

УДК 631.356.4

Л. И. БОЙКО¹, В. И. ПРИБЫЛЬСКИЙ¹, Н. Л. РАКОВА², Н. П. ПЕРШУКЕВИЧ¹

ИСПЫТАНИЯ РЕКУПЕРАТИВНОГО ПРИВОДА РЕЖУЩЕГО АППАРАТА ЖАТКИ

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,²Белорусский государственный аграрный технический университет

(Поступила в редакцию 31.05.2012)

Для выполнения технологического процесса кошения трав в режущих аппаратах жаток используются колебательные движения ножей, вызывающие значительные динамические нагрузки на детали привода вследствие действия инерционных сил. В [1] проведен расчет, дан анализ и приведены рекомендации по снижению этих нагрузок за счет преобразования кинетической энергии колеблющихся масс в потенциальную энергию упругости.

На основании расчетов [1] разработан и испытан макетный образец рекуперативного привода режущего аппарата жатки. В привод серийной жатки КПС-5 Люберецкого завода сельскохозяйственного машиностроения, имеющий параметры, аналогичные с жаткой косилки-плющилки КПП-4,2 ПО «Гомсельмаш» [1], был встроен рекуператор, обладающий упругими свойствами. Для испытаний оборудован стенд с электроприводом и измерительно-регистрающей аппаратурой. На рис. 1 представлена кинематическая схема привода ножа режущего аппарата, где механизм качающейся шайбы преобразует равномерное вращательное движение входного вала с углом поворота φ в колебательное движение выходного вала P_3P_5 с углом поворота $\varphi_{3,5}$, которое через рычажный механизм (звенья P_5P_{10} ; $P_{10}P_{11}$; P_6P_{12}) преобразуется в возвратно-поступательное движение ножа с амплитудой S_{12} . В точке $P_{кр.рек}$ звено P_6P_{12} соединяется с рамой жатки упругим элементом рекуператора с коэффициентом жесткости $C_{рек} = 45000$ Н/м. В процессе испытаний крутящий момент регистрировался в виде электрических сигналов тензометрических датчиков, установленных на выходном валу P_3P_5 .

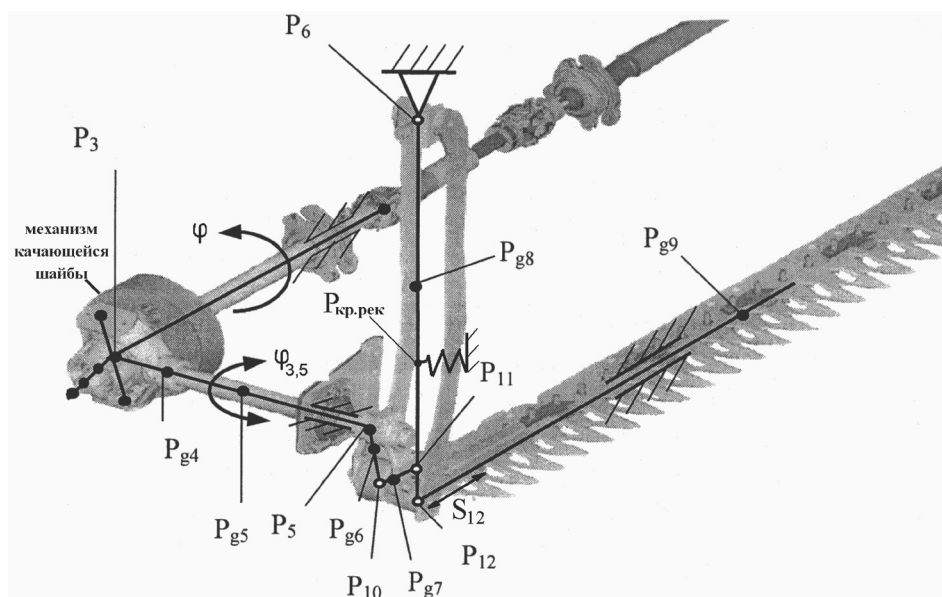


Рис. 1 Кинематическая схема привода ножа режущего аппарата жатки

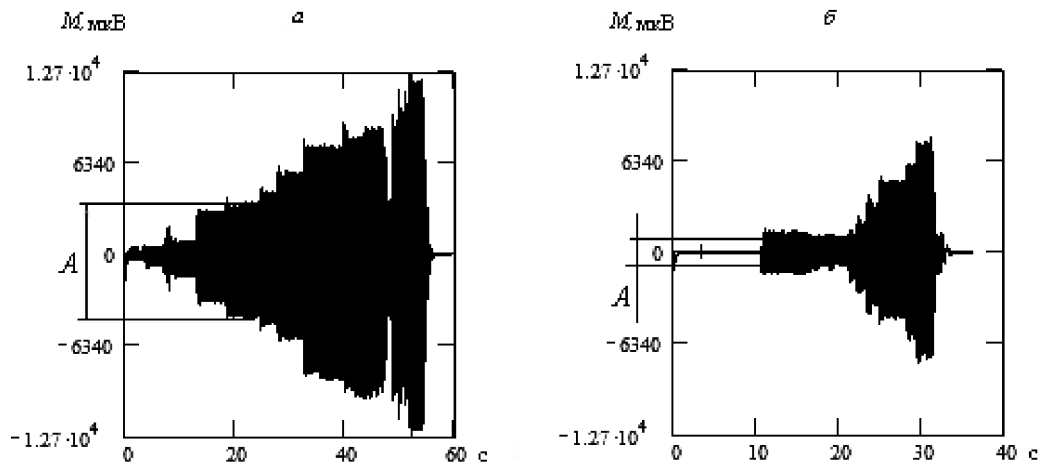


Рис. 2 Графики колебаний крутящего момента в виде электрических сигналов, зарегистрированных датчиками на выходном валу качающейся шайбы: *а* – без рекуператора, *б* – с рекуператором; *A* – значения размаха колебаний на собственной частоте динамической системы привода

Цель испытаний – проверка работоспособности рекуперативного привода и разработка методики его проектирования. Для этого необходимо получить экспериментальные значения колебаний крутящего момента на выходном валу качающейся шайбы при различных условиях эксперимента; разработать математическую модель динамической системы привода; определить его упругодемпфирующие свойства.

Проведены два эксперимента (без рекуператора и с рекуператором) в диапазоне частот вращения привода ножа режущего аппарата 200–1000 об/мин. На рис. 2 показаны графики колебаний крутящего момента в виде электрических сигналов: *а* – без рекуператора, *б* – с рекуператором.

Методика исследования. Основные кинематические характеристики механизма качающейся шайбы, рассчитанные в [1], имеют вид:

угол поворота выходного вала $\varphi_{3,5}$, который является источником возбуждения колебаний:

$$\varphi_{3,5} = \operatorname{arctg}\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\alpha \cos \varphi}\right), \quad (1)$$

передаточное отношение механизма качающейся шайбы

$$K_{к.ш} = \frac{\operatorname{tg}\alpha \sin \varphi}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cos^2 \varphi}, \quad (2)$$

угловое ускорение $\varepsilon_{3,5}$, которым определяются силы инерции:

$$\varepsilon_{3,5} = \omega^2 \operatorname{tg}\alpha \cos \varphi \frac{1 + 2\operatorname{tg}^2 \alpha - \operatorname{tg}^2 \alpha \cos^2 \varphi}{(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cos^2 \varphi)^2}, \quad (3)$$

где α – угол излома оси вращения качающейся шайбы относительно оси вращения приводного вала; ω – угловая скорость (угловая частота) приводного вала; $\varphi = \omega t$ – угол поворота приводного вала; t – время.

Разложение формул (1)–(3) в степенные ряды по α при ограничении степенью 3 дает выражения

$$\varphi_{3,5}^* = -\left(\alpha + \frac{\alpha^3}{12}\right) \cos \omega t + \frac{\alpha^3}{12} \cos 3\omega t; \quad (4)$$

$$\varepsilon_{3,5}^* = \omega^2 \left[\left(\alpha + \frac{\alpha^3}{12}\right) \cos \omega t - \frac{3\alpha^3}{4} \cos 3\omega t \right]; \quad (5)$$

$$K_{к.ш}^* = \left(\alpha + \frac{\alpha^3}{12} \right) \sin \omega t - \alpha^3 \frac{1}{4} \sin 3\omega t, \quad (6)$$

из которых видно, что в рассматриваемой части привода спектр возбуждаемых колебаний состоит из угловой частоты, соответствующей частоте вращения приводного вала, и нечетно-кратных ей частот. При $\alpha = 18^\circ = \pi/10$ амплитуда колебаний угла на утроенной частоте вращения будет в 122 раза меньше амплитуды на основной частоте, а амплитуда ускорений (сил инерции) – в 15 раз. Из этого следует, что в дальнейшем целесообразно допущение – рассматривать колебания только на основной частоте. Кроме этих частот в спектре колебаний характеристик привода могут присутствовать и четно-кратные частоты, которые являются следствием кинематики рычажного механизма привода.

Экспериментальные реализации процессов колебаний крутящего момента обрабатывались методами статистической динамики [2] для определения частот, амплитуд и фаз по разработанной методике [3]. Количество реализаций соответствует числу ступеней в диапазоне частот вращения при эксперименте. Рассчитывались амплитуды колебаний момента на выходном валу качающейся шайбы $M_{3,5}$ на угловых частотах $\omega, 2\omega, 3\omega, 4\omega, 5\omega, 6\omega, 7\omega$. В результате обработки экспериментальные реализации процессов колебаний крутящего момента описаны тригонометрическими полиномами вида

$$M_{3,5} = \sum_i a_{i\omega} \cos(i\omega t - \psi_{i\omega}), \quad i=1-7, \quad (7)$$

где a – амплитуда колебаний крутящего момента вала P_3P_5 ; $\omega = 2\pi n/60$ – угловая частота (основная) колебаний; n – частота вращения входного вала качающейся шайбы; i – число кратности основной угловой частоты; ψ – начальная фаза колебаний соответствующей частоты.

Также крутящий момент вала P_3P_5 рассчитывался методом кинестатики [1] при частотах вращения приводного вала, включающих и все значения, полученные экспериментально. Преобразованные в реализации длительностью 10 периодов процессы колебаний крутящего момента обрабатываются по той же методике, что и экспериментальные. В результате обработки получаются полиномы такого же вида, как и (7).

На рис. 3 показаны графики значений крутящего момента (только на основной частоте 1ω по выражению (7)) на выходном валу качающейся шайбы в зависимости от частоты вращения привода. Если по оси абсцисс частоту вращения заменить угловой частотой ω , то графики будут представлять собой амплитудно-частотные характеристики привода (АЧХ), которые являются одной из основных динамических характеристик колебательных систем, рассматриваемых в теории колебаний. Исходя из этого, целесообразно рассмотреть динамическую систему привода методами теории колебаний.

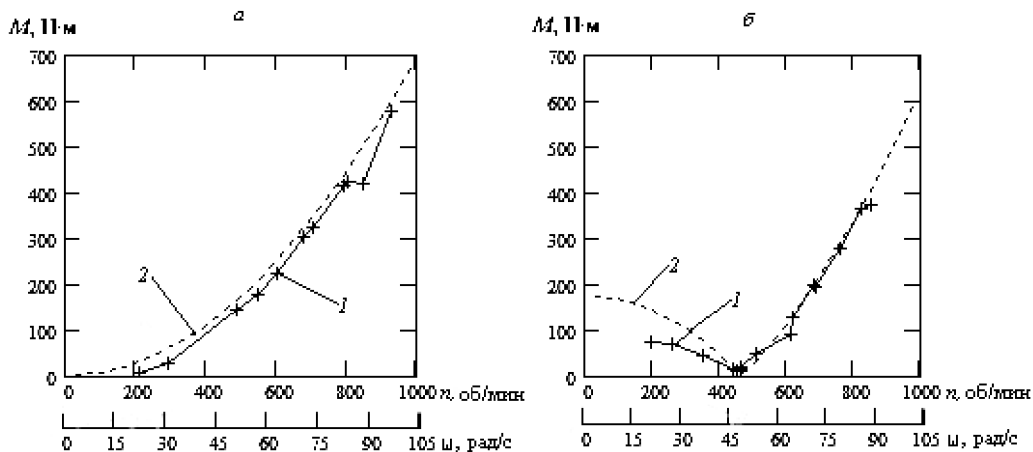


Рис. 3 Графики значений крутящего момента в зависимости от частоты вращения привода: 1 – построенные по экспериментальным данным; 2 – по расчетам методом кинестатики

Как видно из графиков рис. 3, а, для привода без рекуператора АЧХ, построенная по экспериментальным данным (кривая 1), и АЧХ, рассчитанная методом кинестатики (кривая 2), практически имеют одинаковый вид. Но экспериментальная АЧХ сдвинута по оси абсцисс примерно на 191 об/мин (20 рад/с). Это свидетельствует о том, что привод без рекуператора имеет упругость, не учитываемую в кинестатическом расчете и определяющую собственную частоту привода примерно в диапазоне 15–20 рад/с.

Графики АЧХ привода с рекуператором (рис. 3, б) практически совпадает с АЧХ, построенной по расчетам методом кинестатики, особенно в области $n > 461,2$ об/мин ($\omega > 48,3$ рад/с). Экспериментальная амплитудно-частотная характеристика указывает на то, что исследуемый привод имеет один сильно выраженный минимум крутящего момента на частоте, близкой к 48,3 рад/с, поэтому целесообразно упростить динамическую модель привода до одномассовой посредством приведения параметров с помощью кинематической схемы рис. 1.

Основные характеристики принимаемой модели – это законы движения выходного вала механизма качающейся шайбы и ножа режущего аппарата

$$\varphi_{3,5} = \alpha^* \cos \omega t; \quad S_{12} = s_{12}^* \cos \omega t, \quad (8)$$

где α^* , s_{12}^* – амплитуды соответствующих колебаний без учета кратных частот (4).

Так как входным воздействием для динамической системы привода являются колебания угла поворота выходного вала качающейся шайбы, а выходом – колебания крутящего момента, то целесообразно параметры динамической системы приводить к этому же валу.

Массы и моменты инерции приводятся по принципу равенства их кинетических энергий

$$J_{\text{пр}} = \sum_i J_i \frac{\omega_i^2}{\omega_{\text{пр}}^2}; \quad m_{\text{пр}} = \sum_i m_i \frac{V_i^2}{V_{\text{пр}}^2}; \quad J_{\text{пр}} = \sum_i m_i \frac{V_i^2}{\omega_{\text{пр}}^2} + \sum_i J_i \frac{\omega_i^2}{\omega_{\text{пр}}^2}, \quad (9)$$

где $J_{\text{пр}}$, $m_{\text{пр}}$ – приведенные момент инерции и масса; J_i , m_i – приводимые момент инерции и масса; ω_i , V_i – угловые и линейные скорости центров приводимых масс; $\omega_{\text{пр}}$, $V_{\text{пр}}$ – угловая и линейная скорости точки приведения.

Коэффициенты жесткости приводятся как отношение приведенной силы или момента упругости к приведенному перемещению точки его крепления. Силы и моменты приводятся из принципа равенства мощностей

$$M_{\text{пр}} = \sum_i M_i \frac{\omega_i}{\omega_{\text{пр}}}; \quad F_{\text{пр}} = \sum_i F_i \frac{V_i}{V_{\text{пр}}}; \quad M_{\text{пр}} = \sum_i M_i \frac{\omega_i}{\omega_{\text{пр}}} + \sum_i F_i \frac{V_i}{\omega_{\text{пр}}}, \quad (10)$$

где $V_i/V_{\text{пр}}$; $\omega_i/\omega_{\text{пр}}$; $V_i/\omega_{\text{пр}}$ – передаточные отношения K_i .

Перемещения, следствием которых являются силы и моменты упругости, также выражаются через передаточные отношения, однако следует различать их вид. Согласно [4],

$$K_i = \frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_{\text{пр}}}, \quad \text{следовательно } \varphi_{\text{пр}} = \int \frac{d\varphi_i}{K_i} dt. \quad (11)$$

Если K_i не является функцией времени, то по (11) $\varphi_{\text{пр}} = \varphi_i/K_i$.

С учетом выражений (10) и (11) приведенные коэффициенты жесткости рассчитываются по формуле $C_{\text{пр}} = C_i K_i^2$.

Массы и моменты инерции колеблющейся части привода приводятся к выходному валу механизма качающейся шайбы, согласно кинематической схеме рис. 1 и выражениям (9), как приведенный момент инерции по формуле

$$J_{\text{пр}} = J_4 + J_5 + J_6 + m_6 l_{5g6}^2 + \frac{J_7 \omega_{10,11}^2 + m_7 V_{g7}^2 + J_8 \omega_{6,11}^2 + m_8 l_{6g8}^2 \omega_{6,11}^2 + m_{\text{рек}} l_{\text{кр.рек}}^2 \omega_{6,11}^2 + m_{\text{нож}} l_{6,12}^2 \omega_{6,11}^2}{\omega_{3,5}^2}, \quad (12)$$

где $m_{\text{нож}}$ – масса ножа режущего аппарата; $m_{\text{рек}}$ – масса рекуператора; m_i , J_i – масса и момент инерции соответствующих расчетной схеме звеньев; $l_{\text{кр.рек}}$ – расстояние от шарнира P_6 до места крепления рекуператора.

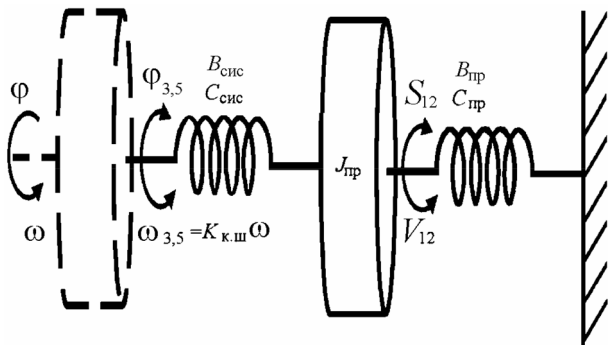


Рис. 4 Схема одномассовой модели привода ножа режущего аппарата жатки

Коэффициенты жесткости $C_{рек}$ и демпфирования $B_{рек}$ упругого элемента рекуператора, один конец которого закреплен на звене P_6P_{12} , рассчитываются по формулам (9), (10) и имеют вид

$$C_{пр} = C_{рек} I_{кр,рек}^2 \left(\frac{\omega_{6,11}}{\omega_{3,5}} \right)^2; \quad B_{пр} = B_{рек} I_{кр,рек}^2 \left(\frac{\omega_{6,11}}{\omega_{3,5}} \right)^2. \quad (13)$$

Схема одномассовой модели для расчета характеристик динамической системы привода режущего аппарата показана на рис. 4. Штриховой линией изображена масса приводного вала механизма качающейся шайбы, вращающаяся с заданной постоянной угловой скоростью ω по обобщенной координате φ . Это допущение вытекает из одномассовости схемы.

Колеблющаяся часть привода с приведенным моментом инерции $J_{пр}$ совершает колебания по обобщенной координате $\varphi_{3,5}$. Обе сосредоточенные массы соединены упругими звеньями. Первое звено – рекуператор с приведенным коэффициентом жесткости $C_{пр}$, соединяет привод с рамой жатки; второе звено соединяет колеблющуюся часть привода с входным валом качающейся шайбы и трансмиссией с неизвестным коэффициентом жесткости $C_{сис}$. Последний характеризует упругие деформации привода без рекуператора. Согласно расчетной схеме, оба коэффициента суммируются. Предполагается, что демпфирование системы является следствием диссипации при упругих деформациях.

Особенностью рассматриваемой системы является жесткая кинематическая связь между обобщенными координатами φ и $\varphi_{3,5}$, выражаемая передаточным отношением (6). Движение колеблющейся массы описывается дифференциальным уравнением

$$J\ddot{q} + b\dot{q} + cq = M, \quad (14)$$

где J – момент инерции; q – обобщенная координата, M – обобщенный момент, b, c – соответственно коэффициенты демпфирования и жесткости.

Практически вся литература по теории колебаний рассматривает решение уравнения (14) относительно обобщенной координаты q при заданном внешнем силовом воздействии. Например, в [5] при $M = a_M \cos \omega t$; $q = a_\varphi \cos(\omega t - \psi)$

$$a_\varphi = \frac{a_M}{J \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + \frac{b^2 \omega^2}{J^2}}}; \quad \psi = \arctg \frac{b\omega}{J(\omega_0^2 - \omega^2)}, \quad (15)$$

где a_M – амплитуда колебаний момента, действующего на колебательную систему; a_φ – амплитуда колебаний угла поворота; ψ – начальная фаза колебаний (колебания угла поворота отстают по фазе от колебаний момента); ω_0 – собственная частота колебательной системы:

$$\omega_0 = \sqrt{c/J}. \quad (16)$$

При этом выделяется явление резонанса – возрастание амплитуды a_φ до опасно высоких значений, если $\omega = \omega_0$.

В исследуемой системе рис. 4 задано перемещение $q = \varphi_{3,5} = \alpha^* \cos \omega t$, а момент рассчитывается в виде $M = M_{3,5} = a_M \cos(\omega t - \psi)$; Тогда, согласно уравнению (14),

$$a_M = \alpha^* J \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + \frac{b^2 \omega^2}{J^2}}; \quad \psi = \arctg \frac{-b\omega}{J(\omega_0^2 - \omega^2)}. \quad (17)$$

Из формул (17) следует, что масса колебательной системы при тех же условиях резонанса, но при ограничении ее колебаний по заданному перемещению, движется под действием минимального внешнего момента, определяемого только демпфированием.

Определение параметров динамической системы привода. При известных входных воздействиях и реакциях на эти воздействия можно определить динамические свойства системы и ее параметры [2]. Для решения данной задачи идентификации имеются входные воздействия – амплитуды колебаний угла поворота $\varphi_{3,5}$ (8) и реакции на них – амплитуды и фазы крутящего момента $M_{3,5}$, полученные экспериментально. Также имеются два равнозначных метода расчета значения крутящего момента на выходном валу качающейся шайбы от входного воздействия: метод кинестатики и метод теории колебаний. Сочетая оба метода, можно определить недостающие значения параметров динамической системы испытанного привода: $C_{\text{сис}}$, $B_{\text{сис}}$, $B_{\text{рек}}$ и, используя эти параметры, рассчитать необходимую жесткость проектируемого рекуператора $C_{\text{рек}}$.

Исходные данные для расчетов соответствуют [1]. Длина звеньев механизма привода, м: $l_{3,5} = 0,538$; $l_{5,10} = 0,113$; $l_{10,11} = 0,084$; $l_{6,11} = 0,7138$; $l_{6,12} = 0,7888$; $l_{\text{кр.рек}} = 0,6638$. Привязка центров масс звеньев, м: $l_{3g4} = 0,05964$; $l_{3g5} = 0,5l_{3,5}$; $l_{5g6} = 0,038025$; $l_{10g7} = 0,041137$; $l_{6g8} = 0,5l_{6,12}$. Массы звеньев, кг: $m_4 = 3,658$; $m_5 = 5,351$; $m_6 = 2,285$; $m_7 = 2,5215388$; $m_8 = 2,3,0358509$; $m_{\text{нож}} = 5,2$; $m_{\text{рек}} = 5$. Моменты инерции звеньев, кг·м²: $J_4 = 0,01655637$; $J_5 = 0,0010977679$; $J_6 = 0,0058543453$; $J_7 = 0,005530355$; $J_8 = 2,0,23899914$. Угол качающейся шайбы $\alpha = 18^\circ$.

Из анализа экспериментальной и рассчитанной методом кинестатики амплитудно-частотных характеристик динамической системы без рекуператора (рис. 3, а) установлено, что привод имеет собственную частоту, примерно равную 15–20 рад/с. По формуле (16) можно определить примерное значение неизвестного коэффициента жесткости привода $C_{\text{сис}} = J_{\text{пр}} \omega_0^2 = 44 - 80 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$.

Для определения более точного значения необходимо рассчитать АЧХ по формулам (17), но преобразованным в удобной для этого форме и с приведенными по выражениям (11), (12) параметрами

$$a_M = \alpha^* \sqrt{(C_{\text{сис}} + C_{\text{пр}} - \omega^2 J_{\text{пр}})^2 + (B_{\text{сис}} + B_{\text{пр}})^2 \omega^2}. \quad (18)$$

Если в (18) подставить $C_{\text{пр}} = 0$; $B_{\text{пр}} = 0$; $B_{\text{сис}} = 0$ и $\omega = 15-20$ рад/с, то, варьируя значением $C_{\text{сис}}$, в уже определенном диапазоне можно получить ряд АЧХ, из которого выбирается характеристика, наиболее близкая к экспериментальной (рис. 2, а, кривая 1). Сравнение рассчитываемых АЧХ удобнее проводить по их графикам визуально. Коэффициент демпфирования $B_{\text{сис}}$ на этом этапе не входит в расчет, так как его влияние на собственную частоту системы незначительно [5]. Коэффициент жесткости, соответствующий выбранной АЧХ ($C_{\text{сис}} = 65,46 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$), вводится в расчет методом кинестатики и происходит проверка на соответствие АЧХ одной динамической системы, рассчитанной разными методами. Для подстановки $C_{\text{сис}}$ в кинестатическую модель этот параметр крутильной жесткости целесообразно преобразовать в линейную жесткость, с помощью приведения в точку P_{12} (крепление ножа) по формуле

$$C_{\text{пр.сис}} = C_{\text{сис}} \left(\frac{\omega_{3,5}}{\omega_{6,11} l_{6,12}} \right)^2 = 4301,1 \text{ Н/м}. \quad (19)$$

Физически в таком сложном механизме должны присутствовать диссипативные силы, характеризующиеся коэффициентом $B_{\text{сис}}$, который также определяется сравнением графиков АЧХ, рассчитанных по (18), с графиком экспериментальной АЧХ. На рис. 5, а показаны графики АЧХ динамической системы привода без рекуператора с параметрами: $C_{\text{сис}} = 65,46 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$; $B_{\text{сис}} = 0$ (кривая 2, рассчитанная методом кинестатики) и $B_{\text{сис}} = 0,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$ (кривая 3, рассчитанная методом теории колебаний). Графики АЧХ, рассчитанные обоими методами, практически совпадают.

Аналогично по формуле (18) рассчитывается и амплитудно-частотная характеристика динамической системы привода с рекуператором, упругость которого задана конструкцией $C_{\text{рек}} = 45000 \text{ Н/м}$. Согласно (13), приведенный к выходному валу качающейся шайбы коэффициент жесткости $C_{\text{пр}} = 485,009 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$. Так как конструктивно упругий элемент рекуператора пред-

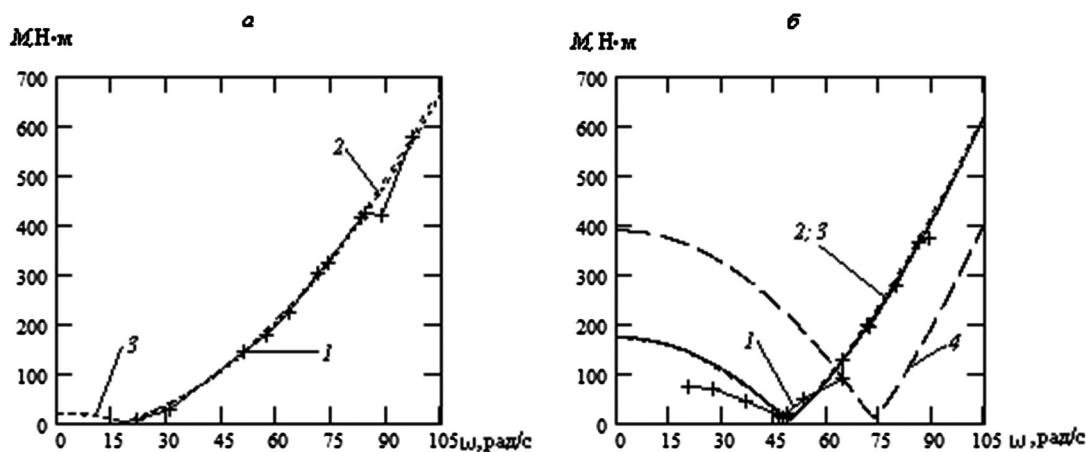


Рис. 5. Графики амплитудно-частотных характеристик привода (*а* – без рекуператора, *б* – с рекуператором): *1* – построенные по экспериментальным данным, *2* – по расчетам методом кинестатики, *3* – по расчетам методом теории колебаний, *4* – для рационального процесса работы привода режущего аппарата жатки

ставляет собой плоскую пружину с относительно малой диссипацией энергии колебаний, то можно считать $B_{\text{пр}} = 0$. Вследствие допущения о линейности динамической системы привода $C_{\text{сис}}$ и $B_{\text{сис}}$ определены по экспериментальным данным привода без рекуператора. Графики АЧХ привода с рекуператором представлены на рис. 5, *б*, где кривая *1* построена по экспериментальным данным; *2* – по расчетам методом кинестатики; *3* – по расчетам методом теории колебаний.

Анализ результатов испытаний. Экспериментально установлено, что рекуперативный привод режущего аппарата жатки работоспособен и снижает динамические нагрузки на частоте вращения, соответствующей упругодемпфирующим параметрам динамической системы. Амплитуда колебаний крутящего момента привода с макетным образцом рекуператора на частоте вращения 467 об/мин (48,904 рад/с) уменьшается в 16,8 раза по отношению к приводу без рекуператора с 129,46 Н·м (рис. 5, *а*, кривые 2, 3) до 7,683 Н·м (рис. 5, *б*, кривые 2, 3). Вместе с тем сила упругости рекуператора при включении привода (кратковременный режим) создает расчетный момент сопротивления 172,935 Н·м (рис. 5, *б*, кривые 2, 3) или примерно 100 Н·м по экспериментальным данным (рис. 5, *б*, кривая *1*). Следует отметить, что снижение динамических нагрузок на детали привода происходит только на основной частоте вращения привода. Если рассмотреть распределение экспериментальных амплитуд по спектру (например, на частоте вращения $\omega=20,3$ рад/с), то $M_{\omega}=71$ Н·м; $M_{2\omega}=14$ Н·м; $M_{3\omega}=7$ Н·м; $M_{4\omega}=M_{5\omega}=M_{6\omega}=0$; если на частоте вращения, близкой к собственной, $\omega=48,3$ рад/с, то $M_{\omega}=12,8$ Н·м; $M_{2\omega}=24,1$ Н·м; $M_{3\omega}=21,5$ Н·м; $M_{4\omega}=4,1$ Н·м; $M_{5\omega}=2,2$ Н·м; $M_{6\omega}=7,1$ Н·м. На частоте вращения привода, соответствующей его собственной, амплитуды колебаний компенсируются упругим моментом рекуператора, но амплитуды кратных гармоник остаются, что отмечалось в [1] и видно из рис. 2, *а*, *б*, где уменьшение амплитуд колебаний не в 16,8, а в 5 раз.

Расхождение рассчитанных амплитудно-частотных характеристик с построенной по экспериментальным данным в дорезонансной зоне объясняется дополнительными динамическими связями ведущего вала привода жатки с остальной трансмиссией, динамическая система которой имеет большие массы и относительно малые жесткости (например, в ременной передаче).

Определение упругодемпфирующих параметров динамической системы рекуперативного привода по экспериментальным данным испытаний с помощью разработанных моделей методами кинестатики и теории колебаний позволяет рассчитать необходимую жесткость рекуператора для рационального процесса работы режущего аппарата по формуле (18). Одним из условий такого процесса для КПП-4,2 является частота вращения приводного вала жатки 700 об/мин, что соответствует собственной частоте динамической системы привода $\omega_0=73,304$ рад/с. Кривая 4 рис. 5, *б* является АЧХ динамической системы рекуперативного привода жатки с необходимой

частотой вращения приводного вала. При этом $C_{\text{сис}} = 65,46$ Н·м/рад; $B_{\text{сис}} = 0,5$ Н·м·с/рад; $C_{\text{рек}} = 108595,553$ Н/м. Расчетное значение снижения амплитуды крутящего момента достигает 27 раз с 316 Н·м без рекуператора до 11,5 Н·м с рекуператором. Реальное снижение будет значительно меньше – около 5 раз.

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. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. Л., 1970.
3. Бойко Л. И., Прибыльский В. И., Гоман А. М. и др. // Весті НАН Беларусі. Сер.фіз.-тэхн. навук. 2010. № 3. С. 58–66
4. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М., 1988.
5. Василенко Н.В. Теория колебаний. Киев, 1992.

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

TESTING OF THE RECUPERATIVE ACTUATOR OF HARVESTER CUTTER

Summary

Data of the test results of the recuperative actuator of harvester cutter with swashplate rotary-to-vibratory drive were examined. Experimental amplitude-frequency characteristics (AFCH) of engine torque under various conditions were represented. We have developed an original dynamic model of this drive by comparison of experimental data and the calculated kinetostatics AFCH parameters using vibration theory method. The computational procedure for the determination of elastic-damping parameters of the drive dynamic system was elaborated, which allowed to calculate recuperator deflection rate at the drive design stage.

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