

## МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДРЕВЕСИНЫ И ДРЕВЕСИНОВЕДЕНИЕ

УДК 671.05:534.1

*Т.П. СТУКОВА*



Стукова Татьяна Петровна родилась в 1942 г., окончила в 1963 г. Архангельский лесотехнический институт, кандидат технических наук, декан факультета механической технологии древесины, профессор кафедры теоретической механики Архангельского государственного технического университета. Имеет более 40 печатных трудов в области разработки, совершенствования и применения методов исследования динамики деревообрабатывающего оборудования.

### К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН

Представлены результаты исследований в области динамики деревообрабатывающего оборудования.

The investigation data is given related to the performance of wood-working machinery.

Работоспособность оборудования, стабильность технологических процессов в условиях технического прогресса в деревообработке приобретают особо важное значение [3].

Одним из основных и мало изученных критериев работоспособности современных дереворежущих станков является их виброустойчивость, т. е. способность работать без резонансов во всех рабочих режимах [1].

Для оценки степени приближения к резонансу используют показатель относительной частоты внешнего возмущения  $p/k$  (где  $p$  – частота внешнего возмущения,  $k$  – частота собственных колебаний). При проектировании деталей и узлов станков следует стремиться к тому, чтобы этот показатель не попадал в опасный интервал  $0,7 \leq p/k \leq 1,3$  [2].

Наибольшая трудность при определении степени приближения к резонансу связана с вычислением собственных частот изгибных колебаний упругой системы и подготовкой расчетных схем. Метод расчета выбирают в соответствии со структурой упругой системы [2].

Нами проанализированы основные методы определения собственных частот изгибных колебаний рабочих (ножевых) валов деревообрабатывающих станков. Предпочтение отдано методу сил и методам Релея и Дункерля. В данной работе в основном использован метод сил.

#### *Обоснование расчетных схем*

При применении метода сил реальный вал заменяют расчетной схемой невесомого вала с точечными массами, или дисками.

Установлено, что валы фрезерных узлов фрезерно-брусующих и фрезерно-обрезных станков ФБ-2, ФБ-3, ФБС-750, ФБС-750М, Ц2Д1Ф можно представить расчетной схемой невесомого вала с точечными массами, или дисками, и применить метод сил для вычисления низших собственных частот.

Расчет методом сил по схеме (назовем ее основной) невесомого вала с дисками-массами учитывает особенности реальной механической системы: сосредоточенные массы велики по сравнению с распределенными; момент инерции сечения вала по его длине – величина переменная; наличие инерции поворота и гироскопических эффектов вращающихся дисков.

Подготовка исходных данных и решение задачи по этой схеме связаны с определенными трудностями. Поэтому мы поставили перед собой цель – из возможных вариантов различных сочетаний невесомого вала с тремя точечными массами-дисками выбрать такую (или такие) упрощенную схему, которая отвечает следующим требованиям:

подготовка данных и проведение расчета должны быть связаны с минимальными трудозатратами;

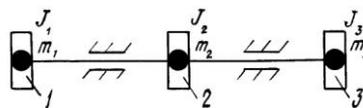
низшая собственная частота для упрощенной схемы должна совпадать с результатами расчета по основной;

должна решаться задача дальнейшего динамического исследования, т. е. определения вынужденных колебаний фрезерного инструмента с учетом конструкции фрезерного узла и эксплуатационных режимов.

За критерий возможности замены основной расчетной схемы на упрощенную принято равенство низших частот собственных колебаний [2].

Влияние упрощения расчетной схемы на значения низших собственных частот проиллюстрировано на примере двухопорного вала фрезерного узла станка ФБС-750 с тремя дисками (рис.1).

Рис. 1. Расчетная схема: 1 – фреза; 2 – тормозной шкив между опорами; 3 – приводной шкив



Частотные уравнения решены с применением пакета MathCAD на персональных ЭВМ.

В результате анализа основной и упрощенных расчетных схем сформулированы выводы и рекомендации по их применению.

1. Основная схема является наиболее точной. В ней учтены особенности рассматриваемой механической системы: переменный момент инерции поперечного сечения вала; небольшое число сосредоточенных масс; малость распределенных масс по сравнению с сосредоточенными; инерция поворота масс и гироскопические эффекты. К достоинствам такой схемы можно отнести высокую точность расчетов, к недостаткам – трудоемкие вспомогательные расчеты моментов инерции и коэффициентов влияния; необходимость составления программы вычисления частот на ЭВМ (или вычисление низших частот приближенными методами, что снижает точность).

2. Пренебрежение инерцией поворота и гироскопическим эффектом первого диска (фрезы) снижает низшую собственную частоту на 20 %. Для повышения точности учет этих параметров обязателен.

3. Пренебрежение инерцией поворота и гироскопическим эффектом второго и третьего дисков почти не изменяет значение низшей собственной частоты. В дальнейшем их учет необязателен, второй и третий диски можно считать точечными массами.

4. Схема невесомого вала с тремя точечными массами является самой простой в подготовке и не требует применения ЭВМ. Точность вычислений  $k_1$  и  $k_2$  ниже, чем по основной схеме, соответственно на 20 и 27 %. Эту схему рекомендуется применять для грубой приближенной оценки низшей собственной частоты, при исследовании влияния сосредоточенных масс и жесткости вала на низшую собственную частоту.

5. Хорошее совпадение низших собственных частот получено по схеме невесомого вала с диском-точечной массой  $J_1$ ,  $m_1$  и точечной массой  $m_3$ . Эту схему целесообразно применять при исследовании влияния конструктивных параметров фрезы, жесткости вала, гироскопического эффекта на низшую собственную частоту. Трудоемкость подготовки исходных параметров для расчета по этой схеме намного меньше, чем по основной. Решение частотного уравнения не требует привлечения ЭВМ.

6. Схема невесомого вала с диском учитывает инерцию поворота и гироскопический эффект первого диска. Она дает хорошее совпадение низшей собственной частоты с частотой основной схемы и может быть рекомендована для исследования движения фрезы.

7. Применение той или иной расчетной схемы определяется постановкой задачи и требуемой точностью вычислений.

*Исследование влияния массы и конструкции фрезы, жесткости вала, гироскопического момента на низшую собственную частоту*

Исследование влияния массы фрезы и жесткости рабочего вала проведено по схеме невесомого вала с тремя точечными массами методом сил. Результаты исследований, выраженные графически, представлены на рис. 2.

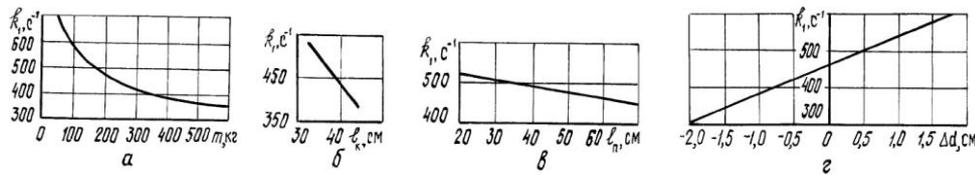


Рис. 2. Изменение низшей частоты собственных колебаний  $k_1$  в зависимости от массы фрезы  $m$  (а), длины консоли  $l_k$  (б), на которой закреплена фреза, расстояния между подшипниками  $l_n$  (в) и диаметра рабочего вала  $\Delta d$  (г)

График рис. 2, а можно применять для быстрой приближенной оценки низшей собственной частоты колебаний рабочих валов фрезерных узлов, изгибная жесткость которых близка к жесткости рабочего вала станка ФБС-750; графики рис. 2, б-г – для рабочих валов фрезерных узлов, геометрические параметры которых изменяются в принятых диапазонах.

Влияния гироскопического момента исследовали методом сил по схеме невесомого двухконсольного вала на двух опорах: на одной консоли закреплён диск-точечная масса, а на другой – точечная масса.

Таблица 1

Марка фрезы	Число ножей $z$	Момент инерции, $кг \cdot м^2$	
		$J_{Cx}$	$J_{Cy} = J_{Cz}$
И-702	4	16,390	9,080
	6	20,580	11,290
	8	24,750	13,500
	10	28,920	15,700
	12	33,082	17,859
И-47	3	3,887	2,280
	4	4,960	2,690
	6	6,177	3,438
	8	7,702	4,230
	10	9,227	5,010
И-668	8	24,618	13,750
Фреза станка ФБ-2	8	18,240	12,640

И-663		4		12,640		7,690
-------	--	---	--	--------	--	-------

При учете влияния гироскопического эффекта везде вместо экваториального момента  $J_{C_y}$  принята величина  $I$ , равная разности экваториального и осевого  $J_{C_x}$  моментов инерции фрезы [2].

Моменты инерции фрезы приведены в табл. 1.

Частотное уравнение для принятой расчетной схемы имеет вид:

$$\Delta(Z) = \begin{vmatrix} Z - \alpha_{11}m_1 & -\alpha_{13}m_3 & -\gamma_{11}I_1 \\ -\alpha_{31}m_1 & Z - \alpha_{33}m_3 & -\gamma_{31}I_1 \\ -\beta_{11}m_1 & -\beta_{13}m_3 & Z - \delta_{11}I_1 \end{vmatrix} = 0,$$

где  $\alpha, \beta, \gamma, \delta$  – коэффициенты влияния;  
 $m$  – точечная масса.

Нижние индексы 1 и 3 относятся к первой и третьей точечной массам.

Как видно из приведенной гистограммы (рис. 3), с увеличением массы и момента инерции фрезы (переход от фрезы И-47 к И-668) влияние гироскопического момента увеличивает низшую собственную частоту соответственно на 5,3; 7,6; 20,3; 23,4 %.

На частотах вращения, близких к критическим, учет гироскопического момента при определении низшей собственной частоты обязателен.

Исследование влияния конструкции фрезы на собственную частоту проведено методом сил по схеме невесомого вала с диском-точечной массой на консоли.

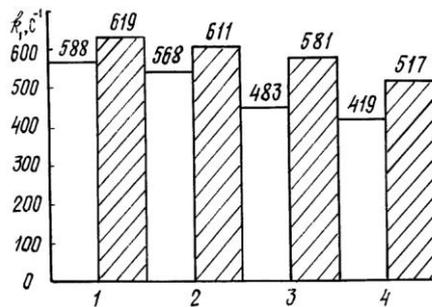


Рис. 3. Гистограмма изменения низшей частоты собственных колебаний рабочего вала с различными фрезами без учета (не заштриховано) и с учетом (заштриховано) гироскопического момента: 1 – фреза И-47 ( $z = 3$ ); 2 – И-47 ( $z = 4$ ); 3 – И-702 ( $z = 4$ ); 4 – И-668 ( $z = 8$ )

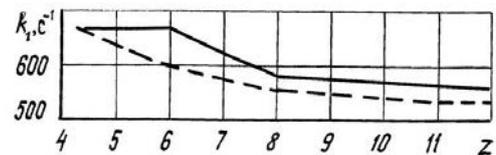


Рис. 4. Изменение низшей частоты собственных колебаний рабочего вала в зависимости от числа ножей  $z$  фрез разных конструкций (1 – обычная фреза, 2 – фреза без обода и верхних креплений)

Таблица 2

Число ножей	Масса фрезы, кг	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>			Собст- венная частота $k_1, c^{-1}$	Масса фрезы без обода и верхних крепле- ний, кг	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>			Собст- венная частота $k_1, c^{-1}$
		$J_{Cx}$	$J_{Cy}=J_{Cz}$	$I$			$J_{Cx}$	$J_{Cy}=J_{Cz}$	$I$	
4	180,00	16,390	9,080	-7,100	663	148,6	10,19	6,07	-4,11	683
6	215,50	20,580	11,296	-8,290	602	181,4	14,30	7,92	-6,38	645
8	251,18	24,750	13,504	-11,250	577	214,1	18,13	10,26	-7,86	599
10	286,77	28,920	15,708	-13,212	543	246,9	22,21	12,10	-10,11	570
12	322,44	33,082	17,859	-15,213	515	279,6	26,16	14,14	-12,02	542

Частотное уравнение имеет вид

$$\Delta(Z) = \begin{vmatrix} Z - \alpha_{11}m_1 & -\gamma_{11}I_1 \\ -\beta_{11}m_1 & Z - \delta_{11}I_1 \end{vmatrix} = 0.$$

Специально для исследований на основе фрезы И-702 были смоделированы фрезы с числом ножей от 6 до 12 без обода и верхних креплений (табл. 2 и рис. 4) и с изменением положения центра тяжести ножей при их неизменной ориентации в пространстве (табл. 3).

При вычислении моментов инерции фрезы относительно трех главных центральных осей инерции ее рассматривали как сложное тело, состоящее из 19 элементов [4].

Схема фрезы И-702 представлена на рис. 5. Для нее были вычислены координаты центров тяжести и массы элементов; моменты инерции всех элементов фрезы относительно осей, проходящих через центры тяжести элементов параллельно осям системы  $O_{xyz}$ ; значения  $m_i (x_i - x_C)^2$ ,  $m_i y_i^2$ ,  $m_i z_i^2$ .

Таблица 3

Расстояние от центра тяжести ножа до оси вращения, см	Наружный радиус пятого элемента, см	Масса фрезы без обода и верхних креплений, кг	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>			Собственная частота $k_1, c^{-1}$
			$J_{Cx}$	$J_{Cy}=J_{Cz}$	$I$	
16,25	9,75	115,99	3,10	2,03	-1,07	668,7
22,50	15,75	123,53	4,86	2,96	-1,90	696,9
28,25	21,75	134,63	7,23	4,21	-3,02	696,0
33,80	27,50	148,67	10,79	6,08	-4,71	699,0
40,00	33,50	166,65	15,23	8,02	-7,21	703,2
46,00	39,75	188,26	21,77	11,67	-10,10	696,4
52,00	45,50	213,43	30,17	16,19	-13,98	687,7

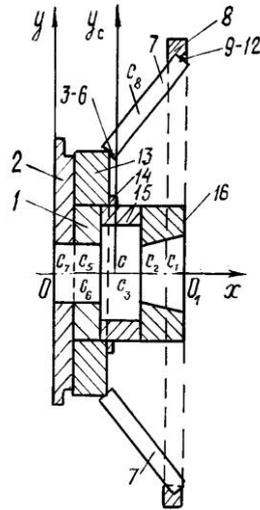


Рис. 5. Схема фрезы И-702: 1 – пильный диск; 2 – пила; 3 – 6, 9 – 12 – крепления ножей; 7 – ножи; 8 – обод; 13 – корпус; 14 – 16 – части ступицы

Моменты инерции фрезы относительно осей системы  $O_{xyz}$  равны сумме моментов инерции элементов фрезы относительно тех же осей и определены по следующим формулам ( $n = 19$ ):

$$J_{C_x} = \sum_1^n J_x^{(i)} = \sum_1^n J_{C_x}^{(i)} + \sum_1^n m_i y_i^2 + \sum_1^n m_i z_i^2 ;$$

$$J_{C_y} = \sum_1^n J_y^{(i)} = \sum_1^n J_{C_y}^{(i)} + \sum_1^n m_i (x_i - x_C)^2 + \sum_1^n m_i z_i^2 ;$$

$$J_{C_z} = \sum_1^n J_z^{(i)} = \sum_1^n J_{C_z}^{(i)} + \sum_1^n m_i (x_i - x_C)^2 + \sum_1^n m_i y_i^2 .$$

В результате вычислений находим

$$J_{C_x} = 8,331 + 4,028 + 4,028 = 16,388 = 16,39 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$J_{C_y} = 4,375 + 0,679 + 4,028 = 9,084 = 9,08 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Эта методика расчета моментов инерции фрез И-702, И-668 положена в основу алгоритма и программы для ЭВМ, по которой в дальнейшем найдены моменты инерции фрез, применяемых в действующих агрегатных станках, а также смоделированных для целей исследования (см. табл.1, 2, 3).

От определения низших собственных частот изгибных колебаний валов перейдем к критическим частотам вращения. Как известно, критическая частота вращения вала равна собственной частоте его поперечных колебаний. Сравнение частот вращения рабочих валов фрезерных узлов перечисленных выше станков и их низших собственных частот показало, что

частоты вращения лежат в докритической зоне, т. е. при разгоне и торможении валов их движение является устойчивым.

*Определение расчетного диапазона частот возмущающих сил*

Следующий этап определения приближения к резонансу заключается в выяснении возможного диапазона частот возмущающих сил, действующих на упругую систему.

Внешней возмущающей силой, действующей на фрезерный узел агрегатного станка, является периодически изменяющаяся сила резания с основной частотой  $p_1 = \omega z$  (где  $\omega$  – частота вращения).

Значения частот гармонических составляющих внешней возмущающей силы равны  $2p_1, 3p_1, 4p_1$  и т. д.

Относительные частоты внешнего возмущения  $p/k$  определяют степень приближения к резонансу. Анализ этих данных позволил сделать выводы о виброустойчивости рабочих валов фрезерных узлов станков ФБС-750, ФБС-750М, ФБ-2, ФБ-3, Ц2Д1Ф с различными фрезами во всех рассмотренных режимах.

В качестве примера в табл. 4 приведены рекомендуемые скорости подачи  $u$  и частоты вращения  $\omega$  фрезерного вала станка ФБС-750.

На основании проведенных расчетов сделаны следующие выводы.

Скорости подачи, равные 80 и 90 м/мин, и соответствующие им частоты вращения вала наиболее опасны с точки зрения развития в системе установившихся вынужденных колебаний.

При движении рабочего вала фрезерного узла станка ФБС-750М с фрезой И-7300.00-04 и электродвигателем 4А200L4У3 основной резонанс близко подходит к границе опасной зоны ( $p/k = 1,392$ ). Так как фреза И-7300.00-04 сконструирована таким образом, что в работе

Таблица 4

Фреза	$u$ , м /мин	$\omega$ , с <sup>-1</sup>
И-47 ( $z = 3$ )	24	41,60
	36	62,40
	50	86,66
	65	113,30
И-47 ( $z = 4$ )	24	31,20
	36	46,80
	50	65,00
	65	85,00
И-702 ( $z = 4$ )	24	31,20
	36	46,80
	50	65,00
	65	85,04
И-668 ( $z = 8$ )	24	15,60
	36	23,40

50	32,50
65	42,50

могут принимать участие как 4, так и 8 ножей, то была определена степень приближения к резонансу при использовании двигателей, которые удовлетворяли бы обоим условиям сразу: 4A250S8Y3, 4A250M8Y3, 4A280S8Y3, 4A225M6Y3, 4A250S6Y3, 4A250M6Y3, 4A200M4Y3, 4A200L4Y3, 4A225M4Y3. С учетом виброустойчивости по поперечным колебаниям наиболее подходящими признаны двигатели 4A200MY33, 4A200L4Y3, 4A225M4Y3.

При использовании фрез И-702 ( $z = 4$ ) и И-702 ( $z = 6$ ) в станке ФБС-750М возможен основной резонанс, т. е. резонанс по первой гармонике внешнего возмущения, имеющий форму первого главного колебания. Использование этих фрез в станке ФБС-750М не рекомендуется.

Фрезу И-668, сконструированную для станка ФБС-750, можно устанавливать и на станке ФБС-750М.

Вычисление низших собственных частот рабочих валов фрезерных узлов станков ФБ-2, ФБ-3 проведено по схеме невесомого вала с четырьмя точечными массами методом Дункерля.

Установлены места возможных резонансов.

1. По первой гармонике возмущающей силы:

а) вал станка ФБ-2 при частотах вращения 58,9 и 78,5 с<sup>-1</sup>, что соответствует скоростям подачи 90 и 120 м/мин;

б) вал станка ФБ-3 при частотах вращения 117,8; 157,0 и 196,3 с<sup>-1</sup>, что соответствует скоростям подачи 90, 120 и 150 м/мин.

2. По второй гармонике возмущающей силы:

а) вал ФБ-2 при частотах вращения 39,3 и 47,1 с<sup>-1</sup>, что соответствует скоростям подачи 60 и 72 м/мин;

б) вал ФБ-3 при частотах вращения 78,5 и 94,2 с<sup>-1</sup>, что соответствует скоростям подачи 60 и 72 м/мин.

Так как метод Дункерля дает заниженное значение низшей собственной частоты, то для вала станка ФБ-2 наиболее опасными следует считать частоту вращения 78,5 с<sup>-1</sup> и скорость подачи 120 м/мин, для вала станка ФБ-3 – соответственно частоты вращения 157,0 и 196,3 с<sup>-1</sup> при скорости подачи 120 и 150 м/мин.

Вычисление низшей собственной частоты рабочего вала фрезерно-обрезного станка Ц2Д1Ф проведено по схеме невесомого вала с диском-точечной массой методом сил. Установлены места возможных резонансов.

По первой гармонике возмущающего момента возможен резонанс при частоте вращения 340,0 с<sup>-1</sup>, по второй гармонике – при 146,5 и 167,4 с<sup>-1</sup>.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ