

ТЕХНОЛОГИЯ ПЕРЕРАБОТКИ

УДК 630.377.4

В.Ф. Полетайкин

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОВОРОТНОГО ЛЕСОПОГРУЗЧИКА В РЕЖИМЕ ПОДЪЕМА ГРУЗА

Статья посвящена разработке математических моделей технологического оборудования поворотного лесопогрузчика, оснащенного комбинированным манипулятором с подвижной в продольно-вертикальной плоскости колонной. Рассмотрен режим подъема груза при одновременном движении стрелы и подвижной колонны из положения набора груза в транспортное положение.

Ключевые слова: лесопогрузчики поворотные, расчетные схемы, динамические системы, математические модели.

V.F. Poletaykin

ELABORATION OF THE MATHEMATICAL MODELS FOR THE ROTARY LOGGER MANUFACTURING EQUIPMENT IN THE MODE OF LOADLIFTING

The article is devoted to elaboration of the mathematical models for the rotary logger manufacturing equipment fitted out by the combined manipulator with a mobile in the longitudinal-vertical plane column. The mode of the load lifting is considered at simultaneous movement of the lift and the mobile column from the position of the cargo load up (pack, set) in transport position.

Keywords: rotary loggers, calculating schemes, dynamic systems, mathematical models.

Введение. В лесной промышленности широко применяются машины, у которых в качестве рабочего оборудования установлены комбинированные гидрофицированные манипуляторы. Машины такого типа используются на следующих операциях лесозаготовительного производства: валка, валка-пакетирование, подбор и трелевка ранее поваленных деревьев, штабелевка сортиментов, подача деревьев к сучкорезным устройствам, погрузка сортиментов и т.д. Кроме этого они выполняют различные вспомогательные работы: погрузка и выгрузка стройматериалов (сыпучих грузов) при строительстве дорог, укладка плит на полотно дороги, погрузка пневого осмола, уборка отходов на нижних складах и другие работы. Лесопогрузчики поворотного типа находят широкое применение в лесной промышленности при заготовке древесного сырья в виде сортиментов и хлыстов. Работы по созданию и совершенствованию лесных машин целесообразно проводить на основе изучения динамики элементов конструкции и рабочих режимов. При этом методы математического моделирования являются наиболее эффективными. Исходя из этого, исследования на математических моделях динамики режима движения технологического оборудования с грузом поворотного лесопогрузчика, направленные на обоснование параметров кинематики и конструкции технологического оборудования, следует считать актуальными.

Обоснование расчетной схемы

Расчетная схема системы «технологическое оборудование – груз» представлена на рисунке 1. Рассматриваемый режим может иметь место при работе манипулятора в качестве технологического оборудования лесопогрузчиков, валочно-трелевочных машин, машин для бесчokerной трелевки деревьев и других лесосечных и дорожно-строительных машин.

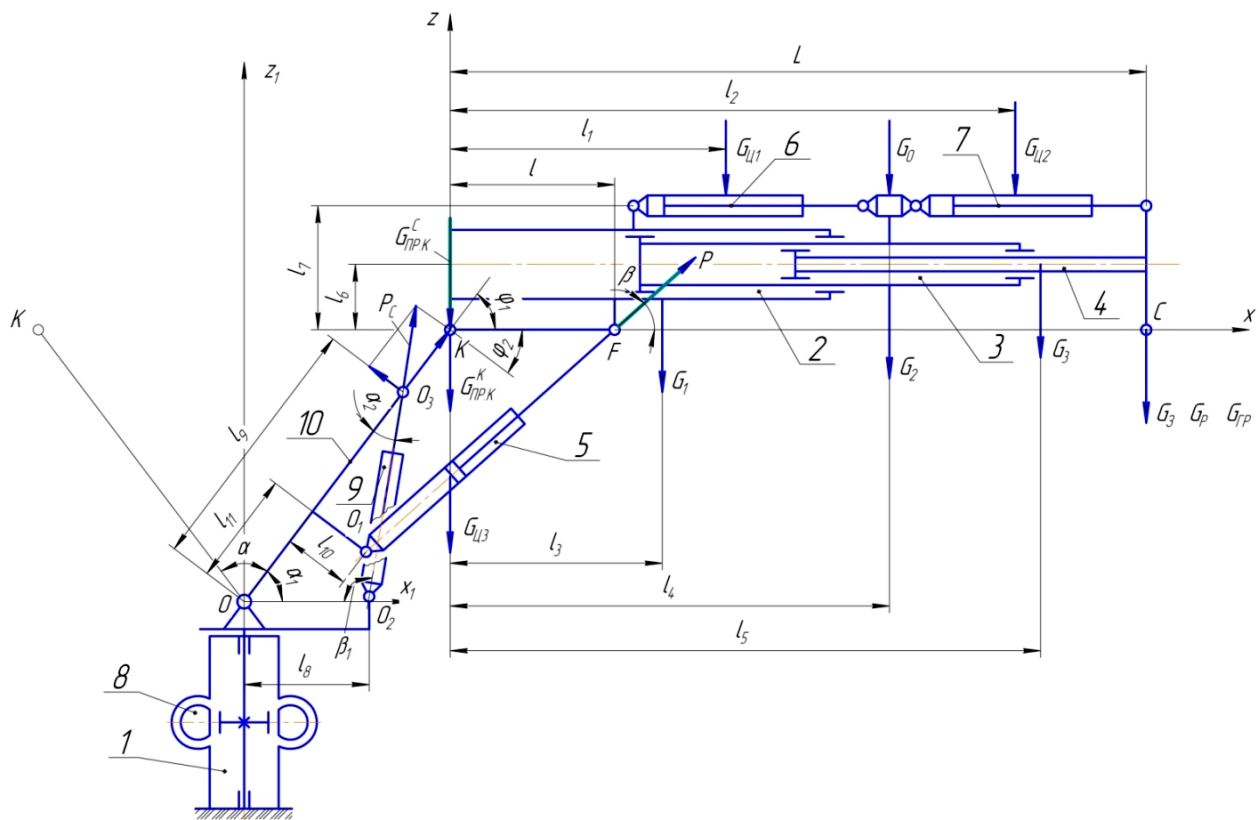


Рис. 1. Расчетная схема системы «технологическое оборудование – груз» (манипулятор с отклоняющейся колонной): 1 – опорно-поворотное устройство; 2–4 – наружная, средняя, внутренняя секции телескопической стрелы; 5 – гидроцилиндр подъема стрелы; 6, 7 – гидроцилиндры МВС; 8 – механизм поворота манипулятора в горизонтальной плоскости; 9 – гидроцилиндр поворота колонны; 10 – колонна; $O_1K = C$; $OO_2 = l_8 = C_1$

После захвата груза рабочим органом он подтягивается к машине телескопической стрелой втягиванием секций, затем включением гидроцилиндров поворота колонны (МПК) и подъема стрелы (МПС) груз устанавливается в транспортное положение. При этом стрела совершает поворот относительно оси К, а колонна относительно оси О. Угол поворота стрелы φ (относительное движение), угол поворота колонны α (переносное движение). Отсчет начала угла φ от крайнего нижнего положения стрелы; отсчет угла α – от крайнего правого положения колонны.

На рисунке 1 приняты следующие обозначения:

G_1, G_2, G_3 – силы тяжести наружной, средней и внутренней секций стрелы;

$G_{ц1}, G_{ц2}, G_0$ – силы тяжести гидроцилиндров выдвижения секций и механизма выдвижения секций стрелы;

$G_3, G_{гр}, G_P$ – силы тяжести захвата, груза, ротатора;

$G_{ц3}, G_{ц4}$ – силы тяжести гидроцилиндров поворота колонны и подъема стрелы;

$G_{пр.с}$ – суммарная сила тяжести элементов конструкции стрелы и груза, приведенная к точке С;

P, P_c – усилия на штоках гидроцилиндров поворота колонны и подъема стрелы;

L – размер стрелы при втянутых секциях;

l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 – расстояния от оси вращения стрелы К до центров тяжести элементов конструкции;

$l_6, l_7, l_8, l_9, l_{10}, l_{11}$ – размеры элементов конструкции манипулятора.

Разработка уравнений движения системы «технологическое оборудование – груз»

Стрела совершает вращение в плоскости ZKX, колонна – в плоскости Z_1OX_1 . Углы поворота α и φ однозначно определяют положения данных элементов системы в плоскостях вращения. При известных размерах стрелы L и колонны L_K положение любой точки может быть определено через указанные параметры.

Исходя из этого, систему можно рассматривать как систему с двумя степенями свободы ($K = 2$) с обобщенными координатами α и φ .

Для составления уравнений движения данной механической системы воспользуемся уравнениями Лагранжа 2-го рода. В соответствии с числом степеней свободы системы записываем два уравнения Лагранжа

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} &= Q_{\alpha}, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= Q_{\varphi},\end{aligned}\quad (1)$$

где Q_{α}, Q_{φ} – обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам α и φ соответственно.

Кинетическая энергия рассматриваемой системы равна сумме кинетических энергий колонны и стрелы, т.е. сумме кинетических энергий в относительном и переносном движении

$$T = T_1 + T_2, \quad (2)$$

где T_1 – кинетическая энергия приведенной массы колонны вместе с приведенными массами элементов конструкции, смонтированных на ней (гидроцилиндров поворота колонны и подъема стрелы и других частей гидропривода);

T_2 – кинетическая энергия приведенной массы стрелы и груза.

В процессе поворота телескопической стрелы ее секции не выдвигаются, размер стрелы L не изменяется, следовательно, положения центров масс элементов конструкции стрелы относительно оси K (радиусы инерции масс) остаются постоянными. В этом случае с целью упрощения определения кинетической энергии системы массы элементов конструкции телескопической стрелы приводим к точке C – к точке подвеса ротатора к стреле. Массу элементов конструкции колонны приводим к оси крепления стрелы K . При определении приведенной массы элементов конструкции стрелы $m_{пр.с}$ исходим из условия равенства кинетической энергии приведенной массы сумме кинетических энергий масс, которые она заменяет.

Следовательно

$$\frac{G_{пр.с} \varphi^2 L^2}{2g} = \frac{\varphi^2}{2g} \cdot G_1 \ell_3^2 + G_2 \ell_4^2 + G_3 \ell_5^2 + G_{ц1} \ell_2^2 + G_0 \ell_4^2 + G_P + G_3 + G_{ГР}. \quad (3)$$

Отсюда приведенная к точке C масса стрелы

$$\begin{aligned}m_{пр.с} = \frac{G_{пр.с}}{g} &= \frac{G_1}{g} \cdot \frac{\ell_3^2}{L^2} + \frac{G_2}{g} \cdot \frac{\ell_4^2}{L^2} + \frac{G_3}{g} \cdot \frac{\ell_5^2}{L^2} + \frac{G_{ц1}}{g} \cdot \frac{\ell_1^2}{L^2} + \frac{G_{ц2}}{g} \cdot \frac{\ell_2^2}{L^2} + \\ &+ \frac{G_0}{g} \cdot \frac{\ell_4^2}{L^2} + \frac{G_P + G_3 + G_{ГР}}{g}\end{aligned}\quad (4)$$

Или

$$m_{пр.с} = m_1 \frac{\ell_3^2}{L^2} + m_2 \frac{\ell_4^2}{L^2} + m_3 \frac{\ell_5^2}{L^2} + m_{ц1} \frac{\ell_1^2}{L^2} + m_{ц2} \frac{\ell_2^2}{L^2} + m_0 \frac{\ell_4^2}{L^2} + m_P + m_3 + m_{ГР}, \quad (5)$$

где m_1 – масса наружной секции стрелы;

m_2 – масса средней секции стрелы;

m_3 – масса внутренней секции стрелы;

$m_{ц1}, m_{ц2}$ – массы гидроцилиндров механизма выдвижения секций;

m_0 – масса механизма выдвижения секций;

$m_P, m_3, m_{ГР}$ – массы ротатора, захвата, груза.

Приведенная к точке K масса колонны и элементов конструкции, закрепленных на ней может быть определена из следующего выражения:

$$\frac{G_{пр.к} \alpha^2 L_K^2}{2g} = \frac{G_K \alpha^2 0,5 L_K^2}{2g} + \frac{0,5 G_{ц3} \alpha^2 0,5 \ell^2}{2g} + \frac{0,5 G_{ц4} \alpha^2 0,5 \ell_8^2}{2g}. \quad (6)$$

При составлении выражения (6) исходим из допущения о том, что силы тяжести гидроцилиндров $G_{ц3}$ и $G_{ц4}$ равномерно распределены между стрелой и колонной, а так же между колонной и основанием опорно-

поворотного устройства; точки их приложения находятся, соответственно, $0,5\ell$ и $0,5\ell_8$ от оси крепления стрелы к колонне – точка К.

Из выражения (6) приведенная к точке К масса колонны и элементов конструкции равна

$$m_{п.р.к} = \frac{G_K}{g} \cdot \frac{0,5L_K^2}{L_K^2} + \frac{0,5G_{цз}}{g} \cdot \frac{0,5\ell^2}{L_K^2} + \frac{0,5G_{ц4} \cdot 0,5L_K^2}{gL_K^2} = 0,25 \frac{G_K}{g} + 0,125 \frac{G_{цз}}{g} \cdot \frac{\ell^2}{L_K^2} + 0,125m_{ц4} \cdot \frac{\ell_8^2}{L_K^2}, \quad (7)$$

$$\text{или } m_{п.р.к} = 0,25 m_K + 0,125m_{цз} \cdot \frac{\ell^2}{L_K^2} + 0,125m_{ц4} \cdot \frac{\ell_8^2}{L_K^2}. \quad (8)$$

В соответствии с (2) кинетическая энергия системы

$$T = T_1 + T_2 = \frac{I_0}{2} \alpha^2 + \frac{1}{2} m_{п.р.к} V_{ac}^2 + I_C \varphi^2, \quad (9)$$

где I_0 – момент инерции колонны относительно оси О;

I_C – центральный момент инерции стрелы в сборе;

V_{ac} – скорость абсолютного движения точки С – точки приведения массы стрелы.

Применим теорему о сложении скоростей, в соответствии с которой абсолютная скорость точки С равна геометрической сумме ее переносной и относительной скоростей:

$$V_{ac}^2 = V_{ec}^2 + V_{rc}^2 + 2V_{ec} \cdot V_{rc} \cos \gamma,$$

где V_{ec} , V_{rc} – скорости переносного и относительного движения точки С;

γ – угол между направлениями векторов переносного и относительного движения точки С.

На рисунке 2 показана схема для определения скорости абсолютного движения точки С - V_{ac} – точки приведения массы стрелы и груза.

$$V_{ec} = OC \cdot \alpha; V_{rc} = L \cdot \varphi.$$

Из треугольника ОКС

$$OC^2 = L_K^2 + L^2 - 2L_K \cdot L \cos \varphi_H + \varphi.$$

Из этого же треугольника $L_K^2 = L^2 + OC^2 - 2L \cdot OC \cdot \cos C$.

Из рисунка 2 следует, что углы γ и C равны, как углы со взаимно перпендикулярными сторонами. Следовательно,

$$\cos C = \cos \gamma = \frac{L^2 + OC^2 - L_K^2}{2L \cdot OC}.$$

Скорость абсолютного движения

$$V_{ac}^2 = \alpha^2 \cdot OC^2 + \varphi^2 \cdot L^2 + 2\alpha \cdot \varphi \cdot L \cdot OC \cdot \cos \gamma.$$

Выразим $\cos \gamma = \cos C$ через $\varphi_H + \varphi$.

$$\cos \gamma = \frac{L^2 + OC^2 - L_K^2}{2L \cdot OC} = \frac{L^2 + L_K^2 + L^2 - 2L_K \cdot L \cos \varphi_H + \varphi - L_K^2}{2L \cdot OC} = \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \cos \varphi_H + \varphi.$$

После подстановки получим:

$$V_{ac}^2 = \alpha^2 \cdot OC^2 + \varphi^2 \cdot L^2 + 2\alpha \cdot \varphi \cdot L \cdot OC \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \cos \varphi_H + \varphi. \quad (10)$$

С учетом (10) выражение кинетической энергии принимает вид

$$T = \frac{m_{\text{пр.к}} \cdot L_K^2 \cdot \alpha^2}{2} + \frac{m_{\text{пр.с}} \cdot OC^2 \cdot \alpha^2}{2} + \frac{m_{\text{пр.с}} \cdot L^2 \cdot \varphi^2}{2} + m_{\text{пр.с}} \cdot L \cdot OC \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \cos \varphi_H + \varphi + \frac{I_C \cdot \varphi^2}{2} \quad (11)$$

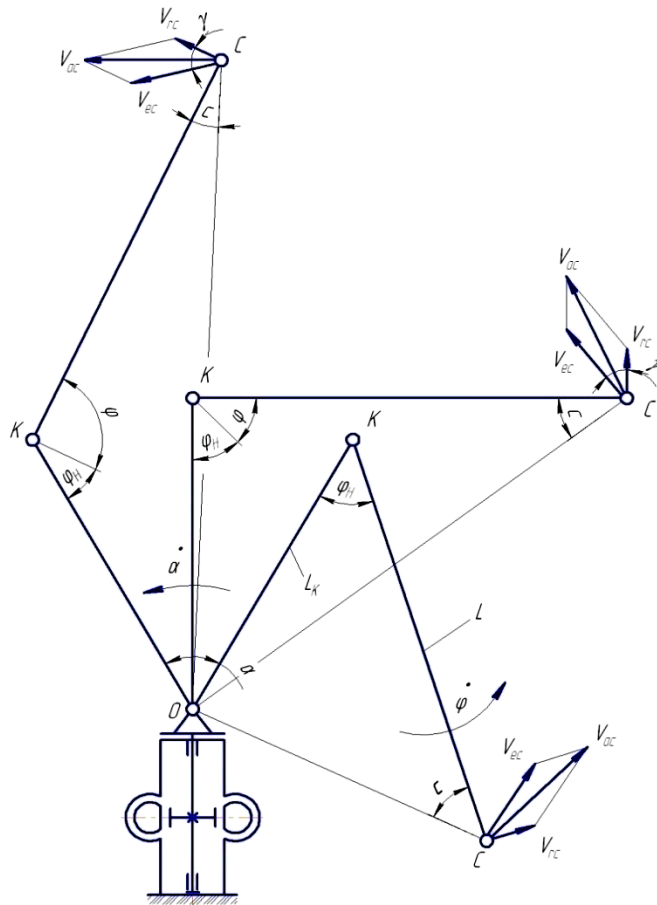


Рис. 2. Схема для определения скорости абсолютного движения точки С при одновременном движении стрелы и колонны: φ_H – начальный угол между осями стрелы и колонны; φ – угол поворота стрелы (относительное движение); α – угол поворота колонны (переносное движение); α , φ – угловые скорости колонны и стрелы

Разработка моделей движения системы «технологическое оборудование – груз»

Комбинированными манипуляторами с отклоняющимися колоннами и телескопическими стрелами оснащаются машины для заготовки древесного сырья в виде сортиментов (форвардеры, харвестеры, машины для штабелевки сортиментов, лесопогрузчики). Для погрузки хлыстов и деревьев с кроной с помощью таких машин требуются специальные захваты с устройствами для устранения явления «кострения» деревьев. Такие захваты для оснащения лесопогрузчиков с комбинированными манипуляторами не выпускаются, что затрудняет использование их на погрузке длинномерного древесного сырья. Исходя из этого, при составлении уравнений движения рассматриваемой системы упругие и демпфирующие свойства груза не учитываем.

Дифференцируя выражение кинетической энергии (11) по составляющим уравнений Лагранжа (1), получаем уравнение движения в следующем виде:

$$\begin{aligned} m_{\text{пр.к}} \cdot L_K^2 \cdot \alpha + m_{\text{пр.с}} \cdot OC^2 \cdot \alpha + m_{\text{пр.с}} \cdot OC \cdot L \cdot \varphi \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \cos \varphi_H + \varphi - \\ - m_{\text{пр.с}} \cdot OC \cdot L \cdot \varphi^2 \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \sin \varphi_H + \varphi = Q_\alpha, \\ (m_{\text{пр.с}} L^2 + I_C) \varphi + m_{\text{пр.с}} \cdot OC \cdot \alpha \cdot L \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \cos \varphi_H + \varphi = Q_\varphi. \end{aligned} \quad (12)$$

Определение обобщенных сил Q_φ и Q_α , соответствующих обобщенным координатам системы φ и α

Для определения обобщенных сил Q_φ и Q_α воспользуемся принципом возможных перемещений системы в направлении возрастания обобщенных координат φ и α – $\Delta\varphi$ и $\Delta\alpha$. При этом при вычислении обобщенной силы Q_φ принимаем $\Delta\alpha = 0$, а при вычислении Q_α $\Delta\varphi = 0$. В качестве активных сил принимают силы тяжести элементов конструкции и груза G_i , усилия на штоках гидроцилиндров P_C и P . Обобщенная сила принимается в виде коэффициента в выражении суммы элементарных работ активных сил в направлении возможного перемещения:

$$\delta A_\varphi = Q_\varphi \cdot \Delta\varphi; \quad \delta A_\alpha = Q_\alpha \cdot \Delta\alpha. \quad (13)$$

Определим сумму элементарных работ активных сил в направлении обобщенной координаты φ . При этом $\Delta\varphi \neq 0$, $\Delta\alpha = 0$.

При определении обобщенной силы Q_φ используем выражения (4), (5) приведенной к точке С массы стрелы $m_{ПР.С}$ при горизонтальном положении стрелы. Тогда $\sum \delta A_\varphi = P\ell \sin \beta - m_{ПР.С} g L \Delta\varphi$.

$$Q_\varphi = P\ell \sin \beta - m_{ПР.С} g L. \quad (14)$$

Определим сумму элементарных работ активных сил и сил тяжести элементов конструкции в направлении обобщенной координаты α . При этом $\Delta\varphi = 0$; $\Delta\alpha \neq 0$. В направлении обобщенной координаты α совершают работу активная сила P_C и силы тяжести элементов конструкции стрелы и колонны. С целью упрощения выражения обобщенной силы Q_α приведем силы тяжести элементов конструкции стрелы, груза и колонны к точке К. При этом рассматриваем горизонтальное положение стрелы. Приведение сил к выбранным точкам выполняем исходя из условия равенства моментов приведенной силы сумме моментов приводимых сил относительно любой точки на плоскости (теорема Вариньона).

При определении приведенной к точке К силы тяжести стрелы используем выражения приведенной массы стрелы к точке С при горизонтальном положении стрелы (4), (5) $m_{ПР.С}$.

Составим уравнение моментов приведенной силы тяжести стрелы к точке С $G_{ПР.С}^C$ и приведенной силы тяжести стрелы к точке К – $G_{ПР.К}^C$ относительно оси О.

$$\text{Отсюда } G_{ПР.К}^C = \frac{m_{ПР.С} g L + L_K \cdot \cos \alpha_1}{L_K \cdot \cos \alpha_1} = \frac{m_{ПР.С} g L + m_{ПР.С} g L_K \cdot \cos \alpha_1}{L_K \cdot \cos \alpha_1} = \frac{m_{ПР.С} g L}{L_K \cdot \cos \alpha_1} + m_{ПР.С} g. \quad (15)$$

Определим приведенную к точке К силу тяжести элементов конструкции колонны и гидроцилиндров привода исполнительных механизмов G_C , $G_{Ц4}$, $G_{Ц3}$. При этом воспользуемся выражениями (7), (8) определения приведенной массы указанных элементов конструкции к точке К:

$$G_{ПР.К}^K = m_{ПР.К} g. \quad (16)$$

$$\text{Тогда } \sum \delta A_\alpha = P_C \cdot \sin \alpha_2 \cdot \ell_9 - G_{ПР.К}^K + G_{ПР.К}^C L_K \cdot \cos \alpha_1 \Delta\alpha.$$

$$Q_\alpha = P_C \cdot \sin \alpha_2 \cdot \ell_9 - G_{ПР.К}^K + G_{ПР.К}^C L_K \cdot \cos \alpha_1.$$

Так как переносное движение системы является вращательным и при одновременном вращении колонны и стрелы расстояние ОС (рис. 3) постоянно возрастает, возникает поворотное (кориолисово) ускорение ω_C и кориолисова сила инерции F_C .

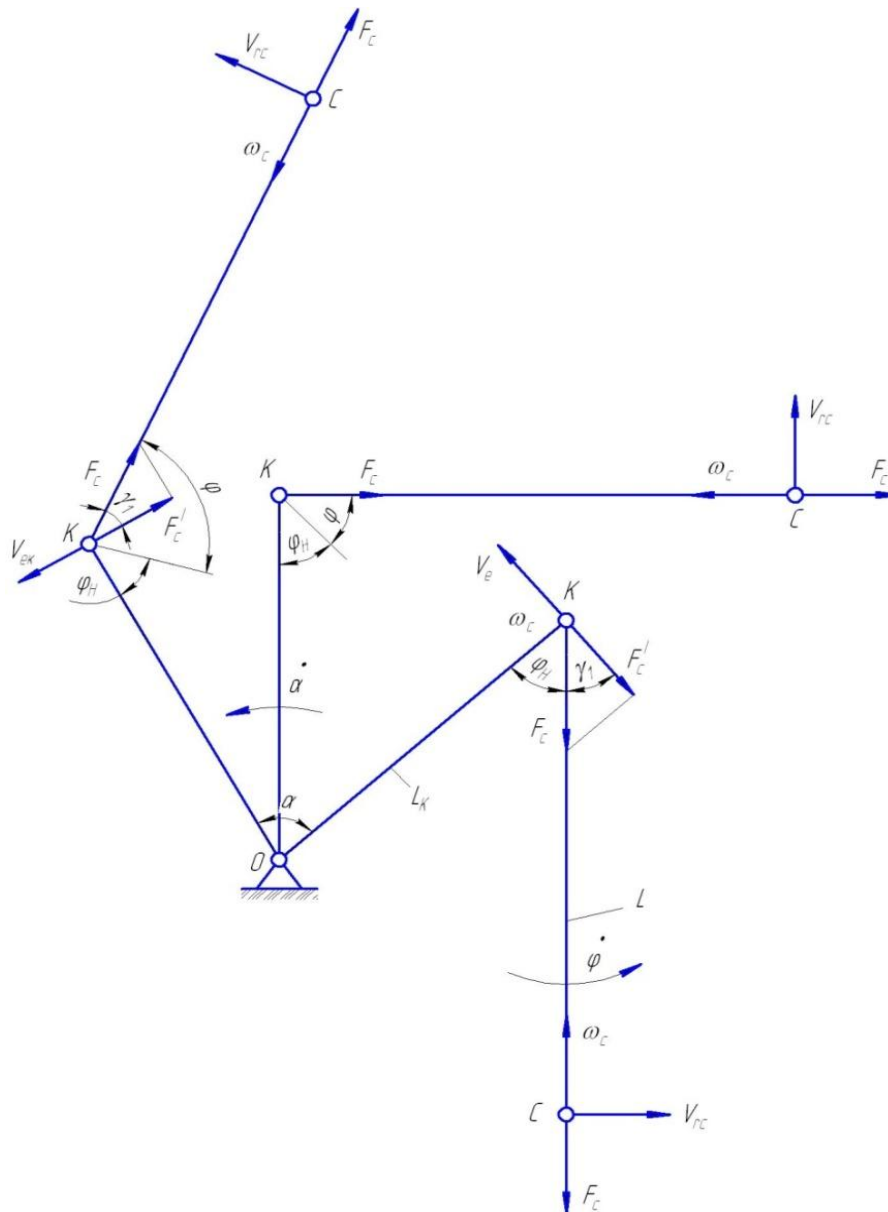


Рис. 3. Схема для определения ускорения кориолиса и кориолисовой силы инерции: ω_C – кориолисово ускорение; F_C – кориолисова сила инерции; V_K, V_C – линейные скорости переносного и относительного движения точки C

Кориолисово ускорение определяется по формуле

$$\omega_C = 2\alpha \cdot V_{rC} = 2\alpha \cdot \dot{\varphi} \cdot L.$$

С учетом момента от кориолисовой силы инерции обобщенная сила принимает вид

$$Q_\alpha = P_C \cdot \sin \alpha_2 \cdot l_9 - G_{ПК}^K + G_{ПК}^C L_K \cdot \cos \alpha_1 - 2m_{ПК.C} \cdot \alpha \cdot \dot{\varphi} \cdot L \cdot L_K \cdot \cos \gamma_1. \quad (17)$$

С учетом выражений (14) и (17) уравнения движения рассматриваемой динамической системы принимают следующий вид:

$$\begin{aligned}
 & m_{\text{ПР.К}} \cdot L_K^2 \cdot \alpha + m_{\text{ПР.С}} \cdot OC^2 \cdot \alpha + m_{\text{ПР.С}} \cdot OC \cdot L \cdot \varphi \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \cos \varphi_H + \varphi - \\
 & - m_{\text{ПР.С}} \cdot OC \cdot L \cdot \varphi^2 \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \sin \varphi_H + \varphi = \\
 & = P_C \cdot \sin \alpha_2 \cdot \ell_9 - G_{\text{ПР.К}}^K + G_{\text{ПР.К}}^C \cdot L_K \cdot \cos \alpha_1 - 2m_{\text{ПР.С}} \cdot \alpha \cdot \varphi \cdot L \cdot L_K \cdot \cos \gamma_1 \cdot \\
 & (m_{\text{ПР.С}} L^2 + I_C) \varphi + m_{\text{ПР.С}} \cdot OC \cdot \alpha \cdot L \cdot \frac{L^2 - L_K \cdot L}{L \cdot OC} \cdot \cos \varphi_H + \varphi = P \ell \sin \beta - m_{\text{ПР.С}} g L. \quad (18)
 \end{aligned}$$

Заключение. В результате выполненной работы получена система неоднородных дифференциальных уравнений второго порядка, являющихся основой математических моделей лесопогрузчиков поворотного типа при работе в режиме подъема груза. Из уравнений следует, что состояние нагруженности элементов конструкции лесопогрузчика зависит от ряда конструктивных и эксплуатационных факторов.

Литература

1. Емтыль З.К. Совершенствование кинематики, динамики и конструкции лесопромышленных гидроманипуляторов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Воронеж: Изд-во ВГЛТА, 2002. – 35 с.
2. Канунник И.А., Кулина М.И. Основы механики роботов. Динамика промышленных роботов. – Красноярск: Изд-во СТИ, 1992. – 64 с.
3. Полетайкин В.Ф. Прикладная механика лесных подъёмно-транспортных машин. Лесопогрузчики гусеничные: моногр. – Красноярск: Изд-во СибГТУ, 2010. – 247 с.
4. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. 2. Динамика. – М.: Высш. шк., 1966. – 411 с.



УДК 674.816.3

Г.П. Плотникова, Н.П. Плотников, С.В. Денисов, И.Н. Чельшева

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДРЕВЕСНО-СТРУЖЕЧНЫХ ПЛИТ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕКОНДИЦИОННОГО СЫРЬЯ

Выявлены режимные параметры процесса прессования древесно-стружечных плит с использованием некондиционного сырья и их влияние на качественные показатели готовой продукции.

Ключевые слова: древесно-стружечные плиты, некондиционная древесина, режимы прессования, физико-механические показатели.

G.P. Plotnikova, N.P. Plotnikov, S.V. Denisov, I.N. Chelysheva

MODES RESEARCH OF WOOD-CHIP BOARD MANUFACTURING WITH THE OFF-GRADE RAW MATERIALS USE

Mode parameters of wood-chip board pressing process with the use of off-grade raw materials and their influence on finished commodity quality indicators are revealed.

Keywords: wood-chip boards, off-grade wood, pressing modes, physical and mechanical indicators.

В основных направлениях развития производства древесно-стружечных плит намечены и реализуются планы по повышению качества и увеличению производственных мощностей предприятий. В связи с увеличением производственных мощностей в последние годы обнаруживается тенденция снижения запасов здорового сырья, его дефицитности и возникает необходимость вовлечения в технологию неиспользуемых отходов, не находящихся применения из-за несоответствия их приемочным требованиям.