

ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НЕСУЩИХ СИСТЕМ МАШИН С УЧЕТОМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ

Ю.И. ПОДГОРНЫЙ^{1,2}, доктор техн. наук, профессор

В.Ю. СКИБА¹, канд. техн. наук, доцент

А.В. КИРИЛЛОВ^{1,3}, канд. техн. наук, доцент

О.В. МАКСИМЧУК², канд. техн. наук, доцент

Д.В. ЛОБАНОВ⁴, доктор техн. наук, профессор

В.Р. ГЛЕЙМ¹, магистрант

А.К. ЖИГУЛЕВ¹, студент

О.В. САХА¹, студентка

¹НГТУ, г. Новосибирск,

²НТИ (филиал) «МГУДТ», г. Новосибирск,

³НГПУ, г. Новосибирск, ⁴БрГУ, г. Братск)

Поступила 25 сентября 2015

Рецензирование 23 октября 2015

Принята к печати 15 ноября 2015

Подгорный Ю.И. – 630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20,
Новосибирский государственный технический университет,
e-mail: pjui@mail.ru

Рассматриваются вопросы динамического поведения несущих систем технологических машин в условиях эксплуатации. Целью данной работы является выработка рекомендаций для выбора ассортимента тканей на технологическом оборудовании (на примере ткацкого станка СТБ). Актуальность исследования обусловлена отсутствием рекомендаций по выбору технологического оборудования и единой методики, позволяющей учитывать динамический характер приложения технологического усилия. В результате проведенной работы выполнено уточнение ранее предложенной авторами расчетной модели несущих систем путем введения в нее дополнительных элементов, необходимых для работы станков при выработке определенного ассортимента тканей. Средствами CAD системы SolidWorks и конечно-элементного CAE комплекса ANSYS проведено уточнение частотного спектра собственных колебаний несущих систем для гаммы ткацких машин СТБ с заправочными ширинами 180, 190, 220, 250, 330 см. Диапазон изменения частот составляет: для первой частоты – от 24,9 Гц (СТБ-180) до 17,7 Гц (СТБ-330); для второй частоты – 26,7...20,8 Гц; для третьей частоты 54,8...25,2 Гц. Показано, что технологическая нагрузка от натяжения нитей основы может быть представлена как нагрузка от статического действия силы предварительного натяжения пружины подвижного скала и динамической составляющей, зависящей от работы механизмов машины. Также показано, что несущие системы ткацких машин при определенных режимах эксплуатации работают в условиях, близких к резонансу. Определены значения перемещений отдельных элементов несущих систем от технологической нагрузки, представленной рядом Фурье. Полученные результаты исследований позволяют выработать конкретные рекомендации в направлении разграничения ассортиментных возможностей ткацких машин типа СТБ в соответствии с установленными требованиями к санитарно-гигиеническим условиям при работе на оборудовании. На стадии проектирования технологического оборудования предлагается использовать форму и характер технологической нагрузки в виде синусоидального импульса с периодом действия, равным времени оборота главного вала станка, и амплитудой, равной статической составляющей действующей силы для определенного ассортимента тканей; проектировать конструкции несущих систем в соответствии с отношением частот вынужденных и свободных колебаний, равным трем и более, используя частотный

спектр вынужденных колебаний, полученный в результате разложения технологической нагрузки в ряд Фурье.

Ключевые слова: несущая система, технологическая машина, метод конечных элементов, частотный спектр собственных колебаний, технологическая нагрузка, гамма ткацких машин СТБ, вынужденные колебания, резонанс.

DOI: 10.17212/1994-6309-2015-4-51-60

Введение

Основные направления развития технологических машин в нашей стране – повышение технического уровня новой техники и доведение его до лучших зарубежных аналогов. Правильная оценка и прогнозирование технического состояния оборудования составляет важнейшее условие его использования. Существенной особенностью технологического оборудования текстильной промышленности является высокая кинематическая сложность движения основных механизмов и динамическая напряженность режимов их работы. Возрастание динамических нагрузок предъявляет повышенные требования к проектированию и изготовлению элементов и узлов машин, выбору упругой системы заправки [1]. Создание высокопроизводительного ткацкого оборудования сдерживается, в том числе из-за недостаточной разработки методов расчета и диагностирования технического состояния машин в целом и их отдельных узлов, в частности, конструкций несущих систем [2].

Выбор режимов эксплуатации технологического оборудования является актуальной задачей, так как в ряде случаев оборудование работает в условиях, близких к резонансным режимам, что может существенно увеличивать перемещения отдельных точек несущих систем, а это напрямую связано с санитарно-гигиеническими требованиями и качеством вырабатываемых тканей. В связи с этим при выборе режимов работы необходимо учитывать не только величины технологических нагрузок, но и время их действия [2]. Кроме того, на периоды действия технологических нагрузок оказывает влияние и частотный диапазон вращения главного вала машины. Отсутствие единой методики проектирования технологического оборудования не позволяет учитывать динамические характеристики, от которых зависит надежность и долговечность как отдельных механизмов, так и машины в целом.

Поэтому на стадии проектирования предлагается использовать математические модели несущих систем ткацких машин, которые могут определять такие диагностические параметры, как перемещения отдельных точек несущих систем и их амплитудно-частотные характеристики. В качестве обратной связи между параметрами, заложенными при проектировании и полученными на основе математической модели, можно использовать перемещения отдельных элементов, а также настройку частотного диапазона вынужденных колебаний за счет изменения частоты вращения главного вала.

Вопросам проектирования несущих систем технологического оборудования посвящены работы В.Г. Атапина, Ю.В. Кирилина, П.М. Чернянского. Так, в работах В.Г. Атапина рассматриваются вопросы проектирования и оптимизации несущих систем металлообрабатывающего оборудования [3–6]. Кирилин Ю.В. предлагает модернизацию несущих систем фрезерных станков осуществлять на основе их моделирования и расчета динамических характеристик [7–9]. В работах П.М. Чернянского даны основы проектирования кинематической схемы, несущей системы, привода, надежности и устойчивости динамической системы; особое внимание уделено физически обоснованным методам расчета точности и устойчивости динамической системы, оптимальных размеров, жесткости отдельных узлов [10, 11].

Анализ приведенных научно-исследовательских работ указывает на то, что методики синтеза и модернизации несущих систем в таком виде, как они представлены в работах, не могут быть применены для машин ткацкого производства. Несущие системы ткацких машин, по сравнению с машиностроительными конструкциями, являются более податливыми, и при их проектировании необходимо учитывать податливость элементов, контактирующих с нитями основы и тканью и входящих в упругую систему заправки.

Расчетная модель

Ранее авторами была предложена универсальная расчетная модель несущей системы для гаммы бесчелночных станков СТБ, адекватность которой подтверждена экспериментальными исследованиями [12]. В реальных условиях эксплуатации эта модель будет отличаться от той расчет-

ной модели, которая была представлена в работе [12]. В этом случае появляется необходимость в уточнении расчетной модели в связи с тем, что в нее должны быть внесены значительные изменения за счет появления дополнительных элементов, необходимых для работы оборудования. Значения инерционно-массовых характеристик приведены в табл. 1. Дополнительные элементы

Таблица 1

Значения характеристик конструктивных элементов для гаммы ткацких станков СТБ с заправочной шириной 180...330 см

Наименование конструктивного элемента	Наименование характеристики	Заправочная ширина, см				
		180	190	220	250	330
Задняя связь	Вес, Н	421	421	496	558	697,4
	Длина, мм	2290	2290	2695	3030	3790
	Форма и размеры поперечного сечения	Двутавр № 16				
Навой	Вес, Н	4000	4000	4745	5250	6620
	Длина, мм	2235	2335	2770	3065	3865
	Форма и размеры поперечного сечения	Круг (эквивалентный диаметр, мм)				
Подвижное скало	Вес, Н	546,2	546,2	628	684,2	854
	Длина, мм	2668	2660	3073	3408	4168
	Форма и размеры поперечного сечения	Кольцо (диаметр наружный / внутренний, мм)				
Неподвижное скало	Вес, Н	654	654	766	860	1070
	Длина, мм	2500	2500	2905	3240	4000
	Форма и размеры поперечного сечения	Кольцо (диаметр наружный / внутренний, мм)				
Подскальная труба	Вес, Н	600	600	691	765	932
	Длина, мм	2805	2805	3210	3545	4305
	Форма и размеры поперечного сечения	Кольцо (диаметр наружный / внутренний, мм)*				
Вальян	Вес, Н	576	576	682	644	926
	Длина, мм	2282	2282	2687	3022	3782
	Форма и размеры поперечного сечения	Кольцо (диаметр наружный / внутренний, мм)				
Коробка ремизного движения	Вес, Н	1753,3	1753,3	1753,3	1753,3	1753,3
	Форма и размеры	В×Н×L, мм				
		282×282×282				
Зевообразовательный механизм	Вес, Н	790	790	912	1016	1358
Товарный валик	Вес, Н	500	500	500	500	500

Примечание: внутри кольца в центре сплошное круглое сечение диаметром 75 мм.

ткацкой машины в уточненной расчетной модели представлены эквивалентными элементами, причем вес этих элементов оставили таким, каким он есть в действительности, а параметры сечений получали пересчетом. Причем точки закрепления этих элементов оставили в тех же местах, в которых они находятся в действительности. Окончательная расчетная модель ткацкой машины представлена на рис. 1.

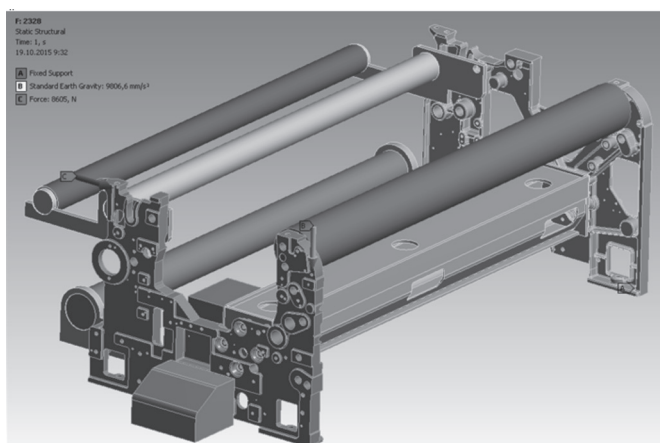


Рис. 1. Расчетная модель ткацкой машины с дополнительными конструктивными элементами

Результаты и обсуждение

На основе уточненной модели ткацкой машины типа СТБ проведен расчет частотного спектра свободных изгибно-крутильных колебаний несущих систем, а также перемещения средней части неподвижного скала станков с заправочными ширинами 180, 190, 220, 250 и 330 см средствами CAD системы *SolidWorks* и конечно-элементного CAE комплекса *ANSYS* [13–20]. Результаты расчетов приведены в виде графиков, представленных на рис. 2 (1 – для первой, 2 – для второй, 3 – для третьей собственной частоты). Для определения динамического поведения несущих систем ткацких машин типа СТБ в условиях эксплуатации на фабрике была выбрана ткань типа саржи с переплетением 3/1 (это означает, что в одном обороте три ремизки находятся сверху, а одна – внизу). Технологическая нагрузка от натяжения нитей основы представлена в виде ос-

циллограмм, изображенных на рис. 3 и 4. Так, на рис. 3 показана осциллограмма нагрузки от натяжения нитей основы, полученная при выработке ткани типа саржи 3/1 для первого оборота главного вала станка. Для второго оборота осциллограмма нагрузки от натяжения нитей основы представлена на рис. 4. На рисунках цифрой 1 указано предварительное натяжения нитей основы, а цифрой 2 показан динамический процесс натяжения нитей основы. Из анализа осциллограмм видно, что в первом обороте максимальное натяжение составило 225,8 сН, а во втором – 185 сН. Причем в первом случае максимальное натяжение соответствует полному раскрытию зева, а во втором – моменту прибоя уточных нитей. Анализ осциллограмм также показывает, что на графиках присутствуют как низкочастотные, так и высокочастотные составляющие. Для проведения амплитудно-частотного анализа несущих систем технологическая нагрузка была разложена в ряд Фурье до 20-й гармоники (см. табл. 2) [2]. Значения частот, соответствующих этим гармоникам, наиболее близко подходят к частотному диапазону несущих систем. Так, при частоте вращения главного вала 221 мин^{-1} первая гармоника составляет приблизительно 3,68 Гц, а двадцатая – 73,66 Гц. Высокочастотная составляющая на осциллограмме натяжения нитей основы соответствует 25,78 Гц. Из приведенного расчета видно, что такое допущение

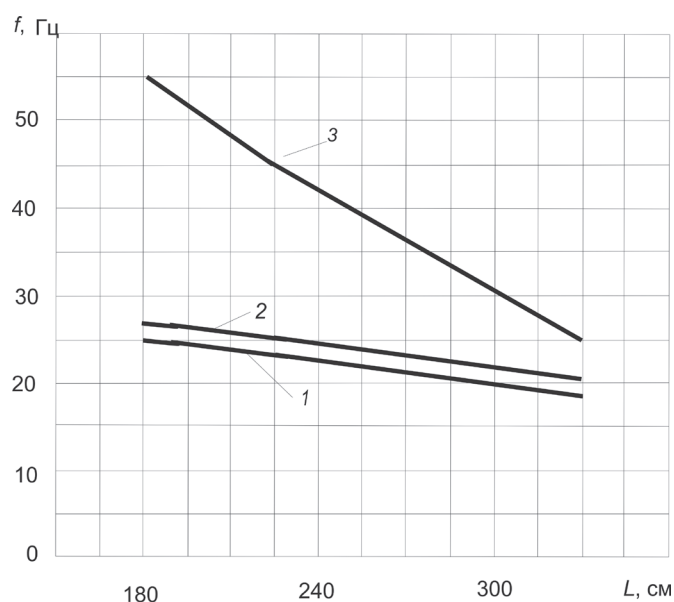


Рис. 2. Графики зависимости частот свободных изгибно-крутильных колебаний несущих систем от заправочной ширины

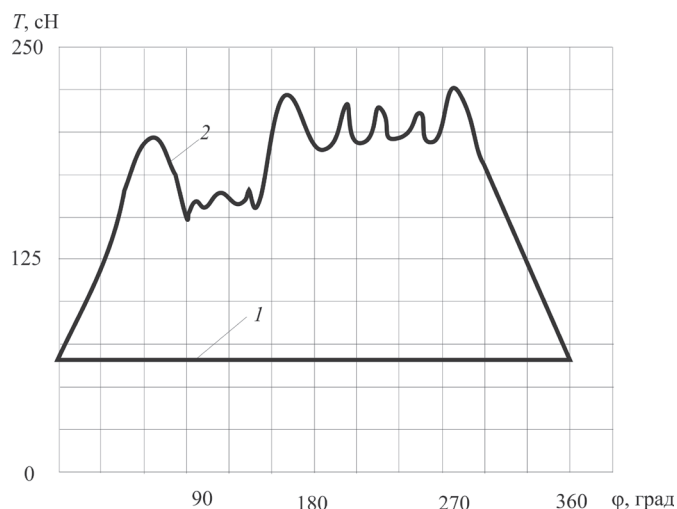


Рис. 3. Осциллограмма усилий натяжения нитей основы для первого оборота главного вала при $n = 221 \text{ мин}^{-1}$

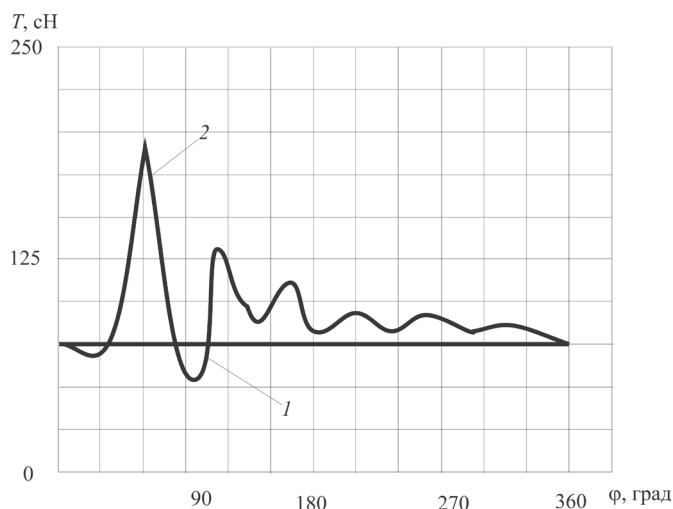


Рис. 4. Осциллограмма усилий натяжения нитей основы для второго оборота главного вала при $n = 221 \text{ мин}^{-1}$

Таблица 2

Значения гармонических составляющих усилий натяжения нитей основы, полученных в результате разложения в ряд Фурье осциллограммы натяжения нитей основы для саржи 3/1, полученной на станке СТБ-180 при частоте вращения главного вала $n = 221 \text{ мин}^{-1}$

Номер гармоники	Значение частоты вынужденных колебаний, Гц	Результаты разложения в ряд Фурье графиков зависимости натяжения нити основы	
		Полученные теоретически, сН	Полученные экспериментально, сН
1	3,68	27,07251	28,13245
2	7,36	28,12943	27,55763
3	11,04	26,57705	25,44072
4	14,72	24,54471	23,52734
5	18,40	22,04611	21,39735
6	22,08	19,20141	19,58328
7	25,76	16,20106	15,59735
8	29,44	12,92061	12,69117
9	33,12	9,719967	9,153621
10	36,80	6,635521	6,121456
11	40,48	3,704441	3,515459
12	44,16	1,361157	1,625269
13	47,84	1,325155	1,163347
14	51,52	2,957552	2,689612
15	55,20	4,242062	4,705712
16	58,88	5,077677	4,852347
17	62,56	5,465430	5,126235
18	66,24	5,435467	5,078231
19	69,92	5,037572	4,893242
20	73,60	4,336642	4,024672

вполне оправдано, так как высокочастотная составляющая натяжения нитей основы находится в интервале исследуемых частот. Порядок разложения в гармонический ряд технологического усилия предусматривает весь диапазон от самой низкой частоты до самой высокой и показывает, что диапазон их амплитуд зависит от порядка гармоник и составляет от 27,07 сН при частоте 3,68 Гц до 4,33 сН при частоте 73,60 Гц.

Согласно данным, представленным на рис. 2, первая частота собственных колебаний несущей системы составляет 24,9 Гц. Вынужденная частота колебаний, наиболее близкая к этой величине и полученная в результате разложения, 25,76 Гц с амплитудой 16,2 сН. Эта гармоническая составляющая может вызывать увеличение перемещений несущей системы, как результат близкого отношения частот, равного 1,03, к резонансу. Вторая частота свободных колебаний находится близко к значению 26,8 Гц, и ее эффект на перемещение несущей системы может быть таким же, как и в первом случае. Третья частота составляет 54,8 Гц, а усилие, полученное в результате разложения, 4,24 сН с частотой 55,2 Гц, по отношению к первой частоте амплитуда колебаний в 3,8 раза меньше. Остальные гармонические составляющие резонансов не вызывают и их действие можно рассматривать в статических условиях. Если рассматривать весь ряд станков СТБ с заправочными ширинами 180, 190, 220, 250, 330 см, то становится очевидным, что отношение частотного диапазона изменится в сторону его уменьшения в зависимости от заправочной ширины (см. рис. 2), и, как следствие, это может привести к увеличению динамического перемещения несущей системы.

Технологические усилия от натяжения нитей основы для станков различных заправочных ширины варьируются в широком диапазоне и зависят от количества нитей основы в заправке станка (табл. 3).

Посредством данных, представленных в табл. 3, были определены значения перемещений элементов в статических условиях. В качестве примера на рис. 5 изображен график изменения перемещений средней точки неподвижного скала.

На основе предложенной расчетной модели определены характеристики колебательного про-

Таблица 3

Значения количества нитей основы для ткацких станков СТБ

Ширина заправки, см	180	190	220	250	330
Количество нитей основы	3000	3200	3700	4200	5500

цесса несущих систем для гаммы станков СТБ. Как пример на рис. 6 изображена амплитудно-частотная характеристика ткацкого станка СТБ-180, которая построена для средней точки неподвижного скала при возбуждении несущей системы силой в виде синусоидального импульса.

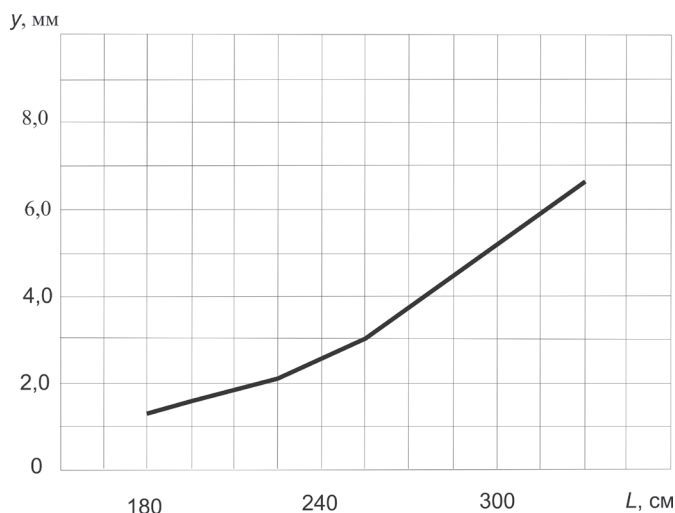


Рис. 5. График изменения перемещений средней точки неподвижного скала в статических условиях

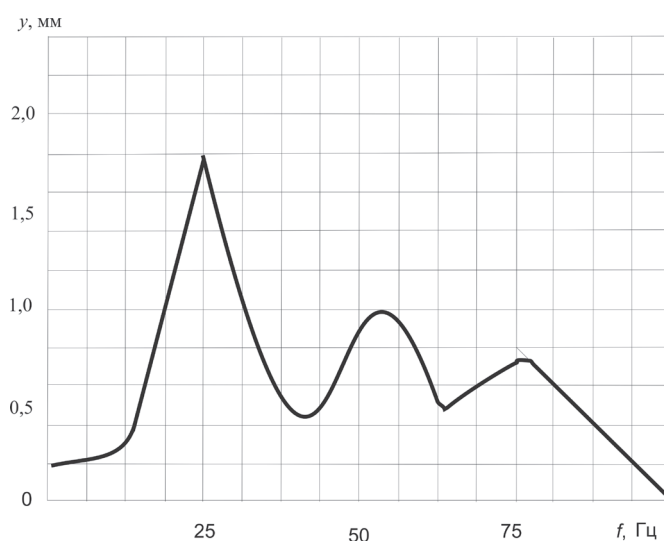


Рис. 6. График изменения перемещений средней точки неподвижного скала в динамических условиях

Как видно из графика (см. рис. 6), имеются три всплеска величины перемещений средней точки неподвижного скала, соответствующих частотам вынужденных колебаний, близких к частотному диапазону собственных частот несущей системы станка СТБ 180 (первые три собственные частоты составляют 24,9, 26,9, 54,8 Гц соответственно). Наибольшее значение перемещений наблюдается при отношении частот вынужденных и свободных колебаний, близкому к единице (при частоте вынужденных колебаний, равной 25,76 Гц, что соответствует 7-й гармонике, см. табл. 2). При более высоких значениях отношения частот перемещение неподвижного скала уменьшается, и при частотах более 80 Гц приближается к нулевому значению.

Выводы

1. Предложена уточненная расчетная модель несущих систем ткацких станков СТБ, позволяющая определять перемещения их отдельных элементов как в статических, так и динамических условиях.

2. На основе уточненной динамической модели определены частотные характеристики изгибно-крутильных колебаний для гаммы станков СТБ. Первая частота меняется в диапазоне от 24,9 Гц (при заправочной ширине 180 см) до 17,7 Гц (330 см); вторая частота – в диапазоне 26,7...20,8 Гц; третья частота – в диапазоне 54,8...25,2 Гц.

3. Определены перемещения элементов несущих систем для гаммы ткацких станков СТБ. Максимальные значения перемещений, соответствующие средней точке неподвижного скала, при выработке ткани типа «саржа» изменяются в пределах от 1,304 мм (СТБ-180) до 6,656 мм (СТБ-330).

4. Ткань типа «саржа» рекомендуется выработывать на станках с заправочными ширинами 180 и 190 см. Станки с заправочными ширинами 220 см не предназначены для выработки такого типа тканей. Они требуют дополнительной конструктивной доработки несущих систем.

5. На стадии проектирования технологического оборудования предлагается использовать форму и характер технологической нагрузки в виде синусоидального импульса с периодом действия, равным времени оборота главного

вала станка, и амплитудой, равной статической составляющей действующей силы для определенного ассортимента тканей.

6. Проектировать конструкции несущих систем в соответствии с отношением частот вынужденных и свободных колебаний, равным трем и более, используя частотный спектр вынужденных колебаний, полученный в результате разложения технологической нагрузки в ряд Фурье.

Список литературы

1. Подгорный Ю.И. Методы исследования заправок, их синтез и разработка критериев оптимальности условий эксплуатации ткацких станков при формировании плотных тканей: дис. ... д-ра техн. наук: 05.19.03; 05.02.13: защищена 20.05.1990: утв. 07.12.1990. – Кострома, 1990. – 541 с.
2. Подгорный Ю.И., Афанасьев Ю.А., Кирилов А.В. Исследование и выбор параметров при синтезе и эксплуатации механизмов технологических машин: монография. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2002. – 196 с.
3. Атапин В.Г. Многоуровневое проектирование корпусных конструкций многоцелевых станков // Вестник машиностроения. – 1999. – № 1. – С. 9–12.
4. Атапин В.Г. Проектирование несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков с учетом точности, производительности, массы // Вестник машиностроения. – 2001. – № 2. – С. 3–6.
5. Атапин В.Г. Оптимизация несущей системы стола тяжелого многоцелевого станка // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2006. – № 4 (33). – С. 30–32.
6. Атапин В.Г. Метод декомпозиции в проектировании многоцелевых станков // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2014. – № 1 (62). – С. 61–68.
7. Кирилин Ю.В., Еремин Н.В. Исследование несущей системы станка методом конечных элементов // СТИН. – 2002. – № 8. – С. 19–21.
8. Кирилин Ю.В., Дышловченко П.Е., Еремин Н.В. Моделирование подвижного и неподвижного стыка металлорежущего станка // СТИН. – 2003. – № 9. – С. 22–28.
9. Кирилин Ю.В. Совершенствование несущих систем фрезерных станков на основе их моделирования и расчета динамических характеристик: дис. ... д-ра техн. наук: 05.03.01. – Ульяновск, 2006. – 345 с.
10. Проектирование автоматизированных станков и комплексов. В 2 т. Т. 1 / под ред. П.М. Чернянского. – 2-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 336 с. – ISBN 978-5-7038-3810-5.

11. Чернянский П.М. Основы проектирования точных станков. Теория и расчет: учебное пособие. – М.: КноРус, 2010. – 239 с. – ISBN 978-5-406-00381-7.
12. Моделирование несущих систем технологических машин / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, А.В. Кириллов, В.Н. Пушнин, И.А. Ерохин, Д.Ю. Корнев // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2014. – № 2 (63). – С. 91–99.
13. Wang X.R., Jin J.Q., Li Y.Z. The harmonic response analysis of workover rig platform base on ANSYS Workbench // Advanced Materials Research. – 2014. – Vol. 945–949. – P. 766–769. – doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.945-949.766.
14. Lee H.H. Finite element simulations with ANSYS Workbench 15. – [S. l.]: SDC Publ., 2014. – 600 p. – ISBN-10 1585039071. – ISBN-13 978-1585039074.
15. Chen X., Liu Y. Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench. – 1st ed. – Boca Raton: CRC Press, 2014. – 411 p. – ISBN-10 1439873844. – ISBN-13 978-1439873847.
16. Integration of production steps on a single equipment / V. Skeebea, V. Pushnin, I. Erohin, D. Kornev // Materials and Manufacturing Processes. – 2015. – Vol. 30, iss. 12. – P. 1408–1411. – doi: 10.1080/10426914.2014.973595.
17. Skeebea V., Ivancivsky V., Pushnin V. Numerical modeling of steel surface hardening in the process of high energy heating by high frequency currents // Applied Mechanics and Materials. – 2015. – Vol. 698. – P. 288–293. – doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.698.288.
18. Zhang X., Chen Y., Yao W. Relationship between bridge natural frequencies and foundation scour depth based on IITD method // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. – 2013. – Vol. 6, iss. 1 – P. 102–106.
19. Actual problems and decisions in machine building / ed. by V.Yu. Skeebea. – Pfaffikon: Trans Tech Publ. – 2015. – 344 p. – (Applied mechanics and materials; vol. 788). – ISBN 978-3-03835-551-9.
20. Cheng L.L. The finite element and experimental analysis of the natural frequency of the cantilever sheet and model verification based on levy method // Applied Mechanics and Materials. – 2013. – Vol. 344. – P. 132–135. – doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.344.132.

ОБРАБОТКА МЕТАЛЛОВ

(METAL WORKING AND MATERIAL SCIENCE)

N 4(69), October – December 2015, Pages 51–60

Selection of form factors of machine carrying systems in reliance on the process duty

Podgornyj Yu. I.^{1,2}, D.Sc. (Engineering), Professor, e-mail: pjui@mail.ru
Skeebea V. Yu.¹, Ph.D. (Engineering), Associate Professor, e-mail: skeebea_vadim@mail.ru
Kirillov A. V.^{1,3}, Ph.D. (Engineering), Associate Professor, e-mail: kirillovalvs@mail.ru
Maksimchuk O. V.², Ph.D. (Engineering), Associate Professor, e-mail: ovmak@mail.ru
Lobanov D. V.⁴, D.Sc. (Engineering), Professor, e-mail: mf_nauka@brstu.ru
Gleim V. R.¹, Master's Degree student, e-mail: v_gleim@mail.ru
Zhigulev A. K.¹, Student, e-mail: alexey-zhigulev@mail.ru
Sakha O. V.¹, Student, e-mail: olga-v205@rambler.ru

¹Novosibirsk State Technical University, 20 Prospect K. Marksa, Novosibirsk, 630073, Russian Federation

²Novosibirsk Technological Institute (branch) Moscow State University of Design and Technology, 35 Krasny prospect (5 Potaninskaya st.), Novosibirsk, 630099, Russian Federation

³Novosibirsk State Pedagogical University, 28 Viluiskaya st., Novosibirsk, 630126, Russian Federation

⁴Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, 665709, Russian Federation

Abstract

Problems of dynamic behavior in load-carrying systems of technological machines under operational conditions are discussed. The goal of this study was to develop recommendations for selection of the fabric assortment for these machines (using an STB loom as an example). This study is urgent due to the lack of recommendations for selection of technological equipment and unified methods for account of the dynamic character of a technological force. The precision of the computational model for carrying systems, suggested by the authors earlier, is improved in this study by introducing additional elements required for operation of looms during production of the determined fabric assortment. The frequency spectrum of intrinsic vibrations of load-carrying systems for a series of STB looms with

widths 180, 190, 220, 250 and 330 cm were determined more precisely using SolidWorks CAD system and finite-element CAE complex ANSYS. The first frequency varies in the range from 24.9 Hz (STB-180 loom) to 17.7 Hz (STB-330 loom), second frequency varies from 26.7 Hz to 20.8 Hz, and the third one varies from 54.8 Hz to 25.2 Hz. It is demonstrated that the technological loading from tension of warp fibers can be presented as loading from static force from preliminary tension of the mobile ram spring and dynamic component depending on operation of the machine mechanisms. It is also demonstrated that load-carrying systems of looms under certain operational conditions can approach resonance conditions. Movements of individual elements in load-carrying systems caused by technological loading presented by a Fourier series are determined. The obtained results make it possible to develop specific recommendations for discrimination of assortment ranges of STB looms in accordance with the requirements to hygiene and sanitary conditions during work on this equipment. During design of technological equipment, it is suggested to use technological loading in the form of a sinusoidal pulse with the period equal to turnaround time of the loom main shaft and amplitude equal to the static component of the acting force for chosen fabric assortment. Using the frequency spectrum of forced vibrations obtained by expansion of the technological loading in a Fourier series, it is suggested to develop constructions of load-carrying systems from the ratio between frequencies of forced and free vibrations equal to three or higher.

Keywords:

load-carrying system, technological machine, finite-element method, the frequency spectrum of intrinsic vibrations, the technological loading, series of STB looms, forced vibrations, resonance.

DOI: 10.17212/1994-6309-2015-4-51-60

References

1. Podgornyj Yu.I. *Metody issledovaniya zapravok, ikh sintez i razrabotka kriteriev optimal'nosti uslovii ekspluatatsii tkatskikh stankov pri formirovanii plotnykh tkanei. Diss. dokt. tekhn. nauk* [Research methods refills, their synthesis and development of criteria of optimality conditions looms in the formation of dense tissue. Dr. eng. sci. diss.]. Kostroma, 1990. 541 p.
2. Podgornyj Yu. I., Afanas'ev Yu.A., Kirillov A.V. *Issledovanie i vybor parametrov pri sinteze i ekspluatatsii mekhanizmov tekhnologicheskikh mashin* [Research and selection of parameters in the synthesis and operation mechanisms of technological machines]. Novosibirsk, NSTU Publ., 2002. 196 p.
3. Atapin V.G. *Mnogourovnevoe proektirovanie korpusnykh konstruksii mnogotselevykh stankov* [Multi-level design of hull structures of multipurpose machine tools]. *Vestnik mashinostroeniya – Russian Engineering Research*, 1999, no. 1, pp. 9–12. (In Russian)
4. Atapin V.G. *Proektirovanie nesushchikh konstruksii tyazhelykh mnogotselevykh stankov s uchedom tochnosti, proizvoditel'nosti, massy* [Structural design of heavy multipurpose machine tools, taking into account the accuracy, performance, weight]. *Vestnik mashinostroeniya – Russian Engineering Research*, 2001, no. 2, pp. 3–6. (In Russian)
5. Atapin V.G. *Optimizatsiya nesushchei sistemy stola tyazhelogo mnogotselevogo stanka* [Optimization of the support system of heavy multipurpose machine tool]. *Obrabotka metallov (tehnologiya, oborudovanie, instrumenty) – Metal Working and Material Science*, 2006, no. 4 (33), pp. 30–32.
6. Atapin V.G. *Metod dekompozitsii v proektirovanii mnogotselevykh stankov* [Decomposition method in design of multifunctional machines]. *Obrabotka metallov (tehnologiya, oborudovanie, instrumenty) – Metal Working and Material Science*, 2014, no. 1 (62), pp. 61–68.
7. Kirilin Yu.V., Eremin N.V. *Issledovanie nesushchei sistemy stanka metodom konechnykh elementov* [Study of the support system of the machine tool using finite element method]. *STIN – Russian Engineering Research*, 2002, no. 8, pp. 19–21. (In Russian)
8. Kirilin Yu.V., Dyshlovenko P.E., Eremin N.V. *Modelirovanie podvizhnogo i nepodvizhnogo styka metallovezhushchego stanka* [Simulation of swing and fixed joint of machine tool]. *STIN – Russian Engineering Research*, 2003, no. 9, pp. 22–28. (In Russian)
9. Kirilin Yu.V. *Sovershenstvovanie nesushchikh sistem frezernykh stankov na osnove ikh modelirovaniya i rascheta dinamicheskikh kharakteristik. Diss. dokt. tekhn. nauk* [Improvement of bearing systems of milling machines based on their modeling and calculation of dynamic characteristics. Dr. eng. sci. diss.]. Ul'yanovsk, 2006. 345 p.
10. Chernyanskii P.M., ed. *Proektirovanie avtomatizirovannykh stankov i kompleksov. V 2 t. T. 1* [Design of automated machine tools and complex machines. In 2 vol. Vol. 1]. 2nd ed. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2014. 336 p. ISBN 978-5-7038-3810-5

11. Chernyanskii P.M. *Osnovy proektirovaniya tochnykh stankov. Teoriya i raschet* [Basics of designing precision machine tools. Theory and calculation]. Moscow, KnoRus Publ., 2010. 239 p. ISBN 978-5-406-00381-7
12. Podgorniy Yu.I., Skeebe V.Yu., Kirillov A.V., Pushnin V.N., Erokhin I.A., Kornev D.Yu. Modelirovanie nesusshchikh sistem tekhnologicheskikh mashin [Modeling of the technological machines support systems]. *Obrabotka metallov (tehnologiya, oborudovanie, instrumenty)* – *Metal Working and Material Science*, 2014, no. 2 (63), pp. 91–99.
13. Wang X.R., Jin J.Q., Li Y.Z. The harmonic response analysis of workover rig platform base on ANSYS Workbench. *Advanced Materials Research*, 2014, vol. 945–949, pp. 766–769. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.945-949.766
14. Lee H.H. *Finite element simulations with ANSYS Workbench* 15. SDC Publ., 2014. 600 p. ISBN-10 1585039071. ISBN-13 978-1585039074
15. Chen X., Liu Y. Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench. 1st ed. Boca Raton, CRC Press, 2014. 411 p. ISBN-10 1439873844. ISBN-13 978-1439873847
16. Skeebe V., Pushnin V., Erohin I., Kornev D. Integration of production steps on a single equipment. *Materials and Manufacturing Processes*, 2015, vol. 30, iss. 12, pp. 1408–1411. doi: 10.1080/10426914.2014.973595
17. Skeebe V., Ivancivsky V., Pushnin V. Numerical modeling of steel surface hardening in the process of high energy heating by high frequency currents. *Applied Mechanics and Materials*, 2015, vol. 698, pp. 288–293. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.698.288
18. Zhang X., Chen Y., Yao W. Relationship between bridge natural frequencies and foundation scour depth based on IITD method. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 2013, vol. 6, iss. 1, pp. 102–106.
19. Skeebe V.Yu. ed. *Actual Problems and Decisions in Machine Building*. Pfaffikon, Trans Tech Publ., 2015. 344 p. ISBN 978-3-03835-551-9
20. Cheng L.L. The finite element and experimental analysis of the natural frequency of the cantilever sheet and model verification based on levy method. *Applied Mechanics and Materials*, 2013, vol. 344, pp. 132–135. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.344.132

Article history:

Received 25 September 2015

Revised 23 October 2015

Accepted 15 November 2015