

УДК 531.1:62-5:681:5

ОЦЕНКА КРИТЕРИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТ ВАЛОВ КАЧАЛОК НАВЕСНОЙ СИСТЕМЫ ХЛОПКОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Якубжанова Д.К.¹

¹Самаркандский филиал Ташкентского университета информационных технологий имени Мухаммада ал-Хорезми, Самарканд, Узбекистан
yakubjanova55575@gmail.com

Аннотация. Эффективность управления хлопкоуборочной машины с навесными устройствами обусловлена теми техническими особенностями, насколько полно они выполняются в соответствии с установленными проектными требованиями. Для её максимума действие системы управления должно происходить по определённой закономерности, описываемой алгоритмом управления, где учитываются все действующие факторы и все известные зависимости. В данной статье ставится и решается задача оценки работоспособности валов и расчет усталостной прочности вала качалки хлопкоуборочной машины. В работе расчет валов на сопротивление усталости считается основным, а расчет на статическую прочность выполняют как проверочный.

Ключевые слова: хлопкоуборочная машина, модель, вал, расчет прочности, запас сопротивления.

I. ВВЕДЕНИЕ

Исследования, направленные на разработку моделей и алгоритмов функционирования хлопкоуборочных машин с навесными устройствами, обусловлены множеством общих технических параметров. Эти параметры на управляемость и устойчивость машины влияют неодинаково, что требует рассмотрения способов оценки этих свойств совместно, выделяя при этом влияния, присущие каждому свойству.

В рамках решения таких задач, вопросы исследования свойств семейств подвесок, спроектированных как для различных ходов, так и для различных нагрузок хлопкоуборочной машины приобретают практическую актуальность. При этом их

кинематические схемы также могут быть весьма разнообразны.

Сбор требуемого объема информации для хлопкоуборочных машин различных по конструкции и эксплуатационным характеристикам, представляется довольно трудным. Сроки и объемы экспериментальных и натурных испытаний для сбора статистических данных в такой постановке задачи крайне велики. В свою очередь, увеличение сроков испытаний приводит к моральному старению создаваемой системы. Для вновь проектируемых хлопкоуборочных машин еще на этапе предварительных проектных исследований желательно иметь наиболее ёмкую информацию не только о статических, но и о динамических характеристиках разрабатываемой системы. При этом считаем, что

проведение достаточно полного исследования по оценке соответствующих характеристик разрабатываемой системы с успехом может быть решена с помощью математического моделирования.

При функционировании ХУМ с навесной системой, при различных полевых условиях, необходимо учитывать возникающие при этом различного рода колебания машины, проявляющиеся в виде горизонтального и вертикального колебаний.

Развитие, совершенствование процессов информационных систем и технологий определяют принципы и подходы формирования и формализации все новых классов моделей анализа, прогнозирования производительности и испытания хлопкоуборочных машин.

В процессе проведенных исследований и анализов множества научных работ в области разработки объектно-ориентированных математических моделей по оценке их применения в эксплуатации машинно-тракторных агрегатов и хлопкоуборочных машин при различных условиях движения были установлены соответствующие особенности.

Следует отметить, что зачастую невозможно создать прототип проектируемой модели в полном размере, что приводит к необходимости компьютерного моделирования.

Анализ многочисленных исследований показывает, что в этих работах мало рассматривалось применение современных методов моделирования и оптимального управления движе-

нием хлопкоуборочных машин при различных условиях их движения.

Решение проблемы моделирования и оптимального управления движением хлопкоуборочных машин при различных условиях их движения рассмотрим на примере хлопкоуборочной машины МХ-1.8 (ХУМ МХ-1.8) следуя положениям.

Построение объектно-ориентированных математических моделей сложных технических систем управления представляет собой сложную научно-техническую задачу, оценку которой дает в основном лицо принимающее решение.

При разработке математической модели вертикальных колебаний навесной системы хлопкоуборочной машины при различных условиях движения, следует учесть, что гидросистема машины функционально взаимосвязана с её рабочей системой.

Хлопкоуборочная машина с навесной системой представляет собой колебательную систему, состоящую из нескольких масс – бункера, колес, двигателя, кабины и других, связанных между собой упругими связями и демпферами. Эти массы делят, прежде всего, на поддрессоренные и неподдрессоренные. Поддрессоренной частью ХУМ являются все его элементы, вес которых передается упругому устройству подвески. Те элементы, сила тяжести которых не передается через упругое устройство подвески, представляют собой неподдрессоренные элементы ХУМ. Поддрессоренными элементами ХУМ являются кузов и рама с укрепленными на ней механизмами, а не поддрессоренными – колеса в сборе с осями (мостами) [1].

II. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Обобщенная математическая модель вертикальных колебаний ХУМ МХ-1.8 в процессе передвижения по

неровностям на поворотной полосе хлопкового поля в форме уравнений Лагранжа второго рода имеет вид [2, 3, 4]:

$$\left. \begin{aligned} m_M \ddot{y}_M &= F_y - b_1(\dot{y}_M - \dot{y}_{K_1}) - c_1(y_M - y_{K_1}) - b_2(\dot{y}_M - \dot{y}_{K_2}) - c_2(y_M - y_{K_2}), \\ m_1 \ddot{y}_{K_1} &= b_1(\dot{y}_M - \dot{y}_{K_1}) + c_1(y_M - y_{K_1}) - m_1 \frac{2\pi^2 V_{K_1}^2}{l_5^2} h_n (1 - \cos \frac{2\pi V_{K_1}}{l_5} t), \\ (m_2 - m_3) \ddot{y}_{K_2} &= b_2(\dot{y}_M - \dot{y}_{K_2}) + c_2(y_M - y_{K_2}) - (m_2 - m_3) \frac{2\pi^2 V_{K_2}^2}{l_5^2} h_n (1 - \cos \frac{2\pi V_{K_2}}{l_5} t), \\ j_{\text{зц}} \ddot{\phi}_{\text{зц}} &= F_{\text{зц}} \cdot l_6 - b_3(\dot{\phi}_{\text{зц}} - \dot{\phi}_{\text{вк}}) - c_3(\phi_{\text{зц}} - \phi_{\text{вк}}) - l_7 \cdot m_a \ddot{y}_M, \\ j_{\text{вк}} \ddot{\phi}_{\text{вк}} &= b_3(\dot{\phi}_{\text{зц}} - \dot{\phi}_{\text{вк}}) + c_3(\phi_{\text{зц}} - \phi_{\text{вк}}) - l_7 \cdot m_a \ddot{y}_M, \\ m_{\text{зц}} \ddot{y}_{\text{зц}} &= \frac{j_{\text{зц}} \ddot{\phi}_{\text{зц}}}{l_7 - l_6}, \\ m_{\text{вк}} \ddot{y}_{\text{вк}} &= \frac{j_{\text{вк}} \ddot{\phi}_{\text{вк}}}{l_7}. \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\begin{aligned} J(q_0, u(t), q(t)) &= \\ &= \int_{t_0}^T f^0(q(t), u(t), t) dt + \\ &+ g^0(q_0, g(T)) \rightarrow \min \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_i(0) &= q_0(0), \dot{q}_i(0) = \dot{q}_0(0), \\ V_i(0) &= V_0(0) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_i(t) &= q_0(t), \dot{q}_i(t) = \dot{q}_0(t), V_i(t) = V_0(t) \\ (i = \overline{1, n}), \quad 0 \leq t \leq T, \end{aligned}$$

где $\dot{y}_M$ и $\ddot{y}_M$ – линейная скорость и ускорение машины; $\dot{y}_{K_1}$ и $\ddot{y}_{K_1}$ – линейная скорость и ускорение передних колес; $\dot{y}_{K_2}$ и $\ddot{y}_{K_2}$ – линейная скорость и ускорение задних колес; $\dot{\phi}_{\text{зц}}$ и $\ddot{\phi}_{\text{зц}}$ – угловая скорость и ускорение крутильных колебаний рычага гидроцилиндра; $\dot{\phi}_{\text{вк}}$ и $\ddot{\phi}_{\text{вк}}$ – угловая скорость и ускорение крутильных колебаний рычага вала качалок; b_3 – коэффициент вязкого сопротивления вала качалки

механизма навески уборочных аппаратов; c_3 – коэффициент жесткости вала качалки механизма навески уборочных аппаратов; m_a – распределенная масса по уборочному аппарату; $m_{\text{зц}}$ – распределенная масса по гидроцилиндру; $m_{\text{вк}}$ – распределенная масса по валу качалки; $F_{\text{зц}}$ – усилие в гидроцилиндре механизма навески уборочных аппаратов; l_1, l_2, l_3, l_4 и l_5 – расстояния между опорами и неровностями; l_6 – длина рычага гидроцилиндра; l_7 – длина рычага навески уборочных аппаратов; $j_{\text{зц}}$ и j_a – моменты инерции рычагов соединения гидроцилиндра и навески уборочных аппаратов.

Результаты, полученные решением математических моделей вертикальных колебаний ХУМ МХ-1.8и навесных систем в процессе передвижения по неровностям на поворотной полосе хлопкового поля удовлетворительно согласуются с

экспериментальными данными. Определено, что левые и правые уборочные аппараты неравномерно колеблются при вертикальном колебании машины. Основная причина неравномерности колебания уборочных аппаратов — это установка рычага для соединения гидроцилиндра на левом крае, а не в середине вала качалок [3].

При использовании классического вариационного исчисления для динамических систем, описываемых обыкновенными дифференциальными уравнениями, определение оптимального управления сводится к решению задач Майера, Лагранжа или Больца в зависимости от задаваемого критерия качества [5]. Решение этих задач основывается на методе множителей Лагранжа и исследовании вариаций расширенной функции. Необходимые условия экстремума функционала качества получаются из равенства нулю первой вариации расширенной функции, откуда вытекают уравнения Эйлера, записанные для всех координат и управлений, входящих в функционал. Недостающие граничные условия определяются из условия трансверсальности [5].

В решаемой задаче необходимым условием является оптимальная с практической точки зрения оценка угла поворота вала качалки, которая может обеспечить наименьшие колебания навесной системы ХУМ.

Как показывают результаты решения задачи Майера, с изменением угла поворота вала качалки на 15,9 градусов, предопределяет движение хлопкоуборочной машины к устойчивому состоянию равномерному колебанию уборочных аппаратов навесной системы, что

показывает корректность сформированной модели [5].

Валы в основном испытывают циклически меняющиеся напряжения. Отсюда следует, что основным критерием работоспособности валов и осей является усталостная прочность. Статическое разрушение встречается очень редко. Оно происходит под действием случайных кратковременных перегрузок. Для валов расчет на сопротивление усталости считается основным. Расчет на статическую прочность выполняют как проверочный.

III. МЕТОД РЕШЕНИЯ

В зависимости от действия нагрузок возможны два случая приближенного расчета валов на прочность: расчет только на кручение и расчет на совместное действие кручения и изгиба.

Приближенный расчет выполняют как проектировочный, на основе которого ориентировочно устанавливают диаметры характерных сечений вала с последующим уточнением коэффициентов запаса прочности по выносливости [6].

3.1. Расчет вала качалок ХУМ МХ-1.8 на кручение при прогибе шины $h_{ш}=0.04$ м.

При этом расчете обычно определяют диаметр выходного конца вала или диаметр вала под подшипником (под опорой), который испытывает только кручение. Исходя из условия прочности $\sigma_u \leq [\sigma]_u ; \tau_k \leq [\tau]_k$ выполняют проектировочный расчет.

Определяем максимальное касательное напряжение по статическим методам:

$$\tau_{\text{вк}} = \frac{M_{\text{вк}}}{W_p} = \frac{2 \cdot m_a l_7}{0.2 \cdot d_{\text{вк}}^3} = \frac{2 \cdot 675 \cdot 0,64}{0.2 \cdot (0.075)^3} =$$

$$= \frac{864}{0.2 \cdot (0.075)^3} = 1.024 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

Определяем максимальное касательное напряжение по результатам моделирования:

$$\tau_{\text{вк}} = \frac{M_{\text{вк}}}{W_p} = \frac{M_{\text{вк}}}{0.2 \cdot d_{\text{вк}}^3} =$$

$$= \frac{645.068}{0.2 \cdot (0.075)^3} = 0,7645 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

Расчет статическим методом диаметра валов по касательным напряжениям:

$$d_{\text{вк}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{вк}}}{0.2 \tau_{\text{вк}}}} = \sqrt[3]{\frac{864}{0.2 \cdot 1.024 \cdot 10^7}} = 0.077 \text{ м};$$

Расчет диаметра валов по касательным напряжениям на основе результатов моделирования:

$$d_{\text{вк}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{вк}}}{0.2 \tau_{\text{вк}}}} = \sqrt[3]{\frac{645.068}{0.2 \cdot 0.7645 \cdot 10^7}} = 0.077 \text{ м},$$

где $M_{\text{вк}}$ — крутящий момент в опасном сечении валов; c_3 — жесткость вала, $c_3 = 263377.3$ Нм/рад; τ_i и $[\tau]_K$ — расчетное и допускаемое напряжения кручения в опасном сечении валов (для сталей 45 и Ст5 $[\tau]_K = 25 \div 35$ МПа = $(25 \div 35) \cdot 10^{10}$ Н/м² [6].

Расчет вала качалок на совместное действие кручения и изгиба.

Участок вала между опорами рассчитывают на совместное действие кручения и изгиба по эквивалентному моменту $M_{\text{экв}}$.

Эквивалентный момент вычисляют обычно по формуле (при расчете по

теории максимальных касательных напряжений):

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_u^2 + M_{\text{вк}}^2}$$

где M_u и $M_{\text{вк}}$ — изгибающий и крутящий моменты.

Расчет изгибающих моментов статическим методом:

$$M_u^I = 1.1 \cdot 0.5 \cdot P_{\text{ок}} b = 1.1 \cdot 0.5 \cdot \frac{M_{\text{вк}}}{l_6} b =$$

$$= 1.1 \cdot 0.5 \cdot \frac{864}{0.350} 0.463 = 628.62 \text{ Нм};$$

Расчет статическим методом диаметра вала качалок по изгибающим моментам:

$$\sigma_u^I = \frac{M_u^I}{0.1 d_{\text{вк}}^3} = \frac{628.62}{0.1 \cdot 0.077} = 1.377 \cdot 10^7 \leq [\sigma]_u;$$

$$d_{\text{вк}}^I = \sqrt[3]{\frac{M_u^I}{0.1 \sigma_u^I}} = \sqrt[3]{\frac{628.62}{0.1 \cdot 1.377 \cdot 10^7}} = 0.079 \text{ м};$$

$$\sigma_u^{II} = \frac{M_u^{II}}{0.1 d_{\text{вк}}^3} = \frac{628.62}{0.1 \cdot 0.077} = 1.377 \cdot 10^7 \leq [\sigma]_u;$$

$$d_{\text{вк}}^{II} = \sqrt[3]{\frac{M_u^{II}}{0.1 \sigma_u^{II}}} = \sqrt[3]{\frac{628.62}{0.1 \cdot 1.377 \cdot 10^7}} = 0.079 \text{ м};$$

Расчет изгибающих моментов по результатам моделирования:

$$M_u^I = 1.1 \cdot 0.5 \cdot P_{\text{ок}} b = 1.1 \cdot 0.5 \cdot \frac{M_{\text{вк}}}{l_6} b =$$

$$= 1.1 \cdot 0.5 \cdot \frac{645.068}{0.350} 0.463 = 469.333 \text{ Нм};$$

$$M_u^{II} = 1.1 \cdot 0.5 \cdot P_{\text{ок}} b = 1.1 \cdot 0.5 \cdot \frac{M_{\text{вк}}}{l_6} b =$$

$$= 1.1 \cdot 0.5 \cdot \frac{645.068}{0.350} 0.463 = 469.333 \text{ Нм};$$

Проверочный расчет диаметров вала качалок по результатам моделирования:

$$\sigma_u^I = \frac{M_u^I}{0.1d_{вк}^3} = \frac{469.333}{0.1 \cdot 0.077} = 1.028 \cdot 10^7 \leq [\sigma]_н;$$

$$d_{вк}^I = \sqrt[3]{\frac{M_u^I}{0.1\sigma_u^I}} = \sqrt[3]{\frac{469.333}{0.1 \cdot 1.028 \cdot 10^7}} = 0.079 \text{ м};$$

$$\sigma_u^{II} = \frac{M_u^{II}}{0.1d_{вк}^3} = \frac{469.333}{0.1 \cdot 0.077} = 1.028 \cdot 10^7 \leq [\sigma]_н;$$

$$d_{вк}^{II} = \sqrt[3]{\frac{M_u^{II}}{0.1\sigma_u^{II}}} = \sqrt[3]{\frac{469.333}{0.1 \cdot 1.028 \cdot 10^7}} = 0.079 \text{ м};$$

По чертежу узла составляют расчетную схему (рис.1).

В схеме (рисунок 1) M_k — крутящий момент, возникающий в поперечных сечениях вала; P_i — силы, действующие на вал в вертикальной плоскости.

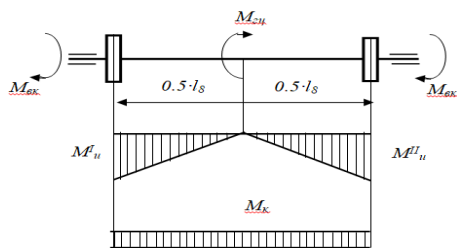


Рисунок 1. Эпюра изгибающих и крутящих моментов вала качалок

Уточненный расчет валов на выносливость

После предварительных расчетов и конструктивного оформления валов фасонных конструкций, имеющих ряд ступеней, отверстий, канавок кольцевых и шпоночных и т. п., в ответственных случаях производят уточненный (проверочный) расчет валов на усталостную прочность (на выносливость).

Усталостная прочность вала обеспечена, если соблюдается условие

$K_p \geq [K_{зн}]$, где K_p и $[K_{зн}]$ — фактический (расчетный) и допускаемый коэффициенты запаса

прочности для опасного сечения; (обычно $[K_{зн}] = 1.5 \div 2.5$; для валов передач $[K_{зн}] > (1.7 \div 3)$ [6].

При расчете на усталостную прочность необходимо установить характер цикла изменений напряжений. В большинстве случаев действительный цикл нагрузки машин в эксплуатационных условиях установить трудно. При расчете валов на усталостную прочность принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу (рис.2, а), а напряжения кручения — по пульсирующему (от нулевого) циклу (рис. 2, б).

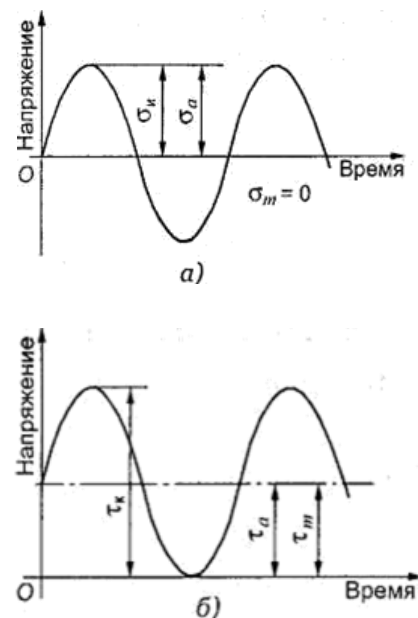


Рисунок 2. Циклы изменений напряжений в сечениях вала: а - симметричный цикл (напряжения изгиба); б - от нулевого цикла (напряжение кручения)

Для опасных сечений определяют коэффициенты запаса сопротивления усталости и сравнивают их с допустимыми. При одновременном действии напряжений изгиба и кручения коэффициент запаса сопротивления усталости определяют по формуле.

Статическим методом:

$$K_p^I = \frac{K_\sigma K_\tau}{\sqrt{K_\sigma^2 + K_\tau^2}} = \frac{24.88 \cdot 17.6}{\sqrt{24.88^2 + 17.6^2}} = 14.368;$$

$$K_p^{II} = \frac{K_\sigma K_\tau}{\sqrt{K_\sigma^2 + K_\tau^2}} = \frac{24.88 \cdot 17.6}{\sqrt{24.88^2 + 17.6^2}} = 14.368;$$

По результатам моделирования:

$$K_p^I = \frac{K_\sigma K_\tau}{\sqrt{K_\sigma^2 + K_\tau^2}} = \frac{33.15 \cdot 23.68}{\sqrt{33.15^2 + 23.68^2}} = 19.268;$$

$$K_p^{II} = \frac{K_\sigma K_\tau}{\sqrt{K_\sigma^2 + K_\tau^2}} = \frac{33.15 \cdot 23.68}{\sqrt{33.15^2 + 23.68^2}} = 19.268;$$

где K_σ – коэффициент запаса сопротивления усталости по нормальным напряжениям при изгибе;

K_τ – коэффициент запаса сопротивления усталости по касательным напряжениям при кручении.

Расчет коэффициент запаса сопротивления усталости по нормальным напряжениям при изгибе.

Статическим методом:

$$K_\sigma^I = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u \frac{S_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{3.15 \cdot 10^8}{1.37 \cdot 10^7 \frac{1.51}{1.72 \cdot 0.95}} = 24.88;$$

$$K_\sigma^{II} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u \frac{S_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{3.15 \cdot 10^8}{1.37 \cdot 10^7 \frac{1.51}{1.72 \cdot 0.95}} = 24.88;$$

По результатам моделирования:

$$K_\sigma^I = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u \frac{S_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{3.15 \cdot 10^8}{1.108 \cdot 10^7 \frac{1.51}{1.72 \cdot 0.95}} = 33.15;$$

$$K_\sigma^{II} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u \frac{S_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{3.15 \cdot 10^8}{1.108 \cdot 10^7 \frac{1.51}{1.72 \cdot 0.95}} = 33.15;$$

Расчет коэффициент запаса сопротивления усталости по касательным напряжениям при кручении.

Статическим методом:

$$K_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{вк} \frac{S_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \tau_m} =$$

$$= \frac{1.75 \cdot 10^8}{1.024 \cdot 10^7 \frac{1.51}{1.72 \cdot 0.95} + 0.1 \cdot 0.473 \cdot 10^7} = 17.6;$$

По результатам моделирования:

$$K_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{вк} \frac{S_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \tau_m} =$$

$$= \frac{1.75 \cdot 10^8}{0.7615 \cdot 10^7 \frac{1.51}{1.72 \cdot 0.95} + 0.1 \cdot 0.353 \cdot 10^7} = 23.68.$$

В этих формулах σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости соответственно при изгибе и при кручении при симметричном цикле изменения напряжений. Это характеристики материала, которые выбираются по справочникам или по приближенным формулам:

$$\sigma_{-1} = (0.4 \div 0.5) \cdot \sigma_s = ;$$

$$= 0.45 \cdot 700 \cdot 10^6 = 3.15 \cdot 10^8 \frac{H}{M^2}$$

$$\tau_{-1} = (0.2 \div 0.3) \cdot \sigma_s = ,$$

$$= 0.25 \cdot 700 \cdot 10^6 = 1.75 \cdot 10^8 \frac{H}{M^2}$$

где σ_a и τ_a – амплитуды переменных составляющих циклов напряжений;

σ_m и τ_m – средние напряжения циклов соответственно при изгибе и кручении.

Согласно принятому условию, при расчете валов

$$\sigma_a = \frac{M}{0.1d^3}; \sigma_m = 0;$$

$$\tau_a = \tau_m = 0.5 \frac{M_{\text{вк}}}{0.2d_{\text{вк}}^3};$$

$\tau_a = 0.473 \frac{H}{\text{м}^2}$; - для статического расчета;

$\tau_a = 0.353 \frac{H}{\text{м}^2}$; - для динамического расчета;

ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла напряжений на прочность вала соответственно при изгибе и при кручении. Эти значения зависят от механических характеристик материала.

Их принимают:

$\psi_\sigma = 0,05$; $\psi_\tau = 0$ — углеродистые мягкие стали;

$\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$ — среднеуглеродистые стали;

$\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$ — легированные стали.

K_d — масштабный фактор, то есть коэффициент, учитывающий влияние размеров сечения вала на прочность (выбирают по справочникам в зависимости от диаметра и марки материала); K_F — фактор шероховатости поверхности (выбирают по справочникам в зависимости от шероховатости поверхности и предела прочности σ_s стали); S_σ и S_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (выбирают по справочникам в зависимости от вида концентратора в расчетном сечении и σ_s) [8,9].

3.2 Расчет вала качалок ХУМ МХ-1.8 на кручение при прогибе шины $h_{\text{ш}}=30\text{мм}=0.03\text{ м}$.

Определяем максимальное касательное напряжение по статическим методам:

$$\begin{aligned} \tau_{\text{вк}} &= \frac{M_{\text{вк}}}{W_p} = \frac{2 \cdot m_d l_7}{0.2 \cdot d_{\text{вк}}^3} = \frac{2 \cdot 675 \cdot 0,64}{0.2 \cdot (0.075)^3} = \\ &= \frac{864}{0.2 \cdot (0.075)^3} = 1.024 \cdot 10^7 \frac{H}{\text{м}^2} \end{aligned}$$

Определяем максимальное касательное напряжение по результатам моделирования:

$$\begin{aligned} \tau_{\text{вк}} &= \frac{M_{\text{вк}}}{W_p} = \frac{M_{\text{вк}}}{0.2 \cdot d_{\text{вк}}^3} = \\ &= \frac{642.25}{0.2 \cdot (0.075)^3} = 0.7612 \cdot 10^7 \frac{H}{\text{м}^2} \end{aligned}$$

Расчет статическим методом диаметра валов по касательным напряжениям:

$$d_{\text{вк}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{вк}}}{0.2 \tau_{\text{вк}}}} = \sqrt[3]{\frac{864}{0.2 \cdot 1.024 \cdot 10^7}} = 0.077 \text{ м}.$$

Расчет диаметра валов по касательным напряжениям на основе результатов моделирования:

$$d_{\text{вк}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{вк}}}{0.2 \cdot \tau_{\text{вк}}}} = \sqrt[3]{\frac{642.25}{0.2 \cdot 0.7612 \cdot 10^7}} = 0.075 \text{ м}.$$

Расчет вала качалок на совместное действие кручения и изгиба.

Расчет изгибающих моментов статическим методом:

$$\begin{aligned} M_u'' &= 1.1 \cdot 0.5 \cdot P_{\text{ок}} b = 1.1 \cdot 0.5 \cdot \frac{M_{\text{вк}}}{l_6} b = \\ &= 1.1 \cdot 0.5 \cdot \frac{864}{0.350} \cdot 0.463 = 628.62 \text{ Нм}; \end{aligned}$$

Расчет статическим методом диаметра вала качалок по изгибающим моментам:

$$\sigma_u^I = \frac{M_u^I}{0.1d_{\text{вк}}^3} = \frac{628.62}{0.1 \cdot 0.077} = 1.377 \cdot 10^7 \leq [\sigma]_H;$$

$$d_{\text{вк}}^I = \sqrt[3]{\frac{M_u^I}{0.1\sigma_u^I}} = \sqrt[3]{\frac{628.62}{0.1 \cdot 1.377 \cdot 10^7}} = 0.079 \text{ м};$$

$$\sigma_u^{II} = \frac{M_u^{II}}{0.1d_{\text{вк}}^3} = \frac{628.62}{0.1 \cdot 0.077} = 1.377 \cdot 10^7 \leq [\sigma]_H;$$

$$d_{\text{вк}}^{II} = \sqrt[3]{\frac{M_u^{II}}{0.1\sigma_u^{II}}} = \sqrt[3]{\frac{628.62}{0.1 \cdot 1.377 \cdot 10^7}} = 0.079 \text{ м};$$

Расчет изгибающих моментов по результатам моделирования:

$$M_u^I = 1.1 \cdot 0.5 \cdot P_{\text{ок}} b = 1.1 \cdot 0.5 \cdot \frac{M_{\text{вк}}}{l_6} b =$$

$$= 1.1 \cdot 0.5 \cdot \frac{642.25}{0.350} \cdot 0.463 = 467.283.62 \text{ Нм};$$

Проверочный расчет диаметров вала качалок по результатам моделирования:

$$\sigma_u^I = \frac{M_u^I}{0.1d_{\text{вк}}^3} = \frac{467.283}{0.1 \cdot 0.075^3} = 1.108 \cdot 10^7 \leq [\sigma]_H;$$

$$d_{\text{вк}}^I = \sqrt[3]{\frac{M_u^I}{0.1\sigma_u^I}} = \sqrt[3]{\frac{467.283}{0.1 \cdot 1.108 \cdot 10^7}} = 0.075 \text{ м};$$

$$\sigma_u^{II} = \frac{M_u^{II}}{0.1d_{\text{вк}}^3} = \frac{467.283}{0.1 \cdot 0.075^3} = 1.108 \cdot 10^7 \leq [\sigma]_H;$$

$$d_{\text{вк}}^{II} = \sqrt[3]{\frac{M_u^{II}}{0.1\sigma_u^{II}}} = \sqrt[3]{\frac{467.283}{0.1 \cdot 1.108 \cdot 10^7}} = 0.075 \text{ м};$$

Уточненный расчет валов на выносливость

Статическим методом:

$$K_p^I = \frac{K_\sigma K_\tau}{\sqrt{K_\sigma^2 + K_\tau^2}} = \frac{24.88 \cdot 17.6}{\sqrt{24.88^2 + 17.6^2}} = 14.368;$$

$$K_p^{II} = \frac{K_\sigma K_\tau}{\sqrt{K_\sigma^2 + K_\tau^2}} = \frac{24.88 \cdot 17.6}{\sqrt{24.88^2 + 17.6^2}} = 14.368.$$

По результатам моделирования:

$$K_p^I = \frac{K_\sigma K_\tau}{\sqrt{K_\sigma^2 + K_\tau^2}} = \frac{33.15 \cdot 23.68}{\sqrt{33.15^2 + 23.68^2}} = 19.268;$$

$$K_p^{II} = \frac{K_\sigma K_\tau}{\sqrt{K_\sigma^2 + K_\tau^2}} = \frac{33.15 \cdot 23.68}{\sqrt{33.15^2 + 23.68^2}} = 19.268.$$

Расчет коэффициента запаса сопротивления усталости по нормальным напряжениям при изгибе.

Статическим методом:

$$K_\sigma^I = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u^I \frac{S_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{3.15 \cdot 10^8}{1.37 \cdot 10^7 \frac{1.51}{1.72 \cdot 0.95}} = 24.88;$$

$$K_\sigma^{II} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u^{II} \frac{S_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{3.15 \cdot 10^8}{1.37 \cdot 10^7 \frac{1.51}{1.72 \cdot 0.95}} = 24.88.$$

По результатам моделирования:

$$K_\sigma^I = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u^I \frac{S_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{3.15 \cdot 10^8}{1.028 \cdot 10^7 \frac{1.51}{1.72 \cdot 0.95}} = 33.15;$$

$$K_\sigma^{II} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u^{II} \frac{S_\sigma}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{3.15 \cdot 10^8}{1.028 \cdot 10^7 \frac{1.51}{1.72 \cdot 0.95}} = 33.15.$$

Расчет коэффициента запаса сопротивления усталости по касательным напряжениям при кручении.

Статическим методом:

$$K_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{вк}} \frac{S_\tau}{K_d K_F} + \psi_\tau \tau_m} =$$

$$= \frac{1.75 \cdot 10^8}{1.024 \cdot 10^7 \frac{1.51}{1.72 \cdot 0.95} + 0.1 \cdot 0.473 \cdot 10^7} = 17.6;$$

По результатам моделирования:

$$K_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{вк}} \frac{S_{\sigma}}{K_d K_F} + \psi_{\sigma} \tau_m} =$$

$$= \frac{1.75 \cdot 10^8}{0.7615 \cdot 10^7 \frac{1.51}{1.72 \cdot 0.95} + 0.1 \cdot 0.353 \cdot 10^7} = 23.68.$$

IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, условие усталостной прочности в сечениях выполняется. Анализ результатов показывает, что при $d_{\text{вк}} = 0,079\text{м}$ обеспечиваются статическая и усталостная прочности. Первоначально полученные коэффициенты запаса усталостной прочности в сечениях оказались избыточными. Проведенные расчеты показывают, что диаметр вала качалки можно изменить $d_{\text{вк}} = 0,080\text{м}$. Это в свою очередь позволит уменьшить массу вала качалки.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Азимов Б.М., Кубаев С.Т., Якубжанова Д.К.* Системное моделирование и алгоритм управления испытательными системами хлопкоуборочных машин при различных состояниях их равновесия // *Узбекский журнал «Проблемы информатики и энергетики»*, - Ташкент, 2011. - С.15-25.
- [2] *Azimov B.M., Yakubjanova D.K.* Imitation modeling and calculation of the parameters of Lateral forces components of guide wheels of Cotton-picker MH-1.8//*International journal of advanced research in science, engineering and technology*. Vol. 5, 2018. Is. 1. P. 5024-5032.
- [3] *Azimov B.M., Yakubjanova D.K.* Modeling and optimal control of motion of cotton harvesting machines MX-1.8 and hitching systems of picking apparatus under vertical oscillations // *IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series* 1210 (2019) 012004 IOP Publishing doi:10.1088/1742-6596/1210/1/012004
- [4] *Azimov B.M., Yakubjanova D.K.* Simulation and optimal motion control of cotton- harvesting machines MH-2.4 and the hitching system of harvesting units under vertical oscillations. *Journal of Advanced Research in Dynamical and Control Systems*. (JARDCS). [Online:] ISSN 1943-023X. Vol.10, 9-Special Issue, 2018. P. 2513-2528.
- [5] *Васильев Ф.П.* Численные методы решения экстремальных задач. М.: Наука, 1988. - С. 421-485.
- [6] *Azimov B.M., Yakubjanova D.K., Kubaev S., Abdukarimov A.* Mayer Problem Application in Optimal Control of the Hitching Systems of Cotton Harvesting Machines // *International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology* Vol. 7, Issue 5 , 2020, p 13630- 13635
- [7] *Чернавский С.А. и др.* Курсовое проектирование деталей машин. М.: ИНФРА-М, 2011. - 414 с.
- [8] *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение, 2001, Т.1. - 920 с.
- [9] *Смирнов Г.А.* Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1990. С.145-230.

Поступила в редакцию 16.05.2022

Цитирование: Якубжанова Д.К., Оценка критерия работоспособности и расчет валов качалок навесной системы хлопкоуборочных машин // *Международный журнал теоретических и прикладных вопросов цифровых технологий*. – 2022. – №1(1). –С. 31-41.

EVALUATION OF THE CRITERION OF WORKABILITY AND CALCULATION OF SHAFTS OF PUCKING CHECKS OF THE MOUNTED SYSTEM OF COTTON PICKERS

Yakubjanova D.K.¹

¹ Samarkand branch of Tashkent University of information technologies named after Muhammad al-Khwarizmi, Samarkand, Uzbekistan
yakubjanova55575@gmail.com

Abstract. *The effectiveness of the control of a cotton picker with attachments is due to the technical features, how well they are carried out in accordance with the established design requirements. For its maximum, the operation of the control system should occur according to a certain pattern, described by the control algorithm, which takes into account all acting factors and all known dependencies. This article poses and solves the problem of evaluating the performance of the shafts and calculating the fatigue strength of the shaft of the rocking unit of a cotton picker. In the work, the calculation of shafts for fatigue resistance is considered the main one, and the calculation for static strength is performed as a verification one.*

Keywords: cotton picker, model, shaft, strength calculation, resistance margin.

PAXTA TERISH MASHINASI OSMATIZIMINING TEBRANUVCHI VALI HISOBI VA CHIDAMLILIK MEZONINI BAHOLASH

Yakubjanova D.K.¹

¹ Muhammad al-Xorazmiy nomidagi Toshkent axborot texnologiyalari universiteti Samarqand filiali, Samarqand, O'zbekiston
yakubjanova55575@gmail.com

Annotatsiya. *Osma tizimli paxta terish mashinasini boshqarish samaradorligi texnik xususiyatlari, ular belgilangan loyihalash talablariga muvofiq qanchalik yaxshi bajarilganligi bilan bog'liq. Uning maksimal darajada ishlashi uchun boshqaruv tizimining ishlashi barcha ta'sir qiluvchi omillarni va barcha ma'lum bog'liqliklarni hisobga oladigan boshqaruv algoritmi tomonidan tavsiflangan ma'lum bir naqsh bo'yicha amalga oshirilishi kerak. Ushbu maqolada vallar ishini baholash va paxta terish mashinasining tebranuvchi valining charchoqqa chidamliligini hisoblash muammosi qo'yiladi va hal qilinadi. Ishda charchoqqa chidamlilik uchun vallarni hisoblash asosiy hisoblanadi va statik quvvatni hisoblash tekshirish sifatida amalga oshiriladi.*

Kalit so'zlar: *paxta terish mashinasi, model, val, chidamlilik xisobi, qarshilik zahirasi.*