

скохозияйственном производстве: материалы Между-
нар. науч.-практ. конф., посвященной ведущим ученым
БГАТУ, создателям научной школы по автотракторостро-
ению Д. А. Чудакову и В. А. Скотникову / БГАТУ. –
Минск, 2013. – С. 35–39.

REFERENCES

1. **Kaplunsky, A. R.** (2009) *Method for Determination of Internal Combustion Engine Service Life and Device for Its Realization*. Patent EA 012556 B1. *Biulleten' Evraziiskogo Patentnogo Vedomstva* [Bulletin of the Eurasian Patent Office], 5 (in Russian).
2. **Karpievich, Yu. D., & Grishkevich, A. I.** (1994) *Development of Automobile Onboard Diagnostic System*. Minsk (in Russian).
3. **Karpievich, Yu. D., & Grishkevich, A. I.** (1994) *Methodology for Experiment Execution and Results of Experimental Investigations*. Minsk (in Russian).
4. **Opanovich, V. A., Karpievich, Yu. D., & Gribko, G. P.** (2010) Diagnosis of Automobile Technical Conditions. *Vestnik BNTU* [Bulletin of the Belarusian National Technical University], 5, 49–53 (in Russian).
5. **Opanovich, V. A., & Karpievich, Yu. D.** (2011) Role and Position of Automobile Diagnosis During Their Technical Operation. *Vestnik BNTU* [Bulletin of the Belarusian National Technical University], 2, 51–54 (in Russian).
6. **Opanovich, V. A., & Karpievich, Yu. D.** (2012) Technology of Machine Diagnosis. *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], 2, 42–52 (in Russian).
7. **Karpievich, Yu. D., Zhukovsky, Yu. M., Zakharov, A. V., & Maltsev, N. G.** (2013) Frictional Work as an Integrated Index of Wear Rate of Friction Pads in Clutch Driven Disk of Wheel and Track Vehicles. *Perspektivnye Tekhnologii i Tekhnicheskie Sredstva v Sel'skokhoziaistvennom Proizvodstve: Materialy Mezhdunarodnoi Nauchno-Prakticheskoi Konferentsii* [Cuttingedge Technologies and Technical Means in Agricultural Production. Proceedings of International Scientific and Practical Conference]. Minsk: BSATU, Part 2, 125–128 (in Russian).
8. **Karpievich, Yu. D., Zhukovsky, Yu. M., Bondarenko, I. I., & Mal'tsev, N. G.** (2013) Method for Diagnosis of Wear Rate of Friction disks in Gear-Box Hydro-Press Couplings of Wheel And Track Vehicles. *Nauchno-Tekhnicheskii Progress v Sel'skokhoziaistvennom Proizvodstve: Materialy Mezhdunarodnoi Nauchno-Prakticheskoi Konferentsii, Posviashchennoi Vedushchim Uchenym BSATU, Sozdateliam Nauchnoi Shkoly po Avtotraktorostroeniiu D. A. Chudakovu, V. A. Skotnikovu* [Scientific and Technological Progress in Agricultural Industry: Proceedings of International Scientific and Practical Conference Devoted to D. A. Tchudakov and V. A. Skotnikov, Leading BSATU Scientists, Founders of Scholar school in Automobile and Tractor construction]. Minsk: BSATU, 66–70 (in Russian).
9. **Tarasenko, V. E., Karpievich, Yu. D., & Lesov, N. S.** (2014) Combined Cooling System for Internal Combustion Engine. Patent of the Republic of Belarus No. u20130605. *Ofitsial'nyi Biulleten'. Izobretenia. Poleznye Modeli. Promyshlennye Obraztsy* [Official Bulletin. Invention. Utility Models. Industrial Designs.], 1, 184 (in Russian).
10. **Maltsev, N. G., & Karpievich, Yu. D.** (2013) Modern Methods for Control of Fuel Consumption and Their Application for Monitoring of Operational Modes of Automobile and Tractor Machines. *Nauchno-Tekhnicheskii Progress V Sel'skokhoziaistvennom Proizvodstve: Materialy Mezhdunarodnoi Nauchno-Prakticheskoi Konferentsii, Posviashchennoi Vedushchim Uchenym BSATU, Sozdateliam Nauchnoi Shkoly Po Avtotraktorostroeniiu D. A. Chudakovu, V. A. Skotnikovu* [Scientific and Technological Progress in Agricultural Industry: Proceedings of International Scientific and Practical Conference Devoted to D. A. Tchudakov and V. A. Skotnikov, Leading BSATU Scientists, Founders Of Scholar School In Automobile And Tractor Construction]. Minsk: BSATU, 35–39 (in Russian).

Поступила 07.05.2014

УДК 621.9.011:517.962.1

МОДАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ТЯЖЕЛОГО ГОРИЗОНТАЛЬНОГО МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА С ПОМОЩЬЮ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

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

¹⁾Белорусский национальный технический университет,

²⁾ОАО «МЗОР», Минск

E-mail: dovnar@bntu.by

Целью работы является обнаружение и анализ резонансных мод крупногабаритного фрезерно-сверлильно-расточного станка. Станок имеет подвижную стойку с вертикальной прорезью, в которой перемещается симметричная каретка с горизонтальным ползуном. Статическая жесткость машины невелика из-за больших размеров, поэтому нужно оценить виброактивность. Совместно выполнены виртуальные и натурные испытания станка. Моделирование произведено с помощью метода конечных элементов (МКЭ). В МКЭ-модели учтена не только жесткость корпусных деталей, но и податливость подшипников, приводов подач и направляющих. Модальный МКЭ-анализ выявил восемь резонансных

мод, охватывающих весь станок. Они образуют нежелательную для обработки область от 12 до 75 Гц. Особую опасность представляют три близко расположенных резонанса – 31–37 Гц. Они являются разными комбинациями трех простых движений: вертикальной осцилляции каретки, горизонтальных колебаний ползуна и закручивания стойки. Достоверность МКЭ-расчета подтверждена натурными измерениями вибраций.

Обнаружен эффект стабилизации резонансных мод при вариации конструктивных параметров станка. Например, виртуальная замена чугуна на сталь в корпусных деталях почти не влияет на резонансные частоты. Повышение жесткости отдельных деталей, например ползуна, также слабо воздействует на картину резонансов. С другой стороны, стабильность резонансов позволяет обходить их при выборе частоты вращения шпинделя.

Рекомендуется ставить двойные приводы на все оси. Пара вертикальных винтов препятствует «клевокому» резонансу каретки на частоте 54 Гц. В главном приводе такого тяжелого станка нужно предусмотреть работу в зарезонансной области – с частотой шпинделя более 75 Гц. Для этого надо перейти к высокоскоростной обработке (ВСО).

Ключевые слова: метод конечных элементов, станок, резонанс, вибрация, высокоскоростная обработка.

Ил. 4. Табл. 4. Библиогр.: 12 назв.

MODAL ANALYSIS OF CARRIER SYSTEM FOR HEAVY HORIZONTAL MULTIFUNCTION MACHINING CENTER BY FINITE ELEMENT METHOD

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

¹⁾Belarusian National Technical University,

²⁾JSC «MZOR», Minsk

The aim of the paper is to reveal and analyze resonance modes of a large-scale milling-drilling-boring machine. The machine has a movable column with vertical slot occupied by a symmetrical carriage with horizontal ram. Static rigidity of the machine is relatively low due to its large dimensions. So it is necessary to assess possible vibration activity. Virtual and operational trials of the machine have been carried out simultaneously. Modeling has been executed with the help of a finite element method (FEM). The FEM-model takes into account not only rigidity of machine structures but also flexibility of bearings, feed drive systems and guides. Modal FEM-analysis has revealed eight resonance modes that embrace the whole machine tool. They form a frequency interval from 12 to 75 Hz which is undesirable for machining. Three closely located resonances (31–37 Hz) are considered as the most dangerous ones. They represent various combinations of three simple motions: vertical oscillations of a carriage, horizontal vibrations of a ram and column torsion. Reliability of FEM-estimations has been proved by in-situ vibration measurements.

An effect for stabilization of resonance modes has been detected while making variations in design parameters of the machine tool. For example, a virtual replacement of cast iron for steel in machine structures practically does not have any effect on resonance frequencies. Rigidity increase in some parts (e.g. a ram) has also a small effect on a resonance pattern. On the other hand, resonance stability makes it possible to avoid them while selecting a spindle rotation frequency.

It is recommended to set double feed drives for all axes. A pair of vertical screws prevents a “pecking” resonance of the carriage at frequency of 54 Hz. It is necessary to foresee an operation of a main drive of such heavy machine tool in the above resonance interval with the spindle frequency of more than 75 Hz. For this purpose it is necessary to proceed to high-speed machining (HSM).

Keywords: finite element method, machine tool, resonance, vibration, high-speed machining.

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

Введение. Работа посвящена исследованию динамического качества новой модели станка марки МЗОР – горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного (многоцелевого) станка МСП6401 (рис. 1). Станок предназначен для лезвийной обработки снаружи и внутри крупногабаритных сварных и литых конструкций, является серийной моделью и планируется к регулярному производству. Несущая система

должна иметь хорошее статическое и динамическое качество. По этой причине на стадии проектирования станок был подвергнут виртуальным испытаниям – компьютерному моделированию с помощью метода конечных элементов [1]. Результаты статических МКЭ-расчетов опубликованы в [2]. Работа является этапом в серии виртуальных испытаний тяжелых станков МЗОР [3–5].

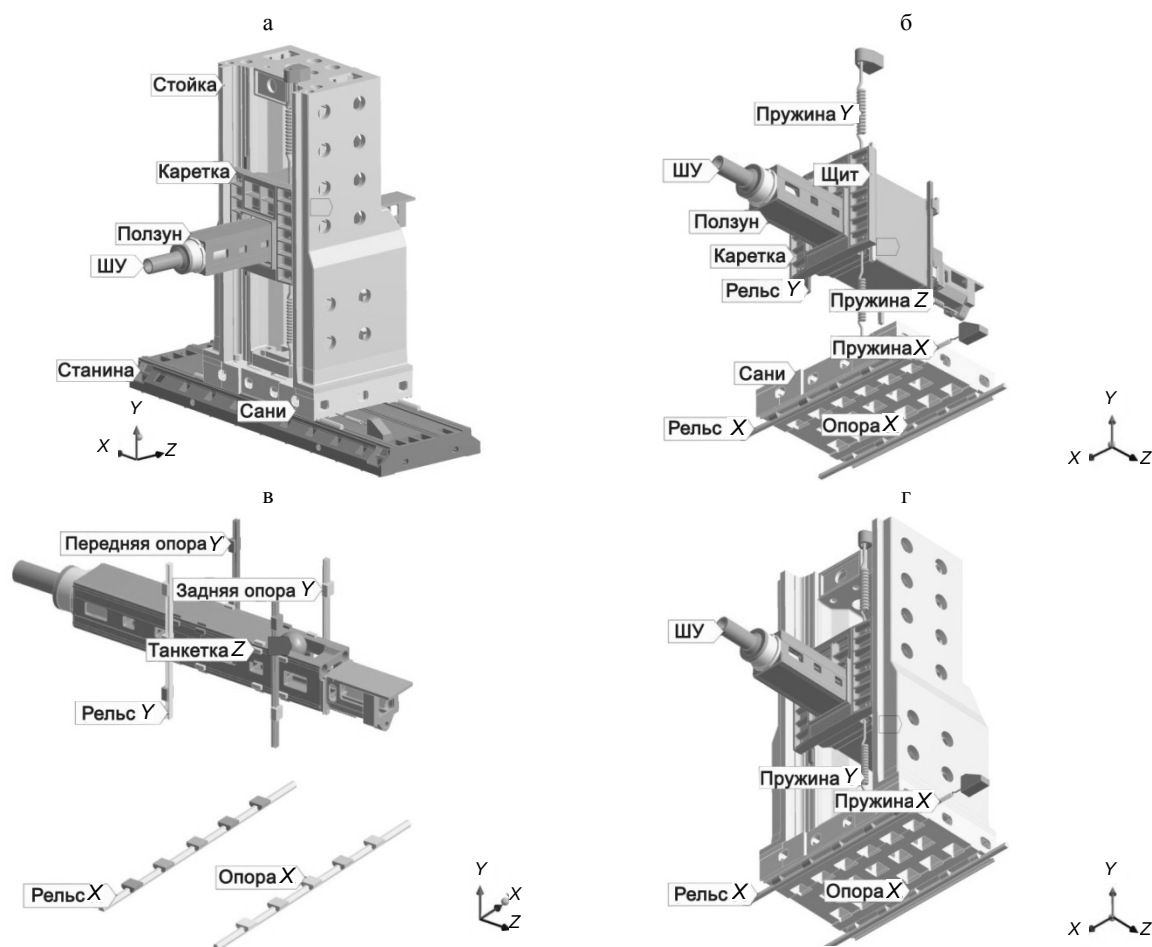


Рис. 1. Модель станка: а – полный вид (П); б – каретка в сборе и сани; в – ползун в сборе; г – редуцированная модель (Р), вид снизу

Цель настоящей работы – виртуальное исследование резонансов несущей системы станка МСП6401 (модальный анализ). Традиционно избегают работы в резонансных, «запретных» областях [6–8]. Станок может иметь несколько «запретных» областей или один большой диапазон с несколькими резонансными модами. Мода – это сочетание формы резонансного колебания и частоты, на которой это движение возбуждается [7, 8]. Рекомендации конструкторам по улучшению динамических характеристик станка указывают, как управлять «запретными» диапазонами резонансов или как обходить их при обработке.

Этапы и апробация исследования. Конечно-элементное моделирование станка МСП6401 было начато на стадии проектирования. Использовали справочные данные и информацию каталогов, например о жесткости опор

качения. Провели модальный анализ, в том числе получили анимации резонансов (МКЭ-анимации).

На стадии сборки сотрудники Siemens (dr. Elmar Schaeffers et al.) в рамках демонстрационного тура провели на станке МЗОР его натурные динамические исследования. Были применены два способа воздействия. Во-первых, через ток в двигателях подачи создавали стандартные вибрационные сигналы. Во-вторых, была выполнена серия ударных тестов на шпиндельном узле, которые фиксировались сейсмодатчиками. После обработки сигналов создавали анимации резонансных колебаний (тест-анимации).

После натурных измерений вибраций провели повторное МКЭ-моделирование. Это позволило выявить реальные параметры ряда узлов станка. На последнем этапе инженеры

ОАО «МЗОР» провели завершающие ударные тесты станка.

Сотрудники «МЗОР», БНТУ и Siemens пришли к общему пониманию, что результаты натурных исследований вибраций и МКЭ-расчеты колебаний соответствуют друг другу. (Elmar Schaefer: «The simulation fits to the measurement really good!») Таким образом, изложенные в статье результаты МКЭ-анализа прошли двукратную апробацию и представляются достоверными.

Предмет исследования. Динамика станка интересует нас как отклик несущей системы на вынужденные колебания силы резания. Силу резания считали вынуждающей гармонической силой, приложенной к торцу шпинделя со стороны инструмента (обычно – фрезы). Причиной колебаний силы являются прежде всего зубья инструмента, входящие в деталь и выходящие из нее. Частоту колебания определяли произведением частоты вращения шпинделя на количество зубьев инструмента.

На основе модального анализа определяли резонансные (собственные) моды. При внешнем воздействии с модальной частотой в направлении модального движения можно накачать в систему много энергии (управляется демпфированием). В этом проявляется резонанс (далее термины «резонансный» и «собственный» будут пониматься как синонимы, что допустимо при невысоком и умеренном демпфировании).

Модальный анализ основывается на линейной модели и требует задания только закреплений. Расчет МКЭ выявляет все резонансные моды конструкции в исследуемом частотном диапазоне. В данной работе рассматриваются только общестаночные резонансные моды. Это относительно низкочастотные моды, которые охватывают весь станок или его существенную часть. Опыт показывает, что по мере повышения частоты возбуждения общестаночные моды быстро исчерпываются и затухают. Далее следуют локальные моды, например колебания внутри шпиндельного узла, и многопериодичные «волновые» моды. У станка МСП6401 общестаночные моды лежат в диапазоне примерно от 10 до 100 Гц. Этот диапазон будем далее называть рабочим.

Геометрическая модель станка. В геометрической модели станка главной является стойка (рис. 1). Это высокая (3850 мм) и узкая (1800×1030 мм) деталь, имеющая вертикальную О-образную прорезь посередине. Прорезь делит стойку на две вертикальные балки. Стойка вместе с санями может перемещаться по неподвижной станине в продольном направлении X . Движение возможно по направляющим (рельсам X – Рел X) на опорах качения (Оп X). Безззорный зубчато-реечный привод системы REDEX представлен как пружина X (Пр X), связывающая стойку и станину.

В прорези стойки вертикально (ось Y) перемещается каретка (ход 2000 мм). Соответственно есть рельсы Рел Y и опоры Оп Y . Вертикальная шарико-винтовая передача (ШВП) смоделирована как двойная пружина Пр Y .

Из каретки может выдвигаться ползун (ход 1250 мм вдоль Z) со шпиндельным узлом на переднем конце. Ползун сопряжен с кареткой восьмью рядами опор качения (танкетками Z – Тан Z) и еще одной ШВП, называемой далее пружиной Z – Пр Z . Шпиндельный узел моделируется как монолит. Считается, что резонансные частоты внутри него намного выше общестаночных резонансов. Предполагается, что в шпиндельном узле размещен режущий инструмент.

Особенности моделирования МКЭ. Модальная задача является линейной и допускает только два режима сопряжения направляющих (рельсов) с опорами (танкетками). Первый режим – свободное скольжение без разъединения (no separation), второй – полное сцепление рельсов и опор (bonded) – можно включать для отображения сильного трения. Трение, открывание и закрывание контактов не могут быть отражены прямо в модальном анализе. Это сделало бы задачу нелинейной.

Режимы сопряжения опор и рельсов переключаются путем управления статусом контактных элементов. Вдоль осей Y и Z по умолчанию действует статус no separation. Для стойки и рельсов X – ближе к реальности статус bonded. Большая масса стойки в сборе (более 24 т) создает большую силу трения покоя. Она труднопреодолима для типичных сил резания на инструменте.

В задней части ползуна (рис. 1в) в виде шара размещена сосредоточенная масса (1840 кг).

Она моделирует моторную группу ползуна. В ряде случаев была использована редуцированная модель (Р – рис. 1г). В ней исключены станина и фундаментные башмаки. Нижние поверхности рельсов РелХ жестко закреплены. Пружина ПрХ упирается в неподвижный кронштейн.

Применяемые материалы и параметры модели МКЭ. Базовые расчеты были сделаны для высоты каретки $h = 1500$ и вылета ползуна $b = 1000$ мм. Свойства корпусных деталей станка приведены в табл. 1.

Пружинам ПрХ, ПрУ, ПрZ были по каталогу назначены жесткости $j_y^{np} = 400$ Н/мкм, $j_x^{np} = 325$ Н/мкм и $j_z^{np} = 160$ Н/мкм соответственно. Каждой опоре ОпХ и ОпУ, а также танкетке ТанZ установлены жесткости 3800, 3250 и 1250 Н/мкм. Это было сделано по каталогу с уточнением по результатам натурных измерений. Жесткостью управляли через модуль упругости специального модельного материала, который приписывался данной опоре или танкетке.

Модальный анализ МКЭ и резонансы. В результате модального МКЭ-анализа выявлено восемь устойчивых общестаночных резонансных мод (табл. 2). Формы модальных движений представлены на рис. 2, 3. Частоты мод определены для пяти вариантов, в которых менялись четыре параметра станка. Общий вывод: почти для любой i -й моды ее частота f_{Mi} стабильна и слабо зависит от вариации параметров.

Мода М1 заключается в переваливании стойки с боку на бок вдоль оси Х. Если движение по рельсам РелХ заблокировано трением покоя (варианты 2, 4, 4а), то мода реализуется на сравнительно высокой частоте 16–17 Гц и происходит за счет изгиба стойки и деформации опор ОпХ. Пружина ПрХ не участвует в колебаниях. Если же по направляющим РелХ разрешено легкое скольжение (варианты 1, 3), то частота моды падает в 1,5 раза – до 12–13 Гц. Сани движутся возвратно-поступательно (рис. 2а) во взаимодействии с пружиной ПрХ. Над санями упруго раскачивается стойка.

Таблица 1

Корпусные детали из серого (СЧ) и высокопрочного (ВЧ) чугунов

Деталь	Материал	Модуль упругости, ГПа	Коэффициент Пуассона	Масса, кг
Ползун (отливка)	ВЧ	130	0,28	1228
Ползун в сборе	–	–	–	3788
Каретка (отливка)	СЧ	130	0,28	1944
Каретка в сборе (с ползуном и др.)	–	–	–	5780
Стойка (отливка)	СЧ	130	0,28	10058
Сани	СЧ	130	0,28	2865
Стойка в сборе	–	–	–	24156
Станина	СЧ	110	0,28	4290

Таблица 2

Общестаночные резонансные моды

	Вариант	1	2	3	4	4а
	Полнота модели	П	П	Р	П	$j_y^{\text{пр}} =$ $= 800 \text{ Н/мкм}$
	Высота каретки h , мм	1500	1500	2000	1000	
	Режим движения по рельсам X	Скольж.	Фикс.	Скольж.	Фикс.	
Мода	Характер движения	Частота f_{Mi} , Гц				
M1	Переваливание стойки вдоль X	12,36	15,69	13,19	16,63	16,63
M2	Качание стойки вдоль Y	17,24	17,27	19,75	18,49	18,50
M3	Осцилляция каретки на пружине Y	31,43	32,07	29,98	32,97	39,05
M4	Осцилляция ползуна на пружине Z	32,30	32,87	36,14	32,25	32,33
M5	Кручение стойки вокруг Y	33,68	35,24	34,95	37,07	36,87
M6	Вияление стойки вдоль X	38,62	63,23	40,15	58,63	59,13
M7	Клевки ползуна в плоскости YZ	53,29	53,24	51,93	53,85	54,69
M8	Раскачивание ползуна в XZ	75,56	77,43	75,48	73,98	73,99

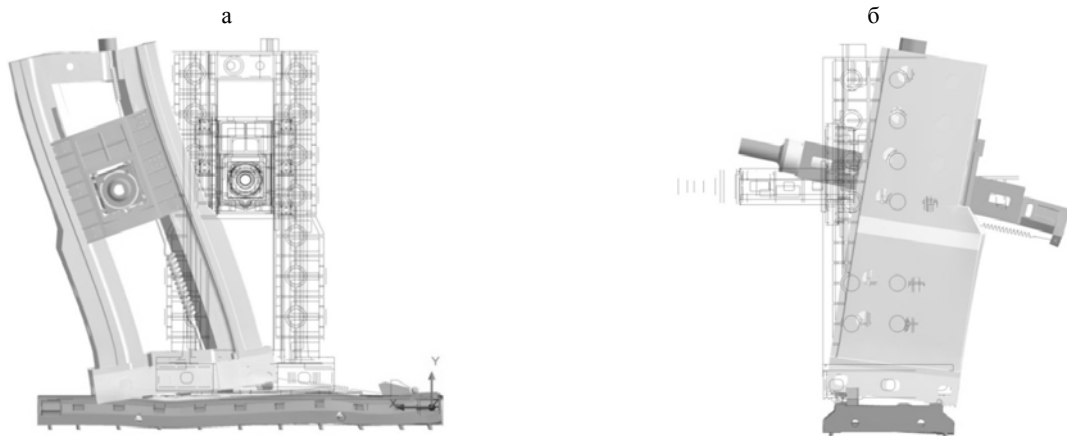


Рис. 2. Резонансные моды М1 (а) на частоте 12,36 Гц и М2 (б) на частоте 17,24 Гц (высота каретки 1500 мм; скольжение вдоль X)

Чем выше поднята каретка, тем ниже частота колебаний. В табл. 2 отмечено понижение частоты моды М1 с 16,63 до 15,69 Гц (на 6 %; варианты 4, 2) при подъеме каретки с 1000 до 1500 мм. Малое воздействие h на f_{M1} можно объяснить стабилизирующим действием тяжелой стойки.

Податливость станины понижает частоту моды М1, но ненамного. Если в станке по варианту 2 исключить станину и жестко закрепить снизу рельсы X (перейти от модели П к Р), то частота повысится с 15,69 до 17,42 Гц (только на 11 %).

Мода 2 заключается в раскачивании стойки на опорах X в направлении Z . Как видно на рис. 2б, стойка ведет себя примерно как жесткое тело. Ее изгибная деформация минимальна. В основном деформируются опоры X и участки саней над ними. Также присутствует небольшая раскочка внутри стойки ползуна на пружине Z .

В модах М3–М5 отразились три колебательных парциальных движения (ПД):

- вертикальные (почти одномассовые) колебания каретки на пружине ПрУ (ПД1);
- горизонтальные колебания ползуна в своих направляющих на пружине ПрЗ (тоже подобно одномассовой системе) (ПД2);
- крутильные движения в горизонтальной плоскости ползуна и каретки на стойке, которая выступает как закручивающийся стержень. Это близко к классическим крутильным колебаниям стержня (ПД3).

Так получилось, что у данного станка собственные частоты движений ПД1–ПД3 оказа-

лись близки друг к другу. В результате возникли моды М3–М5, являющиеся смесями движений ПД в разных пропорциях. Например, на рис. 3а для моды М3 (осцилляции каретки вдоль Y) хорошо видно перемещение каретки вверх. Но одновременно присутствует кручение вправо стойки и присоединенных частей.

Мода М5 (рис. 3б, вид сверху) предстает почти чистым кручением. На других ракурсах заметны сопровождающие возвратно-поступательные движения ползуна и каретки.

Как видно из табл. 2, моды М3–М5 стабильно удерживаются в диапазоне 30–39 Гц при очень широком варьировании условий моделирования. Для каждого варианта условий разбежка между модальными частотами составляет всего лишь 3–4 Гц. Например, удвоение жесткости пружины ПрУ (варианты 4 и 4а) увеличивает f_{M3} только на 18 % – с 32,97 до 39,05 Гц.

Пропорции смешения в модах парциальных движений П1–П3 зависят от граничных условий и параметров деталей станка, например от жесткости опор и танкеток. Моды М3–М5 можно назвать связанными друг с другом.

Мода М6 «Влияние стойки» зависит от блокировки рельсов РелХ. Для вариантов 1, 3 (скольжение) частота $f_{M3} \approx 40$ Гц. При блокировании стойки (варианты 4, 4а) частота увеличивается в 1,5 раза. При влиянии по моде М6 тяжелая каретка остается почти неподвижной. Раскачиваются верхняя и нижняя части стойки. Перемещения шпинделя малы. Это указывает, что мода будет слабо возбуждаться силами резания и не повлияет на качество обработки.

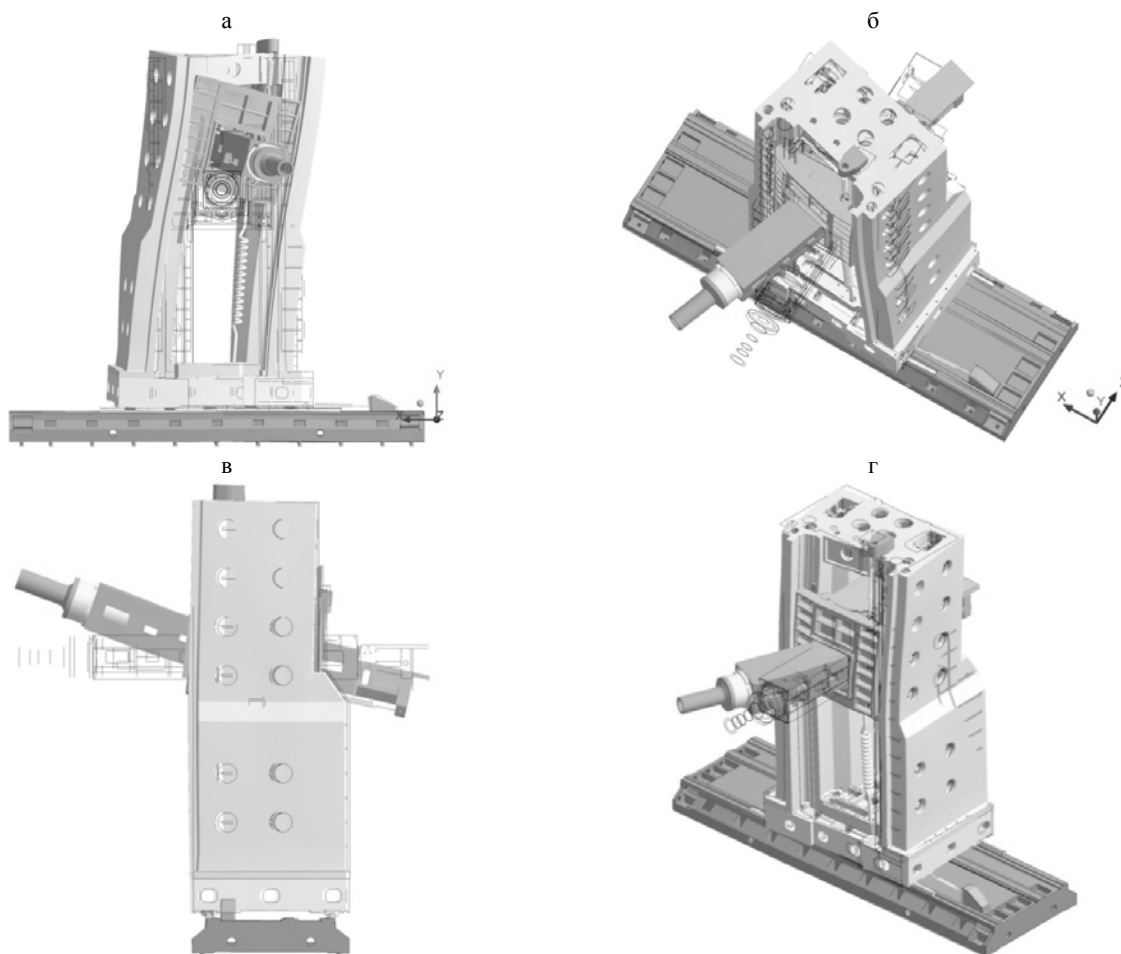


Рис. 3. Резонансные моды: а – М3 (осцилляции каретки вдоль Y – 31,43 Гц); б – М5 (кручение стойки вокруг Y – 33,68 Гц); в – М7 (клевки ползуна в плоскости YZ – 53,29 Гц); г – М8 (раскачивание консоли ползуна в плоскости XZ – 75,56 Гц)

Мода М7 (рис. 3в) заключается в маятниковых движениях ползуна в вертикальной плоскости YZ . Каретка при этом упруго перекашивается на опорах. Шпиндельный узел совершает клевки по вертикали. Мода существенна для точности положения инструмента.

Мода М8 (рис. 3г) – это маятниковые движения в горизонтальной плоскости XZ . В зависимости от ситуации в них может быть вовлечен или весь ползун, или только его консольно-выступающая передняя часть. Для данной моды выражены балансирующие движения стойки. Они происходят в противофазе к махам ползуна.

Моды М7 и М8 должны сильно возбуждаться силами резания. Они предполагают максимальные перемещения именно на шпиндельном узле. При анализе динамики станка М7 и М8 должны быть объектами первоочередного внимания.

Результаты натурных измерений. Возбуждаемые моды. Натурными измерениями обнаружены восемь резонансных эффектов (Р). Сравнением результатов измерений и сопоставлением МКЭ- и тест-анимаций сделаны заключения по резонансам.

Р1 – раскачка-скольжение стойки в сборе вдоль X на частоте 12 Гц. Возбуждается тестом привода X . Ассоциировано с модой М1. Подтверждается совпадением частот и подобием обоих видов анимаций.

Р2 – качание стойки поперек направляющих X (вдоль оси Z) на частоте 18 Гц. Возбуждается тестом привода по оси Z . Ассоциировано с модой М2. Подтверждается анимацией.

Р3 – вертикальная осцилляция (Y) каретки на частоте 33 Гц. Возбуждается тестом привода Y . Ассоциировано с модой М3, точнее, с парциальным движением ПД1. Подтверждается анимацией.

P4 – горизонтальная осцилляция ползуна по Z (ползун вдвигается-выдвигается из каретки) на частоте 33 Гц. Возбуждается тестом привода по Z. Выявляется анимацией. Ассоциировано с модой M4, точнее, с ПД2.

P5 – резонансные колебания конца ползуна вдоль X на частоте 35 Гц. Тестом привода и анимацией эффект не выявляется. Возбуждение обнаружено ударным тестом ползуна и построением натурной АЧХ (амплитудно-частотной характеристики). Авторами статьи эффект ассоциирован с возбуждением крутильной моды M5 и ПД3.

P6 – возвратно-вращательное движение стойки в плоскости XY. Каретка, находящаяся в середине стойки, остается почти неподвижной. Возбуждается тестом привода X. Выявляется анимацией. Ассоциировано с модой M6 «Вилание стойки». Этот эффект не обнаруживается при ударном тесте ползуна. Вероятная причина – удар молотка не может преодолеть силу трения покоя стойки. Резонанс не возбуждается.

P7 – возвратно-качательное движение каретки и ползуна в вертикальной плоскости YZ на частоте $f_{P7} = 45$ Гц. Возбуждается тестом приводов Y и Z. Выявляется анимацией. Подтверждается ударным тестом (резонансный пик по Y на конце ползуна на данной частоте). Ассоциировано с модой M7 «Клевки каретки», имеющей теоретически более высокую частоту $f_{M7} \cong 54$ Гц. Причина расхождения рассматривается далее в статье.

P8 – консольные махи рабочего конца ползуна в горизонтальной плоскости XZ на частоте 74 Гц. Возбуждается тестом привода X, а также ударным тестом ползуна. Путем сравнения анимаций, а также по АЧХ ассоциировано с модой M8.

Итак, обнаружено соответствие результатов натурных и виртуальных испытаний. Обратим внимание, что эффекты P3 и P4 (соответствуют модам M3 и M4) реализуются практически на одной частоте 33 Гц. Кроме того, на очень близкой частоте 35 Гц реализуется эффект P6 (мода M6). Имеет место почти полное совпадение частот сразу трех резонансных мод.

Тесты приводов обнаружили дополнительно высокое трение в рельсах РелХ. Поэтому при возбуждении со стороны шпинделя движение

стойки по оси X оказывается, скорее всего, заблокированным. В табл. 2 к реальности ближе всего варианты 2, 4, 4а.

Расхождение расчетной и измеренной частот для M7, P7 нашло объяснение в монтаже четырех вертикальных рельсов РелУ. Из-за трудностей монтажа два из них фактически не работали, понижая резонансную частоту клевков с 54 до 45 Гц. После конструктивных изменений различие частот стало небольшим.

С точки зрения колебаний сил резания, самыми существенными являются эффекты P5, P7 и P8 (и соответствующие моды). Только они были весомыми при ударном тесте. Удары тестовым молотком по шпиндельной головке близки к прерывистому резанию. Поэтому указанные моды имеют шансы проявиться и при обработке.

Для блокирования опасной моды M7 рекомендуется по оси Y ставить сразу две ШВП – спереди и сзади каретки. Это создает базу для противодействия вертикальным клевкам каретки. Кроме того, малые дополнительные повороты винтов от системы установки числового программного управления (УЧПУ) позволят компенсировать статическое провисание ползуна из-за силы тяжести.

Влияние материала корпусных деталей.

Базовым материалом для корпусных конструкций являлся чугун с модулем упругости 130 ГПа. Чугунные отливки могут иметь существенный разброс свойств в зависимости от марки и технологии литья. Поэтому было смоделировано (табл. 3) использование чугунов с модулями упругости 110 и 170 ГПа. Отображено также применение материала – стали с $E_{ст} = 200$ ГПа (сварные корпуса).

Соответствующие табл. 3 зависимости частот $f_{M1}-f_{M8}$ от модуля упругости E представлены на рис. 4. Как и следует из теории, с повышением жесткости корпусов резонансные частоты увеличиваются и для большинства мод при переходе от чугуна 110 к чугуну 170 возрастают на 16,6–19,3 %. Если бы корпусные детали полностью контролировали резонансы, то подъем должен был бы составить $\sqrt{170/110} = 24,3$ %. Следовательно, серьезно влияют также и остальные факторы, например опоры качения.

Влияние материала корпусных деталей на модальные частоты

Мода	Материал				Различие частот, %	
	Чугун 110	Чугун 130 (база)	Чугун 170	Сталь 200	Чугун 110–170	Чугун 130 и сталь 200
Модальная частота, Гц						
M1	15,52	16,63	18,52	19,57	19,3	17,7
M2	17,39	18,49	20,27	21,14	16,6	14,3
M3	32,01	32,97	34,35	34,41	7,3	4,4
M4	31,49	32,25	33,41	33,73	6,1	4,6
M5	34,66	37,07	41,19	43,43	18,9	17,2
M6	55,15	58,63	64,36	67,10	16,7	14,4
M7	50,45	53,85	59,65	62,35	18,2	15,8
M8	69,12	73,98	82,20	86,72	18,9	17,2

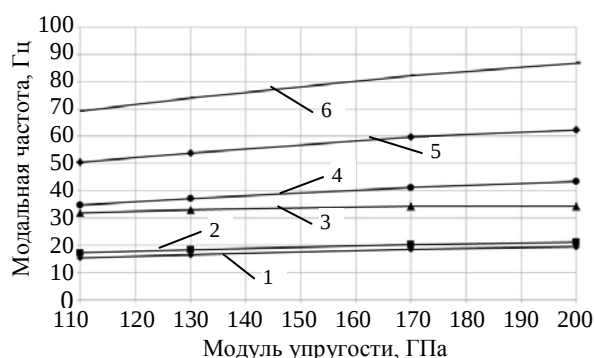


Рис. 4. Влияние модуля упругости корпусных деталей станка на модальные частоты: 1 – M1; 2 – M2; 3 – M3; 4 – M5; 5 – M7; 6 – M8

В табл. 3 следует обратить внимание на моды M3 и M4. Их частоты почти неизменны. Это осцилляции каретки и ползуна. На них в первую очередь влияют жесткости соответствующих винтовых передач (пружин PrY и PrZ).

Для стали ($E_{\text{ст}} = 200$ ГПа) на результат влияет еще и плотность. Стальные корпуса при одинаковых размерах немного тяжелее чугунных. Это сдерживает рост модальных частот. Поэтому картины резонансов у стали 200 и у чугуна 170 почти одинаковы. Различие частот между сталью и базовым вариантом (чугун 130) не превышает 17,7 %, что не принципиально. Чугун обладает лучшим демпфированием. Поэтому рекомендовать по результатам модального анализа следует чугун 170, то есть высокопрочный чугун.

Однако подъем всех резонансных частот станка не должен быть самоцелью. Это просто сдвигает «запретную» область вверх. Важнее

найти средства управления этой областью. Пока что при наличии «запретной» области из восьми резонансных мод ($\approx 12\text{--}75$ Гц) следует рассмотреть возможность работы главного привода как на низких (дорезонансных) частотах, так и на высоких (зарезонансных). Это предполагает переход к высокоскоростной обработке (ВСО) [9]. Потребуются мотор-шпиндель и фреза чистового типа с мелким зубом. Работа в зарезонансной области повышает динамическую жесткость инструмента [7, 10] и снижает опасность регенеративных автоколебаний [11, 12].

Влияние конструктивного усиления корпусных деталей. Для всех выполненных виртуальных испытаний станка соблюдали закономерность – усиление любой отдельно взятой детали слабо влияет на резонансные свойства системы в целом. Следует поставить на учет и проработать представление о «самостабилизации» резонансных частот станка при умеренных изменениях его параметров.

Закономерность подтверждается и для ползуна. В базовом варианте ползун является чугунной отливкой с модулем упругости $E_{\text{ч}} = 130$ ГПа. Рассмотрен случай, когда ползун получен из ковкой стали с последующей механической обработкой. Модуль упругости был повышен до $E_{\text{ст}} = 200$ ГПа, геометрия ползуна не менялась. Полученные модальные частоты представлены в табл. 4.

Различия минимальны. Переход на более жесткую сталь повысил на 5,4 % частоту консольных вибраций ползуна (мода M8), что не принципиально.

Таблица 4
Сравнение резонансных частот для ползунов
из чугуна и стали

	Частота, Гц						
	M1	M2	M3	M4	M5	M7	M8
Чугун	16,63	18,49	32,97	32,25	37,07	53,85	73,98
Сталь	16,60	18,45	35,85	32,33	37,39	56,46	78,16
Различие, %	-0,2	-0,2	8,1	0,2	0,9	4,6	5,4

Заметно возросла частота моды М3 (вертикальная осцилляция каретки). Ее базовая частота – 32,97 Гц, теоретическая частота по модели одномассовой системы

$$f_{\text{кар}}^{\text{теор}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_y}{m_{\text{кар}}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{400 \cdot 10^6}{5780}} = 41,87 \text{ Гц.}$$

Следовательно, жесткий стальной ползун сдвигает частоту М3 вверх, к теоретической величине. Придание же ползуну податливости делает систему «каретка – ползун» более медлительной в вертикальных осцилляциях.

В целом жесткость ползуна оказывается скромным средством управления резонансными модами. Ситуация сглаживается податливостями опор качения и остальных корпусных деталей. В смысле резонансов повышение модуля упругости частично компенсируется у стали ростом ее плотности в сравнении с чугуном.

ВЫВОДЫ

1. Найдены восемь общестаночных резонансных мод М1–М8. Они лежат в диапазоне примерно 12–75 Гц.

2. Резонансные моды станка стабильны частотам, по форме и порядку следования в частотном диапазоне. Предположительно, можно говорить о самостабилизации модальных частот при варьировании поодиночке параметрами станка.

3. Интересной особенностью станка являются три близко расположенные моды М3–М5 (31–37 Гц). Это комбинации простых движений: вертикальной осцилляции каретки, горизонтальной осцилляции ползуна и кручения стойки. Моды связаны друг с другом и образуют систему.

4. Учитывая «запретную» резонансную область, желательно главный привод сделать двухдиапазонным. Он должен обеспечивать работу шпинделя до и после резонансов. Это будет или медленное силовое резание, или высокоскоростная обработка.

5. Замена чугуна на сталь в корпусных деталях должна дать лишь небольшой эффект в смысле динамической жесткости. Частоты М3 и М4 почти не изменяются, частоты остальных мод возрастают только на 14,4–17,7 %. «Запретная» область частот немного сдвигается вверх и даже расширяется на 9,0 Гц.

6. Увеличение конструктивной жесткости отдельных деталей, с точки зрения динамики, малоэффективно. Например, переход от чугунного к стальному ползуну повышает резонансную частоту консоли ползуна f_{M8} только на 4,18 Гц.

7. Рекомендуется повысить демпфирование в несущей системе путем применения высокопрочного чугуна вместо серого, а также путем заполнения полостей нижних корпусных деталей слоем полимербетона.

8. Рекомендуется перейти к схеме станка с двумя вертикальными винтами вдоль оси Y. Два винта смогут подавить моду М7 «Клевки каретки». Дополнительно появится возможность статической компенсации прогиба ползуна при его выдвигании. Двойные приводы перспективно ставить и на остальные оси.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Зенкевич, О.** Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 312 с.
2. **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.
3. **Анализ эффективности оребрения траверсы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом** / В. И. Туромша [и др.] // Вестник Белорусского национального технического университета. – 2011. – № 6. – С. 19–28.
4. **Повышение жесткости ползуна продольно-фрезерного станка с подвижным порталом** / В. И. Туромша [и др.] // Вестник Полоцкого государственного университета. В. Промышленность. Прикладные науки. – 2011. – № 11. – С. 104–112.
5. **Анализ жесткости подвижного портала продольно-фрезерного станка типа «Гентри»** / В. И. Туромша [и др.] // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2011. – № 3 (46). – С. 15–28.
6. **Модальный анализ портала тяжелого продольно-фрезерного станка типа «Гентри»** / В. И. Туромша [и др.] // Вестник Полоцкого государственного университета. В. Промышленность. Прикладные науки. – 2013. – № 3. – С. 38–48.
7. **Lopez de Lacalle, L. N.** Machine Tools for High-performing Machining / L. N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz, A. Celaya. – Springer, 2009. – 442 p.
8. **Кудинов, В. А.** Динамика станков / В. А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
9. **Кунец, Г.** Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости

мости / Г. Кунец // Мир техники и технологий. – 2004. – № 6. – с. 35–37.

10. Schmitz, T. Three Component Receptance Coupling Substructure Analysis for Tool Point Dynamics Prediction / T. Schmitz, G. S. Duncan // ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering. – 2005. – No 127 (4). – P. 781–790.

11. Stability Prediction for Milling / J. Gradisek [et al.] // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2005. – Vol. 45. No 7–8. – P. 769–781.

12. Altintas, Y. Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding / Y. Altintas, M. Weck // Keynote Paper, Annals of the CIRP. – 2004. – No 53 (2). – P. 619–642.

REFERENCES

1. Zenkevich, O., & Morgan, K. (1986) *Finite Elements and Approximation*. Moscow, World (in Russian).

2. Turomsha, V. I., Dovnar, S. S., Truskovsky, A. S., & Shumsky, I. I. (2012) Rigidity Balance of Milling-Drilling-Boring Machine Stand with Equally-Spaced Location of Mandrel Stock. *Vestnik Gomel'skogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. P. O. Sukhogo* [Bulletin of P. O. Sukhoi State Technical University of Gomel], 3 (50), 19–29 (in Russian).

3. Turomsha, V. I., Dovnar, S. S., Truskovsky, A. S., & Tumi El'-Mabruk Abuzhafer Ali (2011) Analysis of Finishing Efficiency in Plano-Milling Machine Traverse with Traveling Bridge. *Vestnik BNTU* [Bulletin of the Belarusian National Technical University], 6, 19–28 (in Russian).

4. Turomsha, V. I., Dovnar, S. S., Truskovsky, A. S., & Tumi El'-Mabruk Abuzhafer Ali (2011) Rigidity Increase of Plano-Milling Machine Slide with Traveling Bridge. *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya V: Prikladnye Nauki. Promyshlennost'* [Bulletin of Polotsk State University. B. Industry. Applied Sciences], 11, 104–112 (in Russian).

5. Turomsha, V. I., Dovnar, S. S., Truskovsky, A. S., & Tumi El'-Mabruk Abuzhafer Ali (2011) Rigidity Analysis of Traveling Bridge in "Gentry" Plano-Milling Machine. *Vestnik Gomel'skogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. P. O. Sukhogo* [Bulletin of P. O. Sukhoi State Technical University of Gomel], 3 (46), 15–28 (in Russian).

6. Turomsha, V. I., Tumi El'-Mabruk Abuzhafer Ali, Kovaleva, I. L., Dovnar, S. S., & Shumsky, I. I. (2013) Modal Analysis of Bridge in Heavy "Gentry" Plano-Milling Machine. *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya V: Prikladnye Nauki. Promyshlennost'* [Bulletin of Polotsk State University. B. Industry. Applied Sciences], 3, 38–48 (in Russian).

7. Lopez de Lacalle, L. N., Lamikiz, A., & Celaya, A. (2009) *Machine Tools for High Performance Machining*. Springer. doi: 10.1007/978-1-84800-380-4_6.

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

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

10. Schmitz, T., & Duncan, G. S. (2005) Three Component Receptance Coupling Substructure Analysis for Tool Point Dynamics Prediction. *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*, 127 (4), 781–790. Doi: 10.1115/1.2039102.

11. Gradisek, J., Kalveram, M., Insperger, T., Weinert, K., Stépán, G., Govekar, E., & Grabec, I. (2005) Stability Prediction for Milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45 (7–8), 769–781. Doi: 10.1016/j.ijmachtools.2004.11.015.

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

Поступила 09.04.2014

УДК 629.331.015.5-545.74

ОЦЕНКА ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ КОМПОНЕНТОВ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ COMMON RAIL АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Докт. техн. наук, проф. КУХАРЕНОК Г. М., асп. ЖАРНОВ М. В.

Белорусский национальный технический университет

E-mail: zarnovm@yandex.ru

Разработаны программы и методики, проведены испытания вибронагруженности компонентов системы топливоподачи Common Rail автомобильного дизеля. Выполнен анализ параметров, характеризующих виброактивность объекта исследования и определяющих возможность его применения в составе определенной механической системы. Разработана программа испытаний, включающая в себя замер общих пиковых значений виброускорений на компонентах топливной системы, преобразование полученных данных при зависимости пиковых значений виброускорений от частоты вращения коленчатого вала двигателя и спектра частот вибраций, сравнение этих зависимостей с предельно допустимыми значениями, полученными в ходе испытаний компонента на вибростендах. Исследования выполнены на одном из наиболее напряженных элементов топливной системы Common Rail – датчике давления в топливном аккумуляторе RDS 4.2 производства компании Robert Bosch GmbH, устанавливаемом на двигателях MM3 D245.7E4.

В соответствии с методикой испытаний измерения проводили на моторном стенде во всем диапазоне внешней скоростной характеристики двигателя. Результатом вибрационных измерений стала за-