

8. Samotugin S.S., Gagarin V.A., Mazur V.A. *Plazmotron dlia poverkhnevoho zmitsnennia* [Plasmatron for the superficial strengthening]. Patent of UA, no.108154, 2016. (Ukr.)
9. Samotugin S.S., Gagarin V.A. Printsipyi usovershenstvovaniya konstruktсии plazmotrona dlya poverhnostnoy uprochnyayushey obrabotki napravlyayuschih stankov [The principles of improvement plasmatron design for the surfaces of strengthening treatment of machine tools guides]. *Visnik Priazovskogo derzhavnogo tehnicnogo universitetu. Seriya: Tekhnichni nauki – Reporter of the Priazovskiy State Technical University. Section: Technical Sciences*, 2013, iss. 26, pp. 168-174. (Rus.)

Рецензент: В.В. Суглобов
д-р техн. наук, проф., ГВУЗ «ПГТУ»

Статья поступила 07.09.2017

УДК 621.838.225

© Коноваленко В.В.¹, Пополов Д.В.², Зайцев Г.Л.³,
Засельский И.В.⁴

К РАСЧЕТУ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ВИНТОВЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРУЖИН

В работе получена аналитическая зависимость, связывающая горизонтальную и вертикальную жесткости винтовой цилиндрической пружины с круглым и прямоугольным сечением витка, позволяющая определить рациональные параметры виброизолирующих опор вибрационных грохотов. На основании полученных зависимостей установлено, что получение равной горизонтальной и вертикальной жесткости в виброизолирующих опорах, состоящих из винтовых цилиндрических пружин, невозможно.

Ключевые слова: грохот, винтовая цилиндрическая пружина, жесткость.

Коноваленко В.В., Пополов Д.В., Зайцев Г.Л., Засельский И.В. До розрахунку горизонтальної жорсткості гвинтових циліндричних пружин. У роботі отримана аналітична залежність, що зв'язує горизонтальну та вертикальну жорсткості гвинтової циліндричної пружини з круглим і прямокутним перетином витка, яка дозволяє визначити раціональні параметри віброізольюючих опор вібраційних грохотів. На підставі отриманих залежностей встановлено, що отримання рівної горизонтальної і вертикальної жорсткості у віброізольюючих опорах, що складаються з гвинтових циліндричних пружин, неможливо.

Ключові слова: грохот, гвинтова циліндрична пружина, жорсткість.

V.V. Konovalenko, D.V. Popolov, G.L. Zaytsev, I.V. Zaselskiy. To the calculation of horizontal rigidity of coiled springs. The article reveals the problems of the design of elastic vibration isolating elements of vibrating screens. Particular attention is paid to ensuring the equality of horizontal and vertical rigidity. Based on the calculation methods study of the coiled cylindrical springs stiffness, it has been established that the formulas used to calculate the horizontal stiffness give incorrect results. Thus, the goal of sci-

¹ канд. техн. наук, доцент, Криворожский металлургический институт Национальной металлургической академии Украины, г. Кривой Рог

² канд. техн. наук, доцент, Криворожский металлургический институт Национальной металлургической академии Украины, г. Кривой Рог, dmitrykr@ukr.net

³ канд. техн. наук, доцент, Криворожский металлургический институт Национальной металлургической академии Украины, г. Кривой Рог, zajtsev_gennady@ukr.net

⁴ канд. техн. наук, доцент, Криворожский металлургический институт Национальной металлургической академии Украины, г. Кривой Рог, zasicom82@gmail.com

entific research was to obtain a new relationship to determine the horizontal stiffness of a helical coil spring, that would make it possible to establish the rational parameters of the vibration isolating supports of the vibrating screens. On the analytical studies basis, the authors managed to obtain a relation between the horizontal and vertical stiffness of a coiled spring with a circular cross section of the coil. The analysis, which substantiates the hypothesis that it's impossible to produce a coiled spring with equal horizontal and vertical stiffnesses. Analytical relations for determination of the horizontal rigidity of the springs of round and rectangular cross sections of the coils have been received. Analytical relations provide the results with an error not exceeding 0,5%. On the basis of that, the authors give recommendations as to the promising directions in the development of the design of elastic vibration isolating elements of vibrating screens.

Keywords: vibrating screen, coiled spring, rigidity.

Постановка проблеми. Одной из основных задач при проектировании вибрационных грохотов является выбор параметров упругих виброизолирующих элементов, которые обеспечивают заданные режимы колебаний рабочего органа и эффективное снижение динамических усилий, передаваемых на фундамент или несущие конструкции. Необходимым условием для этого является обеспечение несвязанных свободных или ударных колебаний при выбеге вибрационной машины. Это достигается при соблюдении ряда правил, одним из них является равенство вертикальной и горизонтальной жесткостей упругих элементов [1], в качестве которых широко применяют винтовые цилиндрические пружины. Если формула определения вертикальной жесткости винтовой цилиндрической пружины широко известна и четко определена [1-3], то с определением горизонтальной жесткости вопрос однозначно не решен.

Анализ последних исследований и публикаций. Так в работе [4] для пружин с витками круглого поперечного сечения жесткость при сдвиге определяется зависимостью

$$C_x = \frac{E \cdot d^4 \cdot H}{8 \cdot D^3 \cdot i}, \quad (1)$$

где E – модуль упругости материала, Па; d – диаметр проволоки, м; H – рабочая высота пружины, м; D – средний диаметр витка, м; i – число рабочих витков.

Используя для анализа выражения (1) правило размерностей, получим значение жесткости в ньютонах, что противоречит принятой единице измерения.

Наибольшее распространение для определения горизонтальной жесткости пружины с круглым сечением витка получила зависимость, предложенная в работах [5, 6]

$$C_x = \frac{6 \cdot E \cdot I}{\left[\pi \cdot D \cdot H_0^2 \cdot i \cdot (2 + \mu) \cdot \eta \right]}, \quad (2)$$

где I – экваториальный момент инерции сечения витка, м⁴; H_0 – высота пружины в свободном состоянии, м; μ – коэффициент Пуассона; η – расчетный коэффициент, определяемый из выражения

$$\eta = \frac{(1 - 0,625 \cdot f / H_0)^2}{1 - 1,4341 \cdot f \cdot H_0 / D^2 + 0,88 \cdot (f / D)^2} + 0,331 \cdot (D / H_0)^2, \quad (3)$$

где f – статический прогиб пружины, м.

Для оценки возможности применимости выражения (2) был выполнен его численный анализ относительно различных номеров позиций витка пружины по ГОСТ 13769-86 при условии постоянной нагрузки, равной 25 кН. Полученные результаты сведены в табл. 1. Из анализа полученных данных видно, что у рассматриваемых пружин, практически с одинаковой вертикальной жесткостью, горизонтальная меняется в 13 раз, при этом ее значение может быть меньше вертикальной, что не соответствует результатам экспериментальных замеров.

Целью данной работы является получение новой аналитической зависимости для определения горизонтальной жесткости винтовой цилиндрической пружины с круглым сечением витка.

Изложение основного материала. Используя расчетную схему, приведенную на рис. 1, рассмотрим работу одного рабочего витка пружины, нагруженного вертикальной P_v и горизонтальной P_r силами, которые будут равны

$$P_B = mg \pm P_a, \quad (4)$$

$$P_T = \pm P_a, \quad (5)$$

где m – масса машины, приходящаяся на одну пружину, кг; g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; P_a – активная возмущающая сила, действующая по периодическому закону, Н.

Таблица 1

Результаты численного анализа

Параметр	Значение		
Номер позиции витка пружины по ГОСТ 13769-86	203	207	210
Диаметр проволоки d , мм	56	50	45
Средний диаметр витка D , мм	504	350	235
Индекс пружины $k = D/d$	9	7	5,22
Вертикальная жесткость витка C'_y , Н/мм	753,6	1430	3104
Число рабочих витков i	2	4	8
Полное число витков i_{Π}	3,5	5,5	9,5
Вертикальная жесткость пружины C_y , Н/мм	376,8	357,5	388
Статический прогиб пружины f , мм	39,05	41,16	37,92
Высота пружины в свободном состоянии H_0 , мм	248	334	485
Угол наклона витка к горизонту при статической деформации α , град.	2,765	3,16	3,89
Расчетный коэффициент η	2,2251	1,3669	1,7397
Горизонтальная жесткость пружины по C_x , Н/мм	610,2	250,6	45,6

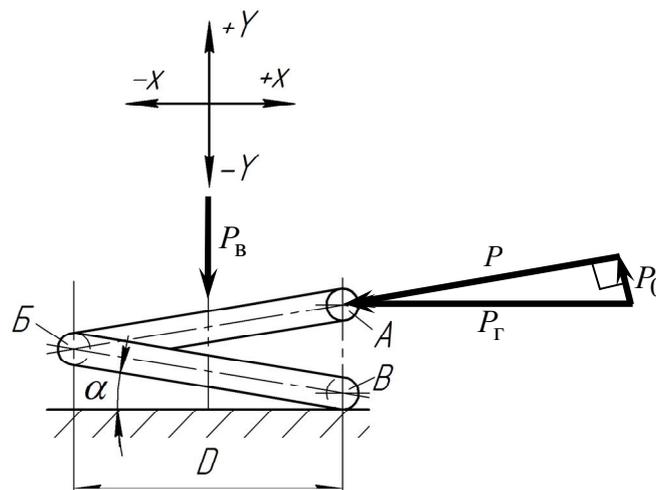


Рис. 1 – Расчетная схема витка

В результате этого верхняя опорная плоскость пружины совершает колебания по вертикали $\pm Y$ и горизонтали $\pm X$ (см. рис. 1).

По оси витка действует деформирующая сила

$$P = P_T \cdot \cos \alpha, \quad (6)$$

а перпендикулярно силе P в плоскости, проходящей через вертикальную ось витка и линию действия силы P_T , действует сила

$$P_0 = P_T \cdot \sin \alpha, \quad (7)$$

где α – угол наклона витка при статической деформации (под действием массы машины, приходящейся на одну пружину) к опорной плоскости.

Сила P_0 стремится повернуть сечение A против часовой стрелки относительно сечения B , но такая возможность, учитывая условия закрепления опорных торцов и то, что $P_0 < mg$, исключена. Верхняя опорная плоскость все время параллельна нижней, поэтому в дальнейшем силу P_0 , которая перпендикулярна силе, действующей вдоль оси витка, не учитываем, так как она не влияет на горизонтальную деформацию пружины. Сила P стремится сместить сечение A в сторону сечения B , а сечение B – удалить от опорного сечения B .

Определим горизонтальное перемещение верхнего торца пружины f_x под действием горизонтальной силы P_r , которая формирует действующую по оси витка силу P (см. рис. 2, а), связанные между собой зависимостью (6).

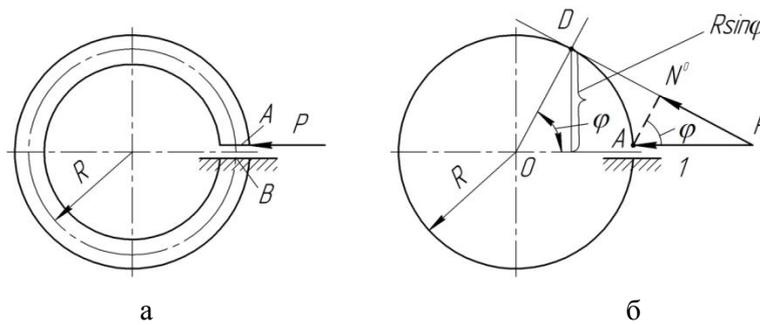


Рис. 2 – Виток пружины: а – в горизонтальной плоскости; б – расчетная схема

Из опыта проектирования и использования пружин в вибротехнике угол α не превышает 4° (см. табл. 1), поэтому будем считать, что виток расположен чисто в горизонтальной плоскости, тогда $\alpha = 0$.

Рассмотрим расчетную схему витка пружины, приведенную на рис. 2, б и определим перемещение f торца A по отношению к неподвижному торцу B в горизонтальной плоскости под действием силы P по алгоритму [7]

$$f = \int_s \frac{M \cdot M^0 dS}{E \cdot I} + \int_s \frac{N \cdot N^0 dS}{E \cdot F'} \quad (8)$$

где M – момент в текущем сечении витка (на рис. 2, б – сечение D) от силы P , Н·м; N – нормальное усилие в текущем сечении витка от силы P , Н; M^0 – момент в текущем сечении витка от единичной силы по линии действия силы P , Н·м; N^0 – нормальное усилие в текущем сечении витка от единичной силы по линии действия силы P , Н; F' – площадь поперечного сечения витка, м²; S – длина дуги AD .

Вычислим M , N , M^0 , N^0 и dS :

$$M = P \cdot R \cdot \sin \varphi; \quad (9)$$

$$N = -P \sin \varphi; \quad (10)$$

$$M^0 = R \sin \varphi; \quad (11)$$

$$N^0 = -\sin \varphi; \quad (12)$$

$$dS = R d\varphi. \quad (13)$$

Подставим приведенные значения в (8)

$$f = \int_0^{2\pi} \frac{P \cdot R^3 \cdot \sin^2 \varphi d\varphi}{E \cdot I} + \int_0^{2\pi} \frac{P \cdot R \cdot \sin^2 \varphi d\varphi}{E \cdot F'} = \left[\frac{P \cdot R^3}{E \cdot I} + \frac{P \cdot R}{E \cdot F'} \right] \int_0^{2\pi} \sin^2 \varphi d\varphi = \left[\frac{P \cdot R^3}{E \cdot I} + \frac{P \cdot R}{E \cdot F'} \right] \left[\frac{1}{2} \cdot \varphi - \frac{1}{4} \cdot \sin 2\varphi \right] \Big|_0^{2\pi} = \frac{\pi \cdot P \cdot R^3}{E \cdot I} \left[1 + \frac{I}{F' \cdot R^2} \right] = \frac{\pi \cdot P \cdot R^3}{E \cdot I} \left(1 + \frac{i_p^2}{R^2} \right), \quad (14)$$

где i_p – радиус инерции сечения витка, м.

Учитывая (6) и то, что f – деформация витка вдоль его продольной оси, горизонтальное перемещение опорного торца A может быть определено как

$$f_x = f \cdot \cos \alpha, \quad (15)$$

$$f_x = \frac{\pi \cdot P_\Gamma \cdot R^3 \cdot \cos^2 \alpha}{E \cdot I} \left[1 + \frac{i_p^2}{R^2} \right] = \frac{\pi \cdot P_\Gamma \cdot R \cdot \cos^2 \alpha \cdot (R^2 + i_p^2)}{E \cdot I}. \quad (16)$$

Тогда податливость витка по горизонтали будет

$$\lambda = \frac{\pi \cdot R \cdot \cos^2 \alpha \cdot (R^2 + i_p^2)}{E \cdot I}, \quad (17)$$

откуда жесткость витка в горизонтальной плоскости

$$C'_x = \frac{1}{\lambda} = \frac{E \cdot I}{\pi \cdot R \cdot \cos^2 \alpha (R^2 + i_p^2)}. \quad (18)$$

Проверим возможность смещения торца A по линии действия единичной силы $1(P)$, как показано на рис. 3.

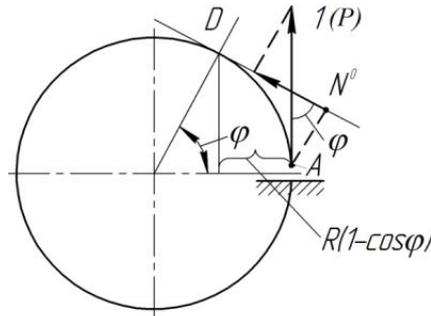


Рис. 3 – Нагружение витка пружины единичной силой, перпендикулярной линии действия силы P

Из рисунка видно, что

$$M^0 = -R \cdot (1 - \cos \varphi); \quad (19)$$

$$N^0 = -\cos \varphi. \quad (20)$$

Подставив (9), (10), (13), (19), (20) в (8), получим

$$\begin{aligned} f_\perp &= \frac{1}{E \cdot I} \int_0^{2\pi} -P \cdot R^3 \cdot \sin \varphi \cdot (1 - \cos \varphi) d\varphi + \frac{1}{E \cdot F'} \int_0^{2\pi} P \cdot R \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi d\varphi = \\ &= \frac{P \cdot R^3}{E \cdot I} \int_0^{2\pi} [-\sin \varphi + \sin \varphi \cdot \cos \varphi] d\varphi + \frac{P \cdot R}{E \cdot F'} \int_0^{2\pi} \sin \varphi \cdot \cos \varphi d\varphi = \\ &= \frac{P \cdot R^3}{E \cdot I} \left[\cos \varphi + \frac{1}{2} \cdot \sin^2 \varphi \right] \Big|_0^{2\pi} + \frac{P \cdot R}{E \cdot F'} \cdot \frac{1}{2} \cdot \sin^2 \varphi \Big|_0^{2\pi} = 0. \end{aligned} \quad (21)$$

Перемещение верхнего торца в направлении, перпендикулярном линии действия горизонтальной силы, отсутствует.

Применим полученный результат к винтовым цилиндрическим пружинам, изготовленным из стали круглого сечения. Тогда жесткость витка пружины в горизонтальной плоскости определится как

$$C'_x = \frac{E \cdot d}{2 \cdot k \cdot \cos^2 \alpha \cdot (4 \cdot k^2 + 1)}. \quad (22)$$

Учитывая, что вертикальная жесткость витка круглого сечения [1-3]

$$C'_y = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3}, \quad (23)$$

где G – модуль сдвига Н/м²

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)}, \quad (24)$$

то с учетом зависимостей (23, 24) зависимость (22) примет вид

$$C'_x = C'_y \frac{8 \cdot (1 + \mu) \cdot k^2}{\cos^2 \alpha \cdot (4 \cdot k^2 + 1)}. \quad (25)$$

Для того чтобы горизонтальная и вертикальная жесткости были равны, необходимо выполнение условия

$$\frac{8 \cdot (1 + \mu) \cdot k^2}{\cos^2 \alpha \cdot (4 \cdot k^2 + 1)} = 1. \quad (26)$$

Выполнение этого условия возможно только при $k < 1$, т. е. $D < d$ – пружин с таким индексом не существует, и горизонтальная жесткость всегда больше вертикальной — для пружин, у которых торцы всегда параллельны, и выполняется соотношение

$$\frac{H_0}{D} \leq 3. \quad (27)$$

Условие (27) – условие устойчивости пружины от выпучивания [4].

Проверим возможность изготовления винтовой цилиндрической пружины с витками прямоугольного сечения высотой h и шириной a , при $h > a$, обеспечивающей равенство горизонтальной и вертикальной жесткости.

Для прямоугольного сечения витка уравнение (18) примет вид

$$C''_x = \frac{2 \cdot E \cdot h}{\pi \cdot k_1 \cdot (3 \cdot k_1^2 + 1) \cdot \cos^2 \alpha}, \quad (28)$$

где k_1 – индекс витка пружины с прямоугольным сечением, $k_1 = D/a$.

Вертикальная жесткость витка прямоугольного сечения [4, 5]

$$C''_y = \frac{G \cdot a^4}{\Delta \cdot D^3}, \quad (29)$$

где Δ – коэффициент, который выбирается по таблице [4, 5] в зависимости от значения

$$\beta = \frac{h}{a}. \quad (30)$$

С учетом (24) уравнение (29) примет вид

$$C''_y = \frac{E \cdot a}{2 \cdot (1 + \mu) \cdot \Delta \cdot k_1^2}. \quad (31)$$

Приравняв (28) и (31), получим

$$\beta \cdot \Delta = \frac{\pi \cdot (3 \cdot k_1^2 + 1) \cdot \cos^2 \alpha}{4 \cdot (1 + \mu) \cdot k_1^2}. \quad (32)$$

Для равенства горизонтальной и вертикальной жесткостей необходимо выполнение условия (32). Минимальное значение левой части (32) по [4] при $\beta = 10$ составляет 2,52. Максимальное значение правой части (32) при $\alpha = 0$, $\mu = 0$ и минимально рекомендуемом $k_1 = 4$ не превышает

$$\frac{\pi \cdot (3 \cdot k_1^2 + 1)}{4 \cdot k_1^2} = 2,405. \quad (33)$$

Следовательно, изготовление винтовой цилиндрической пружины с равными вертикальной и горизонтальной жесткостями невозможно. Это объясняется тем, что при вертикальной

деформации витки пружины работают на срез, при этом величина деформации зависит от модуля G , а при горизонтальной деформации витки пружины работают на изгиб, и величина деформации зависит от модуля E .

Горизонтальные жесткости пружин $C_x = C'_x / i$ в соответствии с расчетной формулой (22) для параметров, представленных в табл. 1, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Значения горизонтальной жесткости пружины

Параметр	Значение		
Номер витка пружины	203	207	210
Горизонтальная жесткость, Н/мм	1007,5	954,7	1033,4

Из анализа полученных результатов видно, что отношение горизонтальной жесткости к вертикальной для всех трех пружин с параметрами, приведенными в таблице 1, близко к численному значению отношения

$$\frac{C_x}{C_y} = 2 \cdot (1 + \mu). \quad (34)$$

Численный анализ (22), (28) показал, что при $\alpha = 0$ погрешность не превышает 0,5%, поэтому для практического применения определять горизонтальную жесткость цилиндрических витков круглого и прямоугольного сечения можно из следующих зависимостей, соответственно:

$$C'_x = \frac{E \cdot d}{2 \cdot k \cdot (4 \cdot k^2 + 1)}. \quad (35)$$

$$C''_x = \frac{2 \cdot E \cdot h}{\pi \cdot k_1 \cdot (3 \cdot k_1^2 + 1)}. \quad (36)$$

Выводы

В результате анализа существующих формул для определения горизонтальной жесткости винтовых цилиндрических пружин установлено, что они дают некорректные результаты и приводят к существенным ошибкам при выборе виброизолирующих опор вибрационных машин. Для устранения существующих недостатков были получены новые аналитические зависимости по определению горизонтальной жесткости винтовых цилиндрических пружин с витками круглого и прямоугольного сечения. Анализ полученных зависимостей показал, что изготовить винтовую цилиндрическую пружину с равной горизонтальной и вертикальной жесткостями невозможно. Перспективным представляется применение упругих элементов, работающих в вертикальной плоскости на сдвиг, или изготовление комбинированных амортизаторов из различных материалов, обеспечивающих равенство жесткостей.

Список использованных источников:

1. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов / Л.А. Вайсберг. – М. : Недра. – 1986. – 144 с.
2. Analysis of dynamic stiffness effect of primary suspension helical springs on railway vehicle vibration / W. Sun, D.J. Thompson, J. Zhou, D. Gong // Journal of Physics. – 2016. – № 744. – Pp. 1-8. – Mode of access : [DOI:10.1088/1742-6596/744/1/012149](https://doi.org/10.1088/1742-6596/744/1/012149).
3. Dym C.L. Consistent derivations of spring rates for helical springs / Dym C.L. // Journal of Mechanical Design. – 2009. – Vol. 131. – Pp. 1-5. – Mode of access : [DOI: 10.1115/1.3125888](https://doi.org/10.1115/1.3125888).
4. Пономарев С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева. – М. : Машиностроение. – 1980. – 326 с.
5. Курендаш Р.С. Конструирование пружин / Р.С. Курендаш. – К. : Машгиз. – 1958. – 109 с.
6. Вибрационные процессы и машины / Г.Г. Азбель [и др.]; под ред. Э.Э. Лавендела. – М. : Машиностроение, 1981. – 509 с. – (Вибрации в технике : справочник : в 6-ти т.; Т. 4).
7. Беляев Н.М. Соппротивление материалов / Н.М. Беляев. – М. : Наука. – 1965. – 856 с.

References:

1. Vaysberg L.A. *Proektirovanie i raschet vibratsionnykh grokhotov* [Engineering design and calculation of vibrating screens]. Moscow, Nedra Publ., 1986. 144 p. (Rus.)
2. Sun W., Thompson D.J., Zhou J., Gong D. Analysis of dynamic stiffness effect of primary suspension helical springs on railway vehicle vibration. *Journal of Physics*, 2016, no.744, pp. 1-8. doi: 10.1088/1742-6596/744/1/012149.
3. Dym C.L. Consistent derivations of spring rates for helical springs. *Journal of Mechanical Design*, 2009, vol. 131, pp. 1-5. doi: 10.1115/1.3125888.
4. Ponomarev S.D., Andreeva L.E. *Raschet uprugikh elementov mashin i priborov* [Calculation of elastic elements of machines and indicators]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 326 p. (Rus.)
5. Kurendash R.S. *Konstruirovaniye pruzhin* [Design engineering of springs]. Kiev, Mashgiz Publ., 1958. 109 p. (Rus.)
6. Azbel' G.G. *Vibratsii v tekhnike. Tom 4: Vibratsionnye protsessy i mashiny* [Vibrations in the equipment. Vol. 4: Vibration processes and machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 509 p. (Rus.)
7. Belyaev N.M. *Soprotivleniye materialov* [Structural resistance]. Moscow, Nauka Publ., 1965. 856 p. (Rus.)

Рецензент: А.Д. Учитель
д-р техн. наук, проф., КМИ НМетАУ

Статья поступила 23.10.2017

УДК 621.643.053

© Мазур С.В.¹, Стрілець В.М.², Стрілець О.Р.³, Степанюк А.А.⁴

**РУХ РІДИНИ ПО КАНАВЦІ У ВИГЛЯДІ СПРАЛІ АРХІМЕДА
ОБЕРТОВОГО КІЛЬЦЯ ТОРЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ПІДВИЩЕНОЇ
ГЕРМЕТИЧНОСТІ**

Описана будова торцевого ущільнення підвищеної герметичності з канавкою на торці обертового кільця у вигляді спіралі Архімеда і принцип його роботи. Розглянутий рух рідини, яка хоче проникнути через стик обертового та необертового кільця торцевого ущільнення із герметичної камери назовні, і повернення її назад у герметичну камеру. На основі аналітичних і графічних залежностей, отриманих за допомогою комп'ютерного моделювання, зроблений висновок про умови роботоздатності запропонованого торцевого ущільнення.

Ключові слова: торцеве ущільнення, підвищена герметичність, спіраль Архімеда, канавка, рух рідини, обертове кільце.

Мазур С.В., Стрілець В.М., Стрілець О.Р., Степанюк А.А. Движение жидкости по канавке в виде спирали Архимеда вращающегося кольца торцевого уплотнения повышенной герметичности. *Описано строение торцевого уплотнения повышенной герметичности с канавкой на торце вращающегося кольца в виде спирали Архимеда и принцип его работы. Рассмотрено движение жидкости, которая*

¹ студент, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, mazur01_m15@nuwm.edu.ua

² канд. техн. наук, доцент, професор, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, v.m.strilets@nuwm.edu.ua

³ канд. техн. наук, доцент, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, ua_oleg@hotmail.com

⁴ канд. техн. наук, асистент, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, a.a.stepaniuk@nuwm.edu.ua