

Динамический и прочностной анализ системы главного привода при проектировании моечной машины нового типа для овощей и фруктов

© В.Ф. Буй¹, С.С. Гаврюшин¹, В.Б. Фунг²,
Х.М. Данг³, В.С. Прокопов¹

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

²Технический университет имени Ле Куй Дона, Ханой, 10000, Вьетнам

³Индустриальный университет имени Хошимина, Хошимин, 70000, Вьетнам

Представлена барабанная моечная машина нового типа, в основе которой способ мытья овощей вручную. Основной приводной частью машины является кривошипно-шатунный механизм с пружинами. Процесс проектирования главного привода предложено проводить в два этапа: динамическое исследование и прочностной анализ. В ходе динамического исследования отмечено влияние жесткости пружины на уменьшение динамических реакций в парах кривошипно-шатунного механизма и требуемой мощности двигателя, т. е. на уменьшение вибрации и потребления энергии машины. Прочностной анализ выполнен с использованием многоцелевого конечно-элементного комплекса ABAQUS. При проектировании можно выбрать набор допустимых параметров главного привода машины. Полученный результат применяется для создания прототипа моечной машины нового типа для овощей и фруктов.

Ключевые слова: динамический анализ, прочностной анализ, численный расчет, кривошипно-шатунный механизм, пружины, барабанная моечная машина

Введение. Проектирование машин — это сложный многогранный процесс, сочетающий разные знания из многих областей. Построение рациональной схемы такого процесса играет важную роль в разработке механических систем машины [1]. Использование неэффективной схемы может стать причиной увеличения временных и материальных затрат. Цель данной статьи — разработать схему процесса расчета и выбора рациональных параметров для проектирования системы кривошипно-шатунного механизма с пружиной (КШМ-П), который является одной из важных частей, составляющих основное движение в работе барабанной моечной машины нового типа для овощей и фруктов [2].

Одной из проблем, связанных с применением кривошипно-шатунного механизма (КШМ), является возникновение динамических реакций, вызывающих вибрации системы и снижающих усталостную прочность деталей [3]. Для снижения влияния сил инерции и динамических реакций на КШМ в большинстве случаев используют противовесы [4]. Однако такой способ приводит к увеличению массы и габаритов конструкции, поэтому во многих случаях он неприменим.

В настоящей статье в конструкции барабанной моечной машины нового типа предлагается использовать модифицированный механизм, комбинирующий КШМ с системой пружин с целью уменьшения динамических реакций и требуемой мощности мотора [5–8]. Рассмотрено влияние жесткости пружин на требуемую мощность двигателя и динамические реакции системы. Проведен прочностной анализ конструкций КШМ методом конечных элементов с помощью программного комплекса ABAQUS. В результате динамического и прочностного анализа выбраны допустимые параметры КШМ-П, используемого в конструкции горизонтального движущего блока моечной машины.

Проектирование главного привода моечной машины нового типа для овощей и фруктов. Барабанная моечная машина нового типа для овощей и фруктов создана на основе идеи мытья овощей вручную в сочетании с усовершенствованием традиционной барабанной моечной машины. Предлагаемая конструкция машины разработана с помощью диаграммы ROP, основанной на анализе жизненного цикла моечной машины, с участием специалистов из многих соответствующих областей [9]. Принципиальная схема КШМ и подробная модель конструкции машины изображены на рис. 1. Основными компонентами моечной машины являются: двигатели 1, 3, пружины 2, ванна 4, система форсунок 5, барабан 6, корпус 7, сливная труба 8, инвертор 9, система КШМ 10.

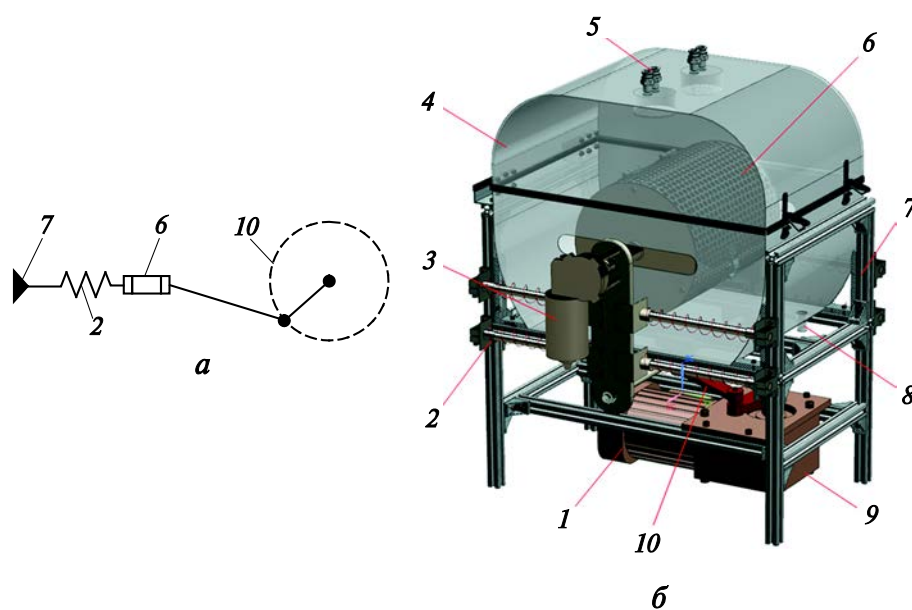


Рис. 1. Принципиальная схема КШМ (а) и конструктивная модель барабанной моечной машины нового типа для овощей и фруктов (б)

В основе работы барабанной моечной машины нового типа два главных движения барабана — горизонтальное колебание, осуществляемое двигателем 1, и вращение — двигателем 3 с меньшей потребляемой мощностью. Горизонтальное движение создается с помощью традиционного кривошипно-шатунного механизма, который помогает удалить грязь с овощей и фруктов. Данный способ мытья — принципиальное отличие новой моечной машины от существующих на рынке барабанных машин [10, 11], поэтому выбор параметров для структуры КШМ-П является актуальной задачей. Схема процессов расчета и анализа для выбора параметров системы КШМ-П показана на рис. 2.

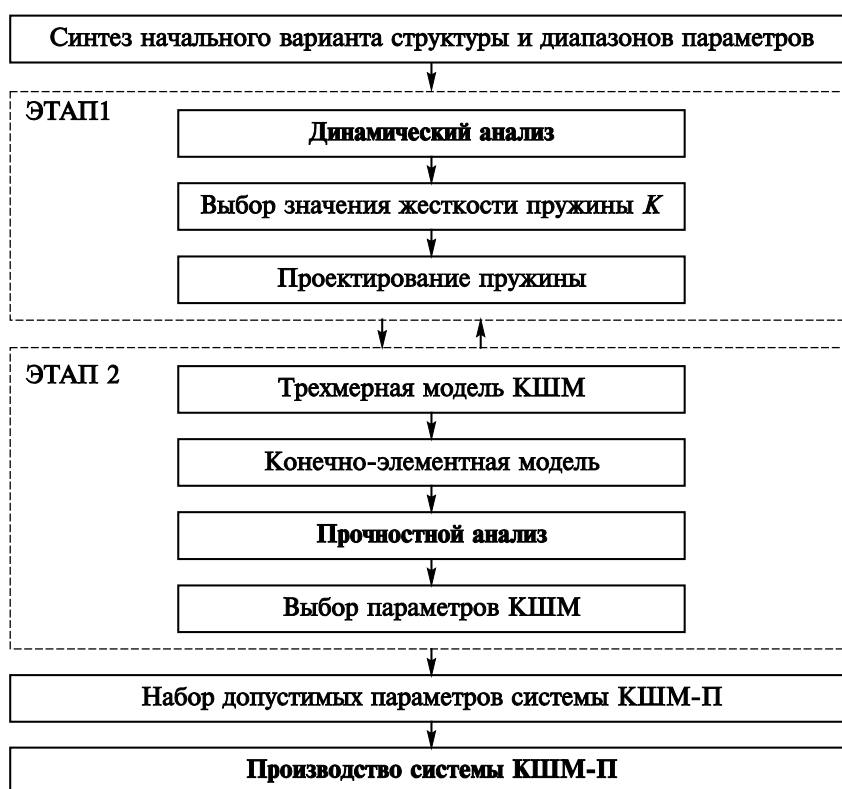


Рис. 2. Схема выбора набора допустимых параметров системы КШМ-П

Проектирование и выбор параметров системы КШМ-П начинается с синтеза исходного варианта ее структуры. На основе идеи проектирования и практического анализа сформирован диапазон входных параметров системы КШМ-П, применяющегося в новой моечной машине для овощей и фруктов. На первом этапе изучаются динамические характеристики системы. В результате анализа влияния жесткости пружин K на динамические реакции в парах КШМ и крутящий момент в цикле работы двигателя выбирают значение K по критериям миними-

зации этих двух динамических характеристик. Размеры пружины выбираются на основе найденной жесткости K с учетом соответствия технологическим условиям производства. Предварительная трехмерная модель КШМ создается на этапе 2, в которой проводится прочностной анализ с начальными граничными условиями, соответствующими динамическим характеристикам (на этапе 1). Чтобы снизить стоимость производственных материалов, необходимо найти возможность уменьшить массу за счет сокращения размеров частей при удовлетворении требований по прочности. Оба этапа повторяются в тесной связи друг с другом, пока не будут получены допустимые размеры КШМ-П, обеспечивающие требуемую прочность, массу конструкции, необходимую мощность двигателя и минимальные динамические реакции. В зависимости от конкретных производственных условий данный процесс позволяет инженерам уточнить подходящий вариант конструкции главного привода новой моечной машины.

Теоретическая часть. Постановка задачи. В рамках данной статьи отдельные части КШМ рассматриваются как абсолютно жесткие тела, поворотные соединения считаются идеальными, а трение в соединениях предполагается незначительным. Расчетная модель системы КШМ-П под действием общей силы \vec{F} показана на рис. 3. Кривошип OA и шатун AB имеют длины l_1, l_2 , массы m_1, m_2 и центры тяжести C и G соответственно, которые находятся на оси симметрии каждой детали. Массу ползуна и других тел, движущихся с ним (барабана, опор, ошей) обозначим m_3 . Средний коэффициент трения между ползуном и канавкой равен μ . На ползун B действует внешняя сила \vec{F} , которая представляет собой комбинацию составляющих сил, таких как техническое сопротивление в направлении, противоположном движению ползуна, сила упругости пружин (жесткость K), сила трения, а также другие активные нагрузки.

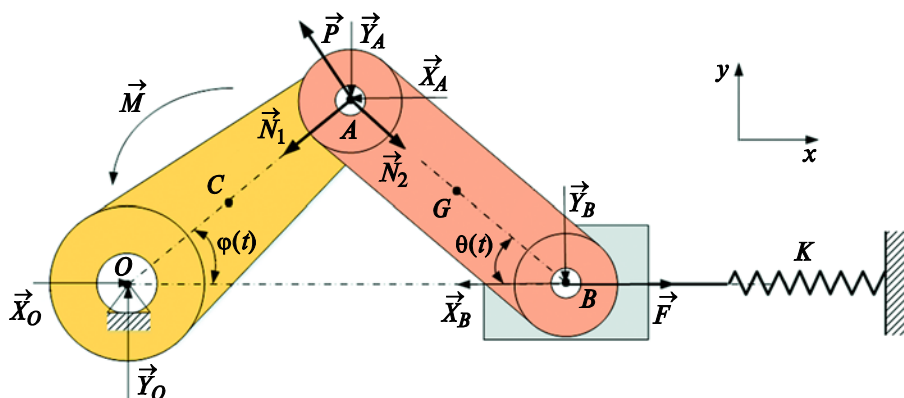


Рис. 3. Расчетная схема для определения динамических характеристик КШМ-П

Данная задача может быть решена с помощью динамического метода или принципа Даламбера [12]. В данной статье использованы аналитические выражения расчета динамических характеристик на основе анализа системы уравнений равновесия кривошипа, шатуна и ползуна в неподвижной системе координат x , y и зависимости между частями системы КШМ-П. Преимуществом аналитических расчетов является их относительная простота и удобство использования на ранних стадиях проектирования. Запишем формулы для расчета динамических характеристик:

динамические реакции в паре A

$$X_A = \frac{\Delta x_{AB}}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_A} F + \frac{1}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_B} \left[\operatorname{sgn} \mu I_{Gz} \varepsilon_{AB} - \Delta x_{AB} (m_3 a_B + m_2 a_{Gx}) - \operatorname{sgn} \mu m_2 (a_{Gy} \Delta x_{AG} - a_{Gx} y_G) \right]; \quad (1)$$

$$Y_A = \frac{y_A}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_A} F + \frac{1}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_A} \left[-I_{Gz} \varepsilon_{AB} - m_2 (a_{Gx} \Delta y_{AG} - a_{Gy} \Delta x_{BG}) - y_A (m_2 \mu \operatorname{sgn} a_{Gy} + m_3 a_B) \right]; \quad (2)$$

динамические реакции в паре B

$$X_B = \frac{\Delta x_{AB}}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_B} F + \frac{1}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_A} \left[\operatorname{sgn} \mu I_{Gz} \varepsilon_{AB} - m_3 a_B \Delta x_{AB} - \operatorname{sgn} \mu m_2 (a_{Gy} \Delta x_{AG} - a_{Gx} \Delta y_{AG}) \right]; \quad (3)$$

$$Y_B = \frac{y_A}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_A} F + \frac{1}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_A} \left[-I_{Gz} \varepsilon_{AB} - m_2 (a_{Gx} \Delta y_{AG} - a_{Gy} \Delta x_{AG}) - m_3 y_A a_B \right]; \quad (4)$$

динамические реакции в паре O

$$X_O = \frac{-\Delta x_{AB}}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_A} F + m_1 a_{Cx} + \frac{-1}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_A} \left[\operatorname{sgn} \mu I_{Gz} \varepsilon_{AB} - \Delta x_{AB} (m_3 a_B + m_2 a_{Gx}) - \operatorname{sgn} \mu m_2 (a_{Gy} \Delta x_{AG} - a_{Gx} \Delta y_{BG}) \right]; \quad (5)$$

$$Y_O = \frac{-y_A}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_A} F + m_1 a_{Cy} + \frac{-1}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_A} \left[-I_{Gz} \varepsilon_{AB} - m_2 (a_{Gx} \Delta y_{AG} - a_{Gy} \Delta x_{BG}) - y_A (m_2 \mu \operatorname{sgn} a_{Gy} + m_3 a_B) \right]. \quad (6)$$

Необходимый крутящий момент M двигателя рассчитаем по формуле

$$M = \frac{-x_B y_A}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_A} F + \frac{1}{\Delta x_{AB} + \operatorname{sgn} \mu y_A} \left[(x_A + \operatorname{sgn} \mu y_A) (I_{Gz} \varepsilon_{AB} - m_2 a_{Gx} y_G) - m_2 a_{Gy} (x_A (x_B + \operatorname{sgn} \mu y_B) - x_G (x_A + \operatorname{sgn} \mu y_A)) + m_3 x_B y_A a_B - m_2 a_{Gx} y_A x_B \right] + m_1 (x_C a_{Cy} - y_C a_{Cx}). \quad (7)$$

Здесь $X_{O/A/B}$, $Y_{O/A/B}$ — составляющие компоненты динамических реакций в парах O , A , B по координатным осям; принято, что они совпадают с положительным направлением координатных осей x , y соответственно; $x_{O/A/B}$, $y_{O/A/B}$ — координаты соответствующих пар O , A , B

в неподвижной системе x , y ; $\operatorname{sgn} = \operatorname{sign}(v_B) = \begin{cases} 1, & \text{если } v_B > 0; \\ 0, & \text{если } v_B = 0; \\ -1, & \text{если } v_B < 0, \end{cases} v_B$ —

скорость ползуна B ; $\Delta x_{AB} = x_A - x_B$; $\Delta x_{AG} = x_A - x_G$; $\Delta x_{BG} = x_B - x_G$; $\Delta y_{AG} = y_A - y_G$; $\Delta y_{BG} = y_B - y_G$; I_{Gz} — моменты инерции шатуна относительно его центра тяжести G ; ε_{AB} — угловое ускорение шатуна; $a_{Cx/Cy/Gx/Gy}$ — линейное ускорение соответствующих центров тяжести C , G в неподвижной системе x , y ; a_B — линейное ускорение ползуна B .

Поскольку КШМ расположен в горизонтальной плоскости XU (см. рис. 1), в расчете не учитывается влияние ускорения свободного падения g , которое направлено вдоль оси Z .

Расчет массовых характеристик является важным этапом в процессе кинематического анализа КШМ. Основные геометрические параметры КШМ представлены на рис. 4. Для указанных параметров расчет расположения центров тяжести кривошипа u_C , шатуна u_G и момента инерции I_{Gz} проводят следующим образом [13]:

$$u_C = \frac{3\pi l_1 (2b_2^2 h_2 - b_2^2 t_1 - 2d_2^2 h_2) - 2t_1 (b_1^3 - 2b_1 l_1^2 - b_2^3 - 4b_2 l_1^2)}{3\pi (2b_1^2 h_1 - b_1^2 t_1 + 2b_2^2 h_2 - b_2^2 t_1 - 2d_1^2 h_1 - 2d_2^2 h_2) + 4l_1 t_1 (b_1 + b_2)}; \quad (8)$$

$$u_G = \frac{1}{2} l_2; \quad (9)$$

$$I_{Gz} = \frac{\rho}{96} \left(3\pi b_3^2 (2b_3^2 h_3 - b_3^2 t_2 + 4b_3^2 t_2 + 4h_3 l_2^2 - 2l_2^2 t_2) - 6\pi d_2^2 h_3 (d_2^2 + 2l_2^2) + 8b_3 l_2 (3b_3^2 t_2 + l_2^2) \right). \quad (10)$$

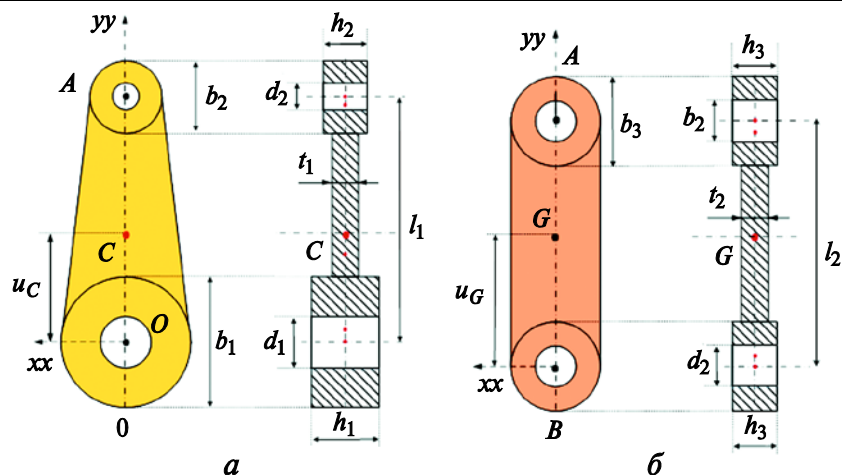


Рис. 4. Основные геометрические параметры кривошипа (а) и шатуна (б)

Здесь b_1, b_2 — ширина нижней и верхней частей кривошипа, соответственно; h_1, h_2 — толщина большого и малого вкладыша кривошипа, соответственно; t_1, t_2 — толщина кривошипа и шатуна, соответственно; d_1, d_2 — диаметр большого и малого вкладыша кривошипа, соответственно; b_3 — ширина шатуна; h_3 — толщина вкладыша кривошипа.

В процессе работы моечной машины кривошип вращается с постоянной скоростью $\omega_0 = \omega = \text{const}$, так что момент инерции кривошипа I_{Cz} (относительно его центра тяжести C) не влияет на его динамические характеристики. Формула для расчета I_{Cz} в данном исследовании не представлена.

Динамический анализ системы КШМ-П с начальным набором параметров. Посредством обследования и анализа диапазона входных параметров системы КШМ-П для новой барабанной моечной машины для овощей и фруктов выбраны возможные начальные параметры деталей для динамического анализа (табл. 1).

Таблица 1

Вариант набора параметров системы КШМ-П для динамического расчета

Деталь	Параметр
Кривошип	$t_1 = 12$ мм
	$h_1 = 16$ мм
	$h_2 = 16$ мм
	$l_1 = 100$ мм
	$b_1 = 42$ мм
	$b_2 = 24$ мм
	$d_1 = 22$ мм
$d_2 = 10$ мм	

Окончание табл. 1

Деталь	Параметр
Шатун	$t_2 = 10$ мм
	$h_3 = 10$ мм
	$l_2 = 150$ мм
	$b_3 = 24$ мм
Пружина	$K = 1500$ Н/м

Для начального граничного условия, когда $\varphi(0) = 0$, пары O, A, B находятся на одной линии (A между O и B), пружина сжимается на максимальную величину, равную длине кривошипа OA . Законы изменения динамических реакций $\left(R_{O/A/B} = \sqrt{X_{O/A/B}^2 + Y_{O/A/B}^2} \right)$ и мощности $(P = M\omega)$ двигателя за один период показаны на рис. 5.

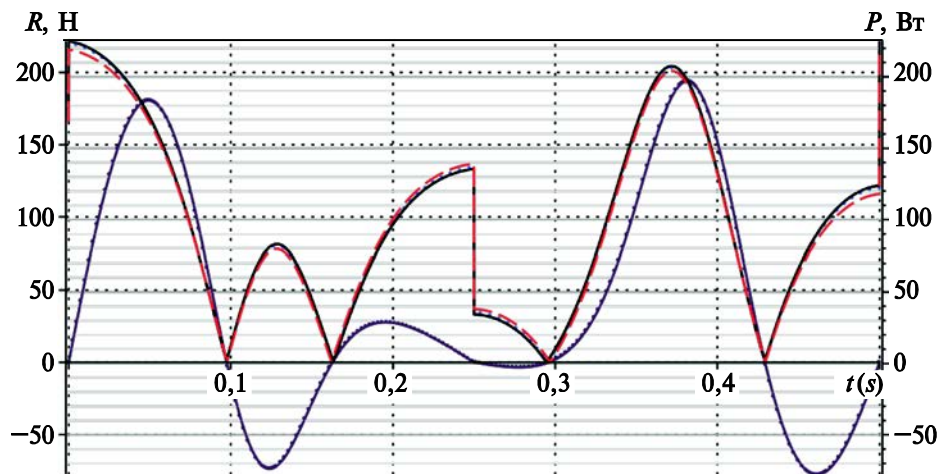


Рис. 5. Закон изменения динамических реакций в парах O, A, B и требуемой мощности:

— — R_O ; — R_A ; - - - - R_B ; — — P

Диаграмма на рис. 5 имеет значение при проектировании шарнирных соединений в парах O, A, B , поскольку в этих парах происходят периодические резкие изменения динамических реакций, что может приводить к усталостному разрушению деталей. Однако значения R_O, R_A, R_B существенно не различаются и имеют практически одинаковый закон изменения. Соединение A , как правило, имеет наименьший размер по сравнению с O и B и является наиболее ответственным, так как обеспечивает взаимодействие нескольких деталей (кривошипа, шатуна, болтов и др.). При значении жесткости пружин

$K = 1500$ Н/м двигатель достигает максимальной мощности ($P_{\max} = 193,9$ Вт) в момент времени $t = 0,381$ с. Значение P_{\max} — мощность, необходимая для обеспечения стабильной работы системы КШМ-П. Для выбора соответствующего двигателя необходимо проанализировать потребление энергии, т. е. закон изменения P_{\max} .

Влияние изменения значения K в диапазоне входных параметров $0 \dots 4650$ Н/м на максимальную мощность P_{\max} и максимальную динамическую реакцию $R_{A \max}$, возникающие в пределах одного рабочего цикла двигателя, отражено на рис. 6.

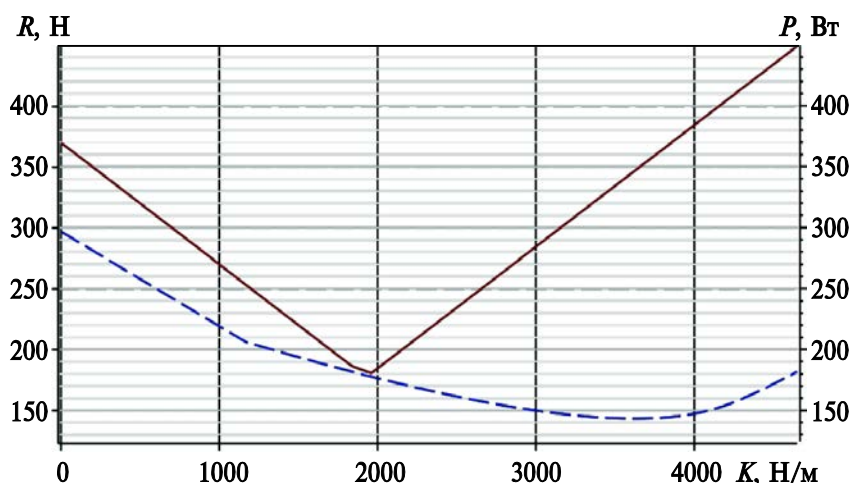


Рис. 6. Влияние жесткости пружин K на P_{\max} (—) и $R_{A \max}$ (---)

На основании данных, приведенных на рис. 6, можно сделать вывод о положительном влиянии пружины при использовании ее в сочетании с КШМ на снижение динамической реакции и энергопотребления двигателя. В частности, при наличии пружины ($K > 0$), P_{\max} и $R_{A \max}$ уменьшаются (59,60 % и 51,35 % соответственно) по сравнению со случаем, когда пружина не используется ($K = 0$). При выборе K рассматривают два критерия: $\min(P_{\max})$ и $\min(R_{A \max})$ — подробнее об этом изложено в работе [14].

После определения значения K , соответствующего требованиям к разработке моечной машины нового типа, конкретные параметры пружины (рис. 7) выбирают с помощью следующей формулы [15]:

$$K = \frac{Gd^4}{8D^3N_e}, \quad (11)$$

где G — модуль сдвига; d — внутренний диаметр; D — внешний диаметр; N_e — количество активных витков пружины.

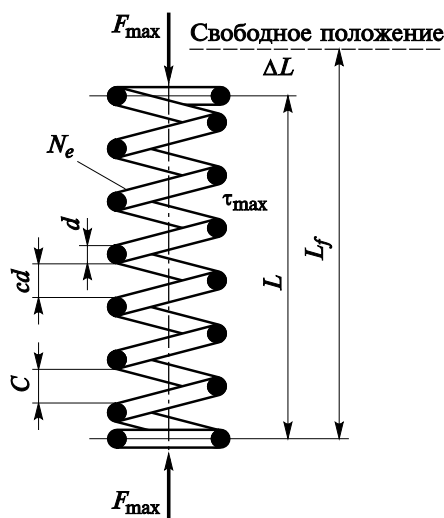


Рис. 7. Основные параметры для проектирования пружины:
 c — процент зазора между витками;
 C — абсолютный зазор между витками ($C = cd$); L — длина пружины; L_f — свободная длина пружины

Л. Марити [15] доказал, что значение диаметра должно быть как можно большим, но следует соблюдать условие $4 \leq \frac{D}{d} \leq 20$. Кроме того, необходимо, чтобы выполнялось неравенство $N_e > 3$, диаметр d должен соответствовать технологическим стандартам производства.

Прочностной анализ конструкции КШМ-П. Процесс выбора допустимых параметров системы КШМ-П продолжается путем проверки условия прочности. В данной статье моделирование выполняется методом конечных элементов (FEM). Использование компьютерных технологий позволяет не только существенно сократить сроки создания нового механизма, но и провести многовариантный анализ конструкции. Для упрощения расчета необходимо идеализировать трехмерную модель КШМ-П путем исключения деталей (гаек, прокладок, шайб и др.), которые не влияют на результаты. Трехмерная модель FEM создается в среде программного комплекса ABAQUS с использованием параметров, приведенных в табл. 1. Выбранный материал — сталь ХГСА с удельной плотностью $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$, модулем упругости $E = 210 \text{ МПа}$, коэффициентом Пуассона, равным 0,3. Конечно-элементная модель кривошипа и шатуна, созданная с помощью элементов Tetra 3D Stress C3D10, показана на рис. 8.

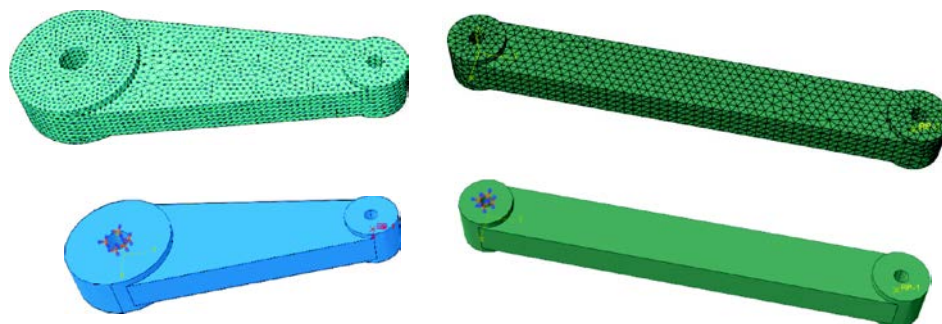


Рис. 8. Конечно-элементная модель кривошипа (слева) и шатуна (справа)

Рассмотрим модели кривошипа и шатуна как 3D-балки, которые фиксируются в парах O (кривошип) и B (шатун). В частности, кривошип работает под действием силы растяжения-сжатия $N_1 = X_A \cos \varphi(t) + Y_A \sin \varphi(t)$ и изгибающей силы $P = X_A \sin \varphi(t) - Y_A \cos \varphi(t)$, а шатун — только под действием растягивающей/сжимающей нагрузки $N_2 = -X_A \cos \theta(t) + Y_A \sin \theta(t)$ (см. рис. 3). Граничные условия и наглядные примеры расчета напряжений в кривошипе и шатуне показаны на рис. 9.

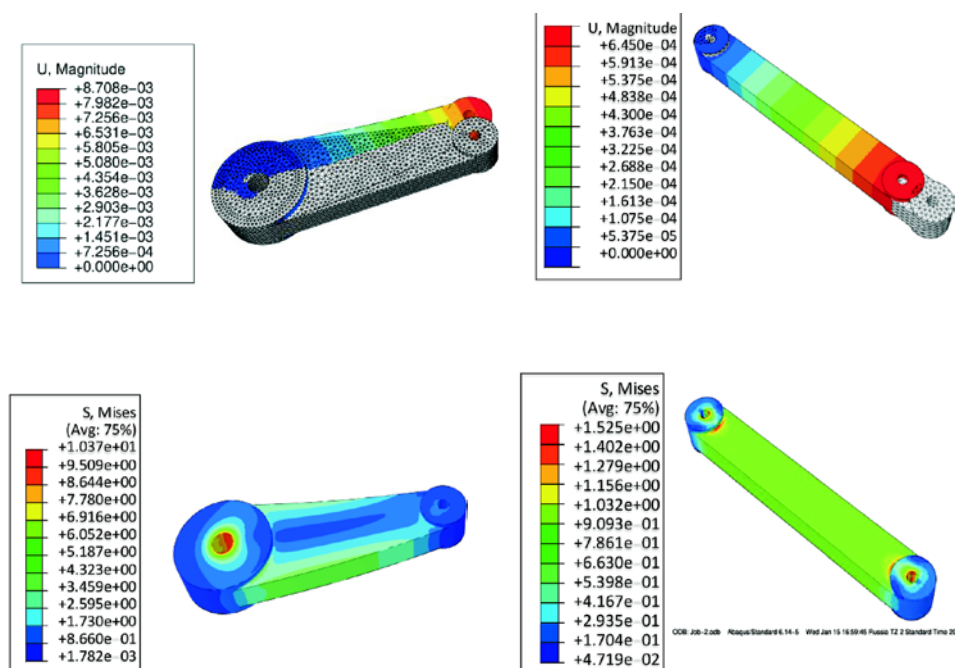


Рис. 9. Граничные условия и примеры результата расчета напряжений (МПа) и перемещений (мм) в кривошипе (слева) и шатуне (справа)

Процесс проектирования (см. рис. 2) повторяется путем изменения значений геометрических размеров системы КШМ-П до тех пор, пока не будут найдены подходящие параметры, удовлетворяющие условиям КШМ (прочности, перемещения и массы). Критерии остановки расчета выбирает лицо, принимающее решения для конкретных производственных условий. Параметры деталей, выбранные для производства экспериментальной версии моечной машины для обучения в технических университетах, представлены в табл. 2.

Таблица 2
Пример набора допустимых параметров системы КШМ-П применяющегося в моечной машине нового типа для овощей и фруктов

Деталь	Параметр
Кривошип	$t_1 = 8$ мм
	$h_1 = 12$ мм
	$h_2 = 15,7$ мм
	$l_1 = 100$ мм
	$b_1 = 40,6$ мм
	$b_2 = 22,3$ мм
	$d_1 = 19,5$
	$d_2 = 8,8$ мм
Шатун	$t_2 = 7,8$ мм
	$h_3 = 11,4$ мм
	$l_2 = 150$ мм
	$b_3 = 25,3$ мм
Пружина	$K = 1990$ Н/м
	$N_e = 10$
	$d = 2$ мм
	$D = 20$ мм
	$C = 70$ мм
	$L_0 = 180$ мм

Производство системы КШМ-П, применяющейся в моечной машине нового типа для овощей и фруктов. На рис. 10 представлена окончательная модель КШМ-П с выбранными параметрами. В соответствии с этой конструкцией в лаборатории Технического университета имени Ле Куи Дона (Ханой, Вьетнам) была сконструирована экспериментальная версия моечной машины нового барабанного типа для овощей и фруктов (рис. 11).

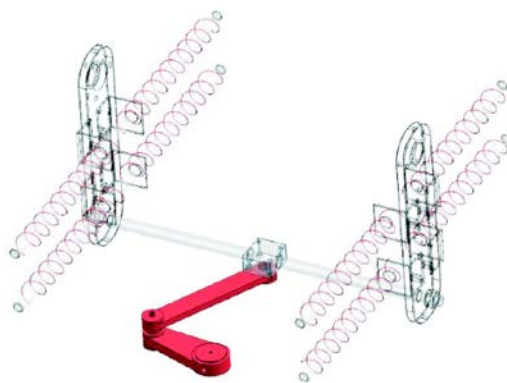


Рис. 10. Усовершенствованная конструкция системы КШМ-II в соответствии с выбранными параметрами

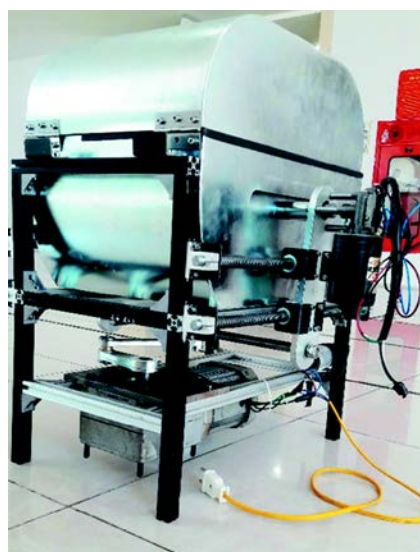
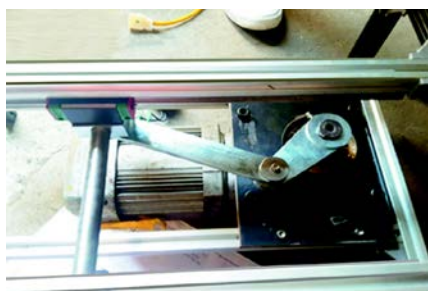


Рис. 11. Конструкция КШМ, используемая в экспериментальной модели барабанной моечной машины нового типа для овощей и фруктов

Заключение. Проведен анализ динамических характеристик кривошипно-ползунного механизма с пружиной. Установлено, что выбор пружины подходящей жесткости позволяет значительно снизить динамические реакции в парах КШМ, а также уменьшить требуемую мощность двигателя. Процесс проектирования КШМ-II построен на сочетании динамического и прочностного анализа. Результаты, полученные в ходе исследований, могут быть использованы для выбора допустимых параметров, применяемых при изготовлении экспериментальной модели барабанной моечной машины нового типа для овощей и фруктов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Мокрушин Ю.А., Шамин В.Ю. Необходимость совершенствования проектирования технологических процессов в машиностроении. *Известия высших учебных заведений. Технические науки*, 2013, № 1 (25), с. 123–130.
- [2] Dang H.M., Phung V.B., Nguyen V.D., Tran T.T. *Multifunctional fruit and vegetable washer*. VN Patent Application No. VN2019324A2, 2019 (In submission).
- [3] Яманин А.И., Жуков В.А., Барышников С.О. Силовой анализ поршневого двигателя с использованием динамических моделей кривошипно-шатунного механизма. *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*, 2018, № 1, с. 191–200.
- [4] Arakelian V., Briot S. *Balancing of linkages and robot manipulators. Advanced methods with illustrative examples*. The Netherlands, Springer, 2015, 271 p.
- [5] Frischknecht B.D., Howell L.L., Magleby S.P. Crank-slider with spring constant force mechanism. *ASME 2004 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2004. DOI: 10.1115/DETC2004-57318
- [6] Tarnita D., Bolcu D. Contributions on the dynamic synthesis of crank-slider mechanisms actuated by springs. *12th IFToMM World Congress*, Besançon, France, June 18–21, 2007.
- [7] Jensen B.D., Howell L.L. Bistable configurations of compliant mechanisms modeled using four links and translational joints. *ASME. J. Mech. Des.*, 2004, no. 126(4), pp. 657–666.
- [8] Tian Q., Flores P., Lankaran, H.M. A comprehensive survey of the analytical, numerical and experimental methodologies for dynamics of multibody mechanical systems with clearance or imperfect joints. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, no. 122, pp. 1–57.
- [9] Phuong B.V., Gavriushin S.S., Minh D.H., Binh P.V., Duc N.V. Application of a novel model “Requirement – Object – Parameter” for design automation of complex mechanical system. *Advances in Intelligent Systems. Computer Science and Digital Economics, CSDEIS2019. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol. 1127, Springer, Cham.
- [10] Орешин Е.Е., Логинов Г.А., Устроенов А.А. Теоретические и экспериментальные исследования процесса мойки картофеля в барабанной машине. *Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства*, 2014, № 85, с. 36–45.
- [11] Паульс В.Ю., Гайворон М.А. Результаты экспериментальных исследований моечной машины с эллиптическим барабаном. *Сб. статей II Всерос. (национальной) науч.-практич. конф. “Современные научно-практические решения в АПК”*. Тюмень, Государственный аграрный университет Северного Зауралья, 2018, с. 408–413.
- [12] Hibbeler R.C. *Engineering Mechanics: Dynamics*. Pearson Education, Inc., 2016, 791 p.
- [13] Фаворин М.В. *Моменты инерции тел. Справочник*. Москва, Машиностроение, 1970, 513 с.
- [14] Nga N.T.T., Minh D.H., Hanh N.T.M., Binh P.V., Phuong B.V., Thanh-Phong Dao, Duc V.N. Dynamic analysis and multi-objective optimization of slider-crank mechanism for an innovative fruit and vegetable washer. *Journal of Me-*

chanical Engineering Research and Developments (JMERC) (accepted January 2020).

- [15] Mariti L., Mucino V.H., Pennestrí E., Cavezza A., Gautam M., Valentini P.P. Optimization of a high-speed deployment slider–crank mechanism: A design charts approach. *Journal of Mechanical Design*, 2014, vol. 136(7), 071004 (7 p.).

Статья поступила в редакцию 07.02.2020

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Буй В.Ф., Гаврюшин С.С., Фунг В.Б., Данг Х.М., Прокопов В.С. Динамический и прочностной анализ системы главного привода при проектировании моечной машины нового типа для овощей и фруктов. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2020, вып. 4. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2020-4-1970>

Буй Ван Фьонг — аспирант кафедры «Компьютерные системы автоматизации производства» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: phuongbv1991@gmail.com

Гаврюшин Сергей Сергеевич — д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Компьютерные системы автоматизации производства» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: gss@bmstu.ru

Фунг Ван Бинь — канд. техн. наук, преподаватель кафедры «Космонавтика и авиация» Технического университета имени Ле Куй Дона, Ханой, Вьетнам.

Данг Хоанг Минь — канд. техн. наук, преподаватель факультета машиностроения Индустриального университета имени Хошимина, Хошимин Вьетнам.

Прокопов Владимир Сергеевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана, руководитель отдела прочностного анализа ООО НТЦ «АПМ».

Dynamic and stress analysis of the main drive system in design process of an innovative fruit-vegetable washer

© V.P. Bui¹, S.S. Gavriushin¹, V.B. Phung²,
H.M. Dang³, V.S. Prokopov¹

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

²Le Quy Don Technical University, Ha Noi, 10000, Viet Nam

³Industrial University of Ho Chi Minh, Ho Chi Minh, 70000, Viet Nam

This paper describes a new drum-type fruit-vegetable washer, which is created on the basis of manual vegetable washing method. The main driving part of the washer is a crank mechanism with springs. The main drive design process is proposed to be carried out in two stages: dynamic research and strength analysis. The results of dynamic research show the effect of spring stiffness on reducing dynamic reactions in the crank mechanism as well as the required engine power, in other words, on reducing washer vibration and energy consumption. Stress analysis was performed using the finite element software package ABAQUS. The design process allows selecting a set of acceptable parameters for the main drive of the washer. This result is used to create a prototype of an innovative fruit-vegetable washer.

Keywords: dynamic analysis, stress analysis, numerical calculation, slider-crank mechanism, spring, fruit-vegetable washer, finite element method

REFERENCES

- [1] Mokrushin Y.A., Shamin V.Y. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Tekhnicheskii nauki — Proceedings of Higher Educational Institutions. Engineering sciences*, 2013, no. 1 (25), pp. 123–130.
- [2] Dang H.M., Phung V.B., Nguyen V.D., Tran T.T. *VN Patent Application No. VN2019324A2*, 2019 (In submission).
- [3] Yamanin A.I., Zhukov V.A., Baryshnikov S.O. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova — Bulletin of the State University of the Sea and River Fleet named after Admiral S.O. Makarov*, 2018, no. 1, pp. 191–200.
- [4] Arakelian V., Briot S. *Advanced methods with illustrative examples*. The Netherlands, Springer, 2015, 271 p.
- [5] Frischknecht B.D., Howell L.L., Magleby S.P. Crank-slider with spring constant force mechanism. *ASME 2004 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2004. DOI: 10.1115/DETC2004-57318
- [6] Tarnita D., Bolcu D. Contributions on the dynamic synthesis of crank-slider mechanisms actuated by springs. *12th IFToMM World Congress*. Besançon, France, June 18–21, 2007.
- [7] Jensen B.D., Howell L.L. Bistable configurations of compliant mechanisms modeled using four links and translational joints. *ASME. J. Mech. Des.*, 2004, no. 126 (4), pp. 657–666.
- [8] Tian Q., Flores P., Lankaran, H.M. A comprehensive survey of the analytical, numerical and experimental methodologies for dynamics of multibody mechani-

- cal systems with clearance or imperfect joints. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, no. 122, pp. 1–57.
- [9] Phuong B.V., Gavriushin S.S., Minh D.H., Binh P.V., Duc N.V. Application of a novel model “Requirement – Object – Parameter” for design automation of complex mechanical system. *Advances in Intelligent Systems, Computer Science and Digital Economics, CSDEIS2019. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol. 1127, Springer, Cham.
- [10] Oreshin G.E., Loginov G.A., Ustroev A.A. *Teknologii i tekhnicheskie sredstva mekhanizirovannogo proizvodstva produkcii rastenievodstva i zivotnovodstva — Technologies and technical of mechanized production of crop and livestock products*, 2014, no. 85, pp. 36–45.
- [11] Pauls V.Y., Gaivoron M.A. *Sbornik statei II Vserossiiskoi konferencii Sovremenue nayko-prakticheskie reshenya v APK — Collection of articles of the II All-Russian (national) scientific-practical conference Modern scientific and practical solutions in the agro-industrial complex*, 2018, pp. 408–413.
- [12] Hibbeler R.C. *Engineering Mechanics: Dynamics*. Pearson Education, Inc., 2016, 791 p.
- [13] Favorin M.V. *Momenty inehsii tel. Spravochnik — Moments of inertia. Directory*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970, 513 p.
- [14] Nguyen T.T. Nga, Dang H. Minh, Nguyen T.M. Hanh, Phung V. Binh, Bui V. Phuong, Thanh-Phong Dao, Duc V.N. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments (JMERE)* (accepted January 2020).
- [15] Mariti L., Mucino V.H., Pennestrí E., Cavezza A., Gautam M., Valentini P.P. *Journal of Mechanical Design*, 2014, vol. 136(7), 071004 (7 p.).

Bui Van Phuong, Postgraduate, Department of Computer Systems of Industrial Automation, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: phuongbv1991@gmail.com

Gavriushin S.S., Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department “Computer Systems of Industrial Automation”, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: gss@bmstu.ru

Phung Van Binh, Cand. Sc. (Eng.), Department of Cosmonautics and Aviation, Le Quy Don Technical University, Ha Noi, Viet Nam.

Dang Hoang Minh, Cand. Sc. (Eng.), Faculty of Mechanical Engineering, Industrial University of Ho Chi Minh City, Ho Chi Minh, Viet Nam.

Prokopov V.S., Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Department of Applied Mechanics, Bauman Moscow State Technical University; Head of Strength Analysis at STC APM LLC.