}(t)\} \\ \vdots \\ \{F^{(130)}(t)\} \end{Bmatrix}, \quad (15)$$

В рассматриваемом диапазоне частот появляется одна гармоника на низшей частоте равной 1330 Гц, соответствующая второй форме собственных изгибных колебаний ротора вдоль оси Y (таблица 2). и пятая собственная частота и на высшей частоте 3560 которую можно не учитывать. Значение амплитуды колебаний ротора равно $\delta = 2 \cdot 10^{-3}$ м (рис. 5 для узла в центре ротора синий цвет). Было выяснено влияние на ротор радиальной силы, на лопастной частоте

$$f_r = f \cdot z, \quad (16)$$

Где f_r – лопастная частота, f -оборотная частота, z - число лопаток центробежного колеса. Был проведен расчет вынужденных гармонических колебаний под действием силы дисбаланса F_u на оборотной частоте 50 Гц приложенной в точке центра масс ротора вдоль оси Y в заданном диапазоне частот 0...4000 Гц. Результат расчета гармонических колебаний представим в виде АЧХ (рисунок 6).

При проектировании центробежного колеса было определено количество лопаток по формуле

$$z_i = 6.5 \cdot \frac{r_1 + r_2}{r_2 - r_1} \cdot \sin \frac{1}{2}(\beta_1 + \beta_2), \quad (17)$$

Где r_1 - радиус средней точки ширины лопасти на входе, r_2 - радиус РК на выходе, β_1, β_2 - входной и выходной угол лопасти.

При аналитическом вычислении $z_i=8.5$, здесь встал вопрос о выборе числа лопаток между числом 9 и 8, и эту задачу решали, опираясь на динамические характеристики ротора, то есть на отклик системы на воздействие силы на частоте 400 Гц (8 лопаток), и частоте 450 Гц (9 лопаток).

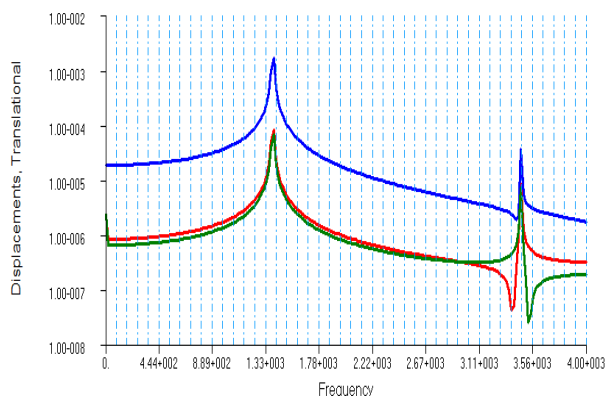


Рисунок 6. АЧХ при гармоническом воздействии силы дисбаланса на частоте 50 Гц

Резонансные состояния ротора АЧХ ЦН исследовались в диапазоне собственных частот колебания ротора 4000 Гц, воздействие гидродинамической силы F_T на частоте $f_r=450$ Гц представлено на рисунке.

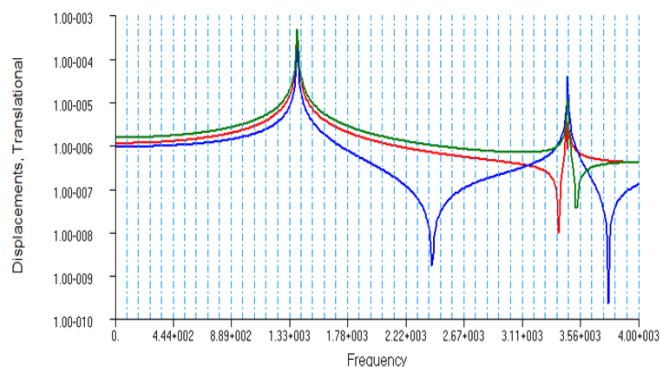


Рисунок 7. АЧХ ротора на частоте 450 Гц

При числе лопаток 8 центробежного колеса, отклик системы на воздействие гидравлической силы на лопаточной частоте 400 Гц, представлены на АЧХ диаграмме на рисунке 8.

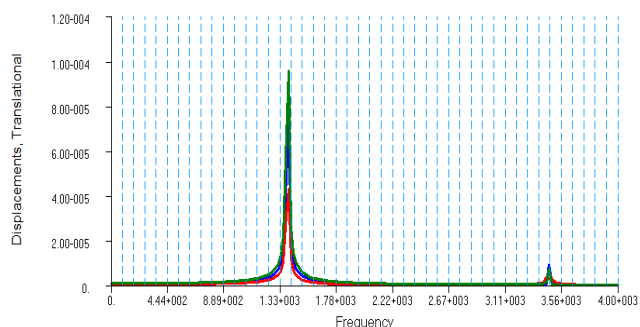


Рисунок 8. АЧХ ротора на частоте 400 Гц

2.4. Анализ вынужденных колебаний

Анализ АЧХ диаграмм ротора для лопастных частот 400 Гц и 450 Гц позволяет сделать выбор в пользу 8 лопаточного рабочего колеса, так диаграмме на рисунке 8 имеет 4 гармоники с наибольшей амплитудой $1 \cdot 10^{-3}$ м, тогда как диаграмма на рисунке 9 указывает на возникновение двух гармоник с максимальной амплитудой $1 \cdot 10^{-4}$ м (рисунки 6,7), то есть динамические силы возникающие при 9 лопастном колесе вызывает большую виброактивность ротора, что ведет к потере КПД снижению срока службы технологической системы.

Анализируя частотные спектры вибрации (рисунки 5,6,7), определяем коэффициент динамического усиления при резонансе. Коэффициент $\eta = \frac{\delta}{\delta_{ст}}$ определяется через отношение амплитуды вынужденных гармонических колебаний δ к статическому перемещению $\delta_{ст}$ под действием силы равной амплитуде гармонического возбуждения. Наибольшая амплитуда возникает от возмущения силой дисбаланса $\delta=2 \cdot 10^{-3}$ м, по результатам НДС статическое перемещение $\delta_{ст}=9.29 \cdot 10^{-5}$ м, таким образом, коэффициент динамического усиления при резонансе равен $\eta=20$. Для насосов коэффициент динамичности может находиться в пределах 20...25. Согласно для роторных агрегатов значение коэффициента η не должно превышать 50.

Работа ЦН основана на передаче механической энергии жидкости при силовом воздействии на нее лопастей. Во время работы все детали ЦН подвержены динамическим воздействиям разной природы. Изменение режима работы ЦН сопровождается изменением нагрузки. Определение динамических воздействий необходимо для рассмотрения вопросов прочности и вынужденных колебаний ротора ЦН.

3. Заключение

1. Составлена расчетная механическая схема для определения НДС роторного вала центробежного погружного насоса.

2. Определены факторы статического нагружения насоса, найдены численные значения радиальных, осевых сил и силы дисбаланса.

3. Конечно-элементный анализ в системе NASTRAN/PATRAN позволил определить уровни напряжений по Мизесу. Анализ результатов показал достаточный коэффициент запаса прочности при максимальной подаче, максимальное напряжение $\sigma_{max}=34.6$ МПа, и статическое перемещение составило $\delta_{ст}=9.29 \cdot 10^{-5}$ м допустимое напряжение для стали $[\sigma_-]=450$ МПа, коэффициент запаса прочности составил 10,2.

4. Определены частоты и формы собственных колебаний роторного вала в диапазоне от 0 до 4000 Гц.

5. Теоретически определены значения лопастных частот гидравлической возмущающей силы для варианта центробежного колеса с восьмью и девятью лопастями, определены АЧХ ротора на частоте 400 Гц и 450 Гц. Анализ результатов АЧХ позволил сделать выбор по критерию виброактивности в пользу рабочего колеса с восьмью лопатками.

6. Установлено, что на частоте 50 Гц происходит наиболее опасный резонанс ротора на второй собственной частоте 1330 Гц с амплитудой $\delta=2 \cdot 10^{-3}$ м, по форме изгибных колебаний от силы дисбаланса навесных дета-

лей. В этом случае при высоком уровне вибрации происходит внезапное разрушение вала в месте крепления рабочего колеса из-за увеличения статического напряжения до опасного уровня.

7. Определены коэффициент динамической устойчивости $k=4\div 69.3$, для шести форм собственных колебаний, диапазон коэффициентов указывает на достаточную изгибную и крутильную жесткость роторного вала.

8. По результатам АЧХ был определен коэффициент динамического усиления $\eta=20$, что соответствует нормативным значениям для насосов.

Благодарность

Авторы хотели бы выразить свою искреннюю благодарность за финансовую поддержку, оказанную в рамках гранта на фундаментальные исследования Министерства науки и высшего образования Республики Казахстан (номер гранта BR18574035).

References / Литература

[1] Lienau, W., Welschinger, T. & Pumps, S. (2005). Early optimization of large water transport pump casing. Retrieved from:

https://www.researchgate.net/publication/265288610_Early_Optimization_of_Large_Water_Transport_Pump_Casing

- [2] Levitskij, N.I. (1988). Kolebaniya v mehanizmah. M.: Nauka
- [3] Zhovdak, V.A. (2001). Kolebaniya vrashhajushhihsja rotorov. Har'kov: NTU «HPI»
- [4] Zhilkin, V.A. (2013). Azbuka inzhenernyh raschetov v MSC Patran-Nastran-Marc. Sankt-Peterburg: Prospekt nauki
- [5] Barkov, A.V. (2000). Monitoring i diagnostika rotornyh mashin po vibracii. SPb.: SPbGMTU
- [6] Yamamoto, T. (2013). Linear and nonlinear rotordynamics: A modern treatment with applications. John Wiley & Sons Inc
- [7] Kel'zon, A.S., Zhuravlev, Ju.N. Janvarev, N.V. (1977). Raschet i konstruirovaniye rotornyh mashin. L. «Mashinostroenie»
- [8] Majan Gantar, Dr. Dussn Florjancic, Dr. Brane Sirok. (2001). Hydraulic Axial Thrust in Multistage Pumps. Origins and Solutions. Proceedings of ASME FEDSM
- [9] GOST 17398-72. Nasosy. Terminy i opredeleniya. M.: Izd-vo standartov
- [10] Ualiev, G.U., Bisembaev, K., Omirzhanov, Zh.M. (2009). Terbelister teorijasy uchebnoe posobie. KazPU im Abaja

Орталықтан тепкіш суасты сорғысының діріл белсенділігінің параметрлерін компьютерлік модельдеу және зерттеу

М. Исаметова^{1*}, Р. Карпеков¹, Д. Ткаченко²

¹Satbayev University, Алматы, Қазақстан

²Халықаралық ақпараттық технологиялар университеті, Алматы, Қазақстан

*Корреспонденция үшін автор: m.isametova@satbayev.university

Аңдатпа. Мақалада орталықтан тепкіш сорғының жауапты бөліктерінің бірі, ротор білігінің динамикалық сипаттамалары қарастырылған, талдау үшін nastran жоғары деңгейлі АЖЖ ПАТРАН модулі қолданылған. Есептелген механикалық схема жасалды, ротордың тербелістерін бұзатын күш факторлары анықталды. Аналитикалық формулалар бойынша жұмыс деңгелегі мен сорғы білігіне әсер ететін осьтік, радиалды және гидродинамикалық күштердің мәндері табылды. Модель КЭ-де берілген шекаралық шарттарда және меншікті тербелістерді анықтаудың таңдалған әдісінде NASTRAN бағдарламасының алгоритмдерін қолдана отырып, еркін және мәжбүрлі тербелістер теңдеулерінің сандық шешімі табылды. Ротордың меншікті тербелістерін анықтау ланцош әдісімен жүргізілді, біліктің динамикалық тұрақтылығын бағалау үшін біліктің кернеулі деформацияланған күйі, оның статикалық жүктемелер кезіндегі қозғалыстары, сондай-ақ осы бағалау үшін қажетті ротордың меншікті тербелістерінің жиілігі мен формасы анықталды. Айналым және қалақ жиілігіндегі сыртқы күштердің бұзылуына жүйенің амплитудалық-жиілік сипаттамалары анықталды және талданды. Мәжбүрлі тербелістердің амплитудалық параметрлерін қолдана отырып, ротордың динамикалық күшейту коэффициенті анықталды. Амплитудалық-жиілік параметрлері негізінде сорғының орталықтан тепкіш деңгелегі үшін қалақтардың санын таңдау негізделді. Компьютерлік модельдеу және суасты центрифугалық сорғының айналым білігінің діріл белсенділігінің параметрлерін анықтау әдісі келтірілген.

Негізгі сөздер: орталықтан тепкіш сорғы, ротор, компьютерлік модельдеу, Nastran бағдарламасы, Ланцош әдісі.

Компьютерное моделирование и исследование параметров виброактивности центробежного погружного насоса

М. Исаметова^{1*}, Р. Карпеков¹, Д. Ткаченко²

¹Satbayev University, Алматы, Казахстан

²Международный университет информационных технологий, Алматы, Казахстан

*Автор для корреспонденции: m.isametova@satbayev.university

Аннотация. В статье рассмотрены динамические характеристики одного из ответственных частей центробежного насоса, вала ротора, для анализа была использована САПР высшего уровня NASTRAN модуль PATRAN. Составлена расчетная механическая схема, определены силовые факторы, возмущающие колебания ротора. По аналитическим формулам найдены значения осевой, радиальной и гидродинамической сил, действующие на рабочее колесо и вал насоса. При заданных граничных условиях в КЭ модели и выбранного метода определения собственных колебаний, численное решение уравнений свободных и вынужденных колебаний найдены с использованием алгоритмов программы NASTRAN. Определение собственных колебаний ротора проводилось с помощью метода Ланцоша, для оценки динамической устойчивости вала были определены напряженно-деформированное состояние вала, его перемещений при статических нагрузках, а также необходимое для этой оценки частота и форма собственных колебаний ротора. Определены и проанализированы амплитудно-частотные характеристики системы на возмущение внешними силами на оборотной и лопаточной частоте. Используя амплитудные параметры вынужденных колебаний, был определен коэффициент динамического усиления ротора. На основании амплитудно-частотных параметров обоснован выбор количества лопаток для рабочего центробежного колеса насоса. Приведена методика компьютерного моделирования и определения параметров виброактивности роторного вала погружного центробежного насоса.

Ключевые слова: центробежный насос, ротор, компьютерное моделирование, программа Nastran, метод Ланцоша.

Received: 13 February 2024

Accepted: 15 June 2024

Available online: 30 June 2024