

5. **П'ишченко, А. Ф.**, Ivashko, V. S., Okovityi, V. A., & Sobolevskii, S. B. (1998) *Heat-Protective Coatings on ZrO₂ basis*. Minsk, Research Institute of Powder Metallurgy with Pilot Production. 128 p. (in Russian).
6. **Акишин, А. И.** (2007) *Space Material Science*. Moscow, Research Institute of Nuclear Physics, Moscow State University. 209 p. (in Russian).
7. **Новиков, Л. С.**, & Panasiuk, M. I. (2007) *Model Space. Vol. 2. Impact of Space Environment on Materials and Equipment of Spacecrafts*. Moscow, Bookshop "Universitet". 1143 p. (in Russian).
8. **Акишин, А. И.** (2001) *Effects of Space Conditions on Materials*. New York, Nova Science Publ. 199 p.
9. **П'ишченко, А. Ф.**, Kundas, S. P., Dostanko, A. P., Okovityi, V. A., Gurevich, V. A., Gromyko, G. F., Zaiats, G. M., Kuz'menkov, A. N., & Vitiaz', P. A. (1999) *Processes of Plasma Coating Application: Theory and Practices*. Minsk: Armita – Marketing, Management, 543 p. (in Russian).
10. **Сафай, С.**, & Herman, H. (1978) Plasma Sprayed Coating – Their Ultramicrostructure. *Advances in Surface Coating Technology. Paper 5 International Conference*. London: Pub. Welding Institute, 1–14.
11. **Hasuy, A.** (1975) *Spraying Techniques*. Moscow, Mashinostroenie. 286 p. (in Russian).
12. **Борисов, Ю. С.**, Gnatenko, D. I., & Kulikov, A. S. (1979) Application of Plasma Coating in Mechanical Engineering. *Protective Coatings on Metal. Collected Book*. Kiev: Navukova Dumka [Scientific Thought], 13, 103–106 (in Russian).
13. **Eschnauer, H.**, Kilp, F., Mundinger, K., Kuehn, H., & Stitz, O. (1980) Pulverfoermige Keramische Werkstoffe zum Plasmaspritzen [Ceramic Powers for Plasma Spraying]. *Berichte der Deutschen Keramischen Gesellschaft*, 57 (4–5), 94–98 (German).
14. **McClocklin, R. S.**, & Teal, B. A. (1975) Thermal-Spray Coatings for Computer Components. *Journal of Vacuum Science & Technology*, 12 (4), 784–785. Doi.org/10.1116/1.568671.
15. **Vialtsev, A. M.** (1988) Synthesis of Ceramic Materials for High-Density Coatings. Obtaining and Investigation of New Material Properties. Collection of Articles. Kiev: IPM Publ. 149–153 (in Russian).
16. **Ivashko, V. S.**, П'ишченко, А. Ф., Okovityi, V. A., & Sobolevskii, S. B. (1997) Modern Technologies for Application of Thermal Protective Ceramic Coatings. *Izvestiia Belorusskoi Inzhenernoii Akademii* [News of Belarusian Engineering Academy], 2 (4), 28–32 (in Russian).
17. **П'ишченко, А.**, Okovityi, V., & Sobolevskii, S. (1997) Aspects of Deposition of the Thermal Barrier Coatings. *Proc. of the International Conf. TECHNOLOGY-97*, 12 September 1997. Bratislava, Slovakia, 672–673.
18. **Vityaz, P.**, П'ишченко, А., & Okovityi, V. (1997) Effect of Chemical, Phase Composition and Heat Resistance of a Ceramic Layer Coating on Resistance to Temperature Cycling. *Proc. of the 4-st International Conference Danube Adria Association for Automation & Manufacturing*, 14 December 1997. Tallinn, Estonia, 137–140.
19. **Vitiaz', P. A.**, П'ишченко, А. Ф., Okovityi, V. A., & Ivashko, V. S. (1997) Specific Features of Ceramic Layer Formation in Thermal Protective Coating. *Poroshkovaya Metallurgiya* [Powder Metallurgy], 20, 81–86 (in Russian).

Поступила 14.10.2014

УДК 621.9.011:517.962.1

МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ДИНАМИКИ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ФРЕЗЕРНО-СВЕРЛИЛЬНО-РАСТОЧНОГО СТАНКА С МОНОСТОЙКОЙ

Докт. физ.-мат. наук, проф. ВАСИЛЕВИЧ Ю. В.¹⁾, канд. техн. наук, доц. ДОВНАР С. С.¹⁾, инженеры ТРУСКОВСКИЙ А. С.²⁾, ШУМСКИЙ И. И.²⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет,

²⁾ОАО «МЗОР» – управляющая компания холдинга «Белстанкоинструмент»

E-mail: ssdov@tut.by

Проведен МКЭ-анализ динамики несущей системы тяжелого станка. Это перспективный структурный вариант для крупногабаритного многоцелевого станка с горизонтальным ползуном. Каретка и ползун перемещаются вертикально по субтильной моностойке. В существующем станке-аналоге используется жесткая двойная стойка. Выполнены статический, модальный и гармонический анализы несущей системы с моностойкой МКЭ-моделированием до изготовления опытного образца. Расчеты для станка-аналога показали хорошее совпадение МКЭ-расчета с экспериментами.

Выявлены шесть общестаночных резонансов несущей системы. Из них осциллирующие силы резания активно возбуждают три-четыре резонансные моды. Установлены диапазоны изгибно-крутильных (20–40 Гц) и клевковых резонансов (70–90 Гц). Существенно выше (от 140 Гц) начинается диапазон многоволновых резонансов, которые связаны с изгибными колебаниями ползуна и согласованными с ними выпучиваниями стенок стойки. Показана стабильность картины резонансов. Наиболее опасен крутильный резонанс стойки на частоте около 40 Гц. Жесткость на шпинделе падает до

3,8 Н/мкм. Наблюдается самостабилизация крутильного резонанса. Частота крутильных колебаний почти не меняется при подъеме–опускании каретки с ползуном. Это связано с миграцией динамической оси кручения.

Построены амплитудно-частотные характеристики несущей системы для различных положений каретки на стойке. Определены три интервала частот, в которых возможна обработка на станке. Первый интервал является статическим. В нем станок с моностойкой уступает станку-аналогу. Причиной является низкая статическая жесткость субтильной стойки. Второй интервал узок и находится между изгибно-крутильными и клевковыми резонансами. Наиболее эффективен третий интервал. В нем есть участок междиапазонной паузы между общестаночными и многоволновыми резонансами. Здесь наблюдается существенное увеличение динамической жесткости на шпинделе, что компенсирует субтильность стойки. Высокий потенциал динамической жесткости выявлен в направлении оси ползуна (>2000 Н/мкм). Обнаружена склонность станка к кроссингу перемещений при колебаниях. Обсуждены особенности этого эффекта. Схема с моностойкой рекомендуется к использованию на практике. Условием является переход к быстроходному главному приводу в рамках концепции высокоскоростной обработки. Требуется обеспечить жесткость осевого привода подачи.

Ключевые слова: МКЭ, станок, жесткость, резонанс, АЧХ, вибрация, высокоскоростная обработка.

Ил. 5. Табл. 4. Библиогр.: 12 назв.

MODELING AND ANALYSIS OF DYNAMICS IN BEARING SYSTEM OF DRILLING, MILLING AND BORING MACHINE WITH MONO-COLUMN

VASILEVICH Yu. V.¹⁾, DOVNAR S. S.¹⁾, TRUSKOVSKY A. S.²⁾, SHUMSKY I. I.²⁾

¹⁾ *Belarusian National Technical University,*

²⁾ *JSC “MZOR” – Managing Company of “Belstankoinstrument” Holding*

FEM-analysis of dynamics in the bearing system of a heavy-duty machine tool has been carried out in the paper. This is a prospective variant for a large-size multi-purpose machine tool with a horizontal sliding ram. A saddle and a ram are moving vertically along a subtle mono-column. A rigid double-column is used in the existing analog machine tool. A static, modal and harmonic analysis of the bearing system with the mono-column has been made in the paper. It has been done with the help of FEM-simulation prior to fabrication of a prototype sample. Previously conducted calculations for the analog machine tool have shown good compatibility of FEM-calculation with experiments.

Six common machine tool resonances have been revealed for the bearing system. Their oscillating cutting forces are actively exciting three-four resonance modes. Ranges of a flexure-torsion resonance (20–40 Hz) and nose-diving resonances (70–90 Hz) have been determined in the paper. The paper shows that the range of multi-wave resonances starts significantly higher from 140 Hz. These resonances are interconnected with bending oscillations of the ram and bucklings of the column walls which are matched with the oscillations. The paper demonstrates stability in resonance pattern. The torsional resonance of the column on the frequency of nearly 40 Hz is considered as the more dangerous one. Spindle rigidity goes down up to 3.8 Н/μm. It is possible to observe self-stabilization of the torsional resonance. Frequency of the torsional oscillations is practically unchangeable when there is a lifting or lowering down of the saddle and the ram. It is related to the migration of dynamical axis of torsion.

Frequency-response characteristics of the bearing system have been constructed for various saddle positions on the column. Three frequency intervals that make it possible to carry out machining operation have been determined in the paper. The first interval is a static one. The machine tool with a mono-column comes short of the analog machine tool in this interval. The main reason of it is low static rigidity of the subtle column. The second interval is narrow and it is located between flexure-torsion and nose-diving resonances. The third interval is considered as the most efficient one. The interval contains a section of inter-range pause between general machine tool and multi-wave resonances. In this case it is possible to observe a significant increase of the dynamic rigidity on the spindle that compensates the column subtlety. High potential of the dynamic rigidity has been revealed in the direction of the ram axis (>2000 Н/μm). The paper shows liability of the machine tool to displacement crossings during oscillations. Peculiar features of this effect have been discussed in the paper. The diagram with a mono-column is recommended for practical application. The main condition is a transition to high-speed drive within the framework of concept on high-speed machining. It is necessary to ensure rigidity of the axial feed drive system.

Keywords: finite elements method (FEM), machine tool, rigidity, resonance, frequency-response characteristics, vibration, high-speed machining.

Fig. 5. Tab. 4. Ref.: 12 titles.

Предмет исследования. Работа посвящена МКЭ-моделированию и анализу динамических характеристик перспективного структурного варианта крупногабаритного станка с высотой стойки 4 м. Белорусский производитель ОАО «МЗОР» выпускает станок-аналог. Это горизонтальный

фрезерно-сверлильно-расточной (многоцелевой) станок тяжелого класса МСП-6401 [1]. Он имеет двойную (бинарную) стойку (A, B, рис. 1а). В прорези между стойками вертикально (по оси Y) перемещается каретка D. Из нее в осевом направлении Z выдвигается ползун со шпин-

дельным узлом F на конце. Деталь или стойку можно перемещать также в продольном направлении X .

Станки рассматриваемого класса оснащены лезвийным инструментом и работают с существенными силами резания. Основной задачей является получение точных контуров в плоскости XU (окон, отверстий, пазов). По направлениям X и Y желательны минимальные отклонения станка.

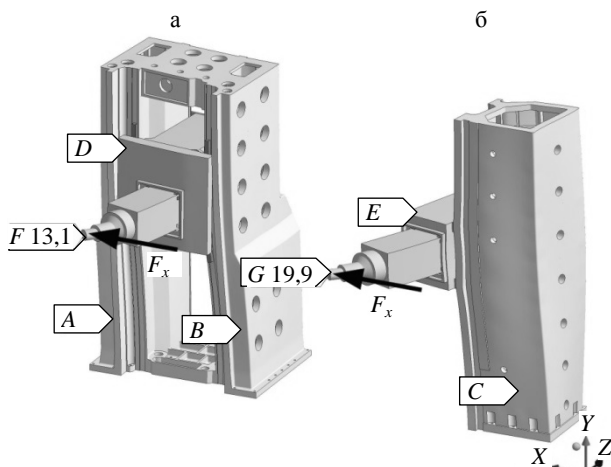


Рис. 1. Несущие системы (а) двухстоечного МСП-6401 (Д-станка) и (б) одностоечного станков (М-станка), нагруженные вдоль X силой $F_x^{cr} = 1000$ Н (числа – перемещения шпинделей в мкм)

В то же время пики сил наиболее вероятны в осевом направлении Z при сверлении и плунжерном фрезеровании. Структурный вариант «двойная стойка» и сам двухстоечный станок МСП-6401 (Д-станок) характеризуются статической жесткостью и массивностью. Станок хорошо зарекомендовал себя для небыстрого силового резания. Однако в мировой практике возник конкурент – структурный вариант – моностойка (М-станок, рис. 1б). Здесь на стойке-колонне C сбоку подвешена каретка E . Оси стойки C и ползуна G не пересекаются друг с другом. Вариант моностойки экономит металл и облегчает процесс литья. Производители осваивают подчеркнуто нежесткие, субтильные моностойки.

Концепция зарезонансной (закритической) обработки на станке. Крупногабаритный станок с грузом (кареткой и ползуном) должен обладать при резании высокой жесткостью на шпинделе. Очень трудно достичь нужной статической жесткости. Но можно

обеспечить динамическую жесткость машины за счет инерционной массы конструкции (в зарезонансной (закритической) области частот). Это общий эффект в поведении подпружиненных масс. В станке надо, во-первых, снизить резонансные частоты (субтильность конструкции). Во-вторых, нужно рабочие частоты поднять как можно выше над резонансными. Для этого станок должен использовать высокоскоростной главный привод (например, моторшпиндель). Необходимо проверить реалистичность концепции обработки в закритической (зарезонансной) области частот (концепции «ЗаКрит») на М-станке. Следует решить, перспективен ли такой станок в белорусском станкостроении. Рационально провести виртуальные эксперименты с помощью МКЭ [2] до проектирования и изготовления дорогостоящего опытного образца. Достоверность моделирования доказана ранее для станка-аналога МСП-6401 на основе хорошего совпадения результатов виртуальных и натуральных экспериментов [3, 4].

Геометрическая модель станка. Была построена 3D-модель несущей системы (чугунное литье) для М-станка. В нее входили (рис. 1б): стойка C (массой 5597 кг), каретка E (2859 кг) и ползун G (4497 кг). Стойка C габаритами 3950×945×920 мм спроектирована субтильной. Фактор субтильности (отношение высоты к среднему горизонтальному габариту) составляет $S_M = 4,2$. В выпускаемом Д-станке этот фактор гораздо ниже ($S_D = 2,2$). Масса стойки C для М-станка в 1,8 раза меньше, чем у существующей машины. Несущая система, изображенная на рис. 1б, в 1,58 раза легче, чем на рис. 1а.

В конструкции новой стойки отталкивались от известных решений чешских и итальянских производителей. Толщина вертикальных стенок составляла 30–40 мм, толщина нижнего фланца и направляющих 100 мм. Оребрение находилось внутри стойки и являлось системой вертикальных и горизонтальных ребер сечением 30×65 мм. Период оребрения 250 мм. Вес внутреннего оребрения составлял 24 % от веса стойки.

Ползун (сечением 450×450 мм) рассматривали как единое тело длиной 3180 мм. Шпиндельный узел (ШУ, возле маркера G на рис. 1а) представлен как внешний образ. Внутренняя проработка ШУ не требовалась. Опыт предыдущих МКЭ-расчетов станков ОАО «МЗОР»

показал [1, 4–7], что статическая податливость ШУ мала и почти не влияет на податливость всей несущей системы. Резонансы внутри ШУ начинаются только на частотах более 250 Гц.

Моторная группа на противоположном конце ползуна G условно не выделена. Ее масса учтена в массе ползуна. Между ползуном и кареткой размещены 32 модельные танкетки. Каретка связана четырьмя опорами с направляющими стойки. В среднем положении (рис. 1б) ось ползуна поднята на $h = 2250$ мм над основанием стойки, ползун выдвинут из каретки на 1200 мм. Расстояние между осью шпинделя и центральной осью стойки 950 мм (по оси X).

Конечно-элементная модель. Параметры и адекватность. Моделирование несущей системы М-станка проводили по методике [3–6]. Выполнены статический, модальный (поиск резонансных мод) и гармонический анализы (возбуждение мод силами, осциллирующими с разной частотой). Упругие свойства материалов взяты такими, как в [3], посвященной конструирующему решению МСП-6401. Основным материалом являлся чугун с модулем упругости $E = 130$ ГПа и коэффициентом Пуассона $\mu = 0,28$. Специальные модельные материалы применяли для опор и танкеток. Упругие свойства подбирали в предварительных МКЭ-расчетах так, чтобы обеспечить жесткость этих деталей согласно каталогам.

Всем материалам приписывали коэффициент демпфирования ξ . Он важен в гармоническом анализе на частотах возле резонансов. В базовом случае для всех материалов назначали одинаковый коэффициент $\xi = 3\%$. Для станков с чугунными корпусными деталями это весьма хороший уровень демпфирования [8].

Граничные и контактные условия. Стойку жестко закрепляли по основанию. Тестовые силы F_X, F_Y, F_Z прилагались в статике и динамике только к концу шпинделя в направлении осей X, Y, Z соответственно. Они имитировали силы резания. МКЭ-модель является во всех случаях линейной, поэтому величины сил не принципиальны, а решения масштабируемы. Базовым уровнем для сил принято значение 1000 Н. В статическом анализе сила, например по X , была постоянна и равна $F_X^{ct} = 1000$ Н. В модальном анализе силы не участвуют. В гармоническом анализе возбуждение

производят на какой-либо частоте испытания f_i . Прилагаемая по X динамическая сила изменяется по формуле

$$F_X^d = A_X \sin 2\pi f_i,$$

где $A_X = A_Y = A_Z = 1000$ Н – амплитуда силы.

Пары «стойка – каретка» и «каретка – ползун» связаны направляющими и опорами. В мировой практике для тяжелых станков используют направляющие как скольжения, так и качения [8]. Направляющие нагружены силой тяжести конструкции и, возможно, предварительным натягом. Есть существенное трение покоя. При моделировании было принято, что вибрационные проскальзывания отсутствуют. Поэтому контактные конечные элементы в МКЭ-модели находились в застопоренном состоянии (статус bonded). Моделирование приводов не требовалось. Выявляли поведение собственно несущей системы станка. Упругие эффекты в приводах (в случае колебательных проскальзываний) могут модифицировать это поведение, но не отменить.

Предварительный статический анализ. Выполнено статическое нагружение обоих станков (рис. 1). Силы на шпинделях прилагали последовательно по всем осям. Статическую жесткость вычисляли по формулам типа $j_X^{ct} = F_X^{ct} / \delta_X$. Результаты сведены в табл. 1. Несущая система Д-станка показала умеренную жесткость в плоскости XY (76–111 Н/мкм). Жестким является только осевое направление Z (806 Н/мкм).

Визуально субтильный М-станок оказывается таковым в статике. Из-за изгибающей и крутильной податливости стойки жесткость в плоскости XY падает до полутора раз. Осевая жесткость снижается втрое, но остается довольно высокой.

Таблица 1

Статическая жесткость для Д- и М-станков

Станок, показатель	Жесткость по осям, Н/мкм		
	j_X^{ct}	j_Y^{ct}	j_Z^{ct}
Д-станок (МСП-6401)	76	111	806
М-станок (перспектива)	50	88	276
Снижение жесткости у М-станка, раз	1,52	1,26	2,91

Итак, по статической жесткости М-станок однозначно уступает Д-станку. Следует учесть, что оба станка демонстрируют большую податливость в плоскости XY . Это связано не только

со стойкой, но и с консольным изгибом ползуна в каретке.

Модальный и гармонический анализы.

Самым важным фактором, влияющим на динамику несущей системы М-станка, является положение на стойке тяжелой каретки с ползуном (вместе 7356 кг – 131 % массы стойки). По статистике использования аналогичных станков было выбрано наиболее вероятное положение каретки. Здесь ось шпинделя находится на высоте $h = 2250$ мм от основания стойки. Это положение назовем средним (0). Кроме того, моделировали нижнее и верхнее положения со смещением каретки по Y на 1000 мм в соответствующие стороны. Нижнее положение (–1000) должно быть самым жестким. В верхнем положении (+1000) каретка находится наверху стойки. Ожидается максимальная виброактивность системы.

В ходе модального анализа для каждого из трех положений были найдены (табл. 2) первые 12 резонансных мод (MT1–MT12). Модальные частоты f_i оказались ограничены рамками 19–215 Гц. Более высокие моды не разыскивали, так как это отдельная работа, тре-

бующая учета резонансов внутри шпиндельного узла. Выявлено, что первые шесть мод (MT1–MT6) весьма стабильны по форме модального движения и частоте. Каждая из мод охватывает каким-либо единообразным движением всю несущую систему (рис. 2, 3а, б). Они были классифицированы как общестаночные резонансные моды (ОСР) [3, 5, 6]. Моды занимают ОСР-диапазон протяженностью $f_{1-6} \cong \cong 19-106$ Гц.

Выше ОСР-диапазона лежат разнообразные многоволновые резонансы (МВР). Они характеризуются многочисленными узлами и пучностями. Одна из мод представлена на рис. 3в. Каретка 6 почти неподвижна (узел), зато ползун изгибается, его шпиндельный 1 и моторный 2 концы согласованно колеблются (пучности), образуя полуволну. С этим движением (видимо, ведущим в моде) синхронизированы колебания стенок стойки (пучность 4), которые по вертикали создают полный волновой период. Дополнительно система пучностей и узлов просматривается по кромкам верхнего торца стойки 5.

Таблица 2

Резонансные моды для трех положений каретки на стойке

Положение каретки	Частота резонансных мод f_i , Гц							
	ОСР						МВР	
	Изгиб стойки		Кручение стойки	Клевки каретки с ползуном			Изгибы ползуна и стенок стойки	
	MT1	MT2	MT3	MT4	MT5	MT6	MT7	MT12
Верхнее	19,30	23,40	35,00	69,40	76,30	105,00	167,6	215,1
Среднее	26,10	31,00	39,90	75,80	85,60	101,60	143,5	202,4
Нижнее	37,70	41,80	46,70	85,50	97,50	105,80	140,1	210,8
Спад f_i при росте h	1,95	1,79	1,33	1,28	1,28	1,01	–	–

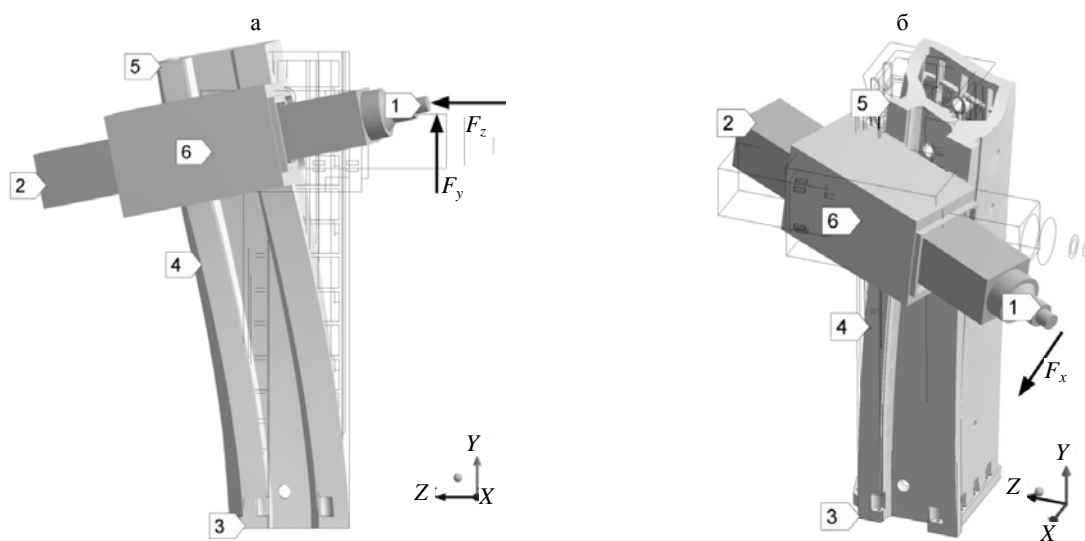


Рис. 2. Возбуждение изгибного (а) и крутильного (б) резонансов станка: а – осевой силой F_z на частоте 19 Гц (мода MT1; $\times 15000$); б – продольной силой F_x (35 Гц; MT3; $\times 3000$); 1, 2 – шпиндельный и моторный концы ползуна; 3 – основание стойки; 4 – средняя часть стойки; 5 – верхний фланец стойки; 6 – каретка

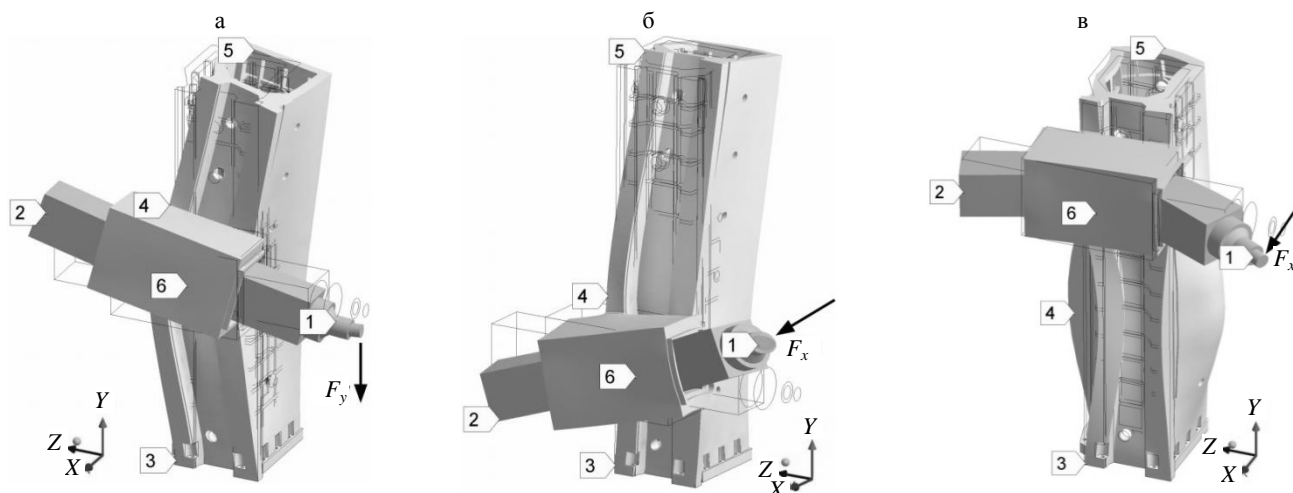


Рис. 3. Возбуждение высокочастотных резонансов: а – клевки каретки 6 с ползуном 1–2 от вертикальной силы F_y (75 Гц; МТ4; $\times 50000$); б – клевки от продольной силы F_x (98 Гц; МТ5; $\times 80000$) при кроссинге с X на Y; в – многоволновой резонанс МТ8 от F_x (180 Гц; $\times 40000$)

В МВР-диапазоне резонансы легко пере-страиваются по частоте и форме. На них сильно влияет положение каретки. Между ОСР-и МВР-диапазонами во всех виртуальных испытаниях обнаруживается междиапазонная частотная пауза (МДП) без резонансов. Она имеет длину порядка десятков герц (например, от 102 до 142 Гц для верхнего положения каретки). МДП подчеркивает разную природу двух резонансных диапазонов.

В гармоническом анализе осциллирующие силы были приложены прежде всего на модальных частотах. Это показывает возбуждаемость резонансных мод. Картины резонансов даны на рис. 2, 3, амплитуды сведены в табл. 3. Обнаружено, что среди ОСР-мод существенно возбуждаются (от сил на шпинделе) только МТ1 (изгиб стойки, рис. 2а), МТ3 (кручение стойки, рис. 2б) и МТ5 (клевки ползуна, рис. 3б). «Клевковая» мода МТ4 (рис. 3а) возбуждается весьма умеренно. Проявления мод МТ2 и МТ6 минимальны.

Все возбуждаемые моды подчиняются закономерности: их частота падает при подъеме каретки, а амплитуда раскачивания возрастает. Изгибный резонанс МТ1 изменяет свою частоту

ту f_1 почти вдвое. Он хорошо возбуждается как осевой силой F_z^n , так и вертикальной F_y^n . Перемещения конца шпинделя при любой силе происходят как по Y, так и по Z – это проявление кроссинга (crossing, cross-talk) [8, 9]. Например, если сила F_y^n вызывает колебания по Z с ненулевой амплитудой A_z , то присутствует кроссинг «Y–Z». В табл. 3 для МТ1 в скобках отражен кроссинг «Z–X». Из-за асимметричного расположения каретки на стойке осевая сила F_z^n заставляет ползун колебаться, в том числе и по оси X. Это неблагоприятно для точности обработки.

Самым мощным является крутильный резонанс по МТ3 (рис. 2б). Здесь стойка работает в основном как закручивающийся стержень (пружина кручения). Резонанс неблагоприятен для точности в направлении X. Динамическая жесткость в этом направлении падает до $j_x^n = F_x^n / A_x = 1000 / 258,9 = 3,86$ Н/мкм. Это очень низкий уровень, опасный возникновением регенеративных автоколебаний в процессе резания [8–11]. Работа станка вблизи МТ3 недопустима.

Таблица 3

Амплитуды перемещений на резонансах при силе 1000 Н и $\xi = 3\%$

Положение каретки	Амплитуда перемещения, мкм		
	МТ1, изгиб, $F_z - A_z (F_z - A_x)$	МТ3, кручение, $F_x - A_x$	МТ5, клевки, $F_y - A_y$
Верхнее	104,2 (91,4)	258,9	73,15
Среднее	52,1 (60,0)	175,5	58,70
Нижнее	5,6 (6,9)	98,9	48,90

Особенностью крутильного резонанса МТЗ является слабая зависимость частоты от высоты каретки. Простая пружинно-массовая модель предсказывает падение f_3 в 1,87 раза при полном подъеме каретки. МКЭ-модель (табл. 2) показала весьма умеренное изменение в 1,33 раза. Дополнительные расчеты выявили, что ось резонансного кручения не совпадает с осью стойки и мигрирует при изменении условий (изменяется момент инерции каретки с ползуном). Ситуация требует дополнительного изучения. Возможно, здесь проявляется эффект самостабилизации резонансных мод станка [3–5].

Клевковые резонансы МТ4 и МТ5 (рис. 3а, б) возмущают точность обработки прежде всего по Y . Маркеры 6 указывают на оси клевковых (возвратно-качательных) движений ползуна 1–2. Оси продольны (X), клевки происходят примерно в плоскости YZ . Особенностью МТ4 является полуволновой изгиб стойки, когда маркеры 3 и 5 (рис. 3а) указывают на узлы, а 4 – на пучность возле каретки.

В нижнем положении каретки мода МТ5 сопровождается (рис. 3б) существенными махами верхней части стойки (4–5). Махи уравновешивают в противофазе часть колебаний каретки и ползуна. Мода МТ5 очень склонна к кроссингу. Так, движение, зафиксированное на рисунке, возбуждается продольной силой F_x^d , но происходит в основном в направлении Y . Следовательно, имеет место кроссинг « X – Y ».

Амплитудно-частотная характеристика несущей системы. Общий отчет о гармоническом возбуждении М-станка предоставляют амплитудно-частотные характеристики (АЧХ). В исследованиях авторов входом всегда являлась осциллирующая сила на конце шпинделя (F_x^d , F_y^d или F_z^d). Выходами были амплитуды перемещений шпинделя A_x , A_y , A_z . Для АЧХ на рис. 4а линия X выражает прямое влияние. Она описывает, как сила по X влияет на частотах на перемещение по той же оси (функция $A_x(F_x^d, f_n)$). Если же, например, отличается от нуля линия Y (функция $A_y(F_x^d, f_n)$), то это проявляет себя кроссинг « X – Y ».

Кроссинг перемещений ярко выражен у М-станка. На рис. 4а видно, что на резонанс-

ных пиках МТ1 и МТ3 сила по X возбуждает раскачку по всем трем осям. Данные два пика близки по частоте, поэтому их можно объединить в диапазон изгибно-крутильных резонансов (ИКР). Этот ИКР-диапазон является низкочастотным и лежит для среднего положения станка примерно между 20 и 50 Гц. Диапазон опасен для работы станка. В нем находятся высокоамплитудные резонансы.

Клевковые моды МТ4 и МТ5 создают среднечастотный диапазон клевковых резонансов (КЛР-диапазон). Под действием продольной силы он возбуждается сравнительно слабо (рис. 4а). Однако КЛР-диапазон претендует на ведущую роль при вертикальном возбуждении (рис. 4б). Рядом с пиками от МТ4 и МТ5 обнаруживается даже пик пассивной моды МТ6. В итоге КЛР-диапазон растягивается от ~70 до ~110 Гц.

Изгибно-крутильные резонансы при вертикальном возбуждении относительно слабы. Интересно, что самый высокий пик для крутильной моды МТ3 создан линией X и является кроссингом « Y – X ». Линия Z на рис. 4б также является кроссингом « Y – Z ».

Исходя из АЧХ для плоскости XY (рис. 4а, б), для точной обработки на станке можно рекомендовать три частотных интервала. Статический интервал I находится ниже ~20 Гц и использует дорезонансное состояние станка. Точная обработка возможна и в межрезонансном интервале II (между ИКР- и КЛР-диапазонами) в промежутке 50–70 Гц.

Зарезонансный рабочий интервал III начинается правее пиков МТ5 и МТ6 (>110 Гц). Как видно из рис. 4б, этот интервал включает в себя МДП. Здесь самые низкие линии АЧХ и соответственно самая высокая динамическая жесткость станка. В диапазон III включается также область МВР. В ней нет выраженных пиков, но ход всех линий АЧХ неспокойный и неупорядоченный. Для высокочастотного диапазона МВР следует рассчитывать на естественное демпфирование, которое быстро растет с частотой в сборных конструкциях.

При осевом возбуждении станка силой F_z^d (рис. 4в) обнаруживается только один пик – изгибный резонанс МТ1. В линиях X и Y проявляется кроссинг перемещений.

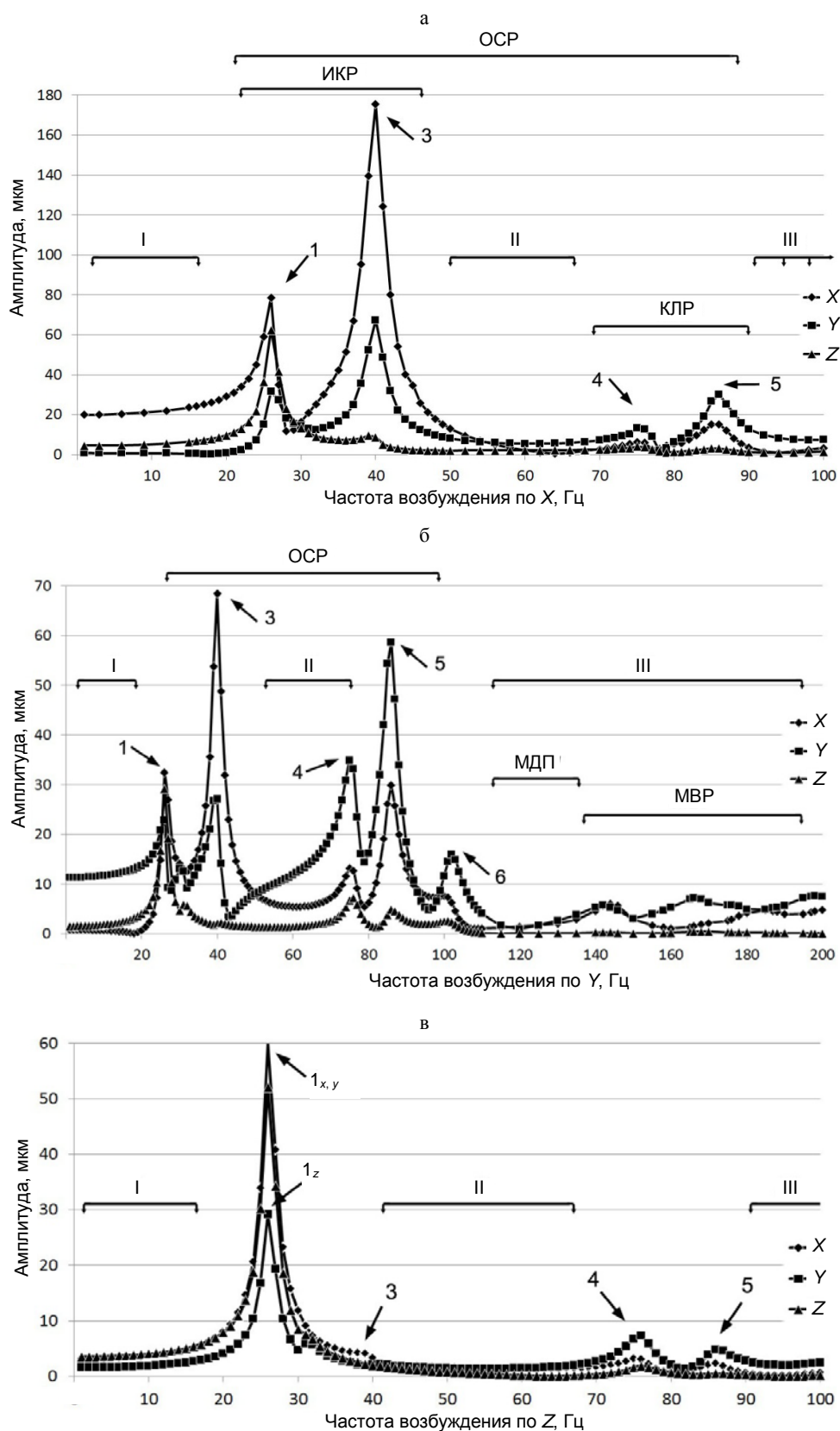


Рис. 4. АЧХ перемещений шпинделя по X, Y, Z при продольном (а; F_x^a), вертикальном (б; F_y^a) и осевом (в; F_z^a) возбуждении (каретка по середине; числа – номера мод)

Однако после резонанса МТ1 все кривые опускаются и идут более низко, чем на других АЧХ. После клевковых резонансов станок почти не отвечает на осевое возбуждение.

Для каждого положения каретки была построена огибающая линия амплитуд в плоскости XY (рис. 5). Для частоты испытания f_i это параметр $A_{ор}^i = \max(A_X^i, A_Y^i)$. Он отражает ожидаемую неточность обработки. Линии 1, 3, 5 показывают миграцию пиков МТ1, МТ3, МТ5 соответственно при подъеме каретки (справа налево на рис. 5). Рекомендованные рабочие интервалы I, II, III существуют для всех положений станка. Динамическое поведение станка стабильно. Миграция пиков по частоте невелика. Наиболее рекомендуется для обработки МДП-интервал. Он выражен для всех положений.

Динамическая жесткость шпинделя в табл. 4 указана в каждой клетке триадой чисел – для верхнего, среднего и нижнего положений каретки. Коэффициент $k_{XY} = j_X^d / j_Y^d$ показывает различие жесткости по вертикальному и продольному направлениям. Параметр $j_{срXY}^d$ дает среднюю жесткость в плоскости XY для всех положений каретки для данной частоты. Получается, что в межрезонансном II и зарезонансном III рабочих интервалах жесткость в среднем равна 264 Н/мкм, что в 3,72 раза больше, чем в статическом интервале I. Однако показатели жесткости меняются немонотонно. Жесткости по X и Y не поддерживают стабильного соотношения друг с другом.

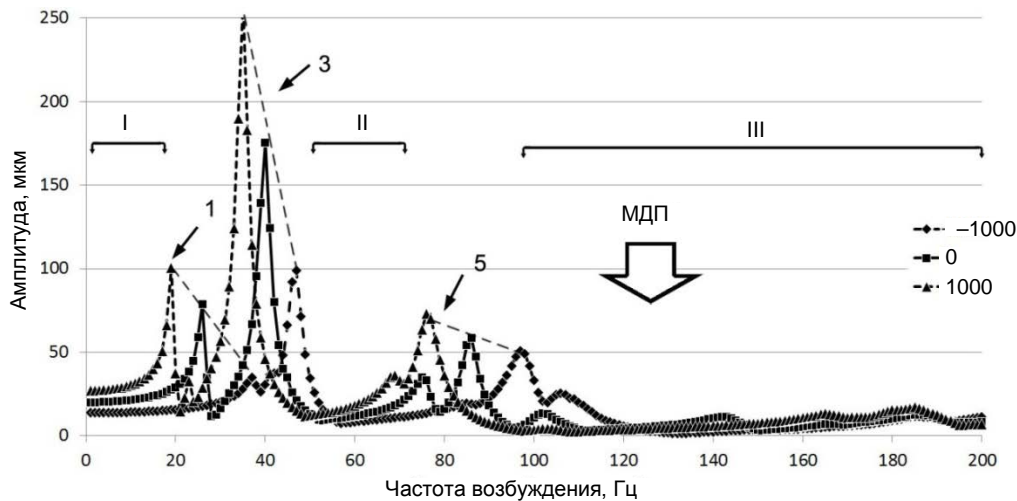


Рис.5. Огибающие АЧХ в плоскости XY для трех положений каретки (-1000; 0; 1000)

Таблица 4

Динамическая жесткость шпинделя $j_{x, y, z}^d$ (Н/мкм) в интервалах I, II, III

Показатель	Динамическая жесткость, Н/мкм, в интервале			
	I (Стат)	II (ОСР)	III (МДП)	III (МВР)
	при частоте f_i , Гц			
	1	60	120	200
j_X^d	37–50–73	346–452–304	256–229–331	142–122–136
j_Y^d	76–88–102	54–84–120	585–977–176	228–135–87
j_Z^d	137–282–694	2264–4584–4129	30488–31309–7920	5463–5472–5042
k_{XY}	0,59	4,77	0,85	1,03
$j_{срXY}^d$	71	227	425	141

ВЫВОДЫ

1. Обработка в закритической области частот обеспечивает жесткость системы в плоскости XU даже при высоко поднятой каретке. Так, в интервале II в междиапазонной паузе (120 Гц, табл. 4) жесткость в плоскости XU превышает 250 Н/мкм.

2. Динамическая осевая жесткость j_z^d М-станка в межрезонансном (II) и зарезонансном (III) интервалах является очень высокой. Тяжелая каретка оказывается на линии действия осевой силы F_z^d . На высоких частотах (выше МТ1) массу каретки уже невозможно раскатать по Z . Проявляется зарезонансная инерция груза. Осевая жесткость несущей системы оказывается рекордной (>2000 Н/мкм). Статическая податливость стойки не играет роли. Для реализации потенциала осевой жесткости станку требуется соответствующий осевой привод перемещений.

3. В целом концепция обработки в зарезонансной (закритической) области частот (концепция «ЗаКрит») эффективна. В первую очередь к использованию рекомендуется междиапазонная пауза из рабочего интервала III. При максимальном подъеме каретки она является достаточно протяженной (95–150 Гц). Для работы в интервале III станок нужно оснастить быстроходным главным приводом, например мотор-шпинделем. Это отвечает современной концепции высокоскоростной обработки (BCO, HSM) [12].

ЛИТЕРАТУРА

1. **Баланс** жесткости стойки фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричным расположением шпиндельной бабки / В. И. Туромша [и др.] // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2012. – № 3 (50). – С. 19–29.

2. **Зенкевич, О.** Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 312 с.

3. **Василевич, Ю. В.** Модальный анализ несущей системы тяжелого горизонтального многоцелевого станка с помощью МКЭ / Ю. В. Василевич, С. С. Довнар, И. И. Шумский // Наука и техника. – 2014. – № 4. – С. 14–24.

4. **Василевич, Ю. В.** МКЭ-анализ гармонического возбуждения горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричной стойкой / Ю. В. Василевич, С. С. Довнар, А. С. Трусковский // Машиностроение: республ. межвед. сб. науч. трудов. – Минск: БНТУ, 2014. – Вып. 28. – С. 112–120.

5. **Модальный** анализ портала тяжелого продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В. И. Туромша [и др.] // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. В: Прикладные науки. Промышленность. – 2013. – № 3. – С. 38–48.

6. **Гармонический** анализ порталов тяжелых продольно-фрезерных станков типа «Гентри» с помощью МКЭ / С. С. Довнар [и др.] // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. В: Прикладные науки. Промышленность. – 2014. – № 11. – С. 24–36.

7. **Повышение** жесткости ползуна продольно-фрезерного станка с подвижным порталом / В. И. Туромша [и др.] // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. В: Прикладные науки. Промышленность. – 2011. – № 11. – С. 104–112.

8. **Lopez de Lacalle, L. N.** Machine Tools for High-Performing Machining / L. N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz. – London: Springer, 2009. – 442 p.

9. **Altintas, Y.** Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding / Y. Altintas, M. Weck // CIRP Annals – Manufacturing Technology. – 2004. – Vol. 53, No 2. – P. 619–642.

10. **Кудинов, В. А.** Динамика станков / В. А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.

11. **Stability Prediction for Milling** / M. Kalveram [et al.] // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2005. – No 45 (7–8). – P. 769–781.

12. **Кунец, Г.** Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости / Г. Кунец // Мир техники и технологий. – 2004. – № 6. – С. 35–37.

REFERENCES

1. **Turomsha, V. I.,** Dovnar, S. S., Truskovskii, A. S., & Shumskii, I. I. (2012) Balance of Column Rigidity in a Mill-Drill-Bore Machine with Symmetric Arrangement of Spindle Carrier. *Vestnik Gomel'skogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta imeny P. O. Sukhogo* [Bulletin of Pavel Sukhoi Technical University of Gomel], 3(50), 19–29 (in Russian).

2. **Zenkevich, O.,** & Morgan, K. (1986) *Finite Elements and Approximation*. Moscow, Mir. 312 p. (in Russian).

3. **Vasilevich, Yu. V.,** Dovnar, S. S., & Shumskii, I. I. (2014) Modal Analysis of Bearing System in Heavy-Duty Horizontal Multi-Purpose Machine Tool Using Finite Elements Method (FEM). *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], 4, 14–24 (in Russian).

4. **Vasilevich, Yu. V.,** Dovnar, S. S., & Truskovskii, A. S. (2014) FEM-Analysis of Harmonic Excitation in Horizontal Mill-Drill-Bore Machine with Symmetric Column. *Mashinostroenie: Respublikanskii Mezhdovedstvennyi Sbornik Nauchnykh Trudov* [Mashinostroenie: the Republican Interdepartmental Collection of the Scientific Works Proceedings]. Minsk: BNTU, issue 28, 112–120 (in Russian).

5. **Turomsha, V. I.,** Tumi El'-Mabruk Abuzhafer Ali, Kovaleva, I. L., Dovnar, S. S., & Shumskii, I. I. (2013) Modal Analysis of Portal in Gantry-Type Heavy-Duty Peripheral Milling Machine. *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya B. Prikladnye Nauki. Promyshlennost'* [Bulletin of Polotsk State University. Series B: Applied Sciences. Industry], 3, 38–48 (in Russian).

6. **Dovnar, S. S.,** Iakimovich, A. M., Kovaleva, I. L., & Shumskii, I. I. (2014) Harmonic Analysis of Portals in Gantry-type Heavy-Duty Peripheral Milling Machine Using Finite Elements Method (FEM). *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya B. Prikladnye Nauki. Promyshlennost'* [Bulletin of Polotsk State University. Series B: Applied Sciences. Industry], 11, 24–36 (in Russian).

7. **Turomsha, V. I.,** Dovnar, S. S., Truskovskii, A. S., & Tumi El'-Mabruk Abuzhafer Ali (2011) Improvement of Ram Rigidity in Peripheral Milling Machine with Gantry Portal. *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya B. Prikladnye Nauki. Promyshlennost'* [Bulletin of Polotsk State University. Series B: Applied Sciences. Industry], 11, 104–112 (in Russian).

8. **Lopez de Lacalle, L. N.,** & Lamikiz, A. (2009) *Machine Tools for High-Performing Machining*. London, Springer. 442 p. Doi: 10.1007/978-1-84800-380-4.

9. Altintas, Y., & Weck, M. (2004) Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 53 (2), 619–642.

10. Kudinov, V. A. (1967) *Dynamics of Machine Tools*. Moscow, Mashinostroenie. 359 p. (in Russian).

11. Kalveram, M., Insperger, T., Weinert, K., Stépán, G., Govekar, E., & Grabec, I. (2005) Stability Prediction for Mil-

ling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45 (7–8), 769–781. Doi: 10.1016/j.ijmachtools.2004.11.015.

12. Kunets, G. (2004) High-Speed Machining and Conventional Technological Basis: Incompatibility Management. *Mir Tekhniki i Tekhnologiy* [World of Technique and Technology], 6, 35–37 (in Russian).

Поступила 17.11.2014

УДК 621.941.1

УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОГО СТРУЖКОДРОБЛЕНИЯ И ОБЕСПЕЧЕНИЯ КАЧЕСТВА ОБРАБОТАННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ТОЧЕНИИ С АСИММЕТРИЧНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ ИНСТРУМЕНТА

*Чл.-кор. НАН Беларуси, докт. техн. наук, проф. ШЕЛЕГ В. К.,
канд. техн. наук, доц. МОЛОЧКО В. И., инж. ДАНИЛЬЧИК С. С.*

Белорусский национальный технический университет

E-mail: sdanilchik@mail.ru

Рассмотрен процесс точения конструкционных сталей с асимметричными колебаниями инструмента, направленными вдоль подачи. Асимметричные колебания, характеризующиеся коэффициентом асимметрии цикла колебаний, их частотой и амплитудой, дополнительно сообщаются инструменту в процессе токарной обработки с целью дробления стружки. Определены условия устойчивого стружкодробления и получения оптимальных размеров элементов стружки. С целью уменьшения негативного влияния амплитуды колебаний на процесс резания и качество обработанных поверхностей обработку следует проводить с минимальной ее величиной. В этом случае обеспечивается определенное отношение частоты колебаний инструмента к частоте вращения заготовки. Получена формула для расчета этого отношения, учитывающая предполагаемую длину элементов стружки и коэффициент асимметрии цикла колебаний.

Установлено влияние коэффициента асимметрии цикла колебаний инструмента на шероховатость обработанных поверхностей и износ режущего инструмента. По результатам обработки деталей из сталей 45 и ШХ15 получены математические зависимости шероховатости обработанных поверхностей от режимов резания и коэффициента асимметрии цикла колебаний инструмента. Из всех режимов резания наиболее значимое влияние на величину шероховатости оказывает подача инструмента, с увеличением которой растет и шероховатость. Снижению шероховатости поверхности способствует уменьшение коэффициента асимметрии цикла колебаний. Однако при этом износ режущего инструмента происходит более интенсивно. Для уменьшения износа коэффициент асимметрии цикла колебаний режущего инструмента следует увеличивать, поэтому выбор этого коэффициента основывается на параметрах шероховатости поверхности, которые необходимо получить после обработки, и интенсивности износа инструмента.

Ключевые слова: стружкодробление, асимметричные колебания, коэффициент асимметрии, точность, шероховатость.

Ил. 4. Табл. 1. Библиогр.: 12 назв.

CONDITIONS FOR STABLE CHIP BREAKING AND PROVISION OF MACHINED SURFACE QUALITY WHILE TURNING WITH ASYMMETRIC TOOL VIBRATIONS

SHELEG V. K., MOLOCHKO V. I., DANILCHYK S. S.

Belarusian National Technical University

The paper considers a process of turning structural steel with asymmetric tool vibrations directed along feeding. Asymmetric vibrations characterized by asymmetry coefficient of vibration cycle, their frequency and amplitude are additionally transferred to the tool in the turning process with the purpose to crush chips. Conditions of stable chip breaking and obtaining optimum dimensions of chip elements have been determined in the paper. In order to reduce a negative impact of the vibration amplitude on a cutting process and quality of the machined surfaces machining must be carried out with its minimum value. In this case certain ratio of the tool vibration frequency to the work-piece rotation speed has been ensured in the paper. A formula has been obtained for calculation of this ratio with due account of the expected length of chip elements and coefficient of vibration cycle asymmetry.

Influence of the asymmetric coefficient of the tool vibration cycle on roughness of the machined surfaces and cutting tool wear has been determined in the paper. According to the results pertaining to machining of work-pieces made of 45 and