

деформованого стану масиву при формуванні відкритих гірничих виробок і штучних підземних споруд»: Звіт з НДР, 0114U003776с. – Кривий Ріг : ДВНЗ «КНУ»–«НГУ», 2015. – 117 с.

13. **Хартман К.** Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов / К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др. – М. : Недра, 1977. – 552 с.

14. **Чаповский Е.Г.** Лабораторные работы по грунтоведению и механике грунтов / Е.Г. Чаповский. – Изд. 4-е. – М. : Недра, 1975. – 304 с.

Рукопис подано до редакції 18.04.2018

УДК 622.23.

А.С. ГРОМАДСКИЙ, д-р техн. наук, проф., В.А. ГРОМАДСКИЙ, канд. техн. наук, доц., Вик.А. ГРОМАДСКИЙ, канд. техн. наук, ст. преподаватель, Ю.И. ЧУМАК, ст. преподаватель Криворожский национальный университет

## ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ОБОРОТОВ БУРОВЫХ СТАВОВ СТАНКОВ ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ

**Цель** – повышение производительности бурения станка шарошечного бурения за счет обоснования рациональных эксплуатационных параметров вращения бурового става.

**Методы исследования.** В работе использован комплекс методов научных исследований, включающий теорию подобия и анализа размерностей – при разработке модели станка шарошечного бурения, теорию скейлинга или масштабную инвариантность – при разработке устройства с накладными скользящими полумуфтами и действующей модели бурового станка, теорию спектрального анализа колебаний бурового става – при теоретическом описании поперечных колебаний, метода суперпозиции – при решении дифференциальных уравнений.

**Научная новизна** полученных результатов заключается в том, что:

впервые установлена зависимость появления флаттера бурового инструмента вследствие совпадения частоты его вращения с собственной частотой поперечных колебаний бурового става;

впервые установлены путем математического моделирования нелинейные безразмерные зависимости частот и амплитуд поперечных собственных колебаний бурового става как от параметров вращения става, так и от внешних возмущений.

**Практическое значение.** Выполнен теоретический анализ эффективности амортизаторов изгибных колебаний – НСП, установлено, что они позволяют значительно (в 6 раз) уменьшить поперечные колебания бурового става до 26 мм, однако не исключают появление флаттера бурового инструмента, поэтому обоснован выбор более эффективной системы виброгашения с накладными скользящими полумуфтами (НСП).

Разработана система гашения поперечных колебаний с НСП, эффективность которой проверена расчетами и смоделирована с помощью SolidWorks.

Разработана действующая модель станка шарошечного бурения, которая позволяет производителю станков шарошечного бурения ООО «Завод буровой техники «ДСД» выбирать рациональные параметры систем гашения поперечных колебаний буровых ставов без флаттера бурового инструмента, разработан эскизный проект и рабочая документация действующей модели, изготовление которой начато на ООО «Завод буровой техники «ДСД», г. Кривой Рог.

Разработанные рабочие чертежи действующей модели внедрены в проект на ООО «Завод буровой техники ДСД». Ожидаемый экономический эффект от внедрения действующей модели составляет 150 тыс. грн.

**Результаты.** Разработана система гашения поперечных колебаний бурового става с амортизаторами изгибных колебаний (НСП), которая снижает вибрацию бурового става в 7,4 раза и исключает флаттер бурового инструмента.

**Ключевые слова.** Станки шарошечного бурения, рациональные параметры оборотов бурового става, система гашения вибрации.

doi: 10.31721/2306-5451-2018-1-47-102-112

**Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.** Обоснована актуальность статьи, её связь с научными программами, планами, темами, сформулированы цель и задачи исследования, научная новизна и практическая значимость работы, подтверждена достоверность и обоснованность полученных результатов.

**Анализ исследований и публикаций.** Проанализированы причины возникновения и характер колебательных процессов при эксплуатации бурового оборудования. По мнению В.И. Артыма и Е.И. Крижановского проблема повышения эксплуатационной надежности трубных и штанговых колонн для бурения взрывных скважин неразрывно связана с достоверной оценкой их нагрузок. Особенностью работы элементов трубных и штанговых колонн является

чрезвычайно интенсивный и пиковый характер нагрузок. Он зависит, в первую очередь, от не стационарности и сложного полигармонического состава при вращении буровых ставов. А.С. Бешта впервые для станков шарошечного бурения приводит математическую модель продольных и крутильных колебаний буровой штанги, а также зависимости низших частот собственных продольных и крутильных колебаний от длины буровой колонны. В.В. Симонов, Е.К. Юнин и А.Е. Сароян сходятся во мнении на основе проведенных испытаний, что падающая моментная характеристика долота при увеличении угловой скорости его вращения является причиной крутильных и продольных колебаний. В работе В.С. Хилова приведена расчетная схема и определены низшие собственные частоты поперечных колебаний буровой штанги –  $\omega=61-59$  1/с для различных осевых усилий подачи  $R$  в диапазоне 50–350 кН. Проведен анализ методов и средств снижения колебаний бурового става, рамы и кабины машиниста станка шарошечного бурения.

**Постановка задачи.** Предложить конструкцию и обосновать рациональные параметры оборотов бурового става станка для различных режимов бурения.

**Изложение материала и результаты.** В статье рассмотрена линейная динамика вращения буровых ставов, выбраны рациональные режимы бурения и энергозатрат при работе станков шарошечного бурения типоразмера СБШ-250.

При исследовании устойчивости бурового става под действием Эйлеровой силы для того, чтобы рассчитывать сжатые стержни на устойчивость, необходимо определить критические нагрузки  $P_{кр}$  [11]. Критическая сила сжатого стержня определяется по формуле Эйлера

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{(\mu l)^2}, \quad (1)$$

где  $E$  – модуль упругости материала стержня, Па;  $J_{min}$  – момент инерции сечения стержня, м<sup>4</sup>;  $l$  – длина стержня, м;  $\mu$  – коэффициент, учитывающий условия закрепления концов бурового става.

Из приведенных в табл. 1 данных видно, что проблем с потерей устойчивости става по критической силе для буровых штанг не существует, т.к. все расчетные критические силы для буровых штанг меньше верхнего предела усилия подачи – 350 кН и не только для тяжелых, но и более легких  $\varnothing 180 \text{ мм} \times S_{стенки} = 35 \text{ мм}$ .

Таблица 1

Размеры штанг ( $\varnothing_{нар.} \times S_{стенки}$ ), мм	Расчетная критическая Эйлера сила $F_{кр}$		
	$P_{кр2}$ , кН		
	При расчете коэффициент, учитывающий закрепление концов става принят $\mu=1$		
	длина бурового става $l$ , м		
	8	16	24*
215×51,5	7811,236	1952,810	867,916
203×50	6257,325	1564,330	695,261
203×38	5674,882	1418,719	630,542
203×28	4858,778	1214,690	539,862
203×22	4179,305	1044,820	464,370
200×50	5919,404	1479,847	657,709
200×36	5254,709	1313,679	583,857
200×25	4316,232	1079,059	479,581
180×35	3564,862	891,217	396,099

Примечание: максимальная глубина бурения станками СБШ-250 в Кривбассе

Устойчивость бурового става при учете совместного действия Эйлеровой и динамической центробежной сил нестабильна. При вращении изогнутого стержня возникает центробежная сила, которая вызывает дополнительный изгиб. Это приводит к увеличению эквивалентной критической силы  $P_{\Sigma}$ , которую можно рассчитать по формуле

$$P_{\Sigma} = P_0 + \left( 0,076 \cdot \frac{q}{g} \omega^2 l^2 \right), \quad (2)$$

где  $P_0$  – осевая сжимающая сила (осевая нагрузка), Н;  $0,076 \cdot q/g \cdot \omega^2 l^2$  – динамическая составляющая, учитывающая изгиб бурового става, Н;  $q$  – приведенная масса (собственная массовая интенсивность), кг/пог. м става;  $g$  – ускорение свободного падения, 9,81, м/с<sup>2</sup>;  $\omega$  – угловая скорость вращения бурового става, рад/с;  $l$  – длина бурового става, м.

Уравнение (2) решено графическим способом с помощью программы Mathcad, в результате построены графики, рис. 1, зависимостей эквивалентной критической силы  $P_{\Sigma}$  и Эйлеровой силы  $P_{кр}$  от длины бурового става.

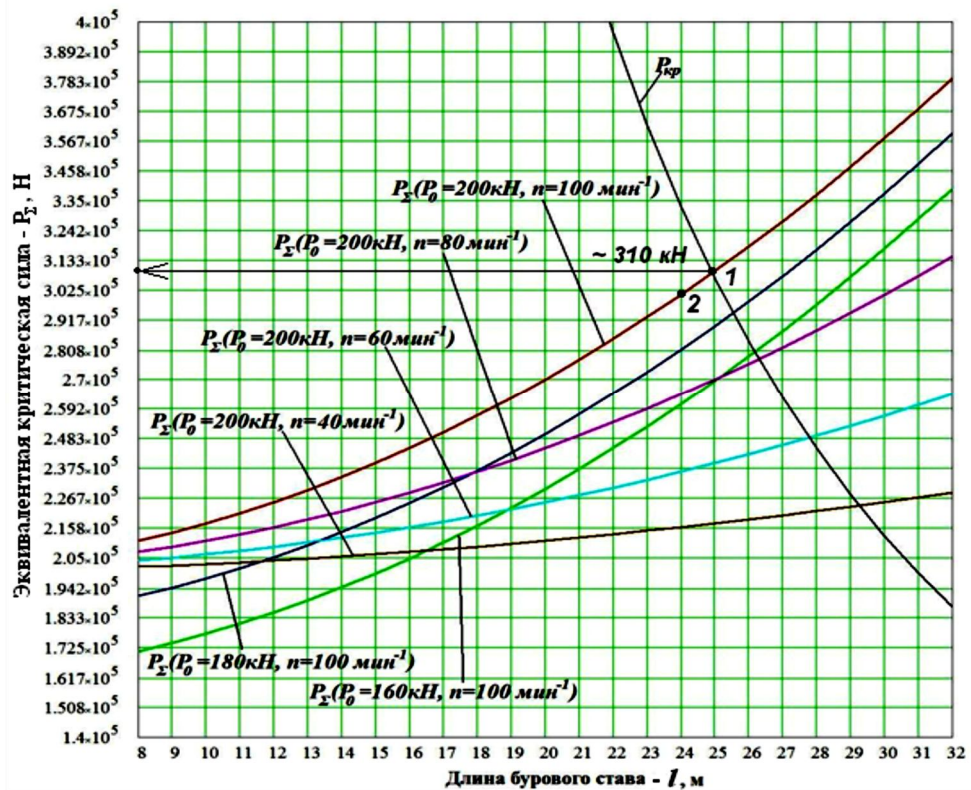


Рис. 1. Результаты расчета эквивалентной критической силы  $P_{\Sigma}$  по формуле (2)

Однако, при бурении двумя тяжелыми штангами длиной 16 м часто возникают режимы бурения с возникновением резонанса бурового става – явление, которое мы назвали флаттером бурового инструмента [9, 10, 12]. Нами установлено, что флаттер бурового инструмента развивается в два этапа. Первый – совпадение первой моды собственных колебаний буровой штанги с частотой вращения бурового инструмента. При этом в зависимости от содержимого скважины (сухая породная мелочь – шлам или пульпа различной плотности выдуваемые сжатым воздухом) постепенно или резко увеличиваются амплитуды поперечных резонансных колебаний буровой штанги до тех пор, пока их величина не превысит зазор между наружной поверхностью штанги и стенкой скважины. В этот момент наступает второй – основной этап развития флаттера. Штанги с большой силой в виброударном режиме скоблят по стенке скважины. Одновременно возбуждаются все моды собственных колебаний, наступает полигармонический резонанс и флаттер бурового инструмента.

Исследование вибрации бурового става при появлении флаттера бурового инструмента выполнено на буровых ставах длиной 8, 16 и 24 м. Установлено, что при бурении одной 8-ми метровой штангой флаттер не возникает, поскольку резонанс на первой моде может возникнуть на частоте 7,5 Гц, т.е. при числе оборотов  $450 \text{ мин}^{-1}$ . Для станков шарошечного бурения, применяемых в Кривбассе, такой режим невозможен, т.к. максимальное число оборотов на станках СБШ-250 –  $150 \text{ мин}^{-1}$ .

При бурении буровыми ставами длиной 16 м (двумя 8-ми метровыми штангами) флаттер возникает рис. 2 на резонансной частоте 1-й моды – 1,78 Гц со всеми его разрушительными последствиями. При бурении буровыми ставами 24 м – тремя 8-ми метровыми штангами флаттер возникает на резонансной частоте 0,8 Гц, т.е. при частоте оборотов  $50 \text{ мин}^{-1}$ . Он бурильщикам неизвестен, т.к. это нерабочий режим бурения.

Результаты наших исследований проверены экспериментально на буровом станке УСБШ-250А № 87 карьера Ингулецкого горно-обогатительного комбината.

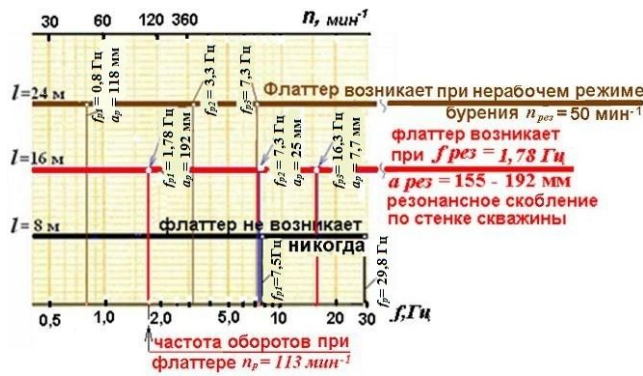


Рис. 2. Флаттер бурового инструмента на буровых ставах различной длины

где  $y=y(x,t)$ - поперечное перемещение бурильной штанги;  $E$  - модуль упругости материала штанги,  $\text{Н/м}^2$ ;  $J$  - момент инерции поперечного сечения штанги,  $\text{м}^4$ ;  $m$  - интенсивность массы штанги,  $\text{кг/м}$ ;  $R$  - усилие подачи штанги,  $\text{Н}$ .

В результате решения уравнения (3) с соответствующими граничными и начальными условиями для параметров реальной буровой штанги получена безразмерная формула для циклической частоты поперечных колебаний бурового става

$$f_n = 482,239 \cdot \frac{n^2}{l^2} \sqrt{1 - 1,042 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{n^2}{l^2}} \rightarrow n = (1, 2, \dots), \quad (4)$$

где  $n$  – порядковый номер частотной моды колебаний бурового става;  $l$  – длина става.

Для определения амплитуд колебаний бурового става буровая штанга моделируется как полой стержень круглого сечения, оба конца которого шарнирно опираются, что представляется в виде неоднородного дифференциального уравнения в частных производных

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + R \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = P, \quad (5)$$

где  $P=P(x,t)$  - внешнее воздействие на штангу, отнесенное к единице длины,  $\text{Н/м}$ .

Предполагая, что внешнее воздействие на штангу происходит из-за ее вибрации, которая связана со смещением оси вращения, решение дифференциального уравнения (5) при нулевых начальных и граничных условиях позволяет выписать формулу для первой гармоники в безразмерном виде и представляется как

$$\hat{y}_1 = \varepsilon^2 \frac{\sin(\varepsilon \cdot \theta) - \sin \theta}{\varepsilon^2 - 1} \sin(\pi \xi), \quad (6)$$

где  $\hat{y}_1 = \pi y_1 / 4 y_0$  - безразмерная амплитуда,  $\varepsilon = \omega / \omega_1$  – параметр частотной отстройки от резонанса,  $\omega$  - угловая частота вибраций,  $y_0$  - амплитуда вибраций,  $\omega_1$  угловая частота первой гармоники,  $\theta = \omega_1 t$  – безразмерное время,  $\xi = x/l$  – безразмерная точка, расположенная на штанге, для которой рассчитывается амплитуда.

На рис.3 представлены результаты расчета по формуле (6) в зависимости от безразмерного времени  $\theta$ .



Рис.3. Зависимость колебаний первой гармоники штанги от параметра времени  $\theta$ : при 1 –  $\varepsilon=0,8$ ; 2 –  $\varepsilon=0,9$ ; 3 –  $\varepsilon=0,99$

В качестве параметра была выбрана величина  $\varepsilon$ , которая характеризует близость круговой частоты вращения буровой штанги к круговой частоте первой гармоники. При расчете было взято  $\xi=0,5$ , то есть расчетная точка, расположена посередине

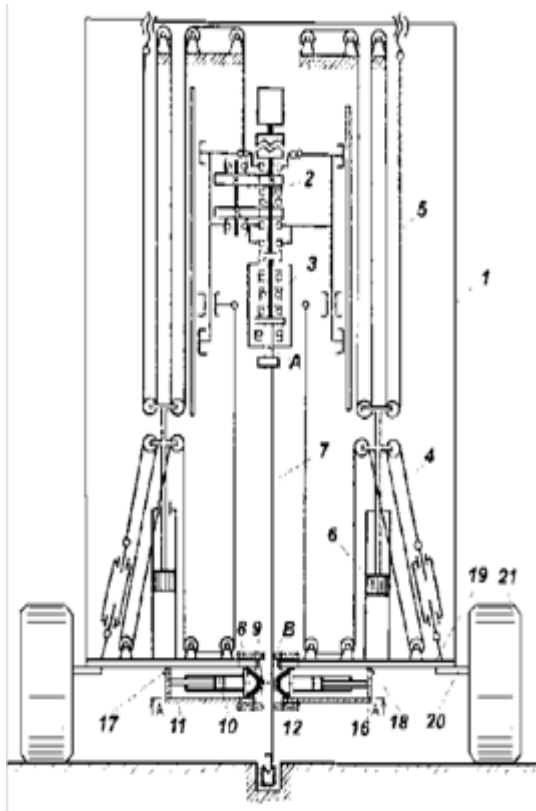
штанги [1, 6].

Из рис. 3 видно, что при приближении частоты возбуждения к резонансу  $\varepsilon=0,99$  резко возрастает амплитуда колебаний штанги, принимая нарастающий характер (кривая 3).

Анализируя графики видно, что точка 1 пересечения кривой  $P_{кр}$  с  $P_{\Sigma} \approx 310$  кН характеризует режим потери изгибной устойчивости бурового става длиной  $l=25$  м. Но ставами такой длины в Кривбассе не бурят, поэтому проблем с потерей устойчивости нет [1, 4, 8].

Если к буровому ставу прижать упругодемпфирующие элементы, то они будут поглощать энергию его колебаний, рассеивать в виде тепла в окружающем пространстве, снижая амплитуды колебаний. Назовем эти упругодемпфирующие элементы амортизаторами изгибных колебаний (НСП) [13, 14] (патенты Украины № 67285 и №102287).

В статье также рассмотрены теоретические возможности эффективности применения данного метода снижения динамических нагрузок бурового станка [1, 2].



**Рис. 4.** Схема бурового станка с НСП: 1 – мачта; 2 – редуктор; 3 – опорный узел; 4 – механизм подачи; 5 – канат подъема; 6 – гидроцилиндр напора; 7 – буровой став; 8 – НСП; 9 – зазор; 10 – гидроцилиндр; 11 – корпус устройства; 12 – фартук от попадания шлама; 16, 17 – стойки; 18 – основа мачты; 19 – рама станка; 20 – ось механизма передвижения; 21 – гусеница

На рис. 4 изображена схема станка шарошечного бурения с НСП, а на рис. 5 – схема установки НСП на буровом ставе.

С целью определения максимальной эффективности гашения поперечной вибрации буровой штанги выполнен выбор рациональных параметров НСП.

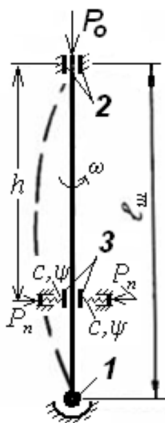
При исследовании функционирования бурового става принимается, что НСП контактирует с буровым ставом через катки 3 без трения (на рис. 5 катки 3 условно показаны в виде втулки). Принимаем, что верхний конец бурового става связан с вращателем через втулку 2 по скользящей посадке без трения, а нижний конец 1 – долото в виде шаровой пяты, также без учета трения.

Рациональные значения параметров НСП можно получить путем минимизации соответствующего функционала, который состоит из двух составляющих. Первая составляющая определяет первую моду, связанную с действием центробежных сил инерции, вторая составляющая определяет моду, которая вызвана угловой скоростью вращения става и смещением его оси вращения

$$y_1(x_p, t) = y_1^{(1)}(x_p, t) + y_1^{(4)}(x_p, t) \text{ при } t_0 \leq t \leq T, \quad (7)$$

где  $t_0$  – время окончания переходного процесса работы бурового става, сек;  $T - t_0$  – время, за которое оценивается вибрация бурового става, сек;  $x_p$  – точка, в которой оценивается вибра-

ция бурового става, м.



**Рис. 5.** Схема установки НСП на буровом ставе: 1 – долото; 2 – шпindelь вращателя; 3 – катки

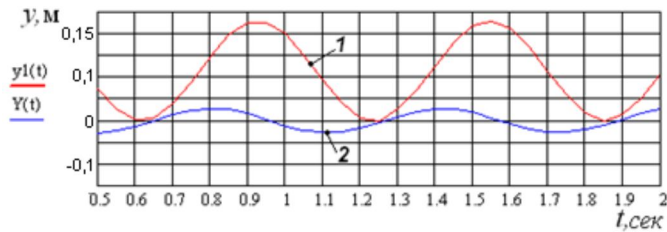
Решением рассматриваемой задачи является минимизация абсолютной величины максимума поперечной вибрации, которая реализована с помощью программы Mathcad с использованием функции *Miner*

$$F(P_n, x_0, C, \xi, \hat{y}) \rightarrow \min_{P_n, x_0, C, \xi, \hat{y}} \left( \max_{t_0 \leq t \leq T} |y_1(t)| \right). \quad (8)$$

В результате минимизации (8) были получены следующие рациональные параметры системы самортизаторами изгибных колебаний, Нс/м

$$P_n = 3255 \text{ Н}, h = 8 \text{ м}, C = 250 \text{ кН}, \psi = 5000.$$

В результате расчетов с оптимальными параметрами по формуле (6) получены графики амплитуд поперечных колебаний, рис. 6.

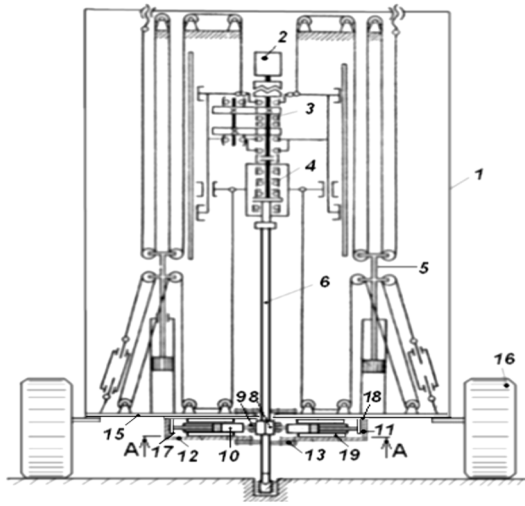


**Рис. 6.** Графіки вібрацій бурового става: 1 – без НСП; 2 – з НСП

Из рис. 6 видно, что вибрация бурового става значительно уменьшится – в 6 раз. Однако система НСП сложна по конструкции, при этом амплитуда поперечных колебаний става равна 26 мм.

Она в 1,8 раза превышает зазор между стенками скважины и штангой, это значит, что режим резонансного виброударного скобления штанги о стенку скважины не исключен.

С использованием теории скейлинга вместо НСП разработана новая система с накладными скользящими полумуфтами (НСП, рис. 8) повышенной эффективности виброгашения, патент Украины №98420 (на рис. 7, 9–11 позиции на них аналогичны).

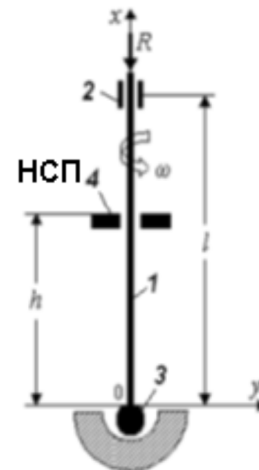


**Рис. 7.** Схема установки устройства НСП 8 на станке СБШ-250: поз 1 – 19 аналогичны рис. 4; 8 – НСП; 9 – толкатель; 10 – гидроцилиндр

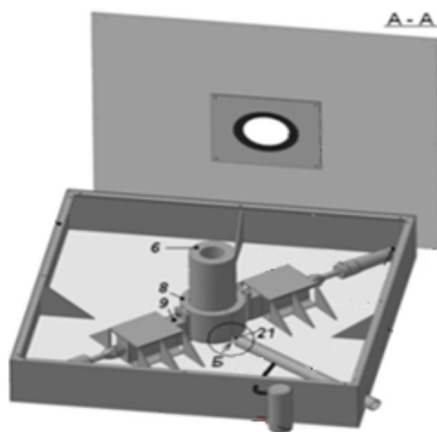
Для определения эффективности НСП рассмотрим теоретические предпосылки этого способа гашения вибрации. Математическая модель, описывающая вынужденные поперечные колебания такой буровой штанги в виде неоднородного дифференциального уравнения в частных производных представляется в формуле (5).

В результате решения уравнения (9) получена формула для расчета амплитуды первой гармоники поперечных колебаний

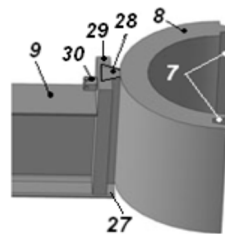
$$y_{1,1}(x, t) = \mu(h)\omega^2 \frac{d_1^2 + d_1d_2 + d_2^2}{3(d_1 + d_2)} \frac{1}{\omega_{1,1}^2} \hat{X}_{1,1}(x) \int_0^h \hat{X}_{1,1}(\xi) d\xi \cdot (1 - \cos \omega_{1,1}t) \quad 0 \leq x \leq h. \quad (9)$$



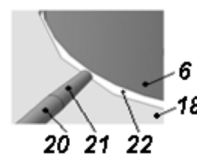
**Рис. 8.** Схема буровой штанги: 1 – буровой став; 2 – втулка шпинделя вращателя; 3 – долото; 4 – накладные скользящие полумуфты (НСП)



**Рис. 9.** Сечение по А-А, рис. 7 (повернуто на 180°): 6 – буровой став, 8 – НСП, 9 – толкатель, 21 – сопло эжектора



**Рис. 10.** Соединение НСП с толкателем 9: 7, 8 – левая полумуфта, 27 – полка-упор, 28 – «ласточкин хвост», 29 – направляющая «ласточкина хвоста», 30 – болт – стяжка



**Рис. 11.** Вид по стрелке Б, рис. 9 (увеличено): 6 – буровой став; 18 – НСП; 20 – эжектор; 21 – сопло; 22 – гарантированный зазор

Согласно экспериментальным данным в расчетную формулу введен поправочный коэффициент (табл. 2), определяющий зависимость амплитуд резонансных колебаний от расстояния до нижнего конца бурового става  $h$

$$\mu(h) = -62,2386 + 17,2295h + 1,52784h^2 + 0,04375h^3. \quad (10)$$

Таблица 2

Результаты расчетов частот и амплитуд поперечных колебаний штанги для первой гармоники при разных расположениях дополнительной скользящей опоры с поправочными коэффициентами

$l, \text{ м}$	Длина бурового става, $l=16 \text{ м}$			
$l-h, \text{ м}$	0	1	4	8
$\omega, \text{ рад/сек.}$	11,83	12,6	12,6	12,6
$\omega_1, \text{ рад/сек.}$	17,27	19,8	31,67	72,76
$f_1, \text{ Гц}$	2,748	3,15	5,04	11,58
$A, \text{ м}$	0,103	0,078	0,035	0,0065

более простую по конструкции систему гашения поперечной вибрации бурового става, которая исключает флаттер бурового инструмента рис. 13.

В статье также описан способ ликвидации флаттера бурового инструмента за счет выбора рациональных параметров вращения бурового става [1–10, 12]. Расчетным путем выбираются параметры вращения бурового става, при которых флаттер бурового инструмента не возникает. При этом снижаются энергозатраты, а скорость бурения возрастает. На рис. 14 показано, что при числе оборотов  $130 \text{ мин}^{-1}$  в зарезонансном режиме потребление энергии снижается на 7%. При этом скорость бурения возрастает на 15,5% – патенты Украины №93458 и №107309 [1, 7, 15]. В данном режиме работы инструмента и повышающая скорость бурения при снижении энергозатрат.

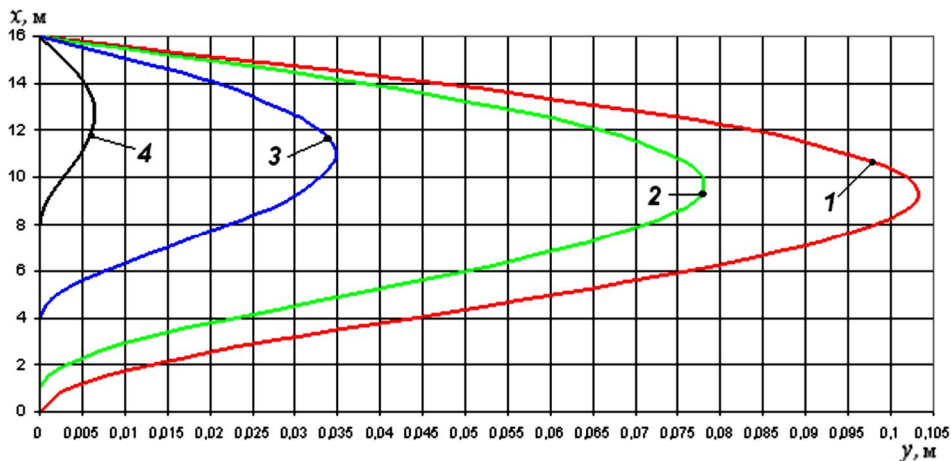


Рис. 12. Эпюры линейной динамики поперечных резонансных колебаний бурового става рассчитанные с поправочным коэффициентом, где (1 -  $l-h=0 \text{ м}$ , 2 -  $l-h=1 \text{ м}$ , 3 -  $l-h=4 \text{ м}$ , 4 -  $l-h=8 \text{ м}$ ,  $l-h$  - расстояние до верхнего конца штанги, м)

Таким образом, установлена частота вращения бурового става, ликвидирующая флаттер.

В статье также выполнено физическое моделирование станка шарошечного бурения. Пользуясь критериями подобия при моделировании колебаний элементов станка, разработана действующая модель бурового станка.

Принимая во внимание, что физическая модель имитирует колебания бурового става как прототипа, должны соблюдаться геометрические и кинематические условия подобия. То есть форма модели должна быть подобной форме прототипа, а направления векторов скоростей должны быть одинаковы для модели и прототипа.

$$\Pi = l - \Pi_1 \quad (11)$$

Тогда синтезированная математическая модель для первой гармоники принимает вид

$$f_1^2 = \frac{\pi^2}{4l^2} \frac{EJ}{m} \left( 1 - \frac{l^2}{\pi^2} \frac{R}{EJ} \right). \quad (12)$$

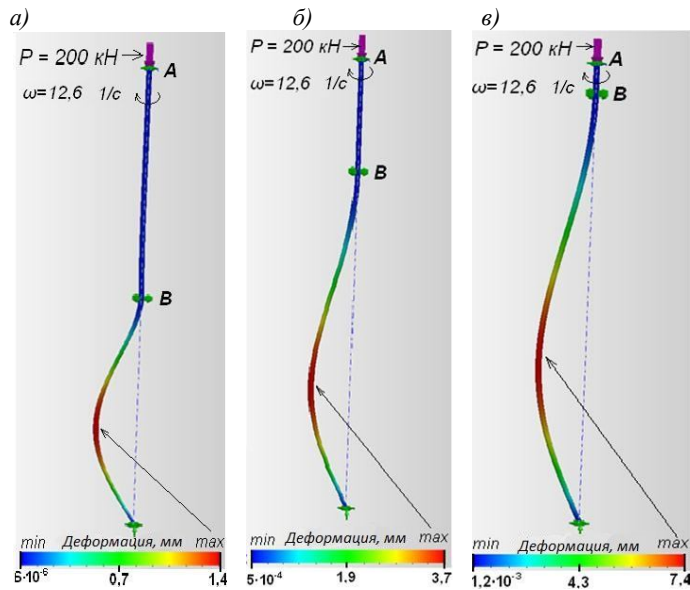


Рис. 13. Результаты исследования влияния места установки НСП на буровом стае с 2-мя штангами по  $l_{ш} = 8$  м, общая длина  $L = 16$  м,  $\varnothing 219$ , толщина стенки штанги  $\delta = 51,5$  мм: а –  $AB = 8$  м; б –  $AB = 4$  м; в –  $AB = 1$  м

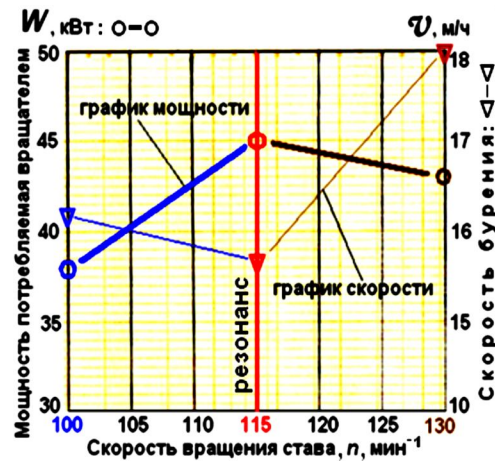


Рис. 14. Зависимость скорости бурения и энергозатрат при различных режимах вращения бурового станка флаттер бурового инструмента не возникает

Если ввести обозначения для безразмерных параметров то формула (11) примет вид

$$\Pi = \frac{4l^4 f_1^2 m}{\pi^2 n^4 EJ}, \quad \Pi_1 = \frac{l^2 R}{\pi^2 EJ}.$$

Условием физического подобия, должно быть равенство  $\Pi_1^M = \Pi_1^P$ ,

$$\frac{(l^M)^2 R^M}{EJ^M} = \frac{(l^P)^2 R^P}{EJ^P}. \tag{13}$$

Принимая во внимание, что

$$J = \frac{\pi}{64} (d_2^4 - d_1^4), \quad m = \frac{\pi}{4} \rho (d_2^4 - d_1^4), \tag{14}$$

где  $d_1, d_2$  - внутренний и внешний диаметры штанги бурового става, м,  $\rho$  - плотность материала штанги бурового става, кг/м<sup>3</sup>.

Равенство (13) с учетом (14) можно записать в виде

$$\frac{64(f_1^M)^2 (l_1^M)^4 \rho^M}{E^M ((d_1^M)^2 + (d_2^M)^2)} = 1 - \frac{64(l_1^P)^2 R^P}{\pi^3 E \rho ((d_1^P)^2 + (d_2^P)^2)}. \tag{15}$$

Формула позволяет смоделировать амплитуду колебаний первой гармоники

$$y_1(x, t) = \frac{4}{3\pi} f^2 \frac{d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2}{d_1 + d_2} \cdot \frac{1}{f_1^2} \sin\left(\pi \frac{x}{l}\right) (1 - \cos 2\pi f_1 t). \tag{16}$$

Амплитуда первой гармоники, согласно (17), запишется в виде

$$A_1 = \frac{4}{3\pi} f^2 \frac{d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2}{d_1 + d_2} \cdot \frac{f^2}{f_1^2}. \tag{17}$$

Применение теории подобия и анализа размерностей к формуле (17) приводит к соотношению, выраженному в безразмерном виде

$$\Pi_A = \Pi_2 (1 - \Pi_1), \tag{18}$$

где

$$\Pi_A = \frac{4}{3\pi} \frac{d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2}{d_1 + d_2} \cdot \frac{1}{A_1}, \quad \Pi_2 = \frac{\pi^2 E}{4l^4 f_1^2 m} \frac{1}{f^2}.$$

Формула (18) дает возможность, пользуясь условием физического подобия, записать



$$\Pi_2^M = \Pi_2^P, \quad \Pi_2^A = \Pi_2^P. \quad (19)$$

Переходя к принятым обозначениям, получаем согласно (19)

$$\frac{1}{(l^M)^4} \frac{E^M \left( (d_1^M)^2 + (d_2^M)^2 \right)}{(f^M)^2} = \frac{1}{(l^P)^4} \frac{E^P \left( (d_1^P)^2 + (d_2^P)^2 \right)}{(f^P)^2}. \quad (20)$$

Аналогично, для второго условия (20)

$$\frac{d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2}{d_1 + d_2} \cdot \frac{1}{A_1} = \frac{3\pi^3}{128(l^P)^2} \left[ 1 - \frac{32(l_1^P)^2 R^P}{3\pi^3 E^P \rho^P \left( (d_2^P)^2 - (d_1^P)^2 \right)} \right]. \quad (21)$$

Соотношения (13), (15), (20) и (21) дают возможность осуществить подобие между физической моделью и прототипом с целью моделирования колебаний штанги бурового става при работе бурового станка. Указанные соотношения содержат в качестве параметров переменные  $R^M, E^M, \rho^M, l^M, d_1^M, d_2^M, f_1^M, f^M, A_1^M$ . В качестве примера рассмотрим нахождение параметров для физической модели, исходя из параметров прототипа, то есть бурового става

$$R^P=200 \text{ кН}, E^P=2 \cdot 10^{11} \text{ Па}, \rho^P=7800 \text{ кг/м}^3, l^P=16 \text{ м}, d_1^P=0,112 \text{ м}, \\ d_2^P=0,215 \text{ м}, f_1^P=1,61 \text{ Гц}, f^P=1,83 \text{ Гц}, A_1^P=0,139 \text{ м}.$$

Найдем величины соответствующих безразмерных параметров ( $n=1$ )

$$\Pi_1^P = \frac{64(l_1^P)^2 R^P}{\pi^3 E^P \left( (d_1^P)^2 + (d_2^P)^2 \right)} = 0,267, \quad \Pi_p = 1 - \Pi_1^P = 0,733;$$

$$\Pi_2^P = \frac{1}{(l^P)^4} \frac{E^P \left( (d_1^P)^2 + (d_2^P)^2 \right)}{(f^P)^2} = 1,368, \quad \Pi_A^P = \Pi_2^P (1 - \Pi_1^P) = 1,003.$$

Пользуясь условиями физического подобия, записываем

$$\frac{(l_1^M)^2 R^M}{E^M \left( (d_2^M)^2 - (d_1^M)^2 \right)} = 0,129, \quad \frac{(f_1^M)^2 (l_1^M)^4 \rho^2}{E^M \left( (d_1^M)^2 + (d_2^M)^2 \right)} = 0,113, \\ \frac{1}{(l^M)^4} \frac{E^M \left( (d_1^M)^2 + (d_2^M)^2 \right)}{(f^M)^2} = 8,87, \quad \frac{(d_1^M)^2 + d_1^M d_2^M + (d_2^M)^2}{d_1^M + d_2^M} \cdot \frac{1}{A_1^M} = 2,36. \quad (22)$$

Тогда, подбирая в ходе эксперимента соответствующие геометрические размеры физической модели бурового става, условия (22) позволяют найти:

$$R^M=572,5 \text{ Н}, \quad f_1^M=2 \text{ Гц}, \quad A_1^M=0,0049 \text{ м}.$$

Эти параметры использованы при разработке физической модели, проект которой передан для внедрения на ООО «Завод буровой техники ДСД».

**Выводы и направление дальнейших исследований.** В статье рассмотрена и решена актуальная научная задача, заключающаяся в обосновании рациональных эксплуатационных параметров оборотов бурового става станков шарошечного бурения, обеспечивающих повышение технического уровня буровых станков с канатно-полиспастным механизмом подачи бурового инструмента по критериям снижения динамических нагрузок, энергозатрат, повышения производительности бурения; в разработке способа ликвидации флаттера бурового инструмента за счет выбора рациональных режимов вращения бурового става и в разработке новых устройств для гашения поперечной вибрации буровых штанг.

Основные научные и практические результаты заключаются в том, что:

1. Анализ традиционных решений заштыбовки скважины продуктами бурения показал, что это приводит к увеличению энергозатрат и снижению скорости бурения. При этом возникает необходимость разработки новых технических решений, в том числе: ликвидации флаттера бурового инструмента с применением резонансных режимов бурения, что дает возможность

снизить энергозатраты на 7 % и увеличить скорость бурения на 15,5 %; разработки нового устройства с накладными скользящими полумуфтами НСП, которые при любом расположении на буровом стае снижают амплитуды вибрации практически в 2 раза по сравнению с зазором между стенкой скважины и буровым ставом.

2. Впервые установлена зависимость появления флаттера бурового инструмента вследствие совпадения частоты его вращения с собственной частотой поперечных колебаний бурового става, отличающаяся от известных тем, что на буровом стае, состоящем из 3-х восьмиметровых штанг флаттер появляется на частоте оборотов 50 мин<sup>-1</sup>, на буровом стае, состоящем из 2-х восьмиметровых штанг – на частоте оборотов 113 мин<sup>-1</sup>.

3. Определена возможность устойчивой работы тяжелых буровых ставов длиной до 24 м с учетом центробежной силы, возникающей от вращения изогнутого осевым усилием  $P_{oc} \leq 220$  кН и числом оборотов  $n \leq 120$  мин<sup>-1</sup> без появления экстремальных режимов флаттера.

4. Получила дальнейшее развитие теория колебаний бурового става. Впервые установлены путем математического моделирования нелинейные безразмерные зависимости частот и амплитуд поперечных собственных колебаний бурового става, как от параметров вращения става, так и от внешних возмущений, отличающиеся от известных тем, что позволяют, опираясь на теорию подобия и анализа размерностей, изучить влияние параметров не по отдельности, а в комплексе, что уменьшает объем исследований до 2-х раз.

5. Впервые с помощью математической модели описана система гашения поперечных колебаний бурового става, включающая накладные скользящие полумуфты, прижимаемые к ставу поперечными силами, отличающаяся от известных тем, что при наращивании на буровом стае второй восьмиметровой штанги амплитуда поперечных колебаний в процессе углубления скважины и смещения накладок к верхнему концу бурового става изменяется от 1,4 мм до 7,4 мм, что меньше зазора между поверхностью става и стенкой скважины, чем исключается режим резонансного виброударного скобления и флаттер бурового инструмента.

6. Разработана система гашения поперечных колебаний бурового става с амортизаторами изгибных колебаний (НСП), которая значительно (в 6 раз) снижает вибрацию бурового става. Однако в связи с тем, что эта система сложная по конструкции и не исключает флаттер бурового инструмента, разработана новая более эффективная система.

7. Разработан новый способ ликвидации флаттера бурового инструмента за счет выбора рациональных частот вращения бурового става, без специальных средств автоматизации, защищенный патентами Украины.

8. Впервые путем физического моделирования определены параметры вращения бурового става станка шарошечного бурения: частота оборотов – 2 Гц при усилении подачи – 572,5 Н и амплитуда поперечных колебаний бурового става – 4,9 мм, что позволило синтезировать систему гашения поперечных колебаний бурового става НСП, отличающуюся от известных тем, что данные параметры обеспечивают выбор рациональных эксплуатационных параметров вращения бурового става без флаттера бурового инструмента.

### Список литературы

1. **Громадский В.А.** Снижение динамических нагрузок станков шарошечного бурения [монография] / Юрий Горбачев, Владислав Громадский, Виктор Громадский // LAPLAMBERT Academic Publishing, Saarbrücken, Deutschland (Германия). – 2014. – 236 с. (ил).
2. **Громадский В.А.** Создание и исследование амортизатора изгибных колебаний бурового става станка шарошечного бурения СБШ-250 / В.А. Громадский, Влад.А. Громадский // Гірничий вісник : наук.-техн. збірник. – Кривий Ріг. – 2014. – Вип. 96. – С. 263–266.
3. **Громадский В.А.** Исследование влияния режимов работы на скорость бурения и энергозатраты станков шарошечного бурения типа СБШ-250 / В.А. Громадский // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М. – 2014. – №7. – С. 383–387.
4. **Громадский В.А.** Динамика вращения буровых ставов и рекомендации рациональных режимов бурения станка типа СБШ-250 / В.А. Громадский // Горное оборудование и электромеханика. – М. – 2014. – №4. – С. 17–23.
5. **Громадский В.А.** Теоретическое моделирование собственных частот поперечных колебаний буровых штанг станков шарошечного бурения / В.А. Громадский, Э.В. Серебренников // Вісник Криворізького національного університету : зб. наук. праць. – Кривий Ріг. – 2014. – Вип. 36. – С. 78–84.
6. **Громадский В.А.** Теоретическое определение амплитуд вынужденных поперечных колебаний буровых штанг станков шарошечного бурения / В.А. Громадский, Э.В. Серебренников // Гірничий вісник : наук.-техн. збірник. – Кривий Ріг. – 2014. – Вип. 97. – С. 260–267.

7. **Gromadskiy V.** Investigation of stiffness of drilling flight of roller-bit drilling mill RBDM-250 / Gromadskiy Anatoly, Gorbachov Yurii, Gromadskiy Viktor // Metallurgical and Mining Industry. – Dnipropetrovsk, 2015. – №7. – С. 374–377.
8. **Gromadskiy V.** Investigation of influence of operating regime on the productivity and energy costs of roller-bit drilling mills of RBDM-250 / Gromadskiy Anatoly, Gorbachov Yurii, Gromadskiy Viktor // Metallurgical and Mining Industry. – Dnipropetrovsk, 2015. – №8. – С. 556–559.
9. **Громадський В.А.** Разработка и исследование способа ликвидации флаттера бурового инструмента / В.А. Громадский // Горное оборудование и электромеханика. – М. – 2015. – № 1. – С. 39–41.
10. **Громадський В.А.** Флаттер бурового інструмента, условия появления и ликвидации экстремальных нагрузок при бурении скважин станками СБШ / В.А. Громадский // Сталій розвиток промисловості та суспільства : між-нар. наук.-техн. конф., 22–25 трав. 2012 р. : тези доп. – Кривий Ріг. – 2012. – С. 289–290.
11. **Громадський В.А.** Исследование устойчивости буровых ставов станков шарошечного бурения СБШ-250 в карьерах Кривбасса / В.А. Громадский // Актуальні питання проблеми створення та експлуатації технічних систем : вузівська наук.-практ. конф., 18 квіт. 2013 р. : тези доп. – Кривий Ріг. – 2013. – С. 82–87.
12. **Громадський В.А.** Причины появления флаттера бурового инструмента и методы его устранения на станках шарошечного бурения / В.А. Громадский // Сталій розвиток промисловості та суспільства : міжнар. наук.-техн. конф., Сталій розвиток промисловості та суспільства 2014 р. : тези доп. – Кривий Ріг. – 2014. – С. 158–159.
13. **Декл. пат. № 67285** Україна, Е 21В 3/00. Верстат шарошкового буріння / **Громадський В.А., Громадський Влад.А.** // № 67285 Е 21В 3/00, опубл. 10.10.2014, Бюл. № 19.
14. **Пат. № 102287** Україна, Е 21В 3/00. Верстат шарошкового буріння/ **Громадський В.А., Громадський Влад.А.** // опубл. 10.10.2014, Бюл. № 19.
15. **Декл. пат. № 93458** Україна, Е 21С 41/00. Спосіб ліквідації флаттера бурового інструменту верстатів шарошкового буріння / **Громадський В.А.**, опубл. 10.10.2014, Бюл. № 19.

Рукопись поступила в редакцию 18.04.2018

УДК 621.165:622

М.В. КІЯНОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф., О.В. БОНДАР, канд. техн. наук, доц.  
Криворізький національний університет

## КОНСТРУКТИВНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАЛОСТІ ВРІВНОВАЖЕНОГО ПОЛОЖЕННЯ ВАЛІВ РОТОРНИХ МАШИН В ОПОРАХ КОВЗАННЯ

**Мета.** Встановлено, що у процесі експлуатації роторних машин спостерігаються вібрації, викликані втратою стійкості стаціонарного руху роторів.

**Методи.** Проведено розрахунок оцінки стійкості валів роторних машин, через визначення функціонального зв'язку між безрозмірним коефіцієнтом навантаженості опори підшипника і параметрами стійкості та впливу частоти обертання і гнучкості ротора, частоти власних коливань гнучкого ротора. Встановлено, що особливо небезпечною робота машин є з незначним рівнем несучої здатності підшипника, так як зі збільшенням горизонтальної складової ексцентриситету, відбуваються збудження горизонтальних вібрацій, і ризик втрати стійкості стає більшим. Отже, потрібно виконати більш поглиблене дослідження основних закономірностей, що впливають на поведінку ротора та визначають закони його прецесії.

**Наукова новизна.** Зроблено аналіз параметрів експериментальних досліджень положення осі ротору та розглянуто графік впливу нахилу лінії центрів, коефіцієнту навантаженості опори підшипника та величини ексцентриситету осі ротора. Встановлено, що при збільшенні несучої здатності підшипника, зберігається умова забезпечення стійкості ротора, так як відбувається зменшення параметру нахилу лінії центрів, а також збільшення величини ексцентриситету, що приводить до значного зростання відцентрових сил, вібраційних навантажень і наслідком стає втрата стійкості ротора.

**Практична значимість.** Розглядалась задача забезпечення сталості динамічного врівноваження ротора за рахунок мінімізації відхилення осі інерції ротора (ексцентриситету) від геометричної осі підшипника в діапазонах навантаження та швидкості обертання ротора. Аналіз параметрів *визначення раціональної області сталості положення ротора*, приводить до висновку про неможливість зменшення рівня питомого тиску на підшипник без зміни (зменшення) експлуатаційних навантажень роторної машини. З цього витікає, що умова сталості стійкості ротора від зростання загрози автоколивань досягається при роботі машини в дорезонансній зоні.

**Результати.** Отже, забезпечення сталості динамічного врівноваження ротора за рахунок мінімізації відхилення осі інерції ротора (ексцентриситету) від геометричної осі підшипника в діапазонах навантаження та швидкості обертання ротора стає можливим при коригуванні (зменшенні кривизни опорної поверхні), величини відносного зазору у межах задовільної несучої здатності підшипника і мінімізації ексцентриситету осі інерції і геометричної осі ротора.

**Ключові слова:** ротор, гідродинаміка, змащення, коливання, рівновага, працездатності підшипника ковзання.

doi: