

ИССЛЕДОВАНИЕ АМПЛИТУДНО-ФАЗОВО-ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АБРАЗИВНО-ОТРЕЗНОГО СТАНКА С КАЧАЮЩЕЙСЯ ШПИНДЕЛЬНОЙ БАБКОЙ

Н. А. Старовойтов¹, С. В. Рогов²

¹ К. т. н. доцент кафедры «Технология машиностроения» УО «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», Гомель, Беларусь, e-mail: starnik49@mail.ru

² Старший преподаватель кафедры «Технология машиностроения» УО «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», Гомель, Беларусь

Реферат

Приведены результаты экспериментальных исследований амплитудно-фазово-частотных характеристик (АФЧХ) абразивно-отрезного станка с качающейся шпиндельной бабкой и с регулируемым главным приводом для поддержания постоянной скорости резания при износе абразивно-отрезного круга.

При исследовании гидромеханической системы станка установлено, что из частотного спектра колебаний шпинделя с абразивно-отрезным кругом можно выделить четыре критические частоты: 22, 58, 78 и 126 Гц.

Критическая частота 22 Гц обусловлена первой собственной частотой нижней опоры гидроцилиндра подачи. Критическая частота 58 Гц обусловлена первой собственной частотой колебаний шпинделя с абразивно-отрезным кругом относительно корпуса шпиндельной бабки. Критическая частота 78 Гц обусловлена первой собственной частотой колебаний гидроцилиндра. Критическая частота 126 Гц обусловлена первой собственной частотой колебаний корпуса качалки.

Ключевые слова: амплитудно-фазово-частотные характеристики, критические частоты, абразивно-отрезной круг.

STUDY OF AMPLITUDE-FREQUENCY CHARACTERISTICS OF ABRASIVE-CUTTING MACHINE WITH OSCILLATING SPINDLE HEADSTOCK

N. A. Starovaitov, S. V. Rogov

Abstract

The results of experimental studies of amplitude-phase-frequency characteristics of an abrasive-cutting machine with an oscillating spindle headstock and with an adjustable main drive for maintaining a constant cutting speed during abrasive-cutting wheel wear are presented.

At research of the hydromechanical system of the machine tool it is established that from the frequency spectrum of vibrations of the spindle with abrasive-cutting wheel it is possible to allocate four critical frequencies: 22, 58, 78 and 126 Hz.

The critical frequency of 22 Hz is caused by the first natural frequency of the lower support of the hydraulic feed cylinder. The critical frequency of 58 Hz is caused by the first natural frequency of oscillation of the spindle with cut-off wheel relative to the spindle headstock housing. The critical frequency of 78 Hz is caused by the first natural frequency of oscillation of the hydraulic cylinder. The critical frequency 126 Hz is caused by the first natural frequency of oscillations of the rocker housing.

Keywords: amplitude-phase-frequency characteristics, critical frequencies, abrasive cutting wheel.

Введение

Одним из основных источников повышения эффективности абразивно-отрезных станков с качающейся шпиндельной бабкой и с регулируемым главным приводом для поддержания постоянной скорости резания при износе абразивно-отрезного круга является уменьшение затрат на абразивно-отрезные круги, которые достигают до 70 % в стоимости одного реза [1].

При поддержании постоянной скорости резания при износе абразивно-отрезного круга диаметром 0,4 м со скоростью 50 или 80 м/с, частота вращения круга плавно увеличивается от 40 до 225 с⁻¹, что приводит к интенсивному возрастанию амплитуды вынужденных гармонических колебаний круга из-за дисбаланса. Необходимо отметить, что в связи с быстрым износом абразивно-отрезные круги не принято балансировать.

Применение регулируемого главного привода для поддержания постоянной скорости резания при износе круга приводит к уменьшению износа круга и затрат на инструмент 25–30 % [2].

Плавное изменение частоты вращения шпинделя в широком диапазоне частот может приводить к совпадению частоты вынужденных гармонических колебаний круга с собственной частотой одного из элементов контуров гидромеханической системы. Это в свою очередь вызывает дополнительный рост амплитуды колебаний круга и повышению его износа.

Обе эти причины в абразивно-отрезных станках с качающейся шпиндельной бабкой и регулируемым главным приводом для поддержания постоянной скорости резания при износе круга часто приводят к низкой виброустойчивости и, как следствие, повышенному износу абразивно-отрезного круга вместо ожидаемого его уменьшения.

В связи с изложенным, уменьшение износа абразивно-отрезных кругов за счёт повышения виброустойчивости гидромеханической системы абразивно-отрезных станков с качающейся шпиндельной бабкой и с регулируемым главным приводом для поддержания постоянной скорости резания при износе абразивно-отрезного круга является весьма актуальной задачей.

Целью работы является исследование АФЧХ абразивно-отрезных станков для повышения виброустойчивости гидромеханической системы абразивно-отрезных станков с качающейся шпиндельной бабкой и регулируемым главным приводом для поддержания постоянной скорости резания при износе круга.

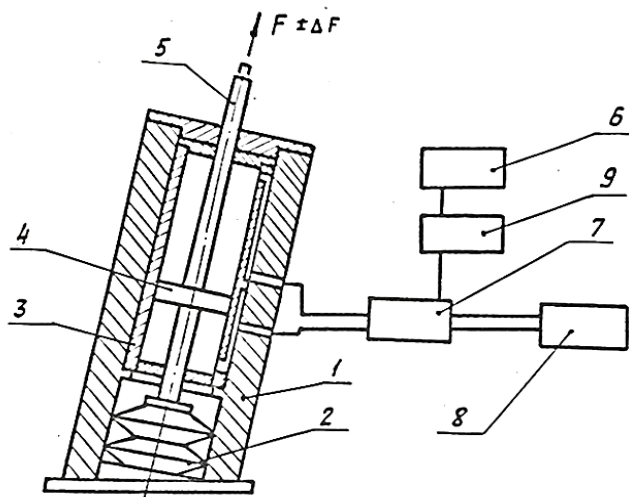
Постановка задачи, методика исследования

Экспериментальные исследования АФЧХ проводились на абразивно-отрезном станке-стенде мод.8В242. На станке-стенде для управления электроавтоматикой станка использовалось цифровое программируемое устройство ЛИР581, частотный преобразователь ЭКТ-63/380-У4 для поддержания постоянной скорости резания 80 м/с с передаточным отношением между шкивами шпинделя и электродвигателя равным 1:1 [2].

При исследовании гидромеханической системы абразивно-отрезного станка маятниковой схемой резания на холостом ходу выявлено, что на некоторых частотах вращения круга происходит увеличение амплитуды колебаний шпинделя. Чтобы определить более точно частоты, на которых увеличение амплитуды колебаний, производилось снятие АФЧХ частотными методами с помощью вибратора оригинальной конструкции.

Вибратор изготовлен на базе гидроусилителя с пропорциональным управлением модели УЭГ.Г-20 (рисунок 1). Постоянная составляющая силы F создавалась за счёт сжатия тарельчатых пружин 2, при этом в пределах перемещения штока гидроцилиндра 5, в результате приложения переменной составляющей ΔF , постоянная составляющая оставалась неизменной.

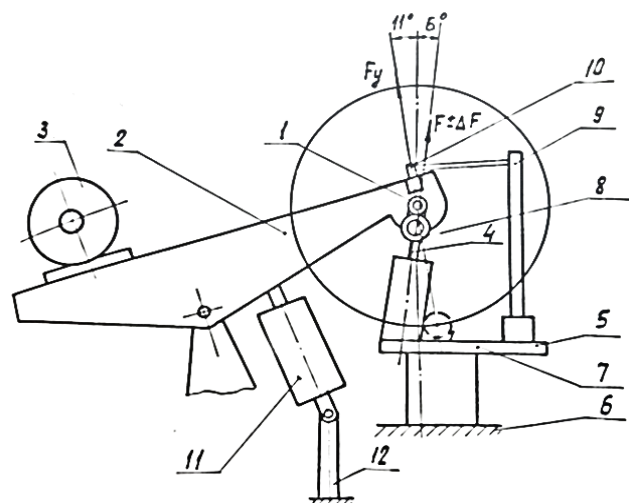
Сигнал заданной частоты поступал с генератора 6 на усилитель электрогидравлический 7, размещённый непосредственно на корпусе гидроцилиндра 1, где он преобразовывался в пропорциональный ему поток масла, поступающий с оригинальной гидростанции 8 большой производительности, равной $Q = 0,005 \text{ М}^3$.



- 1 – корпус; 2 – тарельчатые пружины; 3 – цилиндр;
- 4 – поршень; 5 – шток; 6 – генератор ГЗ-110;
- 7 – усилитель электрогидравлический УЭГ.Г-20; 8 – гидростанция;
- 9 – усилитель небаланса УН-М

Рисунок 1 – Вибратор электрогидравлический

Датчик силы 8, (рисунок 2), выполнен на основе тензорезисторов 2ПКБ-20-100, изготовлен в виде кольца из пружинной стали и тщательно тарировался в пределах плюс/минус $250 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ с тем же усилением, с которым производилась запись осциллограмм силы.



- 1 – шейка шпинделя; 2 – корпус качалки; 3 – электродвигатель;
- 4 – электрогидравлический вибратор; 5 – опора; 6 – станина;
- 7 – стол; 8 – датчик силы; 9 – стойка;
- 10 – бесконтактный датчик колебаний; 11 – гидроцилиндр подачи;
- 12 – нижняя опора гидроцилиндра

Рисунок 2 – Схема установки электрогидравлического вибратора

Корпус бабки 2 устанавливался так, что кромка круга диаметром 0,4 м проходила через ось заготовки, что соответствовало расстоянию 0,05 м поршня гидроцилиндра от его верхней крышки.

Схема взаимодействия аппаратов и подключения приборов электроизмерительного комплекса приведена на рисунке 3.

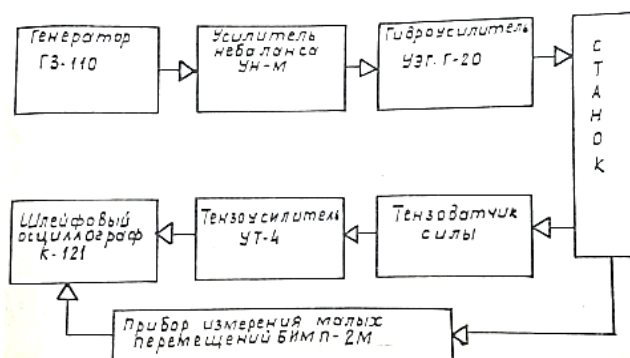


Рисунок 3 – Схема взаимодействия аппаратов и подключения приборов электроизмерительного комплекса

Частотная передаточная функция $W_{\text{эус}}$ эквивалентной упругой системы является комплексным выражением, модуль которого равен отношению амплитуды Δa по нормали к поверхности резания и амплитуде ΔF , направление которой совпадает с направлением силы резания, а аргумент – сдвигу фаз φ между силой ΔF и амплитудой колебаниями Δa .

$$W_{\text{эус}} = \frac{a(i\omega)}{F(i\omega)} \quad (1)$$

В связи с этим вибратор 4 устанавливается на стол 7 так, чтобы ось его совпала с направлением 17° силы резания F_y . Бесконтактный датчик амплитуды колебаний 10 устанавливался на жёсткой стойке 9, которая крепилась на столе 7, на том же платике, что и вибратор 4.

Ось датчика устанавливалась перпендикулярно поверхности резания, что совпадает в абразивно-отрезных станках с осью Z.

Датчик силы 8 крепился на штоке вибратора 4 и взаимодействовал с шейкой шпинделя 1 в месте крепления абразивно-отрезного круга. На резьбовой конец шпинделя 1 наворачивалась гайка с лыской и устанавливалась так, что лыска была перпендикулярна оси датчика 10, а шпиндель 1 стопорился от вращения вокруг оси. С целью исключения резонансных явлений замерялась собственная частота стойки 9 для крепления бесконтактного датчика колебаний 10, а шпиндель 1 стопорился от вращения вокруг своей оси.

С целью исключения резонансных явлений замерялась собственная частота колебаний стойки 9. Для этого к ней прилагался импульс силы и записывалась осциллограмма её колебаний. Измерения показывают, что частота колебаний стойки 9 на порядок выше частот, возбуждаемых вибратором 4.

Для сокращения количества измерений и ориентировочного определения критических частот производилась предварительная непрерывная запись осциллограмм через каждые 2 Гц. Затем в области критических частот производилась запись осциллограмм с максимальным увеличением амплитуды осциллограммы для более точного её определения.

Осциллограммы снимались с помощью программы Power Graph Professional с применением сетевых фильтров DL-100EA1 для подавления высокочастотных составляющих тока и напряжения. Оцифровка графиков производилась с помощью программы GraphDigit. Переменная составляющая силы ΔF выбиралась минимальной и была равна 40–60 Н.

Статическая характеристика определялась путём при составляющей $\Delta F = 0$. Данные заносились в таблицу и по ним построен график статической характеристики гидромеханической упругой системы, рисунок 4. Коэффициент статической характеристики равен $K_{yc} = 0,265 \cdot 10^{-6} \text{ м/н}$, суммарная жёсткость упругой системы равна $J = 3,77 \cdot 10^{-6} \text{ н/м}$.

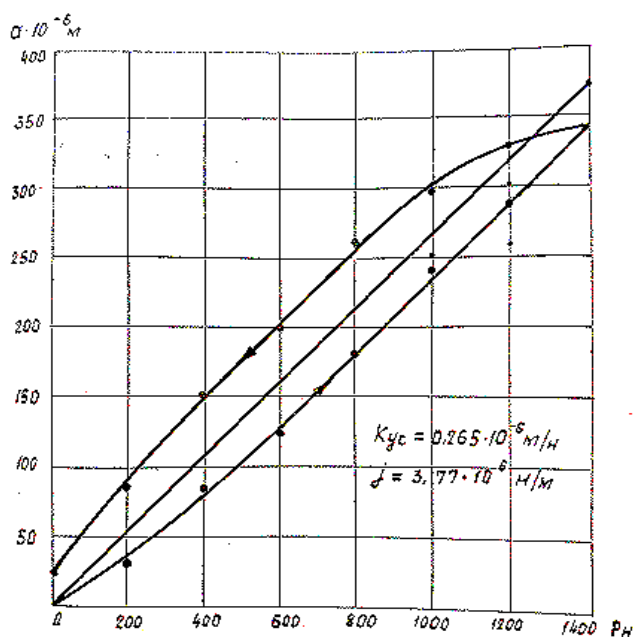


Рисунок 4 – Статическая характеристика гидромеханической упругой системы абразивно-отрезного станка с качающейся шпиндельной бабкой

Величина отношения $A_{yc}(f) = F \frac{\Delta a}{\Delta F}$ амплитуды вибро-

перемещения Δa к переменной силы ΔF и величина между ними фазы $\Delta \varphi$ заносились в таблицу, и по ним строился график логарифмической АФЧХ замкнутой гидромеханической системы абразивно-отрезного станка, рисунок 5. Логарифмическая АФЧХ строилась в соответствии с правилами и рекомендациями, изложенными в источнике [3]. Анализ АФЧХ показывает, что гидромеханическая система станка имеет четыре критических частоты 22, 58, 78 и 126 Гц.

Критическая частота 22 Гц обусловлена первой собственной частотой нижней опоры гидроцилиндра подачи, является определяющей для контура, хотя и лежит вне диапазона исследуемых частот 40–160 Гц. При её ужесточении до $1,5 \cdot 10^8$ н/м, что уменьшило амплитуду колебаний 1,4 раза.

Критическая частота 126 Гц обусловлена первой собственной частотой корпуса качалки. Увеличенная амплитуда колебаний на этой частоте вызвана на его изгибными колебаниями относительно точки крепления штока гидроцилиндра, что подтверждается при замере амплитуды колебаний в точке 1 и 8 (рисунок 2).

Критическая частота 78 Гц обусловлена собственной частотой гидроцилиндра и её виброскорость, равная $v = 0,00005$ м/с, не вызывает значительного усиления виброскорости шпинделя, что подтверждается при замерах в точках крепления гидроцилиндра. Отставание по фазе изменения давления в штоковой полости гидроцилиндра относительно изменения виброскорости минимальное и практически равно нулю, что соответствует максимальному демпфированию гидроприводом. Определённая приближенно-расчетным путём собственной частоты гидропривода по формуле, приведённой в источнике [3], при расположении поршня на расстоянии 0,05 м от верхней крышки гидроцилиндра равна 73 Гц, что удовлетворительно согласуется с результатами, полученными при снятии АФЧХ.

Расчитанные приближенно по той же формуле собственные частоты гидроцилиндра при верхнем и нижнем расположении поршня – соответственно равны 65 и 120 Гц – и являются пределами изменения собственных частот гидроцилиндра.

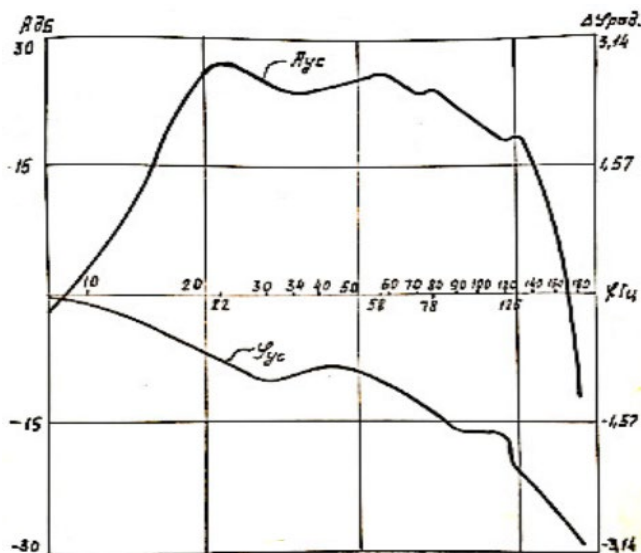


Рисунок 5 – Амплитудно-частотная-фазовая логарифмическая характеристика замкнутой гидромеханической системы абразивно-отрезного станка с качающейся шпиндельной бабкой

Критическая частота 58 Гц обусловлена первой собственной частотой колебаний шпинделя относительно корпуса шпиндельной бабки, что подтверждается замерах (рисунок 6).

Таким образом, критические частоты 58 и 126 Гц, также изменяющиеся в широком диапазоне 65–120 Гц собственные частоты гидроцилиндра, лежат в диапазоне исследуемых частот 40–160 с⁻¹ вращения шпинделя и электродвигателя. При использовании регулируемого главного привода для поддержания постоянной скорости резания, частота вращения шпинделя и электродвигателя меняется в пределах исследуемых частот и может совпадать с критическими частотами упругой гидромеханической системы. Это вызывает резонансные явления, что приводит к увеличению виброскорости круга, что увеличивает его износ.

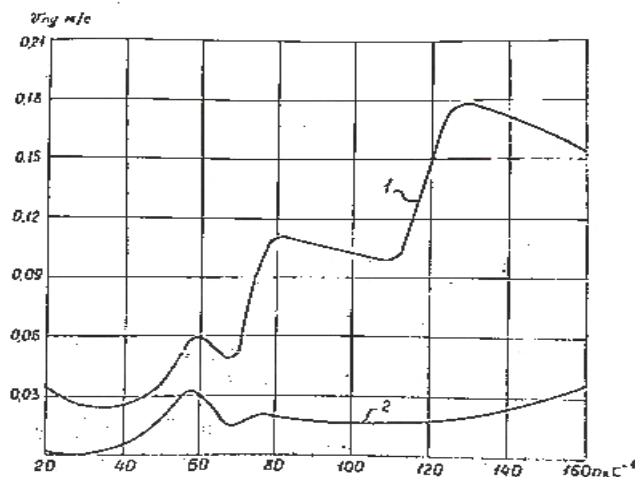


Рисунок 6 – Зависимость амплитуды виброскорости шпинделя V_{vy} относительно стола (1) и относительно корпуса качалки (2) от частоты n_k его вращения

Для определения инерционной постоянной времени, постоянной времени демпфирования и логарифмического декремента колебаний упругой гидромеханической системы, через стальную струну прикладывалась статическая нагрузка 90–100 Н, затем проволока перерезалась. Происходящий процесс в гидромеханической системе осциллографировался (рисунок 7).

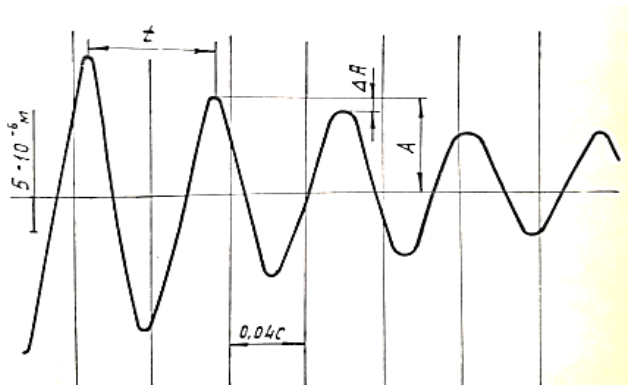


Рисунок 7 – Переходной процесс в упругой гидромеханической системе абразивно-отрезного станка с качающейся шпиндельной бабкой при ступенчатой нагрузке силой 90 Н

Инерционная постоянная времени T_1 , постоянная времени демпфирования T_2 и логарифмический декремент колебаний λ определялись по формулам, приведённым в источнике [4].

$$T_1 = \frac{t}{2\pi} = 1,06 \cdot 10^{-2} \text{ с}, \quad (2)$$

где t – время периода колебаний,

$$T_2 = \frac{\Delta A}{2\pi} \cdot T_1 = 4,6 \cdot 10^{-4} \text{ с}, \quad (3)$$

где ΔA – переменная амплитуды колебаний,

$$\lambda = \ln \frac{A}{A - \Delta A} = 0,202. \quad (4)$$

Собственная частота системы, определённая способом ступенчатого воздействия на упругую системы, равна 15 Гц и обусловлена первой собственной частотой нижней опоры гидроцилиндра. Она незначительно меньше частоты, которая определена методом гармонического воздействия, что можно объяснить отсутствием приложения постоянной силы при исследовании упругой системы данным способом и погрешность измерений.

Заключение

На основании проведённых экспериментальных исследований гидромеханической системы станка можно сделать следующие выводы:

1. Гидромеханическая система станка с качающейся шпиндельной бабкой имеет четыре критические частоты 22, 58, 78 и 126 Гц, обусловленные соответственно первой собственной частотой нижней опоры гидроцилиндра, шпинделя, корпуса шпиндельной бабки. При этом собственная частота гидроцилиндра 78 Гц может меняться в широких пределах от 65 до 120 Гц в зависимости от положения поршня.

2. Увеличение частоты вращения круга при его износе от 40 до 160 с^{-1} приводит к совпадению частоты вынужденных колебаний круга с собственной частотой одного из элементов контура гидромеханической системы, резко увеличивает амплитуду колебаний, что является основной причиной низкой виброустойчивости гидромеханической системы абразивно-отрезных станков с качающейся шпиндельной бабкой и регулируемым главным приводом.

3. Кинематическим источником возбуждения колебаний является дисбаланс шпинделя со шкивом и абразивно-отрезным кругом, также ротора со шкивом.

4. Для уменьшения амплитуды колебаний круга ужесточена нижняя опора гидроцилиндра до $1,5 \cdot 10^8 \text{ н/м}$, что увеличило её критическую частоту до 37 Гц снизило амплитуду колебаний 1,4 раза.

5. Снижение амплитуды колебаний на частотах 37 Гц, что привело к снижению износа круга в среднем на 7 %.

6. При поддержании постоянной скорости резания «вырезаны» критические частоты вращения круга, равные 37, 58, и 126 Гц во избежание резонансных явлений.

Список цитированных источников

1. Старовойтов, Н. А. Анализ путей повышения эффективности абразивно-отрезных станков с качающейся шпиндельной бабкой / Н. А. Старовойтов, С. В. Рогов // Современные проблемы машиноведения : материалы XII Междунар. науч.-техн. конф., Гомель, 22–23 нояб. 2018. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. – С. 37–40.
2. Старовойтов, Н. А. Экспериментальные исследования эффективности поддержания постоянной скорости резания на абразивно-отрезных станках с качающейся шпиндельной бабкой / Н. А. Старовойтов // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2019. – № 3 (64). – С. 84–92.
3. Белов, В. С. Повышение точности и виброустойчивости протяжных станков / В. С. Белов, Г. М. Иванов. – М. : НИИМАШ, 1978. – 180 с.
4. Кудинов, В. А. Динамические частотные характеристики процесса шлифования / В. А. Кудинов, В. М. Гришин // Станки и инструмент. – 1972. – № 1. – С. 7–9.
5. Кудинов, В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – М. : Машиностроение, 1967. – 300 с.

References

1. Starovojtov, N. A. Analiz putej povysheniya effektivnosti abrazivno-otreznyh stankov s kachayushcheysya shpindel'noj babkoy / N. A. Starovojtov, S. V. Rogov // Sovremennye problemy mashinovedeniya : materialy XII Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf., Gome'l', 22–23 noyab. 2018. – Gome'l' : GGTU im. P. O. Suhogo, 2018. – S. 37–40.
2. Starovojtov, N. A. Eksperimental'nye issledovaniya effektivnosti podderzhaniya postoyannoy skorosti rezaniya na abrazivno-otreznyh stankah s kachayushcheysya shpindel'noj babkoy / N. A. Starovojtov // Vestnik Belorussko-Rossijskogo universiteta. – 2019. – № 3 (64). – S. 84–92.
3. Belov, V. S. Povysheenie tochnosti i vibroustojchivosti protyazhnyh stankov / V. S. Belov, G. M. Ivanov. – M. : NIIMASH, 1978. – 180 s.
4. Kudinov, V. A. Dinamicheskie chastotnye harakteristiki processa shlifovaniya / V. A. Kudinov, V. M. Grishin // Stanki i instrument. – 1972. – № 1. – S. 7–9.
5. Kudinov, V. A. Dinamika stankov / V. A. Kudinov. – M. : Mashinostroenie, 1967. – 300 s.

Материал поступил 22.02.2024, одобрен 14.03.2024, принят к публикации 18.03.2024