

УДК 631.356.4

Л. И. БОЙКО¹, В. И. ПРИБЫЛЬСКИЙ¹, Т. В. БОЙКО², Н. П. ПЕРШУКЕВИЧ¹**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ РЕКУПЕРАТИВНОГО ПРИВОДА РЕЖУЩЕГО АППАРАТА ЖАТКИ С ПЛАНЕТАРНЫМ МЕХАНИЗМОМ**¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,²Белорусский государственный аграрный технический университет

(Поступила в редакцию 11.12.2014)

Введение. В работах [1, 2] описаны результаты исследований приводов режущих аппаратов травяных жаток, где для преобразования вращательного движения двигателя в возвратно-поступательное движение ножа используется механизм качающейся шайбы. Динамическая нагруженность привода была снижена за счет использования преобразования кинетической энергии движущихся масс в потенциальную энергию рекуператора, обладающего упругими свойствами.

К настоящему времени большинство производителей зерноуборочных комбайнов для привода ножа режущего аппарата жаток в качестве преобразователя вращательного движения в возвратно-поступательное применяют планетарный механизм. В некоторых источниках привод с этим механизмом называют «Schumacher» или типа «Шумахер» по названию немецкой фирмы «GEBR SCHUMACHER». Такими типами приводов комплектуются жатки зерноуборочных комбайнов «Challenger», «New Holland», «CLAAS», «John Deere» и других, а также комбайнов ведущих производителей Республики Беларусь и России. Кроме того, данный привод стал применяться и для травяных жаток.

Однако из-за воздействия на преобразователь высоких инерционных нагрузок движущихся возвратно-поступательно масс поставщики ограничивают частоту колебаний ножа, что снижает производительность и не позволяет улучшить качество среза растений, особенно при использовании травяных жаток. В связи с этим исследования по снижению динамической нагруженности привода с планетарным преобразователем представляют практический интерес. Объект исследований – жатка ЖЗК-7 с планетарным механизмом преобразователя и шириной захвата режущего аппарата 7 м.

Расчет кинематических и силовых параметров. Кинематическая схема привода режущего аппарата жатки и схема расчета сил методом кинестатики представлены на рис. 1. Вращение от вала двигателя с угловой скоростью ω_0 передается через валы карданной передачи 1 и 2 соответственно с угловой скоростью ω_1 , ω_2 , через ременную передачу с передаточным отношением i_{32} , через коническую зубчатую передачу с передаточным отношением i_{43} на входной вал планетарного механизма с угловой скоростью ω_4 .

Особенность конструкции данного планетарного механизма заключается в том, что радиус центрального зубчатого колеса 5 в два раза больше радиуса сателлита 6, в результате любая точка сателлита, лежащая на его начальной окружности, движется только по линии, проходящей через полюс вращения С этой точки (точка А в исходном положении на рис. 1) и ось центрального колеса.

В рассматриваемом механизме центральное зубчатое колесо 5 неподвижное, колесо 6 имеет подвижную ось, которая вращается вместе с водилом Н с угловой скоростью $\omega_H = \omega_4$. При этом сателлит вращается с угловой скоростью ω_6 вокруг мгновенного центра вращения С. При повороте водила (оси сателлита) на угол φ точка А, лежащая на начальной окружности сателлита,

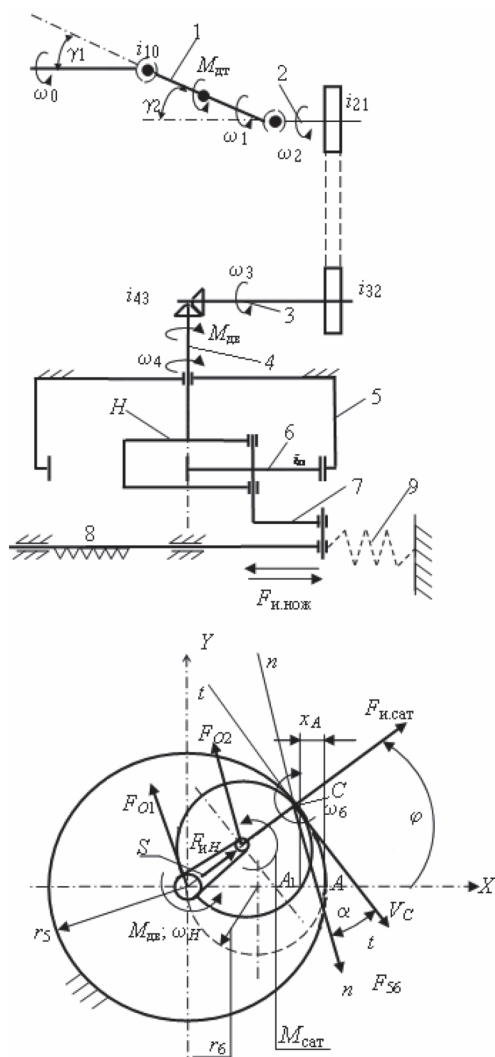


Рис. 1. Расчетные схемы для кинестатического расчета привода жатки с планетарным механизмом: 1, 2 – валы карданной передачи; 3 – вал ременной передачи; 4 – входной вал планетарного механизма; 5 – центральное зубчатое колесо планетарного механизма; 6 – сателлит; H – водило; 7 – кривошип; 8 – нож режущего аппарата жатки; 9 – упругость рекуператора

к оси вращения сателлита прикладывается сила $F_{и.сат} = m_{сат} r_6 \omega_4^2$;
 к центру масс S водила H прикладывается центробежная сила инерции $F_{и.н} = m_H l_{O_1 S} \omega_4^2$, где m_H – масса водила; $l_{O_1 S}$ – расстояние от оси вращения водила до его центра масс (рис. 1).

Согласно [3], нормаль к профилям зубьев колес $n - n$ будет проходить через точку C соприкосновения начальных окружностей, являющуюся мгновенным центром в относительном движении колес. Сила F_{56} (реакция неподвижного колеса от силы зубьев сателлита, действующей при контакте в зацеплении) приложена в точке C и направлена по нормали. Угол α между нормалью и касательной $t - t$ к начальным окружностям для колес внутреннего зацепления откладывается поворотом вектора скорости V_C по направлению угловой скорости ведущего колеса. Угол α является углом зацепления эвольвентных профилей зубьев и в стандартных колесах равен 20 град.

Согласно расчетной схеме на рис. 1, ведущим звеном является водило, вращающееся под действием движущего момента $M_{дв}$ и перемещающее ось сателлита с угловой скоростью ω_H . Сател-

окажется в точке A_1 на прямой, проходящей через точки A и O_1 .

Кинематические характеристики данного механизма рассчитываются по классической методике [3] и, согласно [4], движение кривошипа и ножа режущего аппарата жатки описывается формулами

$$x_A = 2r_6 \cos \varphi; \quad y_A = 0. \quad (1)$$

Скорость $v_{нож}$ и ускорение $a_{нож}$ ножа следующие:

$$v_{нож} = v_A = \dot{x}_A = -2r_6 \omega_4 \sin \varphi; \quad (2)$$

$$a_{нож} = a_A = \ddot{x}_A = -2r_6 \omega_4^2 \cos \varphi, \quad (3)$$

где $\varphi = \omega_4 t$; $\omega_4 = \omega_H = -\omega_6$.

Влияние динамических нагрузок, возникающих вследствие возвратно-поступательного движения ножа режущего аппарата, т. е. сил инерции, рассчитывается методом кинестатики по методике силового расчета зубчатых передач с подвижными осями [3]. Основной нагрузкой является сила инерции ножа.

Согласно (1), нож режущего аппарата движется по гармоническому закону, его сила инерции выражается формулой

$$F_{и.нож} = -m_{нож} a_{нож} = 2m_{нож} r_6 \omega_4^2 \cos \varphi. \quad (4)$$

Через кривошип 7 (рис. 1) сила инерции ножа передается на сателлит в виде момента, который рассчитывается из условия равенства передаваемой мощности $F_{и.нож} v_{нож} = M_{сат} \omega_6$:

$$M_{сат} = F_{и.нож} \frac{v_{нож}}{\omega_6} = 2m_{нож} r_6^2 \omega_4^2 \sin(2\varphi). \quad (5)$$

Кроме силы инерции ножа, приведенной к сателлиту как момент $M_{сат}$, на звенья планетарного механизма действуют и другие силы инерции. Поскольку все звенья совершают только вращательные движения, то к их центрам масс прикладываются только центробежные силы инерции:

лит соответственно вращается с угловой скоростью ω_6 в сторону, противоположную ω_H . При этом на него действует момент $M_{\text{сат}}$, который как момент сопротивления направлен противоположно ω_6 . Кроме того, на спутник действуют силы: реакция от зубьев центрального колеса F_{56} и реакция от водила F_{O2} . Таким образом, спутник образует уравновешенную статически определимую систему:

$$\sum Fx = 0; F_{56} \cos\left(\varphi + \frac{3\pi}{2} - \alpha\right) + Fx_{O2} + F_{\text{и.сат}} \cos \varphi = 0, \quad (6)$$

$$\sum Fy = 0; F_{56} \sin\left(\varphi + \frac{3\pi}{2} - \alpha\right) + Fy_{O2} + F_{\text{и.сат}} \sin \varphi = 0, \quad (7)$$

$$\sum M = 0; F_{56}r_6 \sin\left(\varphi + \frac{3\pi}{2} - \alpha\right) \cos \varphi - F_{56}r_6 \cos\left(\varphi + \frac{3\pi}{2} - \alpha\right) \sin \varphi + M_{\text{сат}} = 0. \quad (8)$$

Решение уравнения (8) относительно силы F_{56} после преобразований имеет вид

$$F_{56} = \frac{M_{\text{сат}}}{r_6 \cos \alpha}.$$

Проекция вектора силы F_{56} на оси координат следующие:

$$Fx_{56} = -F_{56} \sin(\alpha - \varphi); Fy_{56} = -F_{56} \cos(\alpha - \varphi),$$

а угол наклона ζ (все углы в расчетах отсчитываются от оси X против часовой стрелки) вектора силы F_{56} определяется таким образом:

$$\zeta = \text{arctg} \left[\frac{-\cos(\alpha - \varphi)}{-\sin(\alpha - \varphi)} \right].$$

Из уравнений (6), (7) рассчитываются проекции вектора силы F_{O2} :

$$Fx_{O2} = -(Fx_{56} + F_{\text{и.сат}} \cos \varphi); Fy_{O2} = -(Fy_{56} + F_{\text{и.сат}} \sin \varphi),$$

его модуль и угол наклона

$$F_{O2} = \sqrt{Fx_{O2}^2 + Fy_{O2}^2}; \quad \beta = \text{arctg} \left(\frac{Fy_{O2}}{Fx_{O2}} \right).$$

Аналогично составляются уравнения равновесия для водила. На него действует движущий момент $M_{\text{дв}}$ и силы: реакция от спутника, по величине равная F_{O2} , но направленная в противоположную сторону; центробежная сила инерции водила $F_{\text{и.Н}}$; реактивная сила F_{O1} от опоры оси центрального колеса, которая жестко связана с корпусом планетарного механизма.

Из этих уравнений рассчитываются проекции силы, сила, действующая на ось водила O_2 и угол ее наклона β , а также движущий момент планетарного механизма $M_{\text{дв}}$:

$$Fx_{O1} = -(-Fx_{O2} + F_{\text{иН}} \cos \varphi), Fy_{O1} = -(-Fy_{O2} + F_{\text{иН}} \sin \varphi),$$

$$F_{O1} = \sqrt{Fx_{O1}^2 + Fy_{O1}^2}; \quad \beta = \text{arctg} \left(\frac{Fy_{O1}}{Fx_{O1}} \right) \quad M_{\text{дв}} = -(-Fy_{O2}r_2 \cos \varphi + Fx_{O2}r_2 \sin \varphi).$$

Из уравнений равновесия для корпуса планетарного механизма рассчитываются проекции реакций $Rx_{\text{п.м}}$, $Ry_{\text{п.м}}$ на корпус механизма от его подвижных звеньев, приложенные к оси вращения приводного вала, и реактивный момент относительно этой оси:

$$Rx_{\text{п.м}} = (Fx_{56} + Fx_{O1}); Ry_{\text{п.м}} = (Fy_{56} + Fy_{O1}); MR_{\text{п.м}} = -2r_2(Fy_{56} \cos \varphi - Fx_{56} \sin \varphi),$$

модуль вектора реактивной силы и его угол наклона определяется выражениями

$$R_{\text{п.м}} = \sqrt{Rx_{\text{п.м}}^2 + Ry_{\text{п.м}}^2}; \delta = \arctg\left(\frac{Ry_{\text{п.м}}}{Rx_{\text{п.м}}}\right).$$

Согласно расчетной схеме рис. 1, на корпус планетарного механизма будет действовать реактивная сила $R_{\text{п.м}}$, равная сумме центробежных сил и направленная радиально, а реактивный крутящий момент будет вдвое больше движущего момента. На корпус планетарного механизма вдоль траектории ножа также действует сила инерции ножа, тогда общая реакция будет равна

$$Rx = Rx_{\text{п.м}} - F_{\text{и.нож}}; \quad Ry = Ry_{\text{п.м}}; \quad R = \sqrt{Rx^2 + Ry^2}.$$

Для снижения динамических нагрузок на узлы и детали привода ножа силу инерции ножа необходимо компенсировать силой упругости рекуператора. Для этого частота возвратно-поступательных движений ножа должна совпадать с собственной частотой колебаний динамической системы ω_c [1]. Коэффициент жесткости упругого элемента рекуператора рассчитывается по формуле

$$C_{\text{рек}} = m_{\text{нож}} \omega_c^2, \quad (9)$$

где $\omega_c = \omega_4$.

Расчет упругого элемента рекуператора. Расчетная схема упругих элементов представлена на рис. 2. Их конструкция разработана из условия снижения приведенной массы, участвующей в колебательном движении. Размеры обусловлены конструкцией жатки и сортаментом проката для их изготовления. При известном коэффициенте жесткости (9) с использованием методики расчета прогиба балки от сосредоточенной внешней силы и распределенной силы веса [5] рассчитываются толщина упругого элемента, его прочность, прогиб в сечении x и распределение масс различных участков пружины.

Для расчета прогиба балки $y(x)$ применяется двойное интегрирование дифференциального уравнения нейтральной линии балки с допущением его малой величины с некоторыми дополнениями для участка балки переменного сечения и распределенной нагрузки.

Приведение масс производится из условия сохранения кинетической энергии, т. е. равенства кинетических энергий массы упругого элемента и его приведенной к месту соединения с ножом массы – $T_x = T_{\text{пр}}$, с использованием методологии [6].

Элементарная кинетическая энергия балки в сечении x имеет вид

$$dT_x = \frac{q}{a_{\text{нож}}} dx \frac{\dot{y}_x^2}{2}, \quad (10)$$

где q – распределенная сила, $y_x = y(x)$ – прогиб балки в сечении x .

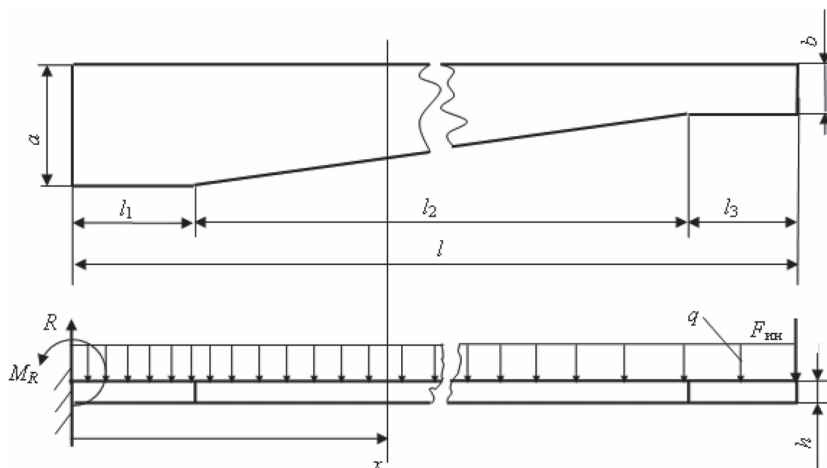


Рис. 2. Расчетная схема упругого элемента рекуператора

Полная кинетическая энергия упругого элемента

$$T_x = \int_0^l \frac{q}{a_{\text{нож}}} \frac{\dot{y}_x^2}{2} dx + \frac{F_{\text{ин.нож}}}{a_{\text{нож}}} \frac{\dot{y}_l^2}{2}. \quad (11)$$

Здесь $F_{\text{ин.нож}}/a_{\text{нож}}$ – масса, соответствующая силе инерции, приложенной к концу балки. Полная кинетическая энергия балки с приведенной массой

$$T_{\text{пр}} = \left(m_{\text{пр}} + \frac{F_{\text{ин.нож}}}{a_{\text{нож}}} \right) \frac{\dot{y}_l^2}{2}. \quad (12)$$

Из равенства кинетической энергии по выражениям (11), (12) рассчитывается масса, приведенная к креплению упругого элемента на ноже:

$$m_{\text{пр}} = \int_0^l \frac{q}{a_{\text{нож}}} \left(\frac{\dot{y}_x}{\dot{y}_l} \right)^2 dx. \quad (13)$$

Упругий элемент в месте соединения с ножом будет колебаться, как и нож, а его скорость будет соответствовать выражению (2) – $\dot{y}_l = -2r_6\omega_4 \sin \varphi$. Очевидно, что прогиб упругого элемента в сечении x колеблется по тому же закону, но с амплитудой $y(x)$, а скорость $\dot{y}_x = -y(x)\omega_4 \sin \varphi$. При подстановке скоростей в формулу (13) выражение для приведенной массы имеет вид

$$m_{\text{пр}} = \int_0^l \frac{q}{a_{\text{нож}}} \left(\frac{y(x)}{2r_6} \right)^2 dx. \quad (14)$$

При постоянном значении q формула (14) соответствует формуле приведения массы упругого элемента с постоянным поперечным сечением.

Упругий элемент (рис. 2) имеет три участка (один с переменным сечением), поэтому необходимо определить выражения элементарной массы для каждого участка и интегрировать их с учетом пределов интегрирования: для первого участка $0 \leq x \leq l_1$; для второго участка $l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$; для третьего участка $l_1 + l_2 \leq x \leq l_1 + l_2 + l_3$.

Следует отметить, что приведенная масса упругого элемента в результате зависит и от силы, приложенной к месту приведения, – силы инерции (12). Поэтому толщину упругого элемента рекуператора необходимо пересчитать с учетом его приведенной массы. При этом требуется произвести несколько итераций расчета до необходимой точности.

Результаты кинестатического расчета динамических нагрузок. Исходные данные: частота двойных ходов ножа (соответствует номинальной) 600; масса ножа режущего аппарата 15,5 кг; ход ножа 85 мм; диаметр начальной окружности центрального колеса 85 мм; диаметр начальной окружности сателлита 85/2 мм; масса сателлита 0,3 кг; масса водила с кривошипом 5 кг. Конструктивные размеры рабочей части упругих элементов (в соответствии с рис. 2): $a = 0,090$ м; $b = 0,050$ м; $l_1 = 0,050$ м; $l_2 = 0,740$ м; $l_3 = 0,160$ м; $l_4 = 0,950$ м.

Рассчитанные итерациями толщина упругих элементов (по конструкции рекуператора их 2) равна 21 мм и их приведенная масса $1,965 \times 2$ кг. Коэффициент жесткости рекуператора, согласно (9), $C_{\text{рек}} = 78676,538$ Н/м

Результаты силового расчета механизма привода ножа методом кинестатики приведены в виде графиков на рис. 3. При введении в конструкцию механизма привода ножа рекуператора с рассчитанным коэффициентом жесткости $C_{\text{рек}}$ силы упругости рекуператора и инерции ножа будут взаимно уравновешены. Тогда из всех сил останутся только центробежные силы инерции вращающихся масс и составляющие их общей реакции по величине будут равны составляющей силы b (рис. 3).

Стандовые испытания рекуперативного привода ножа зерновой жатки с планетарным механизмом. Схема и конструкция рекуперативного привода жатки ЖЗК-7 разрабатывались с учетом возможности применения принятых решений при серийном производстве. С этой

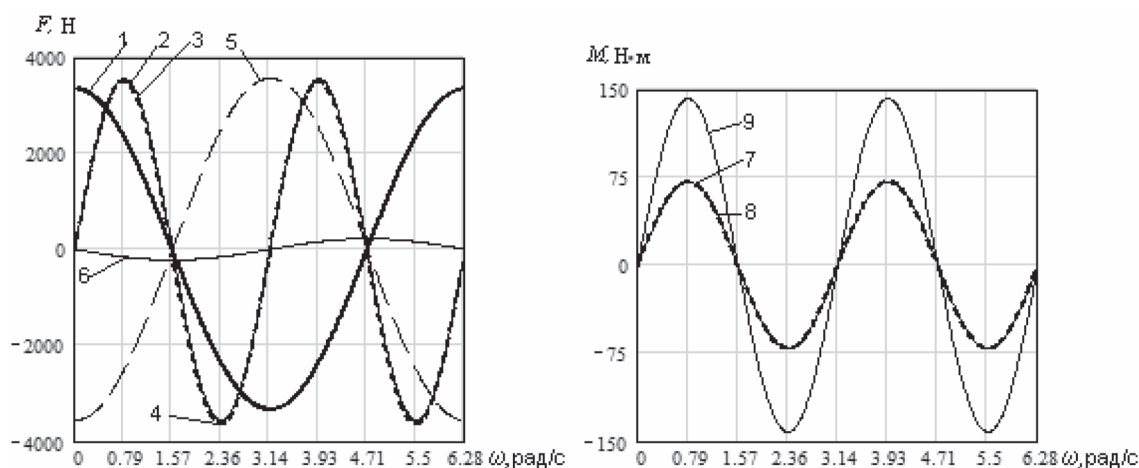


Рис. 3. Результаты силового расчета планетарного механизма режущего аппарата зерновой жатки: 1 – сила инерции ножа $F_{и.нож}$; 2 – сила реакции центрального колеса от сателлита F_{56} ; 3 – сила F_{O2} ; 4 – сила реакции F_{O1} опоры оси центрального колеса от водила; 5 – составляющая реактивной силы, действующей на корпус планетарного механизма по оси x , R_x ; 6 – составляющая реактивной силы R_y , действующей на корпус планетарного механизма по оси y ; 7 – крутящий момент сателлита $M_{сат}$; 8 – движущий момент водила $M_{дв}$; 9 – реактивный момент на корпусе планетарного механизма $RM_{п.м}$

целью внесены минимальные изменения в используемые в рекуперативном приводе узлы серийного привода.

Упругие элементы в виде двух плоских пружин, схематично изображенных на рис. 2, левым концом жестко закреплены на торцах несущей балки и расположены вдоль правой и левой боковин жатки. Правые концы пружин с помощью тяг и сайлент-блоков связаны с ножом режущего аппарата. При наладке равновесное состояние упругой системы устанавливалось в среднем положении ножа относительно противорежущего бруса с помощью регулировочных устройств.

Испытания проводились в стендовых условиях на холостом ходу. В приводе стенда использовалась гидромеханическая передача с плавным регулированием частоты вращения. Датчик крутящего момента $M_{дт}$ (рис. 1) установлен на промежуточном валу I карданной передачи. Сигнал с датчика бесконтактно, посредством передающей и приемной антенн, поступает на регистрирующую аппаратуру, где обрабатывается и записывается в цифровом виде на запоминающее устройство. Значение частоты вращения также регистрировалось.

В результате испытаний получены реализации процессов колебаний крутящего момента на карданном валу привода режущего аппарата жатки при различных частотах его вращения. Для серийной конструкции (без рекуператора) проведено 4 опыта и получено 38 реализаций процессов для обработки, для экспериментальной конструкции с рекуператором – 4 опыта и 47 реализаций процессов.

В спектре колебаний присутствуют частоты колебаний ножа и частоты, кратные им, доминирует удвоенная частота, что соответствует расчету (рис. 3, кривые 7, 8, 9), также наблюдаются биения удвоенной частоты. Чтобы определить частоты, амплитуды и фазы колебаний, экспериментальные реализации процессов колебаний обрабатывались методами статистической динамики по методике [7].

По результатам обработки передаточное отношение $\omega_4/\omega_2 = 1,083$. Биения объясняются тем, что промежуточный вал карданной передачи, вращающийся с частотой ω_1 , генерирует колебания также с удвоенной частотой вращения [8]. Амплитуды колебаний крутящего момента рассчитывались на семи частотах, кратных частоте вращения. Однако они учитывались на удвоенной, утроенной и учетверенной частотах (в основном на удвоенной и учетверенной частотах) ввиду малой величины амплитуд на остальных частотах. Только для серийной конструкции при высоких скоростях были значимы амплитуды колебаний на частоте вращения и утроенной частоте. При этом корреляционные функции обрабатываемых реализаций показывали различную степень их периодичности и случайности. Для всех реализаций они имеют полигармониче-

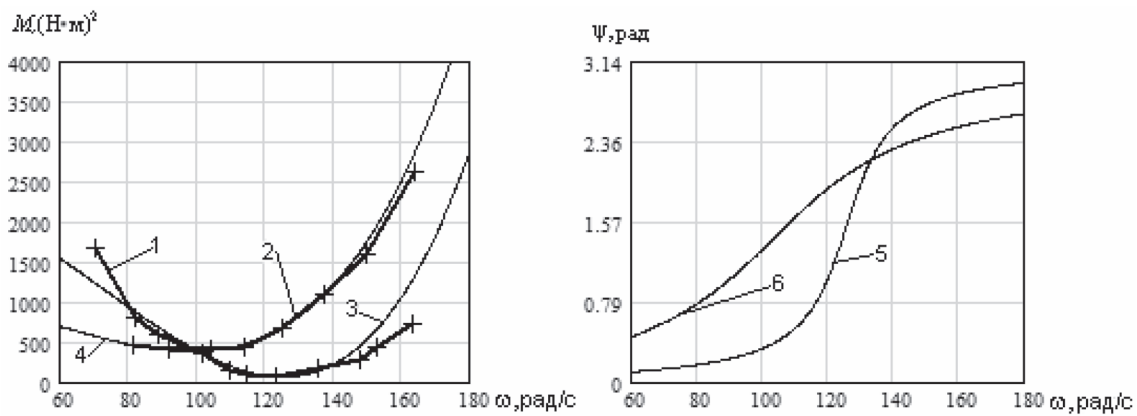


Рис. 4. Результаты идентификации динамической системы привода ножа по одномассовой модели: 1, 2 – экспериментальная частотная характеристика дисперсий крутящего момента рекуперативного и серийного приводов соответственно; 3, 4 – расчетная частотная характеристика рекуперативного и серийного приводов; 5, 6 – соответственно фазовые частотные характеристики рекуперативного и серийного приводов

скую и случайную составляющие. Наибольший уровень случайности наблюдается при $\omega_4 \approx \omega_c$. В качестве оценки величины колебаний целесообразно принять общую дисперсию и «перенести» ее на удвоенную частоту. Тогда обработка восьми опытов дает восемь экспериментальных частотных характеристик механизма привода ножа, усредненных по дисперсиям и частотам, отдельно для серийного и экспериментального рекуперативного приводов. Эти характеристики представлены на рис. 4, где также изображены и кривые частотных характеристик с расчетными параметрами одномассовой модели динамической системы (при допущении о линейности системы) по экспериментальным данным согласно методике идентификации, описанной в [2].

По результатам идентификации коэффициент жесткости динамической системы с рекуператором имеет значение $C_{\text{рек. дин}} \approx 79000$ Н/м; коэффициент демпфирования $B_{\text{рек}} \approx 200$ Н·с/м; масса ножа с приведенной массой упругих элементов рекуператора $m_{\text{нож. пр}} = 19,93$ кг. Идентифицированные коэффициенты динамической системы серийного привода $C_{\text{сис}} \approx 5350$ Н/м и $B_{\text{сис}} \approx 545$ Н·с/м.

Анализ результатов исследования. По графикам рис. 4 видно, что обе динамические системы серийная и рекуперативная имеют минимумы дисперсий крутящих моментов $dM_{\text{дв. рек}} = 64,3$ (Н·м)² на частоте 112,1 рад/с и $dM_{\text{дв}} = 380,7$ (Н·м)² на частоте 125,5 рад/с, что соответствует собственным частотам 56,1 и 62,8 рад/с колебаний ножа. Это свидетельствует о том, что обе динамические системы имеют упругости и образуют колебательные системы.

В динамической системе серийного привода, вероятно, большая часть упругости приходится на ременную передачу, кроме того, упругостью обладают и стыки. Относительно большой коэффициент демпфирования этой системы позволяет предположить, что значительная доля диссипации в серийном приводе приходится также на ременную передачу. В динамической системе рекуперативного привода упругие элементы рекуператора разгружают нож от динамических нагрузок непосредственно на раму жатки.

Следует отметить, что крутящий момент на входном валу лишь косвенно характеризует нагруженность узлов привода режущего аппарата. Полную картину нагруженности привода можно получить, измеряя нагрузки непосредственно в деталях и сопряжениях планетарной и ременной передач. Однако решение этой задачи предполагает существенные технические трудности и материальные затраты.

Проведенные исследования показали, что рекуперативный привод на заданном числе двойных ходов ножа 600, соответствующем частоте крутильных колебаний движущего момента планетарного механизма 112,1 рад/с, имеет дисперсию колебаний движущего момента на промежуточном валу карданной передачи $dM_{\text{дв. рек}}$ в 10,8 раз меньше, чем дисперсия серийного привода $dM_{\text{дв}} = 694,8$ Н·м², что приблизительно соответствует снижению размаха колебаний крутящего момента в 4,6 раза.

Заключение. Результаты, полученные при исследованиях привода режущего аппарата с планетарным механизмом преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное, показали перспективность проведения дальнейших исследований по совершенствованию схем и конструкции рекуперативного привода с этим преобразователем.

Литература

1. *Бойко Л. И., Прибыльский В. И., Ракова Н. Л., Першукевич Н. П.* // Весті НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 2012. № 2. С. 30–37.
2. *Бойко Л. И., Прибыльский В. И., Ракова Н. Л., Першукевич Н. П.* // Весті НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 2013. № 1. С. 54–61.
3. *Артоболовский И. И.* Теория механизмов и машин. М., 1975.
4. *Кленин Н. И., Киселев С. Н., Левшин А. Г.* Сельскохозяйственные машины. М., 2008.
5. *Фесик С. П.* Справочник по сопротивлению материалов. Киев, 1982.
6. *Комаров М. С.* Динамика механизмов и машин. М., 1969.
7. *Бойко Л. И., Прибыльский В. И., Гоман А. М.* и др. // Весті НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 2010. № 3. С. 58–66.
8. *Бойко Л. И.* Механика приводов колеблющихся рабочих органов машин. Мн., 2003.

L. I. BOYKO, V. I. PRYBYLSKI, T. V. BOYKO, N. P. PERSHUKEVICH

ENGINEERING AND RESEARCH OF A RECUPERATIVE ACTUATOR OF HARVESTER CUTTER WITH THE PLANETARY GEAR

Summary

A technique of calculating kinematic and power characteristics of serial and recuperative drives with back-and-forth knife motion of the harvester cutter and the planetary gear conversation was examined. Identification results of elastic-damping parameters of the dynamic systems of serial and recuperative drives by experimental data of bench tests of the harvester cutter were represented.

Results indicated that the recuperative actuator of harvester cutter was operable, and its application caused the dynamic unloads of drive units and parts by four times and more.