Расчет и конструирование машин

УДК 62.752.2 DOI: 10.18698/0536–1044–2015–12–3–10

Уравновешивание многопильного станка с круговым поступательным движением пильных полотен

В.Б. Фунг, С.С. Гаврюшин, М.А. Блохин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

Balancing a Multirip Bench with Circular Reciprocating Saw Blades

V.B. Phung, S.S. Gavryushin, M.A. Blokhin

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: phungvanbinh.vp@gmail.com, gss@rk9.bmstu.ru, hornet10@yandex.ru

Уравновешивание является одной из основных задач, возникающих при проектировании механизмов и отдельных движущихся звеньев технических систем. Изложена методика построения рациональной схемы уравновешивания лесопильного станка типа «коленчатая пила» в целях минимизации неуравновешенных инерционных сил. Учет конструктивных особенностей станка позволяет свести задачу его уравновешивания к задаче уравновешивания классического коленчатого вала. Представлены результаты аналитических и численных расчетов приведенных сил инерции для пильного модуля и динамических реакций на опорах валов станка. Проведен конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния коленчатого вала под действием инерционных сил, выполненный в среде программного комплекса NX Advanced Simulation. Предложена рациональная конструкция коленчатого вала по критерию минимальных прогибов и напряжений.

Ключевые слова: уравновешивание, лесопильный станок, коленчатый вал, инерционные силы, динамические реакции, метод конечных элементов, NX Advanced Simulation.

Balancing is one of the major problems encountered in the design of mechanisms and specific moving parts of engineering systems. The article presents a method of constructing a rational scheme for balancing a crank-saw multirip bench in order to minimize unbalanced inertial forces. When the machine design features are taken into consideration, the balancing problem can be reduced to the problem of balancing a classic crankshaft. The results of analytical and numerical calculations are presented for the forces of inertia of the saw module and dynamic responses on the support shafts of the machine. The stress-strain state of the crank shaft subjected to inertial forces is analyzed using the finite element method in the NX Advanced Simulation environment. The authors propose the rational design of the crank shaft that satisfies the minimal deflection and stress criterion.

Keywords: balancing, sawmill machine, crankshaft, inertial forces, dynamic response, finite element method, NX Advanced Simulation.

Снижение динамической нагрузки многопильного станка ведет к стабилизации процесса резания, повышению качества продукции, увеличению срока службы опорных подшипников станка. Проблема уравновешивания механизмов изучена достаточно подробно. Так, в [1, 2] представлены основы теории твердых тел, вращающихся вокруг неподвижных осей, и формулы расчета динамических реакций на опорах валов, освещены методы полного и частичного уравновешивания различных плоских классических механизмов с использованием противовесов. В [3, 4] рассмотрено уравновешивание кривошипно-шатунного механизма, применяемого в двигателях внутреннего сгорания. Вместе с тем особенности новой конструктивной схемы лесопильного станка [5–8] вызвали необходимость создания особой методики уравновешивания, которая отличается от стандартных методик, используемых для деревообрабатывающего оборудования.

Механизм, применяемый в многопильном станке с круговым поступательным движением пильных полотен, является пространственным, он состоит из нескольких одинаковых плоских механизмов (пильных модулей). Особенность уравновешивания механизма станка заключается в том, что силы инерции всего станка могут уравновешиваться не установкой противовесов, а путем подбора подходящего числа и расположения пильных модулей.

Инерционные силы, возникающие в пильном модуле. Рассмотрим движение и инерционные силы, возникающие в пильном модуле (рис. 1, *а*). Нижний эксцентрик *6* жестко крепится к нижнему валу *7* (звено *A*). Полотно жестко соединено с верхним *3* и нижним *5* шарнирными узлами и рассматривается как единое звено *C*. Звеном *B* является верхний эксцентрик *1*, жестко соединенный с верхним валом *2*. Верхний *1* и нижний *6* эксцентрики представляют собой круглые диски. Центры тяжести дисков совпадают с их геометрическими центрами (точки *A* и *B*).

Расстояние между центром эксцентрика и осью вала, как нижнего, так и верхнего, составляет величину *e*. Связи между эксцентриком и шарнирным узлом являются шарнирными. Звенья *A* и *B* считаются абсолютно жесткими. В первом приближении, с учетом малости деформаций, пильное полотно полагается абсолютно жестким. Положение центра масс звена *C* известно и находится в точке *C*.

Рассмотрим движение пильного модуля в установившемся режиме в плоскости его симметрии. Звено *A* вращается вокруг оси нижнего вала *7* с постоянной угловой скоростью ω. Движение передается с нижнего вала *7* на верхний вал *2* непосредственно через звено *C*. В идеале, без учета нежелательных эффектов резонансных колебаний вследствие деформации полотна, оба вала вращаются синхронно с одинаковой скоростью ω.

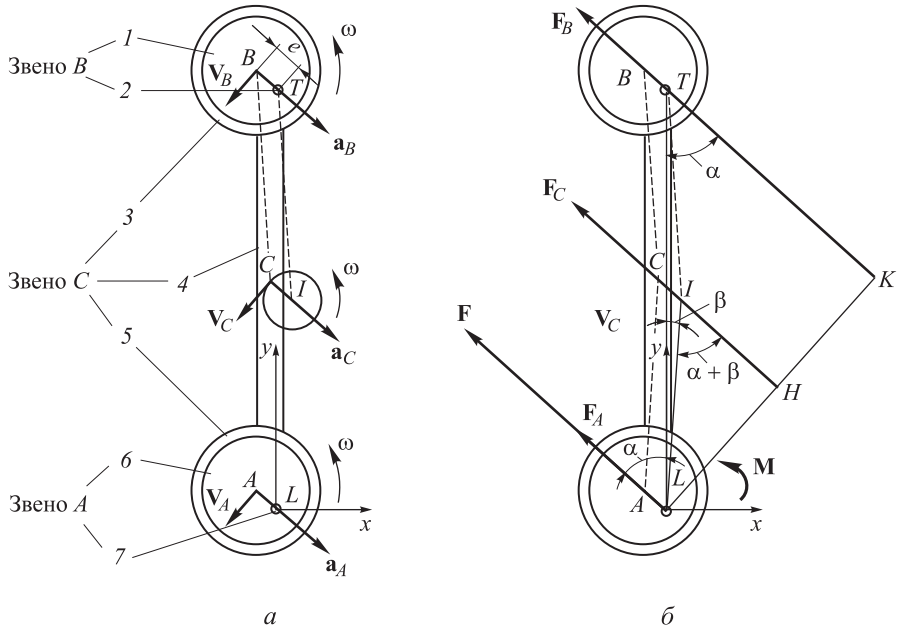

Рис 1. Расчетная схема пильного модуля:
а — кинематические характеристики; *б* — приведенные инерционные силы

Схема пильного модуля соответствует шарнирному параллелограммному механизму. Звено *C* совершает так называемое круговое поступательное движение, при котором все его точки движутся по сходным круговым траекториям с равными скоростями и равными ускорениями. Так, точка *C* движется по окружности радиусом *e* с центром в точке *I* (см. рис. 1, *а*).

Модули векторных величин скорости и ускорения составляют соответственно

$$V_A = V_B = V_C = e\omega;$$

$$a_A = a_B = a_C = e\omega^2.$$

Главные векторы инерции звеньев *A* и *B* (рис. 1, *б*):

$$\mathbf{F}_A = m_A\mathbf{a}_A; \quad \mathbf{F}_B = m_B\mathbf{a}_B,$$

где $m_A = m_B = m$ — масса звеньев *A* и *B* соответственно.

Модули векторных величин $\mathbf{F}_A$ и $\mathbf{F}_B$ равны между собой:

$$F_A = F_B = me\omega^2.$$

Силы инерции звена *C* приводятся к равнодействующей силе $\mathbf{F}_C$, приложенной в точке *C*:

$$\mathbf{F}_C = m_C\,\mathbf{a}_C,$$

где m_C — масса звена *C*.

По модулю $\mathbf{F}_C$ равна

$$F_C = m_C e\omega^2.$$

После приведения системы инерционных сил к центру *L*, находящемуся на оси нижнего вала, инерционная нагрузка сведется к главному вектору **F** и главному моменту сил инерции **M**, по модулю равных

$$F = (2m + m_C)e\omega^2, \tag{1}$$

$$M = F_B\, l \sin\alpha + F_C k \sin(\alpha + \beta), \tag{2}$$

где $l = |\mathrm{LT}|$; $k = |\mathrm{LI}|$; α — угол между прямыми LT и LA; β — угол между прямыми LI и LT (см. рис. 1, *б*).

Полученные соотношения (1) и (2) используют для решения задачи статического и моментного уравновешивания пильного блока.

Статическое и моментное уравновешивание многопильного блока. Рассмотрим многопильный блок, состоящий из шести одинаковых пильных модулей (рис. 2).

При работе станка вращение с нижнего вала *4* передается к верхнему валу *3* через пильные полотна *2*. Верхний и нижний валы считаются абсолютно жесткими. При расчете используется подвижная правосторонняя декартова система координат *Oxyz*. Начало координат *O* помещено

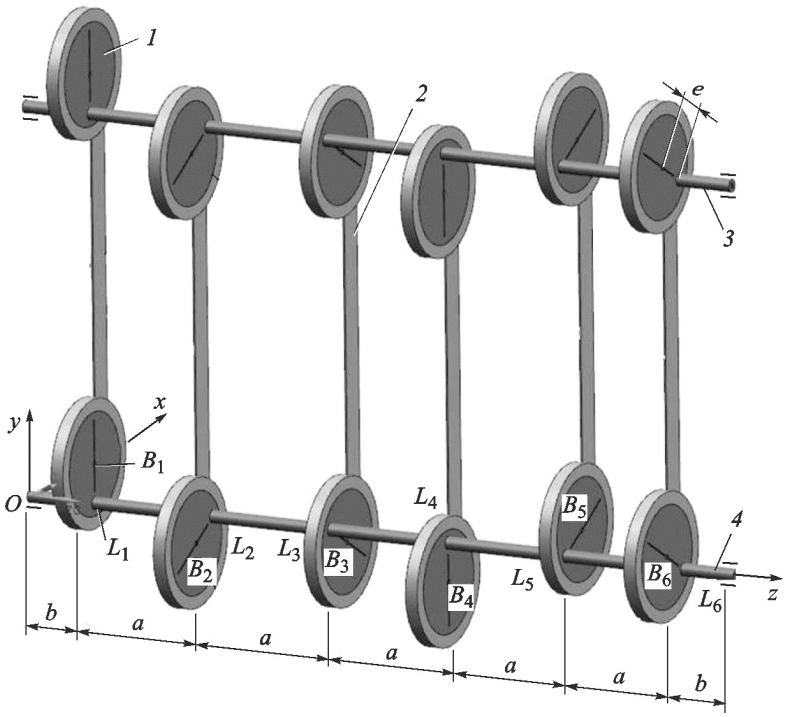

Рис 2. Конструктивная схема пильного блока:
1 — эксцентрик; *2* — пильное полотно; *3* — верхний вал; *4* — нижний вал

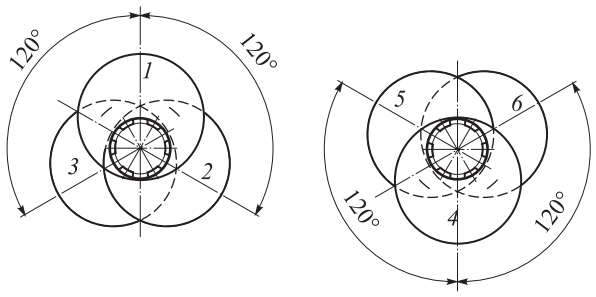

Рис. 3. Угловое расположение эксцентриков *1–6* на валах (вид слева)

в крайней левой опоре нижнего вала. Ось Oz совпадает с осью нижнего вала, а ось Oy направлена от оси нижнего вала к центру нижнего эксцентрика крайнего левого пильного модуля (точке B_1).

Как уже было отмечено, силы инерции для каждого пильного модуля приводятся к главным векторам $\mathbf{F}_i$ (i = 1, …, 6), приложенным и направленным в точках L_i по линиям L_iB_i, и главным моментам инерции $\mathbf{M}_i$ относительно оси нижнего вала (Oz). Здесь B_i — центр i-го нижнего эксцентрика; L_i — пересечение плоскости симметрии i-го пильного модуля и оси нижнего вала.

Угловое расположение эксцентриков *1–6* на валах показано на рис. 3. Поскольку все пильные модули одинаковы, а эксцентрики расположены один относительно другого с угловым смещением на 60°, приведенные векторы сил инерции всех пильных модулей равны по модулю и их угловое смещение также составляет 60° (рис. 4).

Для данной схемы расположения эксцентриков сумма приведенных векторов сил инерции для всех пильных модулей, составляющих многопильный блок станка, равна нулю, поэтому многопильный блок статически уравновешен.

Рассмотрим моментное уравновешивание многопильного блока. Докажем, что суммы моментов сил инерции пильного блока относительно подвижных осей Ox, Oy, Oz равны нулю. Сумма моментов инерции относительно оси Ox (см. рис. 4)

$$\sum M_x = bF_1\cos 0 + (b+a)F_2\cos\frac{2\pi}{3} + (b+2a)F_3\times$$

$$\times\cos\frac{4\pi}{3} + (b+3a)F_4\cos\pi + (b+4a)F_5\cos\frac{5\pi}{3} +$$

$$+(b+5a)F_6\cos\frac{\pi}{3}. \qquad (3)$$

Сумма моментов инерции относительно оси Oy

$$\sum M_y = bF_1\sin 0 + (b+a)F_2\sin\frac{2\pi}{3} + (b+2a)F_3\times$$

$$\times\sin\frac{4\pi}{3} + (b+3a)F_4\sin\pi + (b+4a)F_5\sin\frac{5\pi}{3} +$$

$$+(b+5a)F_6\sin\frac{\pi}{3}. \qquad (4)$$

Сумма моментов инерции относительно оси Oz с учетом (2)

$$\sum M_z = \sum_{i=1}^{6} M_i = F_B l\sum_{i=1}^{6}\sin\left(\alpha + \frac{(i-1)\pi}{3}\right) +$$

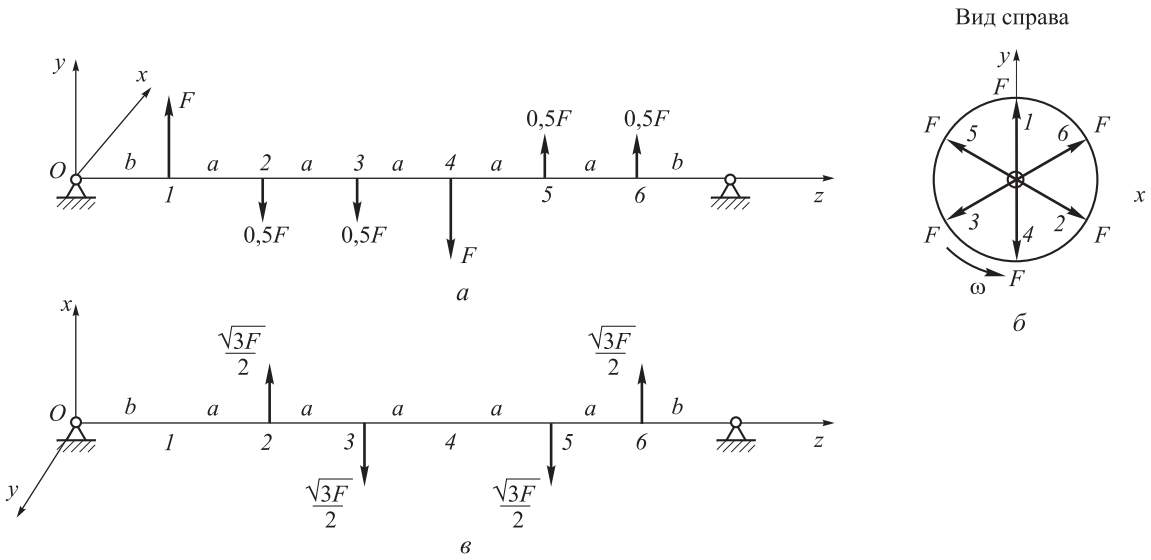

Рис. 4. Проекции приведенных сил инерции пильного станка на плоскости Oyz (*а*), Oxy (*б*) и Oxz (*в*)

$$+ F_C k \sum_{i=1}^{6} \sin\left(\alpha + \beta + \frac{(i-1)\pi}{3}\right). \qquad (5)$$

После преобразования выражений (3)–(5), получаем

$$\sum M_x = 0, \quad \sum M_y = 0, \quad \sum M_z = 0.$$

Следовательно, динамические реакции на опорах валов равны нулю, многопильный блок станка динамически уравновешен как по силовым, так и по моментным составляющим.

Обобщенная схема уравновешенного многопильного блока. Записав уравнения равновесия с учетом инерционных сил, можно показать, что многопильный блок, состоящий из двух валов и пильных модулей, уравновешен, если уравновешен каждый из валов. Таким образом, задача уравновешивания всего многопильного блока сводится к задаче уравновешивания каждого вала в отдельности.

Вал с поставленными эксцентриками является коленчатым, что позволяет использовать известные методы уравновешивания вала этого типа. Для самоуравновешенных коленчатых валов характерно четное число эксцентриков (4, 6, 8 или более) [3, 4].

На рис. 5 приведены три варианта схемы самоуравновешенных валов с шестью эксцентриками *1–6*.

Эксцентрики рассматриваются как одинаковые диски, размещенные на верхнем и нижнем валах станка в идентичном порядке. Расстояния

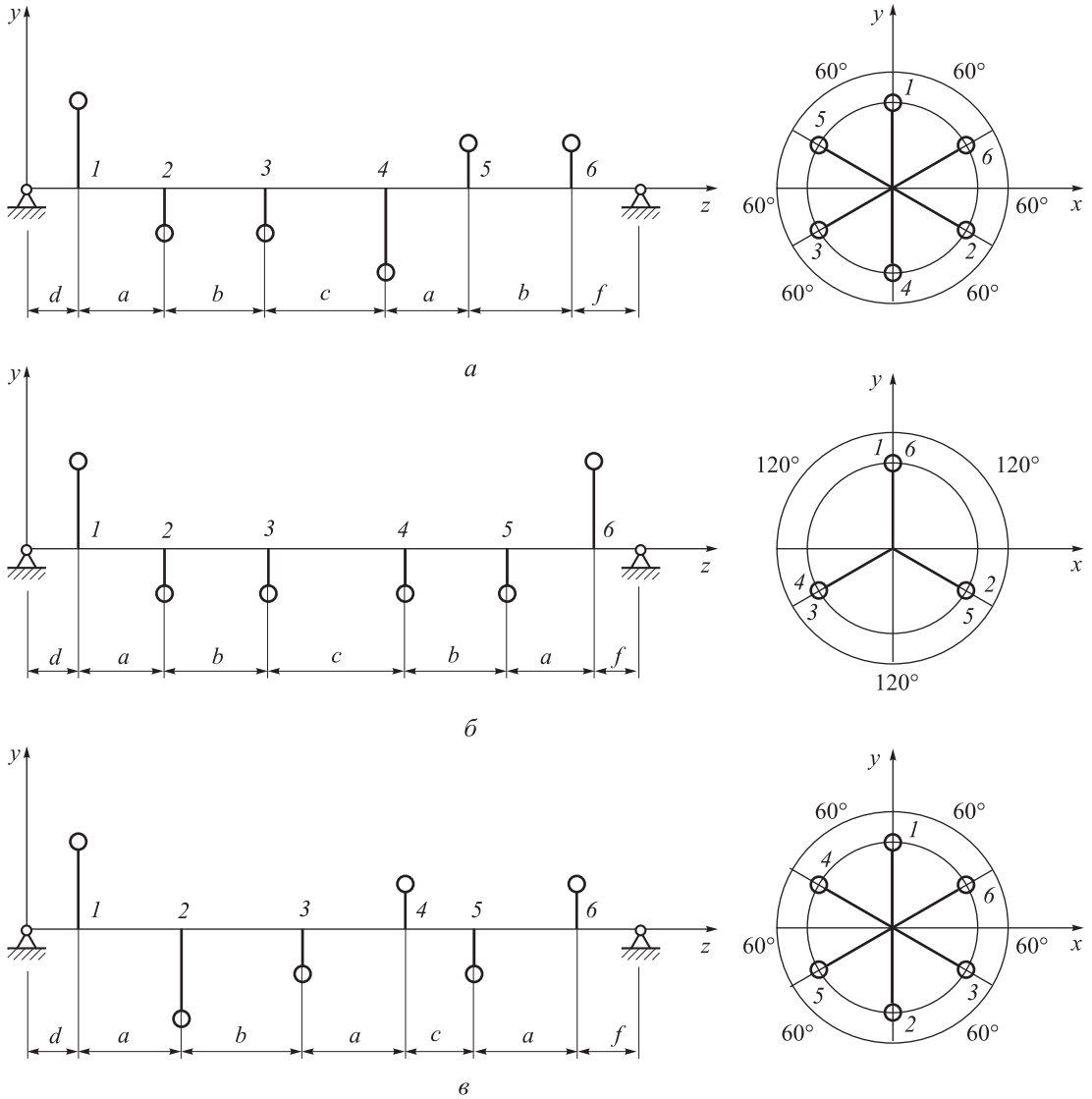

Рис. 5. Схемы уравновешенного коленчатого вала с шестью эксцентриками *1–6*:
а — вариант 1; *б* — вариант 2; *в* — вариант 3

между полотнами, обозначенные на рис. 5 как *a*, *b*, *c*, *d*, *f*, могут варьироваться в пределах заданных габаритных ограничений.

Анализ напряженно-деформированного состояния вала. В целях оценки влияния инерционных сил и нахождения рациональной схемы валов пильного станка по критерию минимального прогиба вала осуществлен анализ его напряженно-деформированного состояния (НДС), вызванного действием инерционных сил. Анализ НДС вала проводился методом конечных элементов в среде программного комплекса NX Advanced Simulation [9, 10].

Геометрические параметры и массовые характеристики деталей пильного модуля соответствовали станку «Шершень» модели М2005 [11]. Материал вала — сталь, диаметр вала 50 мм. Масса эксцентрика m = 6 кг, масса пильного модуля m_C = 8 кг.

В качестве примера расчета рассматривался вариант схемы, приведенной на рис. 5, *а*, со следующими расстояниями между пильными модулями: a = 40 мм, b = 66 мм, c = 53 мм, $d = f$ = = 203 мм. Частота вращения валов постоянна: n = 3 000 об/мин. Приведенная сила инерции, действующая на один пильный модуль,

$$F = (2m + m_C)e\omega^2 = (2m + m_C)e\left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2 = 59\,217 \text{ Н}.$$

Таким образом, силы инерции от вращающихся пильных модулей существенно превосходят остальные силы, действующие на раму станка, а именно силу предварительного растяжения полотна пильного модуля (до 2 000 Н), силу резания (до 1 000 Н) и силу тяжести пильного модуля (до 300 Н) [7, 8]. В расчете силы резания и остальные постоянные силы, вызывающие реакции в опорах, не учитывались.

За счет самокомпенсации инерционных сил от шести пильных модулей динамические реакции на опорах валов с точностью до расчетной погрешности равнялись нулю. Вместе с тем за счет дискретного расположения эксцентриков прогиб и эквивалентное напряжение вала составили 0,81 мм и 178,46 МПа соответственно.

Сравнение результатов расчета для различных схем расположения пильных модулей при *a* = *b* = *c* = 53 мм, *d* = *f* = 203 мм

Вариант схемы	Максимальный прогиб вала, мм	Максимальное эквивалентное напряжение вала, МПа
1 (см. рис. 5, *а*)	1,018	194,3
2 (см. рис. 5, *б*)	1,032	194,3
3 (см. рис. 5, *в*)	0,656	129,6

Для выбора рациональной схемы «коленчатого» станка проведено сравнение прогибов и максимальных эквивалентных напряжений для валов с пильными модулями, размещенными по различным схемам (таблица).

Сравнение результатов показывает, что наиболее рациональной является схема 3.

Выводы

1. В силу особенности конструкции пильного станка задача его уравновешивания может быть сведена к задаче уравновешивания классического коленчатого вала.

2. Вал с рациональным расположением четного числа эксцентриков (четырех или более) может быть самоуравновешенным. Следовательно, задача самоуравновешивания многопильного станка также может быть решена посредством рационального расположения необходимого количества пильных модулей.

3. При частоте вращения валов, соответствующей рабочей скорости, силы инерции вращающихся пильных модулей существенно превосходят остальные силы.

4. Возможность изменения расстояния между пильными модулями позволяет создать универсальный многопильный станок, предназначенный для распиловки заготовки на доски с различной толщиной.

5. Предложена рациональная уравновешенная схема коленчатого вала, отвечающая критериям минимальных прогибов и напряжений.

Литература

[1] Тимофеев Г.А. *Теория механизмов и машин*. Москва, ИД Юрайт, 2010. 351 с.
[2] Фролов К.В. ред., *Теория механизмов и машин*. Москва, Высшая школа, 1987. 496 с.
[3] Стуканов В.А. *Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля*. Москва, Форум-ИНФРА-М, 2005. 368 с.

[4] Луканин В.Н., Шатров М.Г., ред. *Двигатель внутреннего сгорания. Т. 2: Динамика и конструирование*. Москва, Высшая школа, 2007. 394 с.

[5] Блохин М.А. *Расчет и проектирование многопильного станка с круговым поступательным движением полосовых пильных полотен*. Дис. … канд. техн. наук. Москва, 2005. 151 с.

[6] Прокопов В.С. *Разработка методики численного анализа динамических характеристик многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен*. Дис. … канд. техн. наук. Москва, 2011. 205 с.

[7] Гаврюшин С.С., Прокопов В.С., Блохин М.А. Разработка методики численного анализа динамических характеристик многопильного станка с круговым поступательным движением дереворежущих полотен. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2010, № 4(81), с. 108–118.

[8] Блохин М.А., Гаврюшин С.С. Проектирование «коленчато-вального» станка в рамках концепции его жизненного цикла. *Строительные и дорожные машины*, 2015, вып. 3, с. 11–17.

[9] Гончаров П.С., Артамонов И.А., Халитов Т.Ф., Денисихин С.В., Сотник Д.Е. *NX Advanced Simulation. Инженерный анализ*. Москва, ДКМ Пресс, 2012. 504 с.

[10] Гаврюшин С.С., Барышникова О.О., Борискин О.Ф. *Численный анализ элементов конструкций машин и приборов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 480 с.

[11] Гаврюшин С.С., Блохин М.А., Фунг Б.В. Анализ лесопильного станка с использованием виртуальной параметрической модели. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2014, № 12. URL: http://technomag.bmstu.ru/doc/743119.html (дата обращения 31 августа 2015).

References

[1] Timofeev G.A. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, ID Iurait publ., 2010. 351 p.

[2] *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Ed. Frolov K.V. Moscow, Vysshaia shkola publ., 1987. 496 p.

[3] Stukanov V.A. *Osnovy teorii avtomobil'nykh dvigatelei i avtomobilia* [Basic theory of car engines and vehicle]. Moscow, Forum-INFRA-M publ., 2005. 368 p.

[4] *Dvigatel' vnutrennego sgoraniia. T. 2: Dinamika i konstruirovanie* [The internal combustion engine. V. 2: Dynamics and construction]. Eds. Lukanin V.N., Shatrov M.G. Moscow, Vysshaia shkola publ., 2007. 394 p.

[5] Blokhin M.A. *Raschet i proektirovanie mnogopil'nogo stanka s krugovym postupatel'nym dvizheniem polosovykh pil'nykh poloten*. Diss. kand. tekhn. nauk [Calculation and design multirip machine with a circular translational motion of band saw blades. Cand. tehn. sci. diss.]. Moscow, 2005. 151 p.

[6] Prokopov V.S. *Razrabotka metodiki chislennogo analiza dinamicheskikh kharakteristik mnogopil'nogo stanka s krugovym postupatel'nym dvizheniem derevorezhushchikh poloten*. Diss. kand. tekhn. nauk. [Development of the method of numerical analysis of the dynamic characteristics of the machine with a circular multirip reciprocating saw blades. Cand. tehn. sci. diss.]. Moscow, 2011. 205 p.

[7] Gavriushin S.S., Prokopov V.S., Blokhin M.A. Razrabotka metodiki chislennogo analiza dinamicheskikh kharakteristik mnogopil'nogo stanka s krugovym postupatel'nym dvizheniem derevorezhushchikh poloten [Development of Technique for Numerical Analysis of Dynamical Characteristics of Multisaw Machine with Circular Translational Motion of Wood-Cutting Blades]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering]. 2010, no. 4(81), pp. 108–118.

[8] Blokhin M.A., Gavriushin S.S. Proektirovanie «kolenchato-val'nogo» stanka v ramkakh kontseptsii ego zhiznennogo tsikla [Design «articulated–oval» of the machine within the concept of life cycle]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny* [Construction and road building machinery]. 2015, iss. 3, pp. 11–17.

[9] Goncharov P.S., Artamonov I.A., Khalitov T.F., Denisikhin S.V., Sotnik D.E. *NX Advanced Simulation. Inzhenernyi analiz* [NX Advanced Simulation. Engineering analysis]. Moscow, DKM Press, 2012. 504 p.

[10] Gavriushin S.S., Baryshnikova O.O., Boriskin O.F. *Chislennyi analiz elementov konstruktsii mashin i priborov* [Numerical analysis of structural elements of machines and devices]. Moscow, Bauman Press, 2014. 480 p.

[11] Gavriushin S.S., Blokhin M.A., Fung B.V. Analiz lesopil'nogo stanka s ispol'zovaniem virtual'noi parametricheskoi modeli [Analysis sawmill machine using a virtual parametric model]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education. Bauman MSTU]. 2014, no. 12. Available at: http://technomag.bmstu.ru/doc/743119.html (accessed 31 August 2015).

Статья поступила в редакцию 05.10.2015

Информация об авторах

ФУНГ Ван Бинь (Москва) — аспирант кафедры «Компьютерные системы автоматизации производства». МГТУ им Н.Э. Баумана. (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: phungvanbinh.vp@gmail.com).

ГАВРЮШИН Сергей Сергеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Компьютерные системы автоматизации производства». МГТУ им Н.Э. Баумана. (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: gss@rk9.bmstu.ru).

БЛОХИН Михаил Анатольевич (Москва) — кандидат технических наук, старший научный сотрудник. МГТУ им Н.Э. Баумана. (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: hornet10@yandex.ru).

Information about the authors

PHUNG Van Binh (Moscow) — Postgraduate, Department of Computer Systems of Production Automation. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: phungvanbinh.vp@gmail.com).

GAVRYUSHIN Sergey Sergeevich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Prof., Head «Computer Systems of automated of production» department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: gss@rk9.bmstu.ru).

BLOKHIN Mikhail Anatolievich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Senior Research Scientist. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: hornet10@yandex.ru).