

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.9: 531.3

doi: 10.30987/2782-5957-2022-9-11-21

## ОЦЕНКА РЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМОВ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ ТОКАРНОГО СТАНКА С БЕССТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Александр Федорович Денисенко<sup>1</sup>, Лана Багратовна Гаспарова<sup>2</sup>✉

<sup>1,2</sup> Самарский государственный технический университет, Самара, Россия

<sup>1</sup> sammortor@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0001-6393-2831>

<sup>2</sup> gasparova@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1650-0889>

### Аннотация

Цель исследования – определение и оценка резонансных режимов привода главного движения токарного станка с бесступенчатым регулированием. Задача, решению которой посвящена статья: составление расчетной схемы динамической крутильной системы привода главного движения токарного станка с бесступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя и расчет, позволяющий определить низшие собственные частоты крутильных колебаний привода. Методы исследования: анализ многомассовой расчетной схемы привода главного движения токарного станка, с последующим приведением ее к схемам с меньшим числом масс (инерционных элементов). Новизна работы в разработке программного обеспечения, позволяющего проводить упрощение линейных дина-

ческих систем и определять собственные частоты. Результаты исследования - выполнен анализ динамического качества привода, позволяющий по диапазонам частот вращения валов определить безрезонансные зоны привода по оборотным и зубцовым частотам вынужденных колебаний. Выводы: разработанная программа дает возможность на этапе проектирования оперативно провести упрощение динамической системы, определить низшие собственные частоты крутильных колебаний и наметить мероприятия по исключению резонансных явлений.

**Ключевые слова:** система, привод, станок, частота, амплитуда, колебания, свойства, резонансная зона, балансировка.

Ссылка для цитирования:

Денисенко А.Ф. Оценка резонансных режимов привода главного движения токарного станка с бесступенчатым регулированием / А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова // Транспортное машиностроение. – 2022. - № 9. – С. 11 – 21. doi: 10.30987/2782-5957-2022-9-11-21.

Original article

Open Access Article

## EVALUATION OF RESONANT DRIVE MODES OF THE LATHE PRIMARY MOTION CONTINUOUSLY RATED

Aleksander Fedorovich Denisenko<sup>1</sup>, Lana Bagratovna Gasparova<sup>2</sup>✉

<sup>1,2</sup> Samara State Technical University; Samara, Russia

<sup>1</sup> sammortor@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0001-6393-2831>

<sup>2</sup> gasparova@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1650-0889>

### Abstract

The study objective is to define and evaluate the resonant drive modes of the lathe primary motion continuously rated. The problem to which the paper is devoted is to draw up a design scheme of a dynamic torsional drive system for the lathe primary motion with the spindle speed continuously rated and to make a calculation that allows finding out the lowest natural torsional vibration frequencies of the drive. Research methods: analysis of a multi-mass analytical model of

the lathe drive primary motion, followed by its reduction to models with a smaller number of masses (inertial elements). The novelty of the work is in the development of software that allows simplifying linear dynamic systems and finding out natural frequencies. Study results: the dynamic quality of the drive is analyzed, which gives the opportunity to find non-resonant zones of the drive by the rotational and toothed frequencies of forced vibrations with the help of the fre-

quency ranges of shafts. Conclusions: the developed software makes it possible at the design stage to simplify the dynamic system, find the lowest natural frequencies of torsional vibrations and take measures to exclude resonant phenomena.

*Reference for citing:*

*Denisenko AF, Gasparova LB. Evaluation of resonant drive modes of the lathe primary motion continuously rated. Transport Engineering. 2022; 9: 11–21. doi: 10.30987/2782-5957-2022-9-11-21.*

## **Введение**

Основной задачей обрабатывающего сектора современного машиностроения, использующего металлорежущее оборудование, является изготовление деталей с качествами точности, соответствующими заданным значениям [1].

Решение указанной задачи осложняется постоянным расширением и обновлением номенклатуры изготавливаемых деталей; необходимостью обработки заготовок из новых материалов, применения новых технологических процессов обработки и прогрессивных режущих инструментов; повышением требований по производи-

## **Методы исследования**

Анализ, проведенный авторами работы [1], показал, что наибольшее влияние на показатели качества обрабатываемых деталей оказывают узлы станка, которые непосредственно участвуют в процессе резания, то есть приводы, реализующие главное движение резания, и движение подачи.

Для токарных станков при отсутствии необходимости использования оборудования для высокоскоростной или сверхточной обработки, а также в связи с созданием станков с ЧПУ на базе отработанных конструкций приводов универсального оборудования и проведения модернизации действующего станочного парка следует обратить внимание на структуру приводов на базе коробок скоростей, встроенных в шпиндельный узел (ШУ), которая не требует существенных дополнительных затрат и при соответствующем анализе принимаемых проектных решений обеспечивает высокую точность.

Необходимость учета вибрационных характеристик приводов главного движения станков с ЧПУ подтверждается тем,

**Keywords:** system, drive, lathe, frequency, amplitude, vibrations, properties, resonant zone, balancing.

тельности обработки. При этом на одном станке выполняют и черновую и чистовую обработку.

В связи с указанным развитие металлообрабатывающей промышленности возможно только при широком использовании современных станков с ЧПУ, к которым предъявляются требования высокой производительности и точности в сочетании с широкой универсальностью и высокой гибкостью, позволяющих производить быструю переналадку с изготовления одних деталей на изготовление других в пределах широкой номенклатуры [2].

что в них возникают механические колебания практически всех видов [3, 4]:

- свободные колебания, происходящие за счет начальных условий (начальное отклонение, начальная скорость);
- вынужденные колебания, происходящие под действием переменных вынуждающих сил;
- параметрические колебания, связанные с изменением во времени приведенных масс, моментов инерции и коэффициентов жесткости;
- автоколебания, которые можно рассматривать как свободные колебания, поддерживаемые внешним источником энергии, компенсирующим отрицательную работу диссипативных сил.

В металлорежущих станках (МРС) доля, вносимая механизмами привода главного движения в общий уровень вибрации станка, составляет 90 % [5].

Значимость и важность проблемы снижения вибрации в приводах станков возрастает как при создании станков нового поколения, так и проведения модернизации действующего оборудования. Успешному решению этой проблемы пре-

пятствует недостаточность теоретических и практических разработок по выбору конструктивных параметров станков.

Раскрытие механизма генерирования вибрации в приводах МРС расширяет эффективность их использования, заключающуюся в обоснованном выборе проектных параметров и обеспечении рациональных режимов обработки заготовок по условию минимизации амплитуд вибрации [5-7].

При этом особый интерес представляет случай, когда на колебательную систему воздействует внешняя сила, изменяющаяся по гармоническому закону с частотой  $f$ . В начальный момент в колебательной системе возбуждаются вынужденные колебания на частоте  $f$  и свободные колебания на собственной частоте  $f_c$ . [8]. При приближении частоты  $f$  внешней силы к собственной частоте  $f_c$  возникает резкое возрастание амплитуды вынужденных колебаний (резонанс), которые могут быть настолько сильны, что приведут к повышенному износу или даже разрушению элементов системы.

В связи с этим уже на стадии проектирования принимаются специальные меры, чтобы избежать резонанса или ослабить его действие. Для этого необходимо иметь четкое представление о динамических процессах, происходящих в приводе [3].

В приводах главного движения существует значительное число источников, вызывающих гармонические колебания. В первую очередь это:

– колебания с обратными частотами, связанные с вращением неуравновешенных масс (шківов, валов, шестерен и т.п.):

$$f_o = \frac{n}{60},$$

где  $n$  – частота вращения неуравновешенной массы в минуту;

– колебания с частотами пересопределения зубьев зубчатых и ременных передач:

$$f_z = \frac{nz}{60},$$

где  $z$  – число зубьев шестерни (шківа).

Таким образом, все вынужденные частоты в приводе формируются в соответствии с частотами вращения валов привода, в то время как положение собственных частот системы в спектре колебаний не зависит от скоростного режима. Совпадение вынужденных и собственных частот вызывает увеличение амплитуд соответствующих спектральных компонент [9].

Изучение динамических процессов начинается с составления динамической модели, под которой понимают идеализированное отображение рассматриваемой системы, используемое при ее теоретическом исследовании и инженерных расчетах.

В инженерных расчетах большое распространение получили динамические модели, при построении которых исходят из двух принципов [3]:

– инерционные свойства системы отображаются массами или моментами инерции, которые сосредотачиваются в отдельных точках или сечениях;

– эти точки или сечения соединяются между собой упругими, диссипативными и геометрическими (или кинематическими) связями, лишенными инерционных свойств.

Желание получить более точные результаты за счет увеличения числа степеней свободы динамической модели, часто не дает ожидаемого результата в связи с недостаточным уровнем достоверности исходных данных, определяющих ее отдельные параметры (в первую очередь коэффициенты жесткости и диссипативные характеристики). Все это может свести на нет уточнения, ожидаемые за счет усложнения модели [3]. Поэтому существует проблема выбора адекватных динамических моделей механических систем, базирующегося в основном на опыте проектировщика. При этом приходится находить компромисс между достаточно простой динамической моделью, обеспечивающей практическую осуществимость и эффективность расчетных процедур, и достаточно сложной, гарантирующей достоверность получаемых на ее основе результатов.

## Результаты

В связи с использованием в современных приводах главного движения двигателей с бесступенчатым регулированием частот вращения (асинхронные двигатели с частотным регулированием (АДЧР) и двигатели постоянного тока) оборотные частоты возмущающего воздействия на привод носят не дискретный, а псевдоднепрерывный характер. Таким образом, речь следует вести о диапазонах оборотных ча-

стот возмущающего воздействия на привод.

Так, например, для привода, кинематическая схема которого приведена на рис. 1, а график частот вращения – на рис. 2, диапазоны оборотных  $f_o$  и зубцовых  $f_z$  частот возмущающего воздействия на привод определяются диапазонами частот вращения валов (табл. 1).

Таблица 1

Диапазоны оборотных  $f_o$  и зубцовых  $f_z$  частот возмущающего воздействия на привод

Table 1

*Ranges of reverse  $f_o$  and gear  $f_z$  frequencies of disturbing influence on the drive*

Вал	$n_{max}$ , об/мин	$n_{min}$ , об/мин	$f_o max$ , Гц	$f_o min$ , Гц	z	$f_o max$ , Гц	$f_o min$ , Гц
I	3000	450	50,0	7,5	-	-	-
II	2200	315	36,7	5,25	34	1248	178,5
III	1250	180	20,8	3,0	68	1414	204
					48	998,4	144
IV	710	100	11,8	1,7	80	944	136

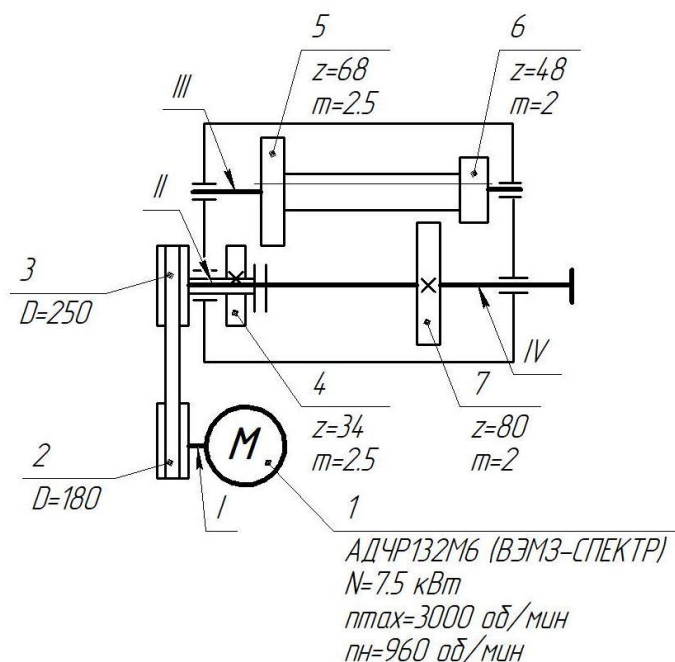


Рис. 1. Кинематическая схема привода главного движения

Fig. 1. Kinematical scheme of the main motion drive

Таким образом, общий диапазон оборотных вынужденных частот составляет 1,7...50 Гц, а зубцовых частот 136...1414 Гц. В связи с указанным для исключения опасности возникновения резонанса крутильных колебаний собственные частоты

привода (с учетом 20 % запаса) должны располагаться в диапазоне (50·1,2)...(136·0,8) Гц, то есть 60...109 Гц.

Анализ опубликованных результатов исследований показывает, что для проведения оценки динамического качества

приводов с требуемой для инженерных расчетов точностью многомассовые расчетные схемы могут быть приведены к схемам с меньшим числом масс (инерционных элементов). Наибольшее распространение в задачах исследования динамических процессов металлорежущих токарных станков получила двух- и трехмассовая расчетная схема [10]. Это объясняется тем, что наибольшие амплитуды колебаний проявляются на низких частотах. Использование проверенных на практике методик приведения многомассовых систем к системам с меньшим числом масс позволяет значительно упростить математическую модель системы, уменьшить время проведения расчетов при анализе имеющейся конструкции и повысить эффективность

аналитических исследования при проектировании за счет увеличения вариантности проектных решений при синтезе конструкции приводов.

Суть упрощения заключается в представлении расчетной схемы набором парциальных одно- или двухмассовых подсистем, выделением среди них подсистемы (одномассовой или двухмассовой), имеющей наибольшую собственную частоту, и последовательной ее замене: одномассовой парциальной подсистемы двухмассовой или наоборот с соответствующими перераспределениями инерционных и упругих параметров [11]. В результате любого из этих преобразований порядок исходной системы уменьшается на единицу.

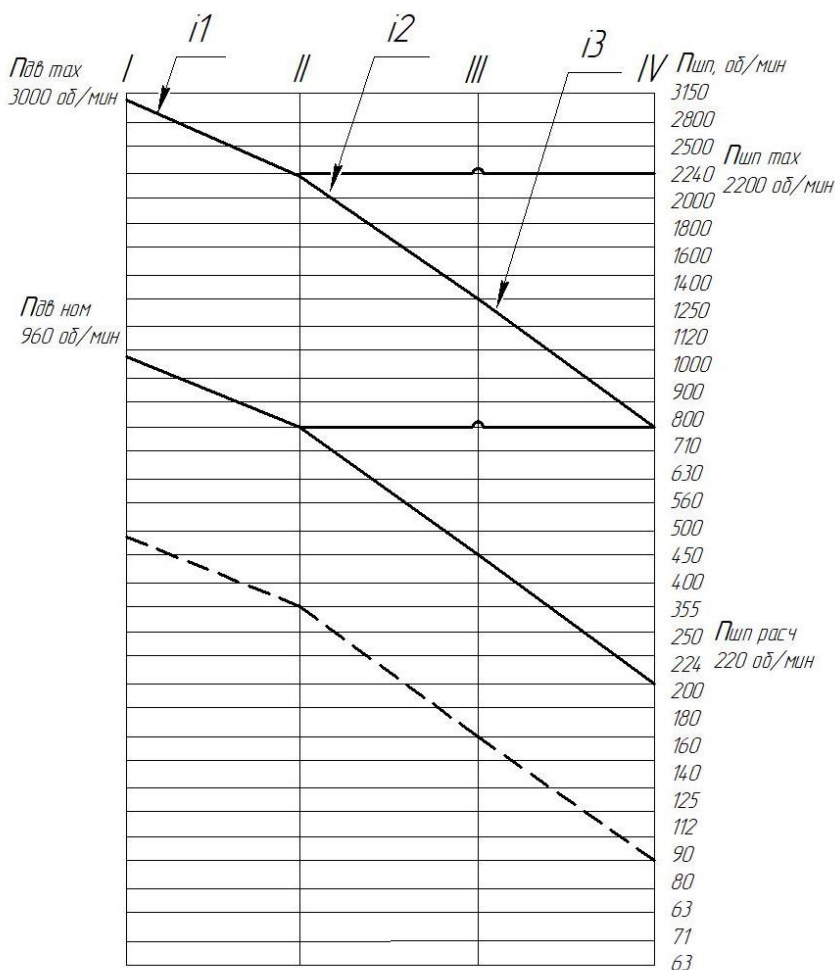


Рис. 2. График частот вращения  
Fig. 2. Rotation frequency graph

На рис. 3 представлен алгоритм упрощения расчетной схемы упругой си-

стемы привода и определения собственных крутильных частот привода.

Процесс упрощения является достаточно трудоемким, поэтому была разработана программа, позволяющая проводить упрощение линейных динамических систем и определять собственные частоты.

Задание параметров (рис. 4) в программе происходит путем ввода данных вручную в поле «Исходные данные».

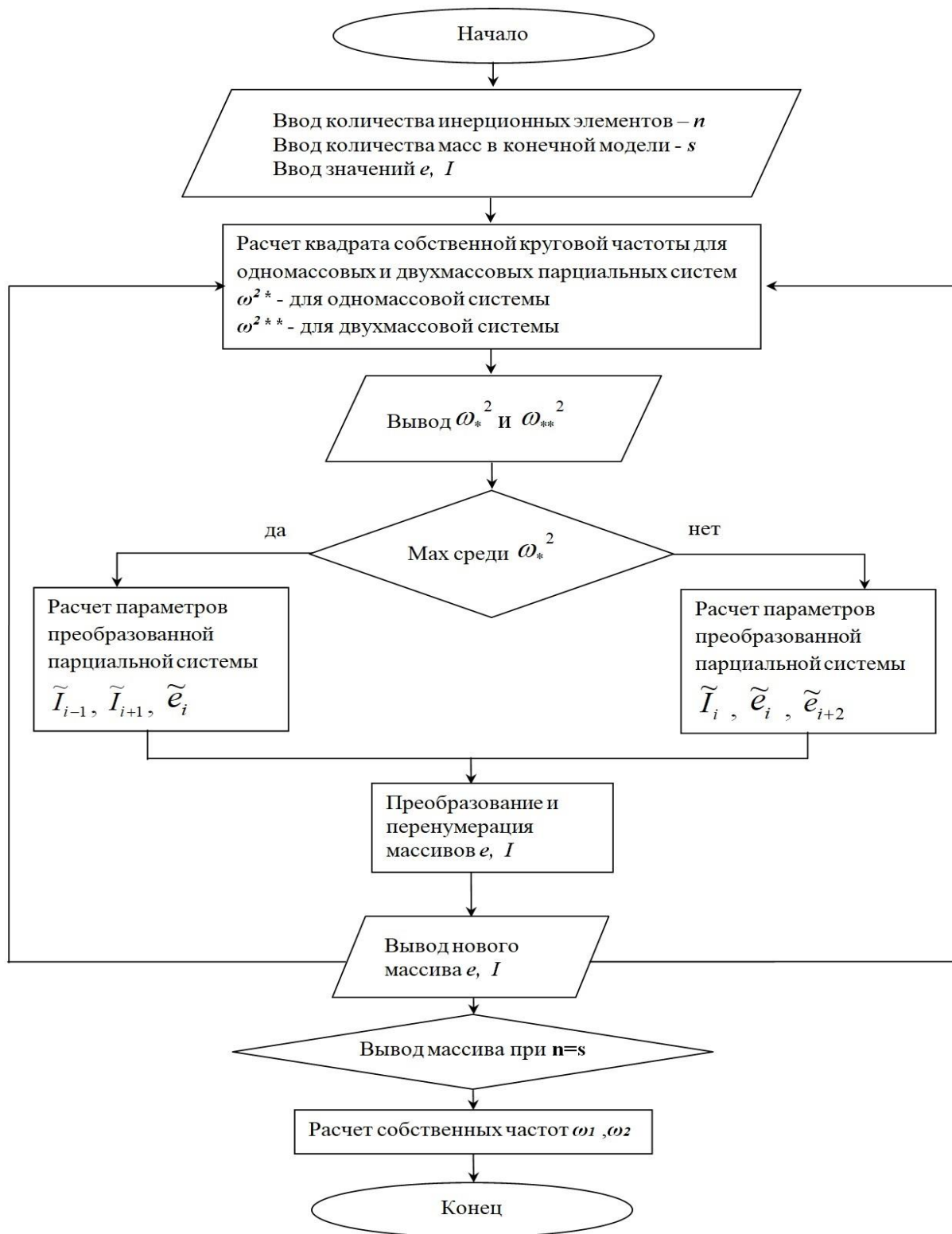


Рис. 3. Алгоритм упрощения расчетной схемы упругой системы привода и определения собственных крутильных частот

Fig. 3. Algorithm for simplifying the design scheme and determining the own torsional frequencies

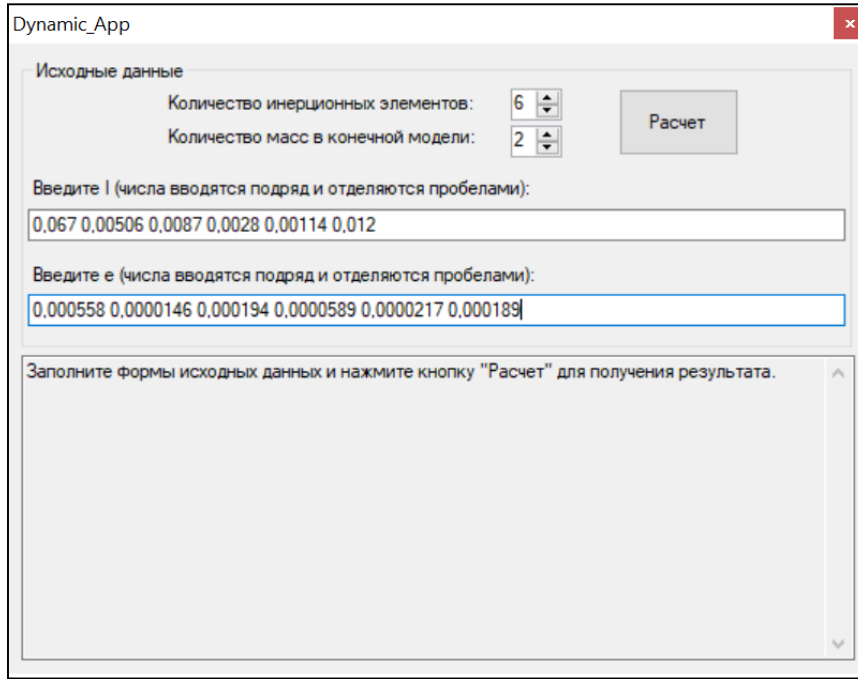


Рис. 4. Скриншот интерфейса программы с заполненными исходными параметрами  
 Fig. 4. Screenshot of the program interface

После этапа определения максимального значения среди рассчитанных квадратов частот одномассовых и двухмассовых парциальных подсистем программа выполняет преобразование одномассовой парциальной подсистемы в двухмассовую

или, наоборот, в зависимости от того, где была определена наибольшая частота.

При преобразовании одномассовой подсистемы расчет параметров преобразованной парциальной подсистемы производится по формулам:

$$\tilde{I}_{i-1} = I_{i-1} + I_i \frac{e_{i+1}}{e_i + e_{i+1}}; \tilde{I}_{i+1} = I_{i+1} + I_i \frac{e_i}{e_i + e_{i+1}}; \tilde{e}_i = e_i + e_{i+1}.$$

После преобразования происходит перенумерация исходного массива моментов инерции и податливостей:

- вместо податливостей  $e_i$  и  $e_{i+1}$  вставляется  $\tilde{e}_i$ , а нумерация элементов  $e_{i+1}, \dots, e_n$  заменяется на  $\tilde{e}_i, \dots, e_{n-1}$ ;
- вместо моментов инерции  $I_{i-1}$ ,  $I_i$ ,  $I_{i+2}$  вставляются  $\tilde{I}_{i-1}$  и  $\tilde{I}_{i+2}$ .

Элемент  $\tilde{I}_{i+2}$  перенумеровывается в  $I_i$ , а нумерация остальных элементов  $I_{i+3}, \dots, I_n$  заменяется на  $I_{i+2}, \dots, I_{n-1}$ .

При преобразовании двухмассовой подсистемы расчет параметров преобразованной парциальной подсистемы производится по формулам:

$$\tilde{I}_i = I_i + I_{i+1}, \tilde{e}_i = e_i + e_{i+1} \frac{I_{i+1}}{I_i + I_{i+1}}, \tilde{e}_{i+2} = e_{i+2} + e_{i+1} \frac{I_i}{I_i + I_{i+1}}.$$

Перенумерация исходного массива моментов инерции и податливостей осуществляется по следующим правилам:

- вместо моментов инерции  $I_i$  и  $I_{i+1}$ , вставляется  $\tilde{I}_i$ , а нумерация элементов  $I_{i+2}, \dots, I_n$  заменяется на  $I_{i+1}, \dots, I_{n-1}$ ;

- в массиве податливостей вместо  $e_i$ ,  $e_{i+1}$ ,  $e_{i+2}$  вставляются  $\tilde{e}_i$  и  $\tilde{e}_{i+2}$ , элемент  $\tilde{e}_{i+2}$  перенумеровывается в  $\tilde{e}_{i+1}$ , а нумерация остальных элементов  $e_{i+3}, \dots, e_n$  заменяется на  $e_{i+2}, \dots, e_{n-1}$ .

## Обсуждение

Использование разработанной программы не только существенно ускоряет процесс расчета собственных частот, но и позволяет быстро принять проектные решения, целенаправленно меняющие массовые и упругие параметры и значения собственных частот, исключая появление резонансных явлений.

Так, например, для привода (рис. 1 и 2) две низшие собственные частоты привода составили: при работе с перебором –  $f_{c1}=21,3$  Гц и  $f_{c2}=61,2$  Гц; при работе без перебора –  $f_{c1}=21,5$  Гц и  $f_{c2}=78,5$  Гц. Собственные частоты  $f_{c2}$  попадают в допустимый безрезонансный диапазон (60...109 Гц), формируемый обратными и зубцовыми частотами вынужденных колебаний. Однако нижняя собственная частота находится в резонансной зоне, создаваемой

оборотными частотами валов I (7,5...50 Гц) и II (5,25...36,7 Гц).

Возможность исключения резонансных явлений была оценена исследованием влияния инерционных и упругих характеристик привода на значения собственных частот. Было установлено, что возможные изменения моментов инерции шпинделя (табл. 2), переборного вала (табл. 3) и ведущего шкива ременной передачи на валу двигателя (табл.4) практически не оказывают влияния на значения собственных частот (выделенные в табл. 2-4 значения соответствуют конструктивным размерам базового станка). Более существенное влияние на собственные частоты оказывает момент инерции ведомого шкива с элементами разгрузки (табл. 5): значения  $f_{c1}$  изменяются в пределах ~5,0 Гц, а значения  $f_{c2}$  – ~0,9 Гц.

Таблица 2

Влияние момента инерции шпинделя на собственные частоты привода

Table 2

*Influence of the moment of inertia of the spindle on the own frequencies of the drive*

Собственная частота	Момент инерции шпинделя, кг·м <sup>2</sup>				
	$3 \cdot 10^{-2}$	$3,5 \cdot 10^{-2}$	$3,75 \cdot 10^{-2}$	$4 \cdot 10^{-2}$	$4,5 \cdot 10^{-2}$
$f_{c1}$ , Гц	61,205	61,085	61,23	61,141	61,109
$f_{c2}$ , Гц	21,295	21,273	21,3	21,285	21,281

Таблица 3

Влияние момента инерции переборного вала на собственные частоты привода

Table 3

*Influence of the moment of inertia of the third shaft on the own frequencies of the drive*

Собственная частота	Момент инерции переборного вала, кг·м <sup>2</sup>					
	$1,4 \cdot 10^{-2}$	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$2,18 \cdot 10^{-2}$	$2,8 \cdot 10^{-2}$	$3,2 \cdot 10^{-2}$	$3,6 \cdot 10^{-2}$
$f_{c1}$ , Гц	61,93	61,52	61,23	63,789	63,501	63,221
$f_{c2}$ , Гц	21,413	21,347	21,28	21,058	20,989	20,923

Таблица 4

Влияние момента инерции ведущего шкива ременной передачи на собственные частоты привода

Table 4

*Influence of the moment of inertia of the driving pulley of the belt gear on the own frequencies of the drive*

Собственная частота	Момент инерции ведущего шкива ременной передачи, кг·м <sup>2</sup>					
	$2,06 \cdot 10^{-3}$	$3,06 \cdot 10^{-3}$	$4,06 \cdot 10^{-3}$	$5,06 \cdot 10^{-3}$	$6,06 \cdot 10^{-3}$	$7,06 \cdot 10^{-3}$
$f_{c1}$ , Гц	61,29	61,151	61,015	61,143	61,068	60,99
$f_{c2}$ , Гц	21,6	21,507	21,4	21,29	21,18	21,08



При изменении податливости динамической системы путем выполнения посадки приемной шестерни на шпинделе ( $z = 80$  на рис. 1) на две шпонки (т.е. податливость соединения уменьшится вдвое), получим  $f_{c1} = 21,3$  Гц и  $f_{c2} = 64,8$  Гц. Указанные значения свидетельствуют о том, что нижняя собственная частота не меняется и продолжает находиться в резонансной

зоне, создаваемой обратными частотами валов I и II.

Другим возможным путем является замена двигателя. Но даже использование двигателя другого типоразмера, у которого момент инерции составляет  $0,029$  кг·м<sup>2</sup> против  $0,067$  кг·м<sup>2</sup> у базового привода, обеспечивает  $f_{c1} = 26,5$  Гц и  $f_{c2} = 68,3$  Гц, что является недостаточным для исключения резонанса.

Таблица 5  
Влияние момента инерции ведомого шкива ременной передачи с элементами разгрузки на собственные частоты привода

Table 5  
*Influence of the moment of inertia of the driving pulley of the belt gear with unloading elements on the own frequencies of the drive*

Собственная частота	Момент инерции ведомого шкива ременной передачи с элементами разгрузки, кг·м <sup>2</sup>					
	$1,08 \cdot 10^{-2}$	$1,38 \cdot 10^{-2}$	$1,68 \cdot 10^{-2}$	$2,0 \cdot 10^{-2}$	$2,3 \cdot 10^{-2}$	$2,6 \cdot 10^{-2}$
$f_{c1}$ , Гц	63,15	62,12	61,14	63,77	63,09	58,70
$f_{c2}$ , Гц	21,67	21,47	21,28	21,32	20,75	20,79

Таким образом, изменение инерционных характеристик элементов привода и повышение жесткости отдельных соединений, не требующее значительных конструктивных изменений, не позволяет исключить опасность появления резонансов на нижней собственной частоте. То есть единственным мероприятием, позволяю-

щим снизить опасные последствия резонанса без применения дополнительных демпфирующих устройств, является снижение амплитуд колебаний от обратных частот валов I и II за счет ужесточения требований к балансировке деталей, расположенных на этих валах, и самих валов в сборе.

### Заключение

Предложенный анализ динамического качества привода с бесступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя позволяет по диапазонам частот вращения валов определить безрезонансные зоны привода по обратным и зубцовым частотам вынужденных колебаний. Предло-

женное программное обеспечение дает возможность на этапе проектирования оперативно провести упрощение динамической системы и определить низшие собственные частоты крутильных колебаний и наметить мероприятия по исключению резонансных явлений.

### СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Цибизов П.Н., Николаев А.Г. Автоматизация точностных расчетов шпиндельных узлов металлорежущих станков. Аллея науки. 2018;1(6 (22)):902-907.
2. Стародубов В.С. Модульный принцип построения металлорежущих станков с числовым программным управлением. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2013;1:68-74.
3. Vulfson, I. I. Research of Vibrations of the Drive of Cycle Machines Under Powering Closure of Mechanisms. *Advances in Mechanical Engineering: Part of the Lecture Notes in Mechanical Engineering* book series (LNME), Cham: Springer, 2020. – P. 183-191. – DOI 10.1007/978-3-030-39500-1\_19.
4. Васильков Д.В., Александров А.С., Голикова В.В. Колебательные явления в металлорежущих станках. Системный анализ и аналитика. 2019;1(9):38-46.
5. Раменская Е.В. Анализ виброактивности металлорежущих станков. Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. 2006;6 (13):86-89.
6. Раменская Е.В., Филиппов Ю.А., Амельченко Н.А. Механизм генерирования и распространения

ния вибрации в технологических машинах. Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. 2012;1(41):132-138.

7. Марголит Р.Б., Терехова О.А. Снижение вынужденных колебаний в приводах станков. Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008;5:36-39.
8. Идрисова Ю.В., Типеев А.Н. Вибрации, возникающие в приводах мехатронных и робототехнических систем и методы их компенсации. Материалы Всероссийской научно-технической конференции «Станкостроение и инновационное машиностроение. Проблемы и точки роста», ГОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, 2019. С. 297-301.

## REFERENCES

1. Tsbizov PN, Nikolaev AG. Automation of precision calculations of metal-cutting machine spindle units. *Alleya Nauki*. 2018;1(6 (22)):902-907.
2. Starodubov VS. Modular principle of constructing CNC metal-cutting machines. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2013;1:68-74.
3. Vulfson II, Research of vibrations of the drive of cycle machines under powering closure of mechanisms. *Advances in mechanical engineering: Part of the lecture notes in mechanical engineering book series (LNME)*, Cham: Springer: 2020. p. 183-191. DOI 10.1007/978-3-030-39500-1\_19.
4. Vasilkov DV, Alexandrov AS, Golikova VV. Vibration phenomena in metal-cutting machines. *Systemnyy Analiz I Analitika*. 2019;1(9):38-46.
5. Ramenskaya EV. Analysis of vibration activity of metal-cutting machines. *The Siberian Aerospace Journal*. 2006;6 (13):86-89.
6. Ramenskaya EV, Filippov YuA, Amelchenko NA. Mechanism of vibration generation and development in technological machines. *The Siberian Aerospace Journal*. 2012;1(41):132-138.

## БИБЛИГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вульфсон, И.И. Расчет колебаний привода машины: учеб. пособие для втузов. / И. И. Вульфсон, И. А. Шарапин, М. В. Преображенская. – СПб.: ФГБОУ ВПО «СПГУТД», 2013. 180 с.

## BIBLIOGRAPHIC LIST

1. Vulfson, II, Sharapin IA, Preobrazhenskaya MV. Calculation of machine drive vibrations: textbook. St. Petersburg: FGBOUVPO "SPGUTD"; 2013.

9. Хренов В.В. Комплексный способ автоматизированного диагностирования узлов механической части локомотива: диссертация кандидата технических наук: 05.22.07.- Омск, 1999.- 237 с.
10. Ершов Д.Ю., Лукьяненко И.Н. Применение трехмассовых динамических моделей при исследовании колебательных процессов в электромеханических системах. *Современные проблемы теории машин*. 2016;4-2:71-74.
11. Карпенко Т. Н., Чурляев А. В. К вопросу об определении частот собственных крутильных колебаний многомассовой динамической модели. *Вестник Приазовского государственного технического университета. Серия: Технические науки*. 2010;20:213-216.

7. Margolit RB, Terekhova OA. Reduction of forced vibrations in machine drives. *Sborka v Mashinostroenii, Priborostroenii*. 2008;5:36-39.
8. Idrisova YuV, Tipeev AN. Vibrations occurring in the drives of mechatronic and robotic systems and methods of their compensation. *Machine tool construction and innovative mechanical engineering. Problems and points of growth: Proceedings of the All-Russian Scientific and Technical Conference*; Ufa: Ufa State Aviation Technical University: 2019. p. 297-301.
9. Khrenov VV. Complex method of automated diagnostics of locomotive mechanical parts [dissertation]. [Omsk (RF)]: Omsk State Transport University; 1999.
10. Ershov DYU, Lukyanenko IN. Application of three-mass dynamic models in the study of vibration processes in electromechanical systems. *Modern problems of the theory of machines*. 2016;4-2:71-74.
11. Karpenko TN, Churlyayev AV. On the question of finding the frequencies of natural torsional vibrations of a multi-mass dynamic model. *Reporter of the Priazovskiy State Technical University. Section: Technical Sciences*. 2010;20:213-216.

2. Денисенко, А. Ф. Расчет, моделирование и конструирование приводов металлорежущих станков: учеб. пособие / А. Ф. Денисенко. – Самара, Самар. гос. техн. ун-т, 2019. 182 с.

2. Denisenko, AF. Calculation, modeling and design of metal-cutting machine drives: textbook. Samara: Samara State Technical University; 2019.

## **Информация об авторах:**

**Денисенко Александр Федорович** – доктор технических наук, профессор, тел. 88463324585, профессор кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты», Самарский государственный технический университет, международные идентификационные номера автора: ORCID: 0000-0001-6393-2831, Author-ID-РИНЦ 4431.

**Denisenko Aleksander Fedorovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Mechanical Engineering Technology, Machines and Tools, Samara State Technical University; ORCID: 0000-0001-6393-2831, Author-ID-RSCI 4431; phone: 88463324585.

**Гаспарова Лана Багратовна** – кандидат педагогических наук, доцент, тел. 89272606805, доцент кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты», Самарский государственный технический университет, международные идентификационные номера автора: ORCID: 0000-0003-1650-0889, Author-ID-РИНЦ 295670.

**Gasparova Lana Bagratovna**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering Technology, Machines and Tools, Samara State Technical University; ORCID: 0000-0003-1650-0889, Author-ID- RSCI 295670; phone: 89272606805.

**Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.**  
**Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.**

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.**  
**The authors declare no conflicts of interests.**

**Статья опубликована в режиме Open Access.**  
**Article published in Open Access mode.**

**Статья поступила в редакцию 19.05.2022; одобрена после рецензирования 30.05.2022; принята к публикации 25.08.2022. Рецензент – Хандожко А.В., доктор технических наук, профессор кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Брянского государственного технического университета, главный редактор журнала «Транспортное машиностроение».**

**The article was submitted to the editorial office on 19.05.2022; approved after review on 30.05.2022; accepted for publication on 25.08.2022. The reviewer is Khandozhko A.V., Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Metal Cutting Machines and Tools at Bryansk State Technical University, Editor-in-Chief of the journal *Transport Engineering*.**