

УДК 622.284.54

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ОТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРА ГИДРОСТОЙКИ

Жетесова Г.С., Жаркевич О.М., Гейдан И.А., Плешакова Е.А., Оразбекова Д.А.

*Карагандинский государственный технический университет, Караганда,
e-mail: zharkevich82@mail.ru*

Наиболее часто встречающийся критический режим работы гидростойки возникает вследствие динамической осадки кровли, во время которого происходит резкое повышение давления рабочей жидкости. Это может привести к возникновению эффекта резонанса, в результате чего возможно пластическое деформирование или разрушение элементов гидростойки. В статье исследуются влияния на значения собственных частот цилиндра гидростойки таких параметров как давления рабочей жидкости, раздвижности, внутреннего диаметра, длины и толщины стенки цилиндра. Для этой цели в программе ANSYS была разработана трехмерная конечно-элементная параметрическая модель гидростойки. В результате было выявлено, что наибольшее влияние на частоту собственных колебаний цилиндра гидростойки оказывают его длина и внутренний диаметр.

Ключевые слова: гидростойка, цилиндр, частота, колебания, зависимость

ADDITION RESEARCH EIGENFREQUENCIES OF THE GEOMETRIC PARAMETERS OF CYLINDER GIDROSTOYKI

Zhetesova G.S., Zharkevich O.M., Geydan I.A., Pleshakova E.A., Orazbekova D.A.

Karaganda State Technical University, Karaganda, e-mail: zharkevich82@mail.ru

Most often meeting critical operating mode of a hydrorack arises owing to dynamic a roof precipitation during which there is a sharp increase of pressure of working liquid. It can lead to resonance effect emergence, therefore probably plastic deformation or destruction of elements of a hydrorack. In article influences on values of own frequencies of the cylinder of a hydrorack of such parameters as pressure of working liquid, telescoping, internal diameter, length and thickness of a wall of the cylinder are investigated. The three-dimensional final and element parametrical model of a hydrorack was developed for this purpose in the ANSYS program. It was as a result revealed that length and internal diameter have the greatest impact on the frequency of own fluctuations of the cylinder of a hydrorack it.

Keywords: hydrorack, cylinder, frequency, fluctuations, dependence

Наиболее сложный режим работы гидростойки возникает вследствие динамической осадки кровли, во время которого происходит резкое повышение давления рабочей жидкости. Это может привести к возникновению деформации или разрушению элементов гидростойки.

Для определения степени влияния данного режима работы на конструкцию гидростойки в работе Шеина Ю.Г. [1] предложен метод определения динамического коэффициента, который характеризует увеличение нагрузок на крепь и смещений ее податливых узлов. Одним из важнейших параметров, необходимых для вычисления динамического коэффициента, является относительное время действия импульса τ^* :

$$\tau^* = \frac{\tau}{T}, \quad (1)$$

где τ – реальное время действия повышенной нагрузки, с; T – период колебаний системы, с.

При динамической постановке задачи в уравнение равновесия рассматриваемой

конструкции вводятся матрица масс элементов и матрица коэффициентов демпфирования, учитывающая силы вязкого сопротивления. При квазистатической постановке задачи конструкция рассчитывается в конкретный интересующий момент времени при статическом нагружении [1, 2].

Частоту собственных колебаний ω можно определить, выразив ее из формулы (1):

$$\omega = \frac{1}{T} = \frac{\tau^*}{\tau}. \quad (2)$$

Для исследования давления рабочей жидкости p , раздвижности l_p , внутреннего диаметра d_{iv} , длины l_u и толщины стенки S цилиндра на значения собственных частот цилиндра была разработана трехмерная конечно-элементная параметрическая модель гидростойки (рис. 1).

Наиболее важными параметрами, изменяющимися в процессе работы и не зависящими от конструкции гидростойки, являются давление рабочей жидкости и раздвижность.

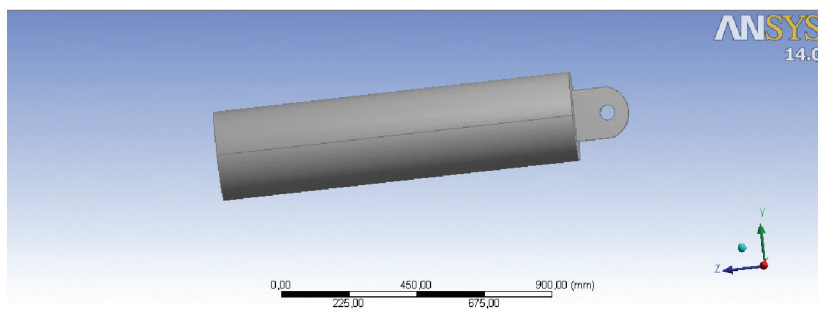


Рис. 1. Параметрическая трехмерная модель для определения частот собственных колебаний

Для исследования влияния давления рабочей жидкости p на частоты собственных колебаний цилиндра принимались следующие значения давлений: 0, 10, 30, 50, 70, 100 и 150 МПа. Расчеты проводились в два этапа. На первом определялись предварительные напряжения при задан-

ном давлении и раздвижности, а на втором – значения частот и формы собственных колебаний с учетом этих напряжений. Результаты расчетов показали, что в данном диапазоне частот находится только две формы колебаний: поперечная (рис. 2, а) и осевая (рис. 2, б).

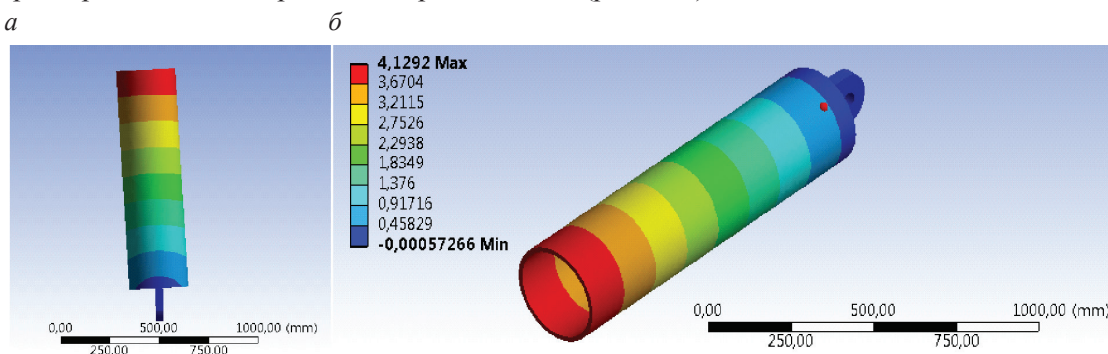


Рис. 2. Формы колебаний цилиндра гидростойки с изолиниями суммарных деформаций:
а – поперечные колебания; б – осевые колебания

На рис. 3 (а, б) приведены зависимости частоты собственных колебаний от давления в поршневой полости. Проведенный регрессионный анализ показал, что данные зависимости близки к прямолинейным и выражаются уравнениями:

$$\omega_{\text{п}} = -0,0059 \cdot p + 524,81, \quad (3)$$

$$\omega_{\text{о}} = -0,0025 \cdot p + 823,18 \quad (4)$$

где $\omega_{\text{п}}$, $\omega_{\text{о}}$ – частоты собственных поперечных и осевых колебаний, Гц; p – давление в поршневой полости, МПа.

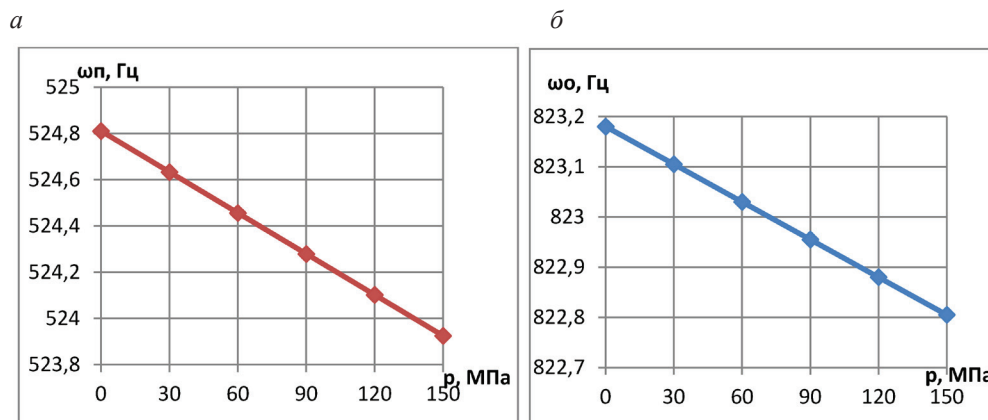


Рис. 3. Зависимость частоты собственных колебаний от давления рабочей жидкости:
а – поперечные колебания; б – осевые колебания

Как видно из представленных зависимостей давление рабочей жидкости незначительно влияет на значения частот собственных колебаний цилиндра, т.к. при его изменении от 0 до 150 МПа наибольшая разница значений частот собственных поперечных колебаний составила 0,88 Гц, осевых – около 0,38 Гц. Поэтому при расчетах этим параметром можно пренебречь, а следовательно и раздвижностью, т. к. давление рабочей жидкости незначительно влияет на частоту собственных колебаний самой конструкции цилиндра.

Для оценки влияние формы конструкции цилиндра на значения частот собственных колебаний были выбраны следующие геометрические параметры: толщина стенки, внутренний диаметр и длина цилиндра. Расчеты проводились на трехмерной параметрической модели. Давление в поршневой полости равнялось 0 Па. Поиск частот собственных колебаний проводился в диапазоне от 0 до 1000 Гц.

Расчеты проводились в один этап, т.к. при нулевом давлении в поршневой полости нет необходимости определять предварительные напряжения. Определялись формы и значения частот собственных колебаний.

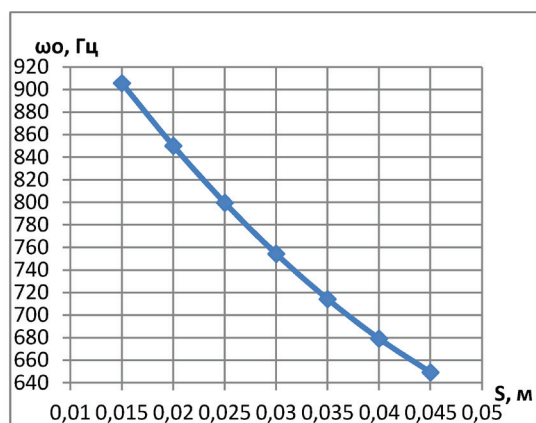
При исследовании влияния толщины стенки цилиндра на частоты собственных колебаний в расчетах принято $S = 0,015, 0,020, 0,025, 0,030, 0,035, 0,040, 0,045$ м. Остальные параметры модели оставались неизменными.

Результаты расчетов показали, что в данном диапазоне частот так же находится две формы колебаний. На рисунках 4а и 4б представлены зависимости частот собственных колебаний от толщины стенки цилиндра. Проведенный регрессионный анализ показал, что эти зависимости имеют форму параболы и их можно описать полиномами второй степени:

$$\omega_n = -31351 \cdot S^2 + 1908,3 \cdot S + 497,74, \quad (5)$$

$$\omega_o = 102878 \cdot S^2 - 14718 \cdot S + 1103,3. \quad (6)$$

а



б

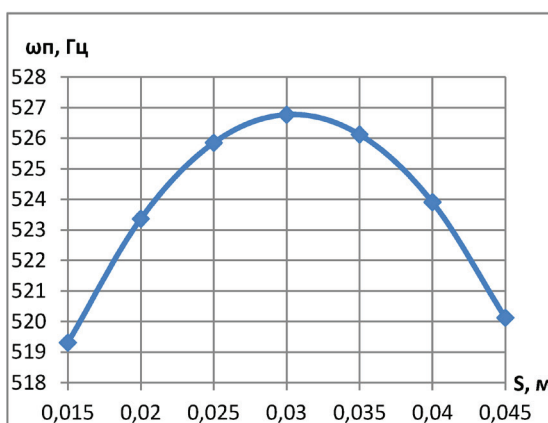


Рис. 4. Зависимость частоты собственных поперечных колебаний от толщины стенки цилиндра: а – поперечные колебания; б – осевые колебания

Анализ зависимостей (5, 6) показал, что толщина стенки цилиндра оказывает незначительное влияние на частоту собственных поперечных колебаний. При изменении толщины стенки в 3 раза (с 0,015 до 0,045 м) наибольшая разница составляет всего 2,5 %. При этом наибольшее значение ω_n принимает при толщине стенки цилиндра $S = 0,03$ м и составляет 526,78 Гц. А на частоту собственных осевых колебаний толщина стенки цилиндра наоборот оказывает существенное влияние. При изменении толщины стенки так же в 3 раза частота собственных осевых колебаний снижается примерно на 28,3% от максимального значения (с 905,68 до 649,32 Гц).

При исследовании влияния внутреннего диаметра на частоты собственных колебаний расчеты проводились при $d_{1в} = 0,18, 0,20, 0,22, 0,24, 0,25, 0,26, 0,28$ м.

В данном диапазоне частот, как и в предыдущих случаях, находится только две формы колебаний: продольная и поперечная. На рисунках 5а и 5б представлены зависимости частоты собственных колебаний от внутреннего диаметра цилиндра. Проведенный регрессионный анализ показал, что зависимость частоты собственных поперечных колебаний близка к прямолинейной и ее можно выразить уравнением:

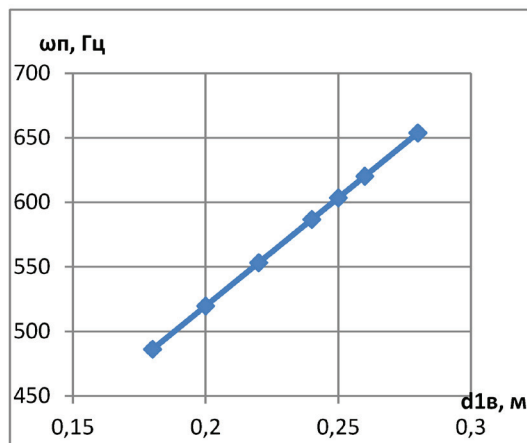
$$\omega_n = 1674,9 \cdot d_{1в} + 184,65. \quad (7)$$

Зависимость частоты собственных осевых колебаний можно описать полиномом второй степени:

$$\omega_o = -4494,7d_{1в}^2 + 1236,2d_{1в} + 755,92. \quad (8)$$

Значения коэффициентов детерминации составили, соответственно, 0,99 и 1, а остаточные дисперсии 43,23 и 0,109.

а



б

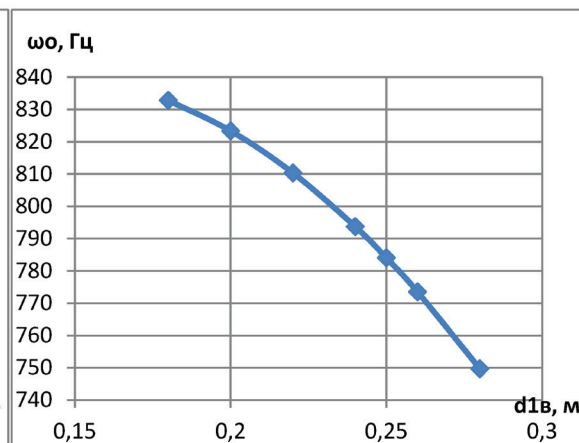


Рис. 5. Зависимость частоты собственных колебаний от внутреннего диаметра цилиндра: а – поперечные колебания; б – осевые колебания

Из графиков зависимостей частот собственных колебаний от внутреннего диаметра цилиндра (рис. 5) видно, что при увеличении внутреннего диаметра в 1,5 раза (с 0,18 до 0,28 м) частота собственных поперечных колебаний увеличивается примерно на 25% (с 486,1 до 653,6 Гц) за счет увеличения поперечной жесткости цилиндра. И наоборот, частота собственных осевых колебаний уменьшается примерно на 10% (с 832,8 до 749,7 Гц) за счет увеличения площади дна.

При исследовании влияния длины цилиндра на частоты собственных колебаний в расчетах принималось $l_{ц} = 1,00, 1,15, 1,20, 1,30, 1,35, 1,45$ и $1,50$ м.

В этом диапазоне частот также имеем две формы колебаний: продольную и поперечную. Установлено, что зависимости можно описать полиномами третьей степени:

$$\omega_{п} = -184,03 \cdot l_{ц}^3 + 1190,8 \cdot l_{ц}^2 - 2728 \cdot l_{ц} + 2381,1; \quad (9)$$

$$\omega_{о} = -116,44 \cdot l_{ц}^3 + 763,49 \cdot l_{ц}^2 - 1869,6 \cdot l_{ц} + 2152,1. \quad (10)$$

Анализ зависимостей (9 и 10) показал, что из всех рассмотренных параметров длина цилиндра оказывает наибольшее влияние на частоты собственных колебаний. С увеличением ее в 1,5 раза (с 1 м до 1,5 м),

частота собственных поперечных колебаний уменьшается в 2 раза (с 659,87 Гц до 347,29 Гц), а частота собственных осевых колебаний в 1,4 раза (с 929,55 до 672,56 Гц).

Наибольшее влияние на частоту собственных колебаний цилиндра гидростойки оказывают его длина и внутренний диаметр. Частота собственных поперечных и осевых колебаний от длины цилиндра имеют гиперболическую зависимость. Частота собственных поперечных колебаний имеет линейную зависимость от внутреннего диаметра цилиндра, а частота собственных осевых колебаний – гиперболическую зависимость. Такими параметрами гидростойки, как давление рабочей жидкости, раздвижность и толщина стенки цилиндра, можно пренебречь при определении частоты собственных колебаний цилиндра в силу их незначительного влияния.

Список литературы

1. Шеин Ю.Г. Разработка теоретических основ динамического взаимодействия механизированной крепи с породами кровли. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 2003. – 332 с.
2. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. – М.: ДМК Пресс, 2001. – 448 с.
3. Воеводин В.В. К вопросу о частоте собственных колебаний гидродомкратов // Информационные недра Кузбасса: тр. III регион, науч.-практич. конф. – Кемерово: ИИТ, 2004. – С. 248.