

ДИНАМИЧЕСКАЯ СТАБИЛИЗАЦИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА ПРИ ОБРАБОТКЕ ГЛУБОКИХ ОТВЕРСТИЙ ДЛЯ СБОРКИ

Dynamic stabilization of the tool during the deep holes production for assembling

Dynamiczna stabilizacja przy obróbce głębokich otworów do montażu

Ася Юрьевна ГОРЕЛОВА, Марк Григорьевич КРИСТАЛЬ, Артем Игоревич ПОПОВ

Аннотация: Предложен способ обработки глубоких отверстий. Описана конструктивная схема гироскопического стабилизатора расточного инструмента. Разработана и изготовлена экспериментальная установка для исследования процесса гашения колебаний инструмента по предложенному методу, приведены результаты исследования.

Ключевые слова: стабилизация инструмента, расточка глубоких отверстий

Summary: The paper covers the proposed method of deep holes manufacturing. Presents a structure of gyroscopic stabilizer for boring bars with a large length-to-diameter ratio. It describes the experimental stand for the study of the process of damping by the proposed method and gives the experimental data.

Keywords: tool stabilization, deep holes manufacturing

Streszczenie: W pracy przedstawiono sposób obróbki głębokich otworów. Opisano schemat konstrukcyjny żyroskopowego stabilizatora głowicy roztaczającej. Opracowano i wykonano eksperymentalne urządzenie do badania procesu tłumienia drgań narzędzia w zaproponowanej metodzie i przytoczono wyniki badań.

Słowa kluczowe: stabilizacja narzędzia, roztaczanie głębokich otworów

Гидроцилиндры широко используют в качестве приводов грузоподъемных машин и механизированных шахтных крепей. От качества обработки гильз гидроцилиндров зависят эксплуатационные характеристики указанного оборудования. При соотношении длины гильзы к её диаметру, превышающем 10, их относят к изделиям с глубокими отверстиями. Технологический процесс их производства сопровождается образованием характерных погрешностей продольного профиля отверстия: увод, отклонение от прямолинейности, бочкообразность, седлообразность, конусообразность, и поперечного профиля: огранка, овальность отверстия. На безопасность эксплуатации гидроцилиндров наибольшее влияние оказывают погрешности продольного профиля отверстия гильзы, общей причиной которых являются автоколебания инструмента и вибрации в системе «инструмент-заготовка» вследствие наличия: межлюнетного прогиба заготовки, биения в люнетах, погрешности обработки заходного участка, разностенности, неоднородности твердости материала заготовки, технологической наследственности.

При обработке гильз гидроцилиндров кранового и шахтного оборудования используют две схемы обработки: инструмент совершает движение подачи вглубь вращающейся заготовки; инструмент, вращаясь, совершает движение подачи вглубь

невращающейся заготовки. В обоих случаях операции растачивания предшествует обработка заходного участка и шеек для установки заготовки в люн тах станка. Для схемы с вращающейся заготовкой и инструментом, имеющим движение подачи, погрешности этого этапа x_{ei} (рис. 1) приводят к радиальному смещению головки расточного инструмента во время её работы, отклонению глубины резания от заданной и к изменению сил резания для каждого резца. Направляющие колодки инструмента при этом препятствуют радиальному смещению инструмента и испытывают неравномерное нагружение из-за чего оказывают различную реакцию опоры N_i и сила трения F_i каждой из колодок вносит свою переменную составляющую в силу резания P_x в направлении противоположном подаче инструмента, и в P_z по направлению вращения заготовки. Переменная величина силы трения в направлении P_z приводит к возникновению результирующего крутящего момента в плоскости резца, крутильных колебаний и, как следствие, к огранке отверстия.

Возникает техническое противоречие: большая жесткость направляющих колодок обеспечивает сохранение заданного радиального положения расточной головки, однако приводит к возникновению разноразмерных сил трения сравнимых с силами резания и колебаниям инструмента.

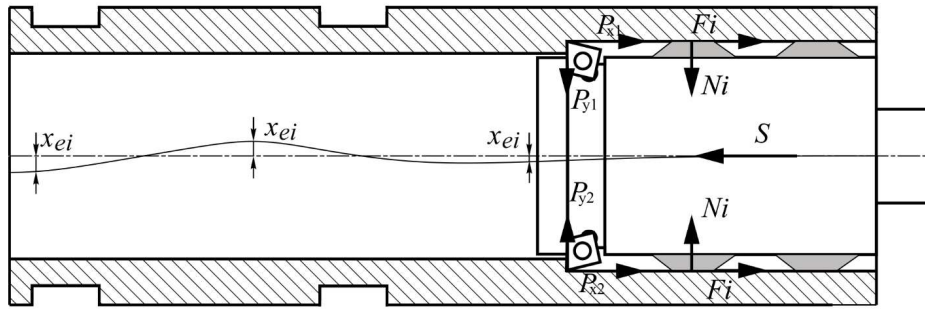


Рис.1. Расположение сил при резании невращающимся инструментом вращающейся заготовки
 Fig. 1. Cutting forces layouts for the cases of rotating and non-rotating tool

Жесткость направляющих колодок, как правило, обеспечивают наборы тарельчатых пружин, деформация которых нелинейно зависит от приложенной силы, вместе с тем силы трения нелинейно зависят от силы нормальной реакции опоры. Наличие постоянного воздействия на нелинейные составляющие системы обеспечения жесткости инструментальной головки на ряду с непрямолинейностью оси отверстия создают предпосылки для возникновения поперечных автоколебаний инструмента.

Для уменьшения амплитуды колебаний инструмента при обработке глубоких отверстий известны методы и инструменты, разработанные Боринг энд Трипэнинг Ассошиэйшн (БТА). В работах [1, 2] приведены исследования подтверждающие наличие огранки при обработке этими инструментами глубоких отверстий с диаметрами до 50 мм, что свидетельствует о наличии поперечных колебаний инструмента. Недостаточно данных по обработке отверстий с большими диаметрами.

Исследованиям в области динамики процесса растачивания и, в частности, влиянию динамических характеристик технологической системы на амплитуду ее вынужденных колебаний посвящены работы известных ученых М. П. Козочкина, Ф. С. Сабирова [3]. Исследованиям динамики формообразования посвящены работы И. Б. Шендерова, С. В. Кирсанова [4]. Предложено осуществлять выверку установки заготовки на станке исходя из предварительно замеренной непрямолинейности оси. Это условие требует дополнительных технических приспособлений для измерений, так как значение непрямолинейности оси невозможно получить при базировании измерителя по отверстию.

В работе А. И. Ушакова установлены качественные взаимосвязи основных параметров процесса растачивания глубокого отверстия и погрешностей его продольного и поперечного сечений. Ученым установлено, что погрешности глубокого отверстия огранка и непрямолинейность отверстия являются связанными: погрешности присутствуют совместно.

Вопросам синтеза активных, использующих внешний источник энергии, и пассивных, расходующих

запасенную энергию, динамических гасителей посвящены работы Ю. Алтинтас (Y Altintas), А. Матсубара (A. Matsubara), Л. Рубио (L. Rubio) [5, 6]. Однако, вопросы применения гасителей для растачивания массивных длинномерных заготовок недостаточно изучены.

Известны системы автоматического управления положением инструмента, в которых в качестве чувствительных элементов используют гироскоп. Исследования Е. Л. Николаи, А. Феппля, Э. Сперри, М. Шлика посвящены расчету конструктивных параметров силового двухстепенного гироскопа в кардановом подвесе, позволяющим снизить амплитуду вынужденных колебаний систем, склонных к потере устойчивости, но не рассматривают его применение для стабилизации положения расточного инструмента.

Для схемы с вращающейся заготовкой и невращающимся инструментом предложена конструктивная схема гироскопического демпфера (рис. 2), содержащего два силовых двухстепенных гироскопа, рамы которых расположены на общем валу, который соединен с корпусом резцовой головки. Оси вращения роторов гироскопов расположены взаимно перпендикулярно, что позволяет демпфировать вибрации во всех направлениях, т.е. обе проекции вектора колебаний на оси вращения роторов гироскопов, каждый из которых имеет две степени свободы: вращение ротора, и качение рамы около положения равновесия.

Предложена расчетная схема гироскопического демпфера для каждого из гироскопов (рис. 3). При возникновении колебаний системы «инструмент-заготовка» происходит отклонение горизонтальной оси инструмента на угол φ . Вращающийся ротор гироскопа стремится сохранить положение оси своего вращения, что приводит к возникновению момента сопротивления в плоскости, перпендикулярной отклонению оси инструмента. Последний заставляет отклониться на угол ϑ раму гироскопа, которая оснащена дестабилизирующим грузом E , что заставляет ее колебаться. Гироскоп оказывает силовое воздействие в противофазе вынужденным колебаний и снижает их амплитуду. Предложено математическое описание процесса стабилизации (1).

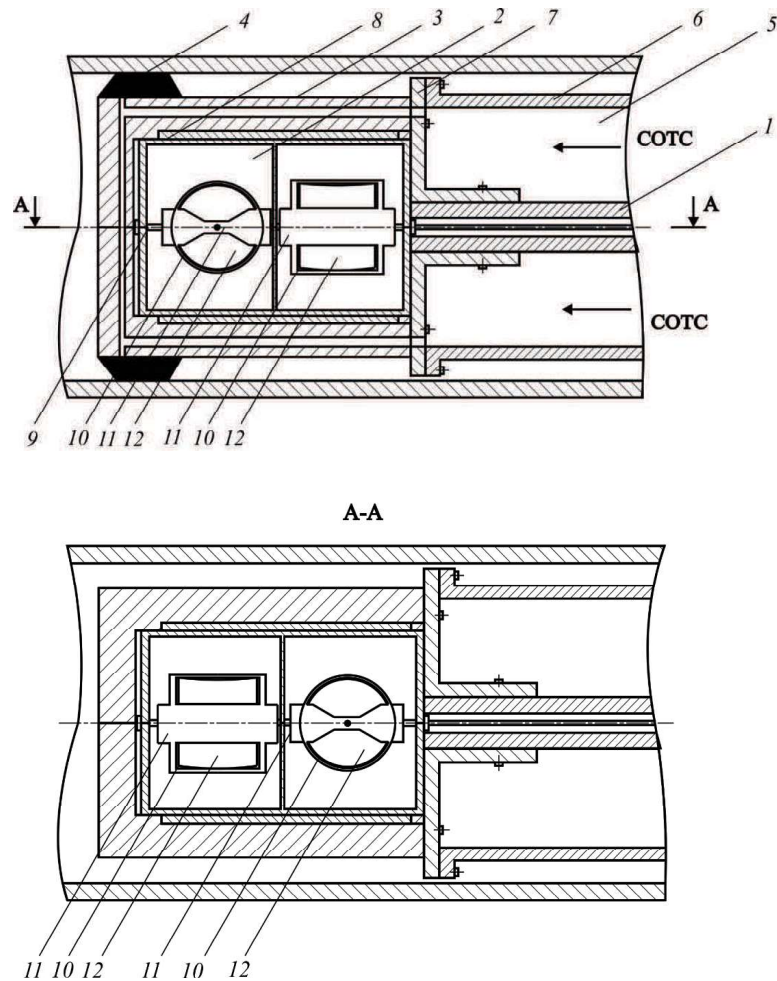


Рис. 2. Расточной инструмент, содержащий гироскопический демпфер на основе двух силовых двухстепенных гироскопов: 1 – борштанга, 2 – гироскопический демпфер, 3 – инструментальная головка, 4 – расточной резец, 5, 6, 7 – узел для подачи СОТС, 8 – рама для крепления гироскопов, 9 – общий вал гироскопов, 10 – силовой двухстепенной гироскоп, 11 – рама гироскопа, 12 – ротор гироскопа

Fig. 2. Boring tool equipped with gyroscopic damper based on two power gyros: 1 – boring bar, 2 – gyroscopic damper, 3 – boring head, 4 – cutter, 5, 6, 7 – lubricant-cooling agent delivery system, 8 – gyros' fixture, 9 – gyros' shared shaft, 10 – power gyro, 11 – gyro's frame, 12 – gyro's rotor

$$\begin{cases} J_0 \ddot{\varphi} - C\omega \dot{\vartheta} + Pce\varphi = H \sin \mu t; \\ A\ddot{\vartheta} + C\omega \dot{\varphi} = -pb\vartheta - k_1 \dot{\vartheta} - k_2 \vartheta, \end{cases} \quad (1)$$

где J_0 – осевой момент инерции инструмента; $C\omega$ – мощность гироскопа; A – сумма центрального осевого момента инерции ротора и рамы; k_1 – сопротивление воздушного демпфера, k_2 – коэффициент сопротивление пружин.

$$A_1 = \frac{HPce \cdot \sin(\mu t) + C\omega \dot{\vartheta}(-Pce + \mu^2 J_0)}{Pce(-Pce + \mu^2 J_0)}$$

$$A_0 = \frac{HPce \cdot \sin(\mu t)}{Pce(-Pce + \mu^2 J_0)}$$

Для количественной оценки стабилизации положения инструмента введен коэффициент демпфирования $\alpha = A_1/A_0$, где A_1 – амплитуда колебаний с вращающимся ротором гироскопа (с демпфированием); A_0 – амплитуда вынужденных колебаний без демпфирования ($\omega = 0$).

На основе результатов численного моделирования системы уравнений (1) установлено наличие трёх зон устойчивого демпфирования, которые определяются соотношением частот вынужденных и собственных колебаний межлюнетного участка системы «инструмент-заготовка»: $\mu/\omega_0 = 0,45..0,8$, $\mu/\omega_0 = 3,75..5,75$, $\mu/\omega_0 = 6,5..10,25$ (рис. 4).

Экспериментальная модель демпфера (рис. 5) содержит ротор 1, установленный с возможностью вращения в раме 2, которая соединена с возможностью поворота с корпусом модели, воздушным демпфером 3 и парой пружин (на рисунке не показаны).

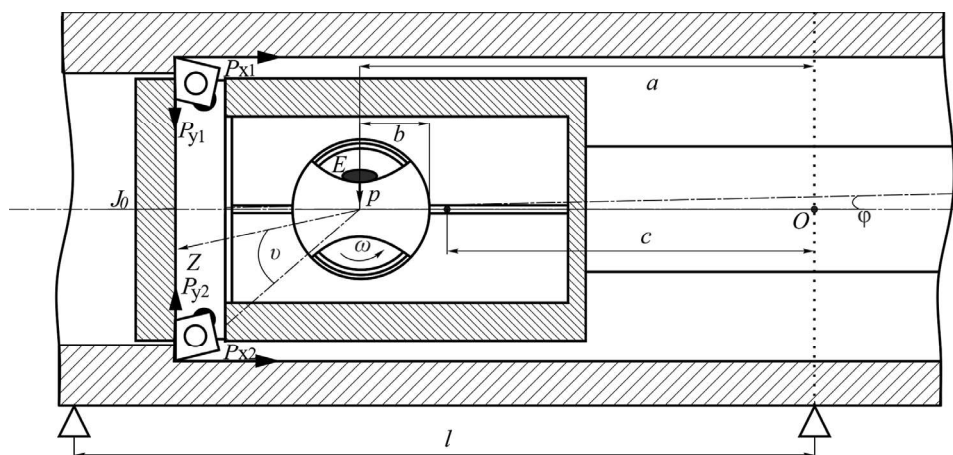


Рис. 3. Расточной инструмент, содержащий гироскопический демпфер: J_0 – осевой момент инерции инструмента, P_{x1} , P_{x2} , P_{y1} , P_{y2} – составляющие силы резания, Z – ось вращения ротора гироскопа, v – угол отклонения оси Z при возникновении поперечных колебаний инструмента, ω – угловая скорость вращения ротора гироскопа, b – половина ширины рамы гироскопа, E – дестабилизирующий груз, p – вес груза E , l – длина межлюнетного участка, O – точка опоры борштанги инструмента (центр колебаний), c – расстояние от центра колебаний до центра масс люнетного участка инструмента, a – расстояние от центра колебаний до центра масс ротора гироскопа, φ – угол отклонения осевого положения инструмента при возникновении поперечных колебаний

Fig. 3. Boring tool equipped with gyroscopic damper: J_0 – centroidal moment of inertia, P_x , P_y – cutting force components, Z – gyro's rotor axis, v – tilt angle of the Z axis due to transverse oscillation of the tool, ω – gyro's rotor angular rate, b – half the width of the gyro's frame, E – destabilizing load, p – weight of the load E , l – distance between the work rest devices, O – fulcrum of the boring bar (the center of oscillations), c – of the tool piece contained between the work rest devices, a – distance from the fulcrum to the gyro's rotor's center of gravity, φ – tilt angle of the tool axis due to transverse oscillation

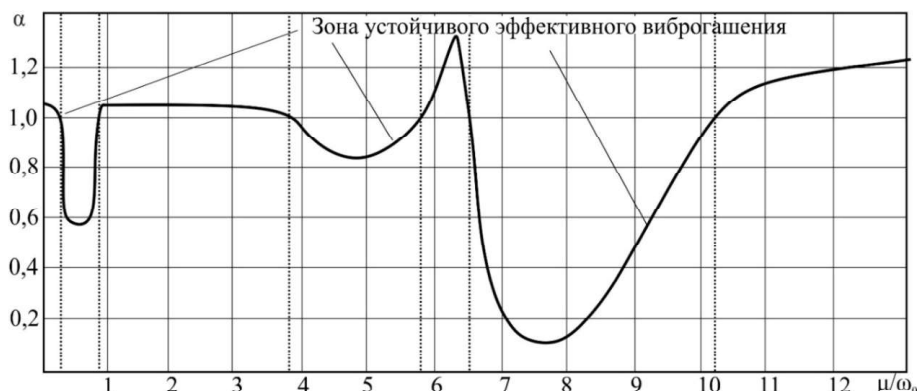


Рис.4. Зависимость величины α демпфирования в диапазоне отношения частот $\mu/\omega_0 \in [0,1...13]$
 Fig. 4. Damping factor α in the frequency ratio interval $\mu/\omega_0 \in [0,1...13]$

Такое соединение обеспечивает две степени свободы для гироскопа, третью степень свободы обеспечивает корпус модели, подвешенный на упругих подвесах (не показаны). При этом угол и скорость поворота рамы 2 конструктивно ограничены демпфером и пружинами. Модель демпфера содержит шкив 4 и экран 5 в виде куба. Шкив 4 соединен ремнем с установленным с эксцентриситетом шкивом шагового двигателя ДШИ, скорость вращения которого определяет частоту μ вынужденных колебаний, задается программно через микроконтроллер (МК) MSP430G2.

Таким образом, модель демпфера совершает колебания, экран перемещается, изменяя величину

зазора z , что регистрирует индукционный датчик перемещений ДПА-М18-76У-1110-Н. Аналоговый сигнал от ДПА поступает в модуль АЦП/ЦАП Zetlab Z 210, обработку сигнала производят посредством программного обеспечения Zetlab на стационарном компьютере. По показанию виртуальных приборов, входящих с состав указанной программы определены значения напряжения, соответствующие расстоянию z от датчика до экрана. Для определения эффективности демпфирования $\alpha = A_1/A_0$ измеряют A_1 – амплитуду колебаний с вращающимся ротором гироскопа (с демпфированием) и A_0 – амплитуду вынужденных колебаний без демпфирования (рис. 6).

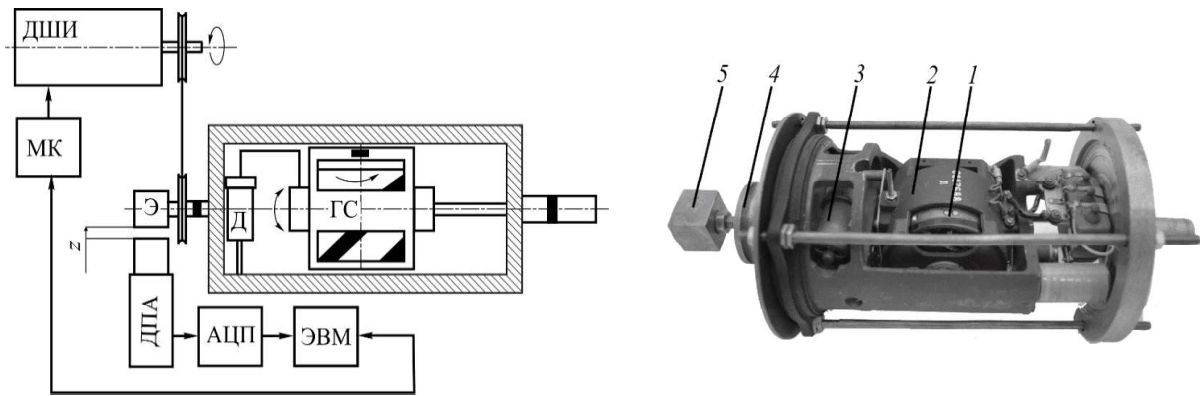


Рис.5. Установка для регистрации величины α демпфирования
 Fig. 5. Damping factor α measuring unit

Для анализа адекватности математического описания экспериментально полученным данным для каждого эксперимента записан, сохранен в память ПК сигнал датчика ДПА и рассчитан коэффициент α эффективности демпфирования для амплитуды основной гармоники. На рис. 7 показано сравнение данных экспериментальной и теоретической зависимостей.

Заклучение

1. Обоснована возможность снижения амплитуды колебаний расточного инструмента, оснащенного гироскопическим демпфером, при частотной настройке системы «инструмент-заготовка», исходя из соотношений μ/ω_0 , обеспечивающих зоны

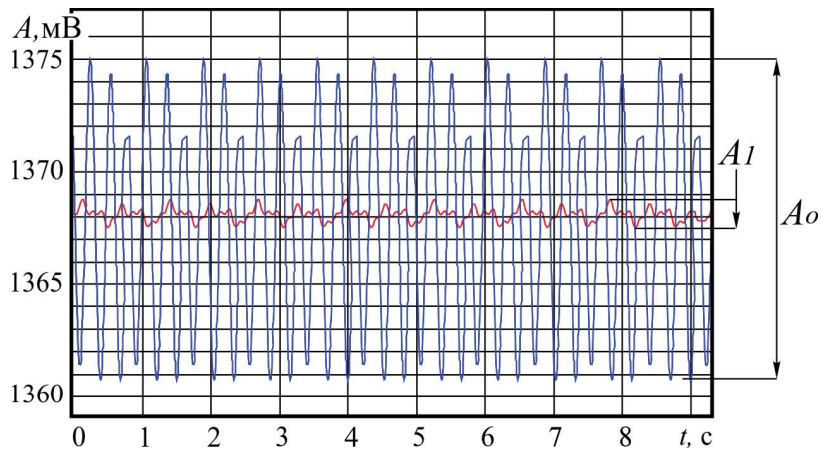


Рис. 6. Демпфирование колебаний модели при отношении $\mu/\omega_0 = 0,5$
 Fig. 6. Damping in the model with $\mu/\omega_0 = 0,5$



Рис. 7. Зависимость демпфирования α от отношения μ/ω на диапазоне $\mu/\omega \in [0,05, 6]$
 Fig. 7. Damping factor α as a μ/ω ratio function in the interval $\mu/\omega \in [0,05, 6]$

- устойчивого демпфирования: $\mu/\omega_0 = 0,45..0,8$,
 $\mu/\omega_0 = 3,75..5,75$, $\mu/\omega_0 = 6,5..10,25$.
2. На основе предложенной математической модели демпфирования инструмента, оснащенного гироскопическим демпфером, устанавливающей зависимость демпфирования α от рабочих и конструктивных параметров демпфера, установлено, что:
 - при угловых скоростях вращения ротора гироскопического демпфера $\omega > 150$ рад/с наиболее эффективного демпфирования ($\alpha < 0,2$) достигают при $\omega > 450$ рад/с;
 - при угловых скоростях вращения ротора демпфера $\omega = 450$ рад/с, $\omega = 530$ рад/с $\omega = 628$ рад/с наиболее эффективного демпфирования ($\alpha = 0,2..0,4$) достигают при массе дополнительного груза p в диапазоне $m = 0,1..0,3$;
 - при угловых скоростях вращения ротора демпфера $\omega = 628$ рад/с, $\omega = 700$ рад/с $\omega = 850$ рад/с наиболее эффективного демпфирования ($\alpha < 0,1$) достигают $m/M = 0,012..0,2$;
 3. Для дальнейшего повышения точности обработки глубоких отверстий необходимо провести исследования процесса возникновения автоколебаний инструмента и способов их устранения

Список литературы

1. Messaoud A., Weihs C., Hering F. Detection of chatter vibration in drilling process using multivariate control charts // *Computational Statistics & Data Analysis*. 2008. P. 3208–3219.
2. Chin D., Yoon M., Sim S. Roundness modeling in BTA deep hole drilling // *Precision Engineering*. 2005. P. 176–188.
3. Козочкин М. П., Сабиров Ф. С. Оценка состояния заготовок в автоматизированном производстве виброакустическими методами // *Вестник РУДН, серия Инженерные исследования*. 2008. №2. С. 56–61.
4. Шендеров И. Б. Управление качеством при растачивании глубоких отверстий в интерактивном технологическом процессе изготовления трубных заготовок // *Вестник ИжГТУ*. 2012. №1. С. 30–33.
5. Lu X., Chen F., Altintas Y. Magnetic actuator for active damping of boring bars // *CIRP Annals–Manufacturing Technology*. 2014. P. 369–372.
6. Matsubara A, Maeda M, Yamaji I. Vibration suppression of boring bar by piezoelectric actuators and LR circuit // *CIRP Annals–Manufacturing Technology*. 2014. P. 373–376.
7. Горелова А. Ю., Кристаль М. Г. Гироскопическая стабилизация инструмента при обработке глубоких отверстий // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2015. № 5. С. 81–86.
8. Горелова А. Ю., Кристаль М. Г. Инструмент для обработки гильз гидростоек, оснащённый стабилизатором // *Горный информационно-аналитический бюллетень (науч.-техн. журнал)*. 2015. № 9. С. 131–135.

Горелова Ася Юрьевна, аспирант каф. АПП, forasyoo@gmail.com, Россия, 400005 Волгоград пр. им. Ленина 28, Волгоградский государственный технический университет,

Кристаль Марк Григорьевич, д-р техн. наук, проф. каф. АПП, crysmar@mail.ru, Россия, 400005 Волгоград пр. им. Ленина 28 Волгоград, Волгоградский государственный технический университет.

Попов Артем Игоревич, магистрант каф. АПП, popov.artem93@yandex.ru, Россия, 400050 Волгоград, ул. Рокоссовского 50 Волгоград, Волгоградский государственный технический университет.