

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УДК 621.914.33–026.564–752:517.962.1

ТУМИ ЭЛЬ-МАБРУК АБУЖАФЕР АЛИ

**РАСЧЕТ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ
И ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ
ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ С ПОДВИЖНЫМ ПОРТАЛОМ**

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук
по специальности 05.02.07 – Технология и оборудование механической
и физико-технической обработки

Минск, 2013

Работа выполнена в Белорусском национальном техническом университете

Научный руководитель

Туромша Вячеслав Иванович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты» Белорусского национального технического университета

Официальные оппоненты:

Данилов Виктор Алексеевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Технология и оборудование машиностроительного производства» учреждения образования «Полоцкий государственный университет»;

Михайлов Михаил Иванович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты» Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого

Оппонирующая организация

Учреждение образования «Барановичский государственный университет»

Защита состоится 25 октября 2013 г. в 16⁰⁰ часов на заседании совета по защите диссертаций Д 02.05.03 при Белорусском национальном техническом университете по адресу: 220013, г. Минск, проспект Независимости, 65, корп. 1, ауд. 202, тел. ученого секретаря 292-24-04.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Белорусского национального технического университета.

Автореферат разослан «25» сентября 2013 г.

Ученый секретарь
совета по защите диссертаций,
доктор технических наук, профессор

О.Г. Девойно

© Туми Эль-Мабрук Абужафер Али,
2013

© Белорусский национальный технический университет, 2013

ВВЕДЕНИЕ

Развитие в Республике Беларусь автомобилестроения, сельхозмашиностроения, железнодорожного транспорта и тяжелого станкостроения вызывает увеличение номенклатуры и количества крупногабаритных деталей (рамы автомобилей и с/х машин, детали рельсовых путей железных дорог, базовые детали станков и др.). Основную часть технологических операций при их обработке составляют фрезерование и растачивание. Это определяет необходимость производства продольно-фрезерных станков и повышения их выходных характеристик – жесткости (статической и динамической) и виброустойчивости, от которых зависят также точность, производительность и надежность. В последние годы в промышленно развитых странах (Германии, Италии, Чехии и др.) наметилась тенденция увеличения выпуска продольно-фрезерных станков с подвижным порталом. Это придает станку максимальную жесткость и динамику, до предела сокращая длину рабочей зоны и оставляя ее размеры по ширине и высоте практически без изменения. Единственный производитель продольно-фрезерных станков в Республике Беларусь ОАО «МЗОР» (Минский станкостроительный завод им. Октябрьской Революции) не имел в прошлом опыта проектирования и изготовления станков с подвижным порталом. Для успешного освоения их производства необходимо разработать методику расчета и прогнозирования жесткости и виброустойчивости несущей системы (НС) станков, поскольку проведение экспериментальных исследований с целью получения эмпирических данных практически неосуществимо, учитывая уникальность станков по габаритам (размеры 26,0×8,5×5,0 м), массе (более 100 т) и сложности конструкции.

Все известные методики расчета жесткости и виброустойчивости станков основаны на фундаментальных исследованиях, выполненных в 50–60-е годы прошлого столетия Д.Н. Решетовым, В.А. Кудиновым и др. Для них характерно большое число допущений и эмпирических данных, а также сложность использования для новых конструкций станков. Указанные обстоятельства обуславливают актуальность разработки адекватных и в то же время простых в использовании конечно-элементных математических моделей несущей системы продольно-фрезерных станков с подвижным порталом, включая модели базовых деталей и их соединений (стыков), а также методов расчета и прогнозирования жесткости и виброустойчивости несущей системы, позволяющих выбрать наилучший вариант конструкции станка на стадии проектирования.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с крупными научными программами (проектами) и темами

Основные результаты, составляющие содержание диссертационной работы, отражены в отчетах выполненных заданий: 4.64 ГНТП «Технологии и оборудование машиностроения» подпрограммы «Станки и инструмент» «Произвести расчет несущей системы и направляющих станка с использованием конечно-элементного моделирования с учетом динамического нагружения (№ГР 20091482, х/д № 2046/09пб, 2009 г.); НИР х/д № 9011 «Расчет несущей системы специального продольного сверлильно-фрезерного станка мод. МС21ГМФ2-14 с применением метода конечно-элементного моделирования (2008–2009 гг.); НИР ГБ №23 11 221 «Разработка методов инновационного проектирования технологического оборудования машиностроительного производства» (2011–2015 гг.).

Тема диссертационной работы соответствует приоритетному направлению фундаментальных и прикладных исследований Республики Беларусь на 2011 – 2015 гг., утвержденному постановлением Совета Министров Республики Беларусь от 19.04.2010 №385 «Механика, надежность, безопасность и экологичность машин, трение и износ в машинах, методы расчета, моделирования, проектирования, конструирования и испытаний машин, агрегатов и узлов».

Цель и задачи исследования

Целью работы является расчет и прогнозирование жесткости и виброустойчивости несущей системы продольно-фрезерных станков с подвижным порталом, направленные на повышение точности и производительности станков.

Для достижения поставленной цели необходимо решить *следующие задачи*:

- разработать конечно-элементную математическую модель несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом, включающую модели базовых деталей и стыков, и оценить вклад отдельных деталей в баланс жесткости несущей системы станка;
- выполнить исследования статической жесткости деталей, вносящих наибольший вклад в баланс упругих перемещений несущей системы станка, обосновать эффективность различных вариантов повышения статической жесткости несущей системы, включая оребрение базовых деталей;
- произвести расчет частот и форм собственных колебаний упруго-деформируемой несущей системы станка и оценить ее виброустойчивость, установить влияние на резонансные моды массы, материала и жесткости базовых деталей и приводов подачи;

- выявить возбуждаемые резонансные моды и резонансный диапазон частот несущей системы станка при ее нагружении гармонической внешней силой и произвести расчет динамической жесткости несущей системы;
- выполнить экспериментальные исследования жесткости и виброустойчивости несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом;
- на основе выполненных теоретических и экспериментальных исследований разработать и внедрить рекомендации по повышению жесткости, виброустойчивости и производительности продольно-фрезерных станков с подвижным порталом.

Объект исследования – несущая система продольно-фрезерных станков с подвижным порталом.

Предметом исследования является расчет и прогнозирование жесткости и виброустойчивости несущей системы с помощью конечно-элементного моделирования, направленные на повышение точности и производительности продольно-фрезерных станков с подвижным порталом.

Положения, выносимые на защиту

1. Результаты конечно-элементного моделирования и экспериментальных исследований статических деформаций несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом, представленной в виде упруго-деформируемой системы «фрезерно-расточная бабка – траверса – тумбы – сани», закрепленной на упругом основании «направляющие качения – станины – башмаки – фундамент», позволившие произвести прогнозирование жесткости несущей системы станка, оценить вклад отдельных деталей в общий баланс жесткости, обосновать применение композитных металлобетонных материалов и выявить синергетический эффект увеличения жесткости при одновременном заполнении полимербетоном сопряженных базовых деталей.

2. Результаты расчетно-аналитических оценок влияния конструктивных параметров траверсы подвижного портала и ползуна фрезерно-расточной бабки на их статическую жесткость, а также деформаций фундамента и шарнирного эффекта в резьбе на податливость винтовых опор стола, позволившие установить долю изгиба, кручения и перекоса сечения в общей деформации траверсы и ползуна, обосновать эффективность повышения их жесткости с помощью оребрения (включая кессонное и с двойными стенками), установить взаимосвязь конструктивных параметров траверсы и оребрения, обеспечивающую максимальную жесткость при наименьшей массе, разработать методы повышения жесткости ползуна и винтовых опор стола.

3. Результаты конечно-элементного моделирования и экспериментальных исследований резонансных мод (частот и форм собственных колебаний) несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом, имеющим

упругую связь с приводами продольного перемещения, что позволило оценить виброустойчивость несущей системы, установить зависимость резонансных мод от материала, массы и жесткости базовых деталей и приводов, выявить синергетический эффект увеличения резонансных частот при одновременном увеличении жесткости ключевых деталей несущей системы, а также обосновать возможность эксплуатации станка в зарезонансной области.

4. Результаты конечно-элементного моделирования и экспериментальных исследований нагружения несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом гармонической силой, позволившие определить возбуждаемые резонансные моды и резонансный диапазон частот портала, произвести прогнозирование динамической жесткости несущей системы.

5. Результаты конечно-элементного моделирования и экспериментальных исследований упругих перемещений несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом при статическом и динамическом нагружении вдоль осей координат, позволившие выявить эффект перекрестной связи перемещений шпинделя вдоль продольной и вертикальной осей X и Z, способствующий увеличению вертикальной статической жесткости станка и вызывающий возбуждение колебаний вдоль обеих осей при воздействии гармонической силой с резонансной частотой вдоль одной из осей.

Апробация результатов диссертации

Основные положения и результаты работы представлены на следующих международных конференциях и семинарах: 25–28 Международные научно-технические конференции «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии в машиностроении», Минск, 2009 г. – 2012 г.; Международная научно-техническая конференция «Металлообработка: Технологии – оборудование – инструмент – качество», Минск, 2009 г.; Международная научно-техническая конференция «Машиностроение – 2010: Технологии – оборудование – инструмент – качество», Минск, 2010 г.; Международная научно-техническая конференция «Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин», Новополоцк, 2010 г.; Международная научно-техническая конференция «Инновационные технологии в машиностроении» («Интехмаш – 11»), Новополоцк, 2011 г.; XI Международная научно-техническая конференция студентов, магистрантов и аспирантов «Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления», Гомель, 2011 г.

Личный вклад соискателя

Лично соискателем разработана конечно-элементная математическая модель и выполнен анализ статической жесткости несущей системы станка. Определен баланс жесткости несущей системы и обосновано применение композит-

ных металлобетонных материалов. Выполнен анализ эффективности оребрения траверсы и ползуна и установлена взаимосвязь их параметров. Предложена конструкция винтовой опоры стола повышенной жесткости. Выполнено моделирование частот и форм собственных колебаний несущей системы станка и определен резонансный диапазон частот. Проведены экспериментальные исследования статической жесткости несущей системы и получена экспериментальная амплитудно-частотная характеристика.

Постановка целей и задач исследований, анализ полученных результатов проводились совместно с научным руководителем, канд. техн. наук, доцентом Туромшей В.И. Канд. техн. наук Довнар С.С. принимал участие в моделировании жесткости портала с применением металлобетонных материалов, соавторы публикаций – в разработке геометрических моделей базовых деталей станка.

Опубликованность результатов диссертации

Основные результаты диссертации опубликованы в 8 научных работах, в том числе в 4 статьях, соответствующих пункту 18 Положения о присуждении ученых степеней и присвоении ученых званий в Республике Беларусь, общим объемом 2,1 авторского листа, 4 сборниках, материалах и тезисах докладов научных конференций и семинаров.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, общей характеристики работы, четырех глав, заключения, библиографического списка из 83 наименований (в том числе 8 публикаций соискателя), изложенного на 6 страницах, и 4 приложений на 8 страницах. Работа представлена на 218 страницах, в том числе 204 страниц основного текста, содержащего 107 рисунков (на 48 с.) и 31 таблицу (на 28 с.).

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе приведен анализ работ в области расчета и прогнозирования жесткости и виброустойчивости несущих систем (НС) металлорежущих станков.

В результате проведенного анализа показано, что прогнозирование жесткости и виброустойчивости станков осуществляется экспериментальными и расчетными методами.

Экспериментальным исследованиям до недавнего времени уделялось основное внимание, поскольку разнообразие конструкций базовых деталей, сложность их форм, большое количество конструктивных элементов, наличие подвижных и жестких стыков затрудняют аналитический расчет НС. Для получения картины деформаций и баланса упругих перемещений в НС выполняют исследования непосредственно на станках и на специальных механических моделях. Определение виброустойчивости НС проводится при резании и при воз-

буждении колебаний с помощью вибратора. При этом определяются частотные характеристики, амплитуды и формы колебаний узлов на собственных частотах. Исследования в основном выполнялись для станков малых и средних размеров. Учитывая уникальность продольно-фрезерных станков по габаритам, весу и сложности конструкции, а также единичный и мелкосерийный тип их производства, проведение экспериментальных исследований с целью получения эмпирических данных практически неосуществимо. Физическое моделирование жесткости выполнялось на отдельных деталях токарных и расточных станков для оценки влияния перегородок разного типа на жесткость. Следует отметить работы Козловского Н. А. и Зайкина М. П., посвященные исследованию жесткости и виброустойчивости продольно-фрезерных станков с неподвижным порталом. Но они имеют ограниченное применение главным образом в плане анализа статических и динамических характеристик отдельных деталей НС станков с подвижным порталом.

Методика аналитического расчета упругих перемещений НС станков, учитывающая общие деформации деталей, искажения контура поперечного сечения, контактные и местные деформации, базируется на фундаментальных исследованиях НС станков, выполненных Д. Н. Решетовым, В. В. Каминской, З. М. Левиной. Методы расчета виброустойчивости станков были разработаны В. А. Кудиновым, предложившим рассматривать станок как замкнутую многоконтурную динамическую систему с внутренним источником энергии. Для них характерно существенное упрощение конструкции НС при разработке расчетной схемы, большое число допущений и использование эмпирических параметров, определение которых вызывает серьезные трудности.

Показано, что методы аналитического расчета целесообразно применять для анализа жесткости отдельных деталей станков и определения факторов, способствующих ее повышению. Для расчета и прогнозирования суммарной жесткости и виброустойчивости НС станков целесообразно использовать математическое моделирование с помощью метода конечных элементов, обеспечивающее расчет характеристик НС с учетом реальной геометрии и свойств материалов деталей и стыков станка. Моделирование бесконсольно-фрезерных, продольно-фрезерных станков с неподвижным порталом и подвижной поперечной и расточных станков производства Ульяновского завода тяжелых и уникальных станков (Россия) выполнено в работах Кирилина Ю. В. и Еремина Н. В. Они представляют интерес в плане методологии использования метода конечных элементов для других станков.

На основании проведенного анализа были сформулированы цель и основные задачи исследования.

Во второй главе изложена методика теоретических и экспериментальных исследований жесткости и виброустойчивости НС продольно-фрезерного станка с подвижным порталом.

Для построения расчетной модели НС станка с помощью пакета прикладных программ Solid Works разработана трехмерная комплексная геометрическая модель НС станка (рисунок 1), представляющая собой совокупность геометрических моделей базовых деталей и стыков (жестких и подвижных) между ними, объединенных в одну систему, закрепленную на фундаменте.

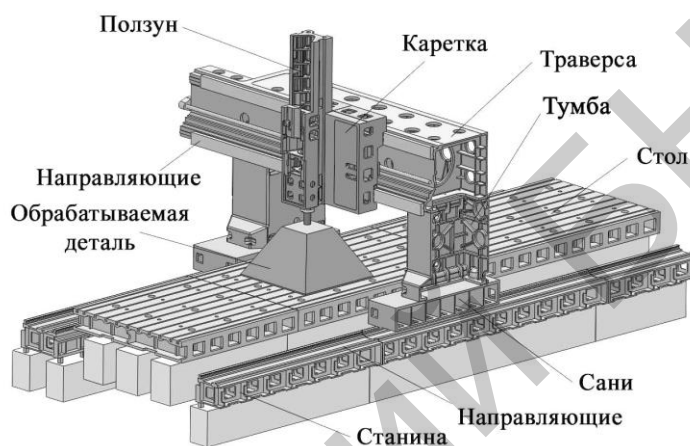


Рисунок 1 – Трехмерная геометрическая модель несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом

На основе анализа конструктивных особенностей станка (наличие направляющих между санями и станинами, жесткое закрепление траверсы на тумбах, подвижный ползун и др.) разработана расчетная модель НС, представленная в виде упруго-деформируемой системы «фрезерно-расточная бабка – траверса – тумбы – сани», закрепленной на упругом основании «направляющие качения – станины – башмаки – фундамент».

Суммарные перемещения НС являются функцией от перемещений основных элементов под нагрузкой:

$$u_{\Sigma} = \rho(u_{порт}, u_{сан.лев}, u_{сан.прав}, u_{нк.лев}, u_{нк.прав}, u_{ст.лев}, u_{ст.прав}, u_{баш.лев}, u_{баш.прав}, u_{ф.лев}, u_{ф.прав}), \quad (1)$$

где $u_{порт}$ – перемещения портала, состоящего из фрезерно-расточной бабки, траверсы и двух тумб; $u_{сан.лев}$, $u_{сан.прав}$, $u_{нк.лев}$, $u_{нк.прав}$ – перемещения в санях и направляющих качения левой и правой тумб соответственно; $u_{ст.лев}$, $u_{ст.прав}$, $u_{баш.лев}$, $u_{баш.прав}$, $u_{ф.лев}$, $u_{ф.прав}$ – перемещения в левой и правой станинах, башмаках станин и фундаментах соответственно.

Аналитические решения уравнения (1) для портала, траверсы, ползуна и др. элементов получены на основе методики, предложенной Решетовым Д.Н. с учетом конструкции станка. С их помощью обоснованы методы повышения

жесткости НС станка. Для расчета перемещения портала вдоль осей станка получены следующие зависимости:

$$u_x = \left[\frac{F_x L^3}{48EJ_{z.mp}} + \frac{(F_x z_F - F_z x_F) L z_F}{4GJ_{кр.mp}} \right] + \frac{F_x H}{2EJ_{y.m}} \left[\frac{H^2}{3} - \left(z_F - \frac{F_z}{F_x} x_F \right) \left(\frac{H}{2} - z_F \right) \right] + \frac{F_x H}{2K_{y.m}} \left(H - z_F + \frac{F_z}{F_x} x_F \right);$$

$$u_y = \frac{F_y}{E} \left(\frac{z_F^2 L}{12J_{x.mp}} + \frac{x_F^2 L}{12J_{z.mp}} \right) + \left\{ \frac{F_y H^3}{6EJ_{x.m}} \left[1 - \frac{4,5 \left(1 + \frac{2EJ_{x.m}}{K_{x.m} H} \right)^2}{6 + \frac{J_{x.m} L}{J_{x.mp} H} + \frac{6EJ_{x.m}}{K_{x.m} H} + \frac{6EJ_{x.m}}{K_{x.mp} H} + \frac{3EJ_{x.m}}{K_{x.m} H}} \right] + \frac{F_y H x_m^2}{2GJ_{кр.m}} \left[1 - 15 \frac{J_{y.m}}{J_{кр.m}} \cdot \frac{1}{8 \frac{H^2}{L^2} + \frac{LJ_{y.m}}{HJ_{z.mp}} + \frac{15J_{y.m}}{J_{кр.m}}} \right] \right\};$$

$$u_z = \left[\frac{F_z L^3}{48EJ_{x.mp}} - \frac{(F_x z_F - F_z x_F) L s}{4GJ_{кр.mp}} \right] + \frac{F_z H x_F}{2EJ_{y.m}} \left[x_F + \frac{F_x}{F_z} \left(\frac{H}{2} - z_F \right) \right] + \frac{F_z x_F}{2K_{y.m}} \left[x_F + \frac{F_x}{F_z} (H - z_F) \right],$$

где F_x, F_y, F_z – составляющие силы резания по осям координат станка, Н; L, H – расстояние между осями тумб и высота портала относительно саней; z_F, x_F – координаты центра тяжести сечения траверсы, м; $J_{x.mp}, J_{z.mp}, J_{кр.mp}$ – моменты инерции площади сечения траверсы на изгиб в вертикальной (YZ) и горизонтальной (XY) плоскостях и на кручение соответственно, м⁴; $J_{x.m}, J_{y.m}, J_{кр.m}$ – моменты инерции площади сечения тумбы на изгиб относительно осей X и Y и на кручение соответственно, м⁴; $K_{x.m}, K_{y.m}$ – коэффициенты угловой жесткости защемления тумб при наклоне их в плоскостях YZ и XZ соответственно, Н·м; $K_{x.mp}$ – коэффициент угловой жесткости соединения траверсы с тумбами при изгибе портала в плоскости YZ, Н·м; E, G – модули упругости материала портала первого и второго рода, Па.

Обосновано применение конечно-элементного моделирования для определения суммарной жесткости несущей системы станка, а также для анализа эффективности вариантов оребрения базовых деталей и прогнозирования виброустойчивости НС. С этой целью геометрическая модель НС импортировалась в программный комплекс ANSYS Workbench, с помощью которой разбивалась сеткой конечных элементов, задавались физические константы материалов элементов и условия нагружения. Разработан экспресс-метод моделирования подвижных стыков (направляющих качения и др.) эластичным (податливым) элементом из модельного материала, модуль упругости которого определяется

из условия равенства расчетной жесткости стыка заданной (табличной), т.е. $\dot{J}_{расч} = \dot{J}_{табл}$.

Уравнение движения МКЭ-модели НС в общем случае имеет вид

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [j]\{u\} = \{F(t)\}, \quad (2)$$

где $[M]$ – матрица масс; $[C]$ – матрица демпфирования; $[j]$ – матрица жесткости; $\{u\}$ – перемещения; $\{\dot{u}\}$ – скорости; $\{\ddot{u}\}$ – ускорения; $\{F(t)\}$ – силовые факторы, являющиеся функцией времени.

Решение уравнения (2) при действии постоянной нагрузки $\{F(t)\}$ сводится к определению перемещений, т.е. к расчету статической жесткости НС. При $[C] = 0$ и $\{F(t)\} = 0$ решается задача определения частот и форм собственных колебаний НС (модальный анализ). Моделирование нагружения НС внешней силой $\{F(t)\}$, изменяющейся в соответствии с гармоническим законом с наложенной частотой f_u , позволяет определить возбуждаемые собственные частоты НС и ее амплитудно-частотную характеристику (гармонический анализ), а также динамическую жесткость НС.

Экспериментальное определение модуля упругости первого рода E чугуна серого марки СЧ 20, из которого отлиты основные базовые детали НС станка, производилось при статическом нагружении образцов в соответствии с ГОСТ 25.503-97 на универсальной машине EU100/2.

Оценка адекватности разработанной расчетной модели жесткости НС выполнялась экспериментальным измерением перемещений НС в 25 контрольных точках (рисунок 2).

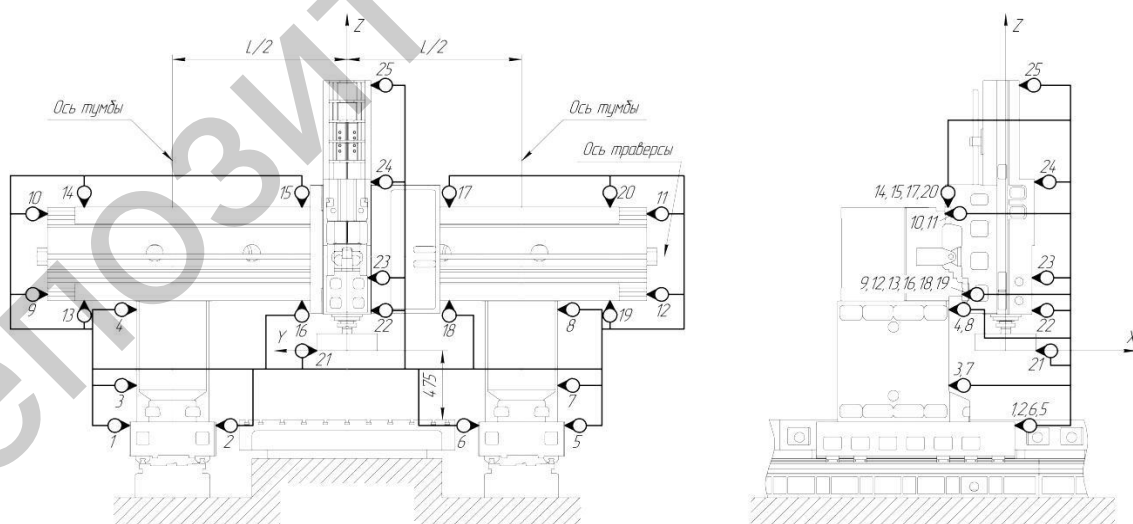


Рисунок 2 – Схема размещения индикаторов для измерения статических деформаций несущей системы станка

В качестве нагружающего устройства использовался прибор ИЖКО-01, представляющий собой винтовой домкрат. Для измерения деформаций использовались индикаторы рычажно-зубчатые типа ИРБ 0–0,12 0,001 в соответствии

с ГОСТ 5584-75, которые закреплялись на специально изготовленном кронштейне, установленном на фундаменте независимо от НС станка.

Определение частот собственных колебаний НС станка производилось путем ударного воздействия на ползун специальным молотком с одновременной регистрацией и частотным анализом свободных колебаний узла с помощью пьезоэлектрического преобразователя колебаний, акселерометра и виброизмерительного прибора мод. SF-250 фирмы «Brüel & Kjær» (Дания). Экспериментальное определение АЧХ производилось на основании спектрограмм колебаний НС. В качестве входного воздействия использовался гармонический сигнал, создаваемый в горизонтальной плоскости ХУ и в вертикальном направлении Z с помощью гидромеханического вибратора, разработанного в ЦЗЛ ОАО «МЗОР».

Третья глава посвящена прогнозированию статической жесткости несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом.

Для анализа жесткости НС разработана расчетная схема в виде последовательной цепи из звеньев жесткости (рисунок 3). Каждое звено соответствует детали или комплекту деталей: фрезерно-расточной бабке (податливость $k_{баб}$), траверсе ($k_{мп}$), тумбе (k_m), саням ($k_{сан}$), комплекту направляющих качения портала ($k_{нк}$), станине ($k_{ст}$), комплекту фундаментных башмаков ($k_{баш}$). Любому звену i вместе с податливостью k_i соответствует жесткость $j_i = 1/k_i$. Сумма податливостей звеньев дает податливость всей системы

$$K = k_{мп} + k_m + k_{сан} + k_{нк} + k_{ст} + k_{баш} + k_{ост} = \sum k_i, \text{ (мкм/Н)} \quad (3)$$

где $k_{ост}$ – сумма податливостей бабки $k_{баб}$, направляющих бабки и фундаментных блоков.

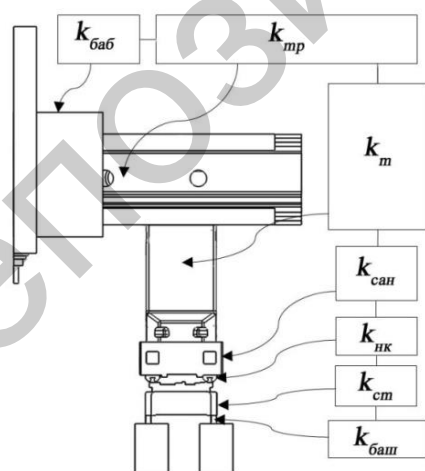


Рисунок 3 – Схема звеньев жесткости для половинной модели подвижного портала

Согласно закона Гука с учетом (3) справедливо уравнение

$$u = K \cdot F = (\sum k_{i-1} + k_i)F = \left(\sum k_{i-1} + \frac{1}{j_i} \right) F, \quad (4)$$

где F – приложенная к шпинделю сила, Н; u – перемещение на конце шпинделя, мкм; $\sum k_{i-1}$ – сумма податливостей всех звеньев, кроме некоторого k_i , мкм/Н. Анализ уравнения (4) показывает, что жесткость отдельных деталей можно варьировать в широком диапазоне относительно базового варианта. Коэффициент варьирования жесткости $a_{в.ж}$ изменялся в диапазоне от 1/16 до 2.

Базовая жесткость портала станка j определялась по его деформации под тестовой нагрузкой, т.е. $j = F/u$ (Н/мкм). Уравнение (4) позволяет также численно оценить жесткость детали j_i (податливость k_i) в рамках системы.

При податливости звена k_i перемещение u_1 согласно (4) равно

$$u_1 = (\sum k_{i-1} + k_i) \cdot F. \quad (5)$$

Удвоив податливость, получим

$$u_2 = (\sum k_{i-1} + 2 \cdot k_i) \cdot F. \quad (6)$$

Зная из расчетов конкретные величины u_1 и u_2 , находим k_i по формуле, вытекающей из (5) и (6)

$$k_i = \frac{u_2 - u_1}{F}. \quad (7)$$

Исследование статической жесткости выполнялось путем виртуальных испытаний НС станка с помощью метода конечных элементов (МКЭ). В результате моделирования нагружения НС тестовой силой установлено, что наименьшей статической жесткостью (293 Н/мкм) НС обладает в поперечном направлении Y, а наибольшей (515 Н/мкм) – в продольном X. Вертикальная жесткость в направлении Z, определяющем точность обработки деталей, составляет 385 Н/мкм.

По формулам (3)–(7) оценена доля податливости деталей k_i в общей податливости K НС. В целом для всех случаев нагружения доля траверсы в балансе упругих перемещений НС составляет 25–44 % (в зависимости от направления), тумб – 22–28 %, станин – 4–16 %, саней – 9%, направляющих портала и башмаков – 4–11 %, направляющих фрезерно-расточной бабки и фундамента – 9 – 13 %. Расчетные значения деформаций отличаются от экспериментальных не более, чем на 6–12 %, а значения баланса жесткости практически совпадают, что свидетельствует об адекватности разработанной расчетной модели НС станка.

Получено, что повышение жесткости портала достигается в первую очередь за счет увеличения крутильной и изгибной жесткости траверсы, жесткости передней стенки тумбы и изгибной жесткости саней. Обосновано решение данных задач с помощью композитных металлобетонных систем, т.е. заполнением внутренних полостей чугунных базовых деталей полимербетоном. Это повышает жесткость деталей не менее чем в 2 раза и уменьшает деформацию НС станка от силы тяжести до 1,8 раз, несмотря на увеличение веса конструкции. Заполнение полимербетоном только траверсы повышает жесткость НС на 48%, тумб – на 20% и саней – на 8%. Значительный рост жесткости в 2,2 раза происходит при заполнении полимербетоном сразу трех соседствующих базовых де-

талей благодаря эффекту синергизма, возникающего в результате взаимодействия между деталями-соседями.

Траверса портала, имеющая форму пустотелой балки, деформируется по трем модам – изгибу, кручению и перекосу сечения, вклады которых в общую деформацию составляют 30–35 % (с некоторым преобладанием кручения). Повышение жесткости достигается с помощью развитой системы внутреннего оребрения стенок – кессонного и с двойными стенками. Первое (рисунок 4, а) состоит из продольных и поперечных ребер, высотой до 150 мм, которые образуют ячейки (кессоны). В оребрении с двойной стенкой (рисунок 4, б) к кессонам изнутри добавляется вторая стенка толщиной 25 мм. Расстояние между стенками H_c варьировалось от 0 до 250 мм.



а) – кессонное оребрение; б) – оребрение с двойной стенкой

Рисунок 4 – Геометрические модели внутреннего оребрения траверсы

Внутреннее оребрение траверсы эффективно главным образом для снижения доли перекоса сечения с 30 % до 2 – 15 % в общей деформации. Оребрение с двойной стенкой повышает жесткость траверсы на 50 %, при этом ее деформация на 2/3 определяется кручением и на 1/3 – изгибом. Кессонное оребрение траверсы повышает жесткость на 25–30% и рекомендуется при невысоких требованиях к жесткости. Для обоих типов оребрения наибольшее увеличение жесткости при наименьшем росте массы достигается при высоте ребер (расстоянии между стенками), равной 8–10 % от размера поперечного сечения траверсы.

Получено, что жесткость ползуна базовой открытой конструкции уменьшается в 5,3 раза при его полном выдвигении до 1100 мм. На больших вылетах изгиб ползуна более чем на 50 % определяет податливость шпинделя. В зоне технологических окон наблюдаются сдвиговые деформации и перекося прямоугольных форм, т.е. создается упругий «шарнир». Предложенная конструкция закрытого ползуна (без окон) в сочетании с внутренним кессонным оребрением увеличивает жесткость в 2,1 раза. Дополнительное усиление ползуна С-образной накладкой, наружной решеткой ребер и двойными стенками увеличивает жесткость до 56%.

Анализ нагружения рельсовых направляющих качения портала с 5 каретками в ряду по схеме 3+2 (базовый вариант) показал, что они нагружены неравномерно вследствие податливости саней. Добавление одной каретки по схеме 4+2 обеспечивает их более равномерное нагружение и снижение на 25 % максимальной нагрузки.

Моделированием жесткости винтовых опор стола получено, что для снижения податливости винтовых деталей и фундамента необходимо увеличить опорную пятую опоры и снабдить ее ребрами, а также обеспечить фиксацию винта относительно втулки полимерным составом для исключения шарнирного эффекта в резьбе. Благодаря этому жесткость опор на сдвиг возрастает с 300 – 800 до 1150 Н/мкм, а на сжатие – с 1920 до 3450 Н/мкм.

В результате теоретических и экспериментальных исследований выявлен эффект перекрестной связи упругих перемещений шпинделя вдоль продольной оси X и вертикальной оси Z, состоящий в том, что нагружение портала по одной из осей вызывает перемещение по другой оси. Практическое использование данного эффекта позволяет увеличить фактическую вертикальную жесткости станка с 385 до 943 Н/мкм при нагружении шпинделя в направлении оси X.

Четвертая глава посвящена прогнозированию виброустойчивости и динамической жесткости несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом.

Выполнялось моделирование резонансных мод (форм резонансного колебания и частот, на которых это движение возбуждается) НС станка (модальный анализ) и колебаний станка в условиях внешних нестационарных воздействий (гармонический анализ), а также определялась динамическая жесткость НС. Конечно-элементная математическая модель НС станка представлена в виде упруго-деформируемой системы портала, закрепленного на упругом основании с возможностью перемещения вдоль оси X с помощью приводов, моделируемых упругой связью.

Наличие подвижного стыка между порталом и станинами, а также сосредоточенной массы на траверсе, придает НС станка склонность к колебаниям. В диапазоне от 0 до 100 Гц выявлены 6 резонансных мод M1 – M6 частотах $f_1 = 19,9$ Гц, $f_2 = 22,9$ Гц, $f_3 = 32,2$ Гц, $f_4 = 41,9$ Гц, $f_5 = 69,1$ Гц, $f_6 = 77,7$ Гц. Экспериментальные исследования подтвердили результаты конечно-элементного моделирования. Отклонение между расчетными и экспериментальными значениями частот не превышает 10 %.

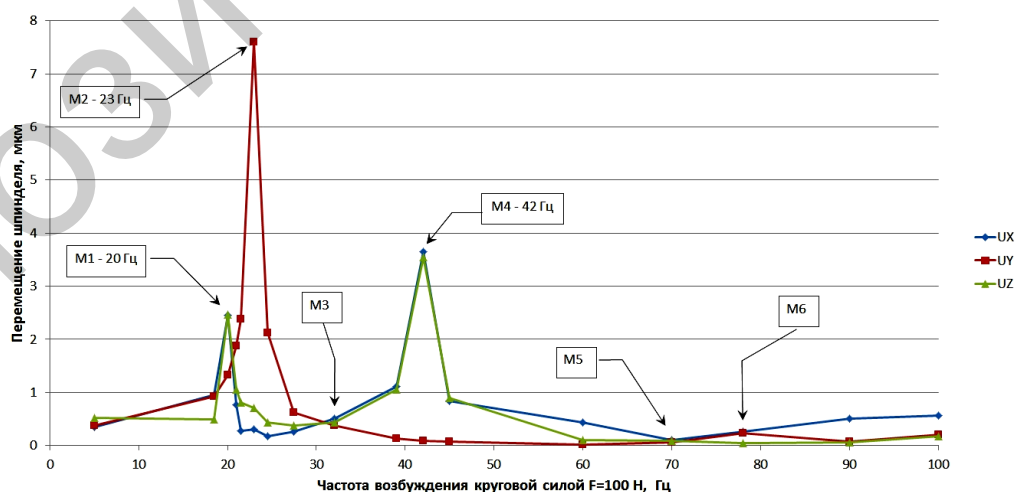
Анализ форм собственных колебаний НС показал, что наибольшее влияние на точность обработки оказывают моды M1, M2, M4 и M5, сопровождающиеся вертикальными перемещениями ползуна вдоль оси Z. Частота нижней моды f_1

является минимально удовлетворительной (соответствует требуемой для современных станков частоте 20 Гц).

Установлено, что резонансные частоты и формы колебаний НС незначительно зависят от материала, массы и жесткости базовых деталей и приводов. Вариация частот составляет 2 – 29 %. Увеличение толщины стенок отливок практически не дает эффекта, так как рост жесткости компенсируется ростом массы. Стабильность резонансных мод позволила обосновать возможность эксплуатации станка в зарезонансной области в режиме высокоскоростной обработки с низкими силами резания. Для надежного исключения резонансного возбуждения необходимо выполнение условия $f_1, f_2, \dots, f_n < f_{un}^{раб}$, где n – число нижних собственных мод НС, а $f_{un}^{раб}$ – рабочая частота шпинделя.

Выявлено существенное увеличение резонансных частот НС за счет синергетического эффекта, проявляющегося при одновременном увеличении жесткости всех ключевых деталей несущей системы (траверсы, тумб, саней и станин и др.) – до 41% при подъеме жесткости вдвое. При увеличении жесткости каждой детали в отдельности и суммировании эффектов резонансные частоты возрастают только на 29,9 %.

На основе модального анализа производился гармонический анализ, т.е. в диапазоне ранее найденных значений частот $f_1 - f_6$ моделировалось нагружение НС станка синусоидальными компонентами силы резания и вычислялся отклик в виде перемещений шпинделя. По его результатам строились амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) (рисунок 5). Демпфирование НС станка принято на уровне 2%.



M1, M2, M4 – возбуждаемые моды; M3, M5, M6 – невозбуждаемые моды

Рисунок 5 – АЧХ несущей системы станка при возбуждении гармонической силой в плоскости XY

Анализ АЧХ показал, что в плоскости ХУ возбуждаются только три резонансные пика, соответствующие модам М1, М2 и М4. При возбуждении НС вертикальной силой возникает два резонанса, соответствующие М1 и М4. Анализ экспериментальной АЧХ НС станка показал, что отклонение от расчетных значений не превышает 10 %. Интервал частот, занятый резонансными пиками М1 – М2 – М4 от 17 до 45 Гц (считая по границам пиков), является резонансным. Радикальным методом повышения виброустойчивости станка является отказ от работы в данном диапазоне и использование зарезонансного диапазона (выше 45 Гц), поскольку НС слабо откликается на попытки увеличения собственных частот.

Установлено, что гармоническая нагрузка усиливает эффект перекрестной связи продольных (Х) и вертикальных (Z) перемещений шпинделя, выявленный при статическом нагружении. Действие гармонической силы по оси Х возбуждает примерно равные колебания по осям Х и Z. То же происходит и при действии силы по оси Z.

Установлено, что на ряде частот есть серьезное снижение динамической жесткости по отношению к статической. После проявления динамических эффектов (от М1 и выше) равномерность жесткости по осям станка полностью теряется для всего диапазона частот. Попадание на резонансный пик резко снижает жесткость по одной или двум осям станка. Возбуждение моды М2 приводит к падению динамической жесткости ниже допустимого уровня $j_y^{дин.М2} < (j_{lim} = 20 \text{ Н/мкм})$. Необходимо также избегать резонанса по моде М4, возбуждение которой снижает динамическую жесткость падает до уровня 24,1 Н/мкм. Подъем частоты обработки в зарезонансный диапазон (выше 70 Гц) приводит к росту динамической жесткости, которая многократно превышает статическую. Это общая закономерность, которая, однако, может нарушаться локальными резонансами отдельных частей станка.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

1. В результате математического моделирования статических деформаций несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом на основе разработанной конечно-элементной модели в виде упруго-деформируемой системы «фрезерно-расточная бабка – траверса – тумбы – сани», закрепленной на упругом основании «направляющие качения – станины – башмаки – фундамент» и разработанного экспресс-метода моделирования подвижных стыков податливым (эластичным) элементом из модельного материала с модулем упругости, определяемым жесткостью стыка, установлены направления осей станка с наименьшей 290 Н/мкм (поперечная ось Y) и наибольшей 515 Н/мкм

(продольная ось X) статической жесткостью несущей системы, а также жесткость в вертикальном направлении Z (385 Н/мм), определяющем точность обработки деталей. В результате моделирования и экспериментальных исследований деформаций несущей системы установлена необходимость обеспечения жесткости траверсы, доля которой в балансе упругих перемещений составляет 25 – 44 %, а также ползуна и опор стола. Обоснована возможность повышения жесткости базовых деталей не менее, чем в 2 раза, за счет применения композитных металлобетонных материалов на основе полимербетона и выявлен синергетический эффект увеличения жесткости несущей системы до 2,2 раз при заполнении полимербетоном сопряженных базовых деталей [1 – 3, 5, 7, 8].

2. В результате расчетно-аналитических оценок влияния конструктивных параметров траверсы подвижного портала и ползуна фрезерно-расточной бабки на их статическую жесткость, а также деформаций фундамента и шарнирного эффекта в резьбе на податливость винтовых опор стола установлено, что внутреннее оребрение эффективно для снижения доли перегиба сечения с 30 % до 2 – 15 % в общей деформации траверсы. Предложенная конструкция кессонного оребрения повышает жесткость траверсы на 25 – 30 %, а оребрения с двойными стенками – на 50 %. При этом деформация траверсы на 2/3 определяется кручением и на 1/3 – изгибом. Получено, что высота ребер (расстояние между стенками), обеспечивающая максимальную жесткость при наименьшей массе траверсы, составляет 8 – 10 % от размера поперечного сечения траверсы. Установлено, что закрытая конструкция ползуна (без технологических окон) с кессонным оребрением позволяет увеличить его жесткость в 2,1 раза. Дополнительное увеличение жесткости до 55% достигается усилением ползуна накладкой, наружной решеткой ребер и двойными стенками. Получено также, что упругие смещения винтовых опор стола обусловлены в основном податливостью фундамента и шарнирным эффектом в резьбе. Предложенная конструкция усиленной опоры с фиксацией винта относительно втулки полимерным составом и с увеличенной опорной пятой, снабженной ребрами, повышает жесткость опоры на сдвиг в 1,4 – 3,8 раза и на сжатие – в 1,8 раза [2, 3, 5 – 8].

3. В результате конечно-элементного моделирования и экспериментальных исследований частот и форм собственных колебаний несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом, имеющим упругую связь с приводами продольного перемещения, выявлены 6 резонансных мод в диапазоне частот от 19 до 80 Гц. Наибольшее влияние на точность обработки оказывают моды на частотах $f_1 = 19,9$ Гц, $f_2 = 22,9$ Гц, $f_4 = 41,9$ Гц и $f_5 = 69,1$ Гц, сопровождающиеся вертикальными перемещениями ползуна вдоль оси Z. Установлена высокая стабильность резонансных мод при изменении материала, массы и жесткости базовых деталей и приводов (вариация частот составляет 2 –

30 %), что позволило обосновать возможность эксплуатации станка в зарезонансной области в режиме высокоскоростной обработки с низкими силами резания. Выявлено существенное увеличение резонансных частот (до 41%) за счет синергетического эффекта, т.е. выигрыша от одновременного увеличения вдвое жесткости всех ключевых деталей несущей системы [4].

4. В результате конечно-элементного моделирования и экспериментальных исследований нагружения несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом гармонической внешней силой установлено, что существенно возбуждаются три моды на частотах f_1 , f_2 и f_4 , образующие резонансный диапазон частот 17 – 45 Гц, выше которого реализуется зарезонансный режим эксплуатации станка, обеспечивающий рост динамической жесткости и ее равномерное распределение по осям станка [4].

5. В результате конечно-элементного моделирования и экспериментальных исследований взаимного влияния упругих перемещений несущей системы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом при статическом и динамическом нагружении вдоль осей координат выявлен эффект перекрестной связи перемещений шпинделя вдоль продольной и вертикальной осей X и Z, способствующий увеличению вертикальной статической жесткости станка в 2,5 раза и вызывающий возбуждение колебаний вдоль обеих осей X и Z при воздействии гармонической силой с резонансной частотой вдоль одной из осей [1, 4, 5].

Рекомендации по практическому использованию результатов

Результаты теоретических и экспериментальных исследований жесткости и виброустойчивости несущей системы продольно-фрезерных станков с подвижным порталом, установленные зависимости параметров оребрения базовых деталей, расчетное обоснование конструкции несущей системы, ее собственных частот и форм колебаний апробированы на минском станкостроительном предприятии ОАО «МЗОР» [1, 3, 4] и могут быть рекомендованы к использованию на предприятиях станкостроения Республики Беларусь и стран СНГ, а также в учебном процессе при подготовке инженерных кадров.

Использование полученных результатов для продольно-фрезерных станков с шириной стола 2500 мм позволило обеспечить их жесткость не ниже 270 Н/мкм и соответствие точности не ниже класса II согласно ГОСТ 8–82, ГОСТ 18101–85 и ГОСТ 22267–76. На основе выполненных исследований разработана конструкторская документация и изготовлены специальные сверлильно-фрезерные станки с продольно-подвижным порталом мод. МС21ГМФ2-14 (2 шт.), прошедшие опытно-производственные испытания. Обеспечено соответствие станков нормам геометрической точности и жесткости, а также приемосдаточных испытаний. Повышена жесткость ползуна по сравнению с базовой

конструкцией на 20 – 25 % и производительность фрезерования и сверления опытной детали из чугуна СЧ 21 на 15 - 18 %. Обеспечена виброустойчивость станка в требуемом диапазоне режимов обработки. Экономический эффект составил 28 782 000 бел. руб. (7 280 евро).

Список публикаций соискателя по теме диссертации

Статьи в научных журналах и сборниках, входящих в перечень ВАК

1. Туромша, В.И. Анализ жесткости подвижного портала продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В.И. Туромша, С.С. Довнар, А.С. Трусковский, Туми Эль-Мабрук Абужафер Али // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П.О. Сухого. – 2011. – № 3(46). – С.15–28.

2. Туромша, В.И. Анализ эффективности оребрения траверсы продольно-фрезерного станка с подвижным порталом / В.И. Туромша, С.С. Довнар, А.С. Трусковский, Туми Эль-Мабрук Абужафер Али // Вестник БНТУ. – 2011. – № 6. – С.19–27.

3. Туромша, В.И. Повышение жесткости ползуна продольно-фрезерного станка с подвижным порталом / В.И. Туромша, С.С. Довнар, А.С. Трусковский, Туми Эль-Мабрук Абужафер Али // Вестник Полоцкого гос. ун-та. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. – 2011. – № 11. – С. 104–112.

4. Туромша, В.И. Модальный анализ портала тяжелого продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В.И. Туромша, Туми Эль-Мабрук Абужафер Али, И.Л. Ковалева, С.С. Довнар, И.И. Шумский // Вестник Полоцкого гос. ун-та. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. – 2013. – № 3. – С. 38–48.

Статьи в научных журналах и сборниках

5. Туромша, В.И. Исследование жесткости продольно-фрезерного станка с подвижным порталом с помощью конечно-элементного моделирования / С.С.Довнар, Туми Эль-Мабрук Абужафер Али. // Машиностроение: респ. межвед. сб. науч. тр. / БНТУ. – Минск, 2010. – Вып. 25. – С. 270–277.

6. Туромша, В.И. Оценка жесткости опор стола продольно-фрезерного станка методом конечных элементов / В.И. Туромша, С.С. Довнар, Туми Эль-Мабрук Абужафер Али // Машиностроение: респ. межвед. сб. науч. тр. / БНТУ. – Минск, 2012. – Вып. 26, Т.2. – С. 81–86.

Материалы конференций

7. Туромша, В.И. Увеличение жесткости расточной бабки многоцелевого станка на основе конечно-элементного моделирования / В.И. Туромша, С.С. Довнар, Туми Эль-Мабрук Абужафер Али, Али М. Абед // Металлообработка: оборудование – инструмент – качество : материалы Междунар. науч.-технич.

конф. (Минск, 8 – 9 апреля 2009 г.) / редкол.: А.Ф. Ильющенко [и др.]. – Минск : Бизнесофсет, 2009. – С. 46–47.

Тезисы докладов

8. Туромша, В.И. Моделирование и оптимизация внутреннего оребрения корпусных деталей станков / В.И. Туромша, С.С. Довнар, Туми Эль-Мабрук Абужафер Али // Перспективные направления развития технологии машиностроения и металлообработки: тез. докл. междунар. науч.-технич. конф. (Минск, 12 – 13 апреля 2011 г.) / редкол.: В.К. Шелег [и др.]. – Минск : Бизнесофсет, 2011. – С. 167–169.

Репозиторий БНТУ

РЭЗІЮМЭ

Тумі Эль-Мабрук Абужафер Алі

Разлік і прагназаванне жорсткасці і вібраўстойлівасці нясучай сістэмы прадольна-фрэзерных станкоў з рухомым парталам

Ключавыя словы: жорсткасць, вібраўстойлівасць, нясучая сістэма, прадольна-фрэзерны станок, рухомы партал, гарманічны аналіз.

Аб'ект даследавання: нясучая сістэма прадольна-фрэзерных станкоў з рухомым парталам.

Мэта работы: разлік і прагназаванне жорсткасці і вібраўстойлівасці нясучай сістэмы прадольна-фрэзерных станкоў з рухомым парталам, накіраваныя на павышэнне іх статычнай і дынамічнай жорсткасці, і вызначэнне ўмоў безрэзананснай работы.

Метады даследавання: фундаментальныя палажэнні тэорыі пругкасці і дынамікі станкоў, матэматычнае мадэляванне, метады канечных элементаў, эксперыментальнае вызначэнне жорсткасці і амплітудна-частотнай характарыстыкі нясучай сістэмы станка.

Атрыманыя вынікі і іх навізна: распрацавана канечна-элементная матэматычная мадэль нясучай сістэмы станка, якая ўлічвае замацаванне партала пры дапамозе рухомага стыку на пругкай аснове, і прапанаваны экспрэс-метады мадэлявання рухомах стыкаў падатлівым (эластычным) элементам з мадэльнага матэрыялу. Абгрунтавана павышэнне жорсткасці партала пры дапамозе кампазітных металабетонных матэрыялаў і арабрэння (кесоннага і з падвойнымі сценамі) базавых дэталей. Распрацавана канструкцыя апоры стала павышанай жорсткасці. Устаноўлены рэзанансныя моды і дыяпазон частот 17—45 Гц, якога трэба ўнікаць пры рабоце станка. Абгрунтавана магчымасць эксплуатацыі станка ў зарэзананснай вобласці (вышэй за 45 Гц).

Ступень выкарыстання: метадыка разліку і прагназавання жорсткасці і рэзанансных частот, рэкамендацыі па павышэнні жорсткасці і вібраўстойлівасці спецыяльных свідравальна-фрэзерных станкоў з прадольна-рухомым парталам мод. МС21ГМФ2-14 укаранены на ТАА «МЗОР» і забяспечана адпаведнасць станкоў нормам прыёма-здачных выпрабаванняў, павышэнне жорсткасці паўзуна на 20—25% і вытворчасці фрэзеравання на 15—18%.

Галіна прымянення: машынабудаванне, станкабудаванне, праектаванне партальных металарэзальных станкоў, у тым ліку з высоўным паўзуном.

РЕЗЮМЕ

Туми Эль-Мабрук Абужафер Али

Расчет и прогнозирование жесткости и виброустойчивости несущей системы продольно-фрезерных станков с подвижным порталом

Ключевые слова: жесткость, виброустойчивость, несущая система, продольно-фрезерный станок, подвижный портал, гармонический анализ

Объект исследования – несущая система продольно-фрезерных станков с подвижным порталом.

Цель работы – расчет и прогнозирование жесткости и виброустойчивости несущей системы продольно-фрезерных станков с подвижным порталом, направленные на повышение их статической и динамической жесткости и определение условий безрезонансной работы.

Методы исследования: фундаментальные положения теории упругости и динамики станков, математическое моделирование, метод конечных элементов, экспериментальное определение жесткости и амплитудно-частотной характеристики несущей системы станка.

Полученные результаты и их новизна. Разработана конечно-элементная математическая модель несущей системы станка, учитывающая закрепление портала с помощью подвижного стыка на упругом основании и предложен экспресс-метод моделирования подвижных стыков податливым (эластичным) элементом из модельного материала. Обосновано повышение жесткости портала с помощью композитных металлобетонных материалов и оребрения (кессонного и с двойными стенками) базовых деталей. Разработана конструкция опоры стола повышенной жесткости. Установлены резонансные моды и диапазон частот 17 – 45 Гц, которого следует избегать при работе станка. Обоснована возможность эксплуатации станка в зарезонансной области (выше 45 Гц).

Степень использования: методика расчета и прогнозирования жесткости и резонансных частот, рекомендации по повышению жесткости и виброустойчивости специальных сверлильно-фрезерных станков с продольно-подвижным порталом мод. МС21ГМФ2-14 внедрены на ОАО «МЗОР» и обеспечено соответствие станков нормам приемо-сдаточных испытаний, повышение жесткости ползуна на 20 - 25 % и производительности фрезерования на 15 - 18 %.

Область применения: машиностроение, станкостроение, проектирование порталных металлорежущих станков, в т.ч. с выдвигным ползуном.

SUMMARY

Tumi El-Mabruk Abujaafar Ali

Analysis and prediction of the rigidity and vibration resistance of gantry mill carrying system

Key words: rigidity, vibration resistance, carrying system, gantry mill, traveling gantry, harmonic analysis.

The object of research is the carrying system of the gantry mills.

The goal of the research is the analysis and the prediction of the rigidity and vibration resistance of the carrying system of the gantry mills that are aimed at improving their static and dynamic rigidity and evaluating the conditions for nonresonance work

The methods of research: fundamental theory points of machine tool nonrigidity and dynamics, mathematical modeling, finite-element method, experimental evaluation of rigidity and amplitude-frequency characteristic of the gantry mill carrying system.

The results obtained and their novelty. Finite-element mathematical model of gantry mill carrying system was developed, which take account of fixing the gantry with the movable butt on nonrigid foundation and the express-method of modeling the movable butt by nonrigid (elastic) element from model material was proposed. The increase of gantry rigidity by means of composite metal concrete material and ribbing (caisson and with double walls) the basic components was grounded. The construction of table support of higher rigidity was developed. Resonance modes and frequency band of 17-45 hertz that must be avoided while machining were found. The possibility of mill running at more than 45 hertz was grounded.

Application extent: the technique of analyzing and predicting the rigidity and resonance frequency, the recommendations how to increase the rigidity and vibration resistance of special drilling-and-milling machine with longitudinally travelling gantry mod.MC21ГMΦ2-14 were adopted in OAO "MZOR" and the conformity of machine tools secured to the acceptance and passing standards, the increase of sliding block rigidity by 20-25% and milling productivity by 15-18% were ensured

Application area: mechanical engineering, machine tool building, the design of gantry machine-tools including those with moving-out slider.

Научное издание

ТУМИ ЭЛЬ-МАБРУК АБУЖАФЕР АЛИ

РАСЧЕТ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ
И ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ
ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ С ПОДВИЖНЫМ ПОРТАЛОМ

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук
по специальности 05.02.07 – Технология и оборудование механической
и физико-технической обработки

Подписано в печать 24.09.2013. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 1,34. Уч.-изд. л. 1,04. Тираж 70. Заказ 962.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.