

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДАРНОГО ИМПУЛЬСА РОЛИКА ШПИДЕЛЯ

## DEFINITIONS SHOCK PULSE ROLLER STEM

*Б.Е. КАЛИМБЕТОВ, К. БАЙМАХАНОВ, М.Н. АХИЛБЕКОВ,  
Г.И. ЕЛИБАЕВА, Г.С. МЫЛТЫКБАЕВА*

*B.E. KALIMBETOV, K. BAYMAKHANOV, M.N. AKHILBEKOV,  
G.I. ELIBAEVA, G.S. MYLTYKBAEVA*

(Южно-Казахстанский государственный университет им. М. Ауэзова, Республика Казахстан)  
(M.Auezov South Kazakhstan State University, Republic of Kazakhstan)

*Как известно, получение адекватной математической модели и точных динамических характеристик любого приводного устройства является сложной задачей. Поэтому задача такого рода обычно рассматривается в более упрощенной форме для каждого конкретного случая.*

*В связи с этим при исследовании приводного устройства хлопкоуборочного аппарата приняты следующие допущения: колодка находится под силовым воздействием только одного набегающего на нее шпинделя и колодка обратного вращения шпинделей находится в основном под воздействием окружного усилия.*

*На основе разработанной нами математической модели ударного импульса ролика шпинделя вертикального шпиндельного хлопкоуборочного аппарата мы получили формулы для вычисления мгновенной силы удара при реверсе шпинделя в зависимости от частот вращения шпинделя и шпиндельного барабана.*

*As is known, to obtain adequate and accurate mathematical model of dynamic characteristics of any drive unit is very challenging. Therefore, this kind of problem is usually seen in a more simplified form for each case. In this context, the study of the cotton-picking machine drive unit the following assumptions: block is under the influence of the power of only one incident on her spindle and block reverse rotation spindles is mostly under the influence of district efforts.*

*On the basis we have developed a mathematical model of the shock pulse roller spindle vertical spindle cotton-picking machine, we have formulas for calculating the instantaneous impact force when the spindle reverse, depending on the spindle speed and spindle drum.*

**Ключевые слова:** вертикально-шпиндельный хлопкоуборочный аппарат, шпиндель, привод шпинделей, колодка обратного вращения шпинделей, ролик шпинделя, окружное усилие, мгновенная сила удара, ударный импульс ролика.

**Keywords:** vertical spindle cotton harvesting machine, spindle, spindle drive, reverse rotation shoe spindles, spindle roller circumferential force, the instantaneous impact force, shock pulse roller.

Кинематика и динамика вращения шпинделей в зоне съема во многом предопределяется функциональной структурой и динамикой нагружения колодки обратного враще-

ния. Поэтому сначала определены силы, вызывающие это нагружение, а затем установлены их функциональные связи.

Как известно, ролик шпинделя, набегая со скоростью  $\omega_{ш}$  на колодку обратного вращения, вызывает ее противодействие. Оно складывается из нормального усилия  $F_n$ , направленного перпендикулярно оси ролика и тангенциального усилия  $F_f$ , проходящего касательно к окружности качения этого ролика (рис. 1 – схема сил, действующих на ролик при набегании его на колодку:  $V_6$  – линейная скорость вращения шпиндельного барабана по осям шпинделей;  $\varphi_p$  – угол канавки ролика).

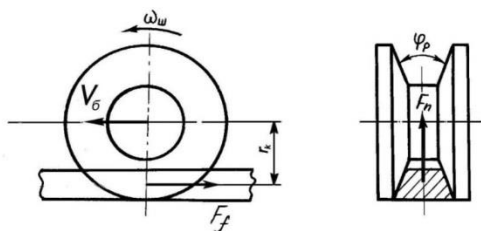


Рис. 1

Причем усилия эти связаны зависимостью вида:

$$F_f = f' F_n, \quad (1)$$

где  $f' = \frac{f}{\sin \frac{\varphi_p}{2}} = \frac{0,34}{\sin \frac{38^\circ}{2}} \approx 1,0$  – приведен-

ный коэффициент трения;  $f = 0,34$  – коэффициент трения стали о резину;  $\varphi_p = 38^\circ$  – угол канавки ролика.

Отсюда следует, что для такой клиноремной передачи имеет место:

$$F_f = F_n. \quad (2)$$

В свою очередь ролик оказывает на колодку аналогичное воздействие. И здесь те же усилия, что и прежде, но они уже имеют противоположное направление действия (рис. 2). Кроме того, на колодку обратного вращения действуют сила прижатия колодки к приводным роликам и реактивная сила поводкового звена.

Изменения этих усилий носят ударно-динамический характер, отрицательно влияющий на долговечность работы колодки и роликов.

Для снижения ударных сил роликов нами была предложена (рис. 2 – схема экспериментального механизма привода шпинделей: 1 – колодка обратного вращения; 2 – поводковое звено; 3 – ремни прямого вращения) колодка с повышенной податливостью [1], содержащая упругую пружину и поводок, установленный под углом  $\varphi$ .

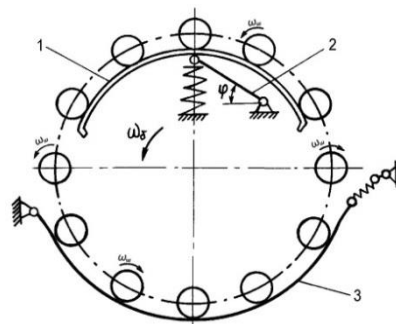


Рис. 2

Экспериментальный механизм привода шпинделей состоит из колодки обратного вращения 1 с поводковым звеном 2, ремней прямого вращения 3. Отличается он от серийного тем, что крепление колодки на шпиндельном барабане, состоящее из направляющей скобы и направляющей опоры, заменено поводковым звеном. Поводковое звено – один конец его шарнирно сочленен с каркасом колодки, а другой – с верхним корпусом барабана.

Колодка представляет собой структурный каркас дугообразного изгиба, изготовленный из металла, с резиновой прокладкой трехручейными ремнями, обеспечивающая регулирование хода ролика шпинделя. Исходя из этого отношение между путем ролика и геометрией изогнутого материала были получены в процессе производства конструкции [2].

В ходе работы вертикального шпиндельного аппарата приводные ролики шпинделей поочередно взаимодействуют с ремнями прямого и обратного вращения. При этом движения роликов состоят из таких мгновенных по времени фаз, как разгон, устойчивое вращение, свободное вращение и торможение.

В начале торможения, то есть при набегании ролика на колодку обратного враще-

ния, он находится в основном под воздействием окружного усилия  $F_f$ . Это происходит при достаточно большой относительной его скорости [3]:

$$v_{от} = \omega_p r_p + \omega_b R_b, \quad (3)$$

где  $\omega_p, \omega_b$  – частота вращения ролика шпинделя и барабана,  $c^{-1}$ ;  $r_p, R_b$  – радиус ролика шпинделя и барабана соответственно, м.

Скорость при этом носит мгновенный характер, что вызывает возникновение между роликом и колодкой ударной силы, которую обычно называют мгновенной силой удара. Следовательно, на ролик шпинделя, кроме окружного усилия, действует и сила удара.

Если считать ролик шпинделя, вращающегося вместе со шпиндельным барабаном, абсолютно жестким телом, а колодку обратного вращения – недостаточно упругой, то уравнение ударного импульса может быть представлено в виде [4]:

$$S_{уд} = (1 + K_k)(\omega_p r_p + \omega_b R_b) m_k, \quad (4)$$

где  $K_k$  – коэффициент восстановления колодки обратного вращения;  $m_k$  – масса колодки обратного вращения, кг.

Если среднее значение мгновенной силы удара обозначить через  $P_{cp}$ , а продолжительность удара через  $t_{уд}$ , то ударный импульс равен:

$$S_{уд} = P_{cp} t_{уд}. \quad (5)$$

Приравнивая (4) и (5), получим:

$$P_{cp} = \frac{(1 + K_k)(\omega_p r_p + \omega_b R_b) m_k}{t_{уд}}. \quad (6)$$

Выражение (6) приемлемо для случая, когда удар является прямым, то есть соударение тел (ролика и колодки) происходит "лоб в лоб". В действительности таковым оно не является. Необходимо отметить, что конкретное определение действия такого удара представляет определенную трудность и является статически неопределимой задачей.

По этой причине для определения направления действия силы удара допустим, что в процессе удара ролика колодка сместится в сторону собственного центра масс на бесконечно малую величину. В результате практически на такую же величину она отходит от предыдущего ролика, и между этим роликом и колодкой образуется бесконечно малый зазор.

В последующем колодка продолжает перемещаться по пути наименьшего сопротивления в таком направлении, чтобы восстановить зазор. Следовательно, колодка может перемещаться на бесконечно малую величину от воздействия набегающего ролика. Решение разработано для касательного удара ролика шпинделя к упругой сфере (клиновидным ремням) на полупространстве. По теории Герца – которая называется *механикой контактного взаимодействия*, ударные силы используются для нормальных составляющих силы и скорости, предполагается, что коэффициент трения является постоянным [5]. Другими словами, сила удара направлена по касательной к этим двум смежным роликам, которая образует между радиусом барабана угол:

$$\psi = \frac{180^\circ - \beta}{2} = 90 - \frac{\beta}{2}, \quad (7)$$

где  $\beta = \frac{2\pi}{z}$ ;  $z$  – число шпинделей на барабане.

Кроме того, при косом ударе ролик со шпинделем не может быть принят как жесткое основание с бесконечно большой массой, а будет рассмотрен как вращающееся тело с определенным моментом инерции  $J_{ш}$ .

Тогда уравнение (6) с учетом выражения (7) может быть представлено в виде:

$$P_{cp} = \frac{(1 + K_k)(\omega_p r_p + \omega_b R_b) m_k J_{ш}}{(m_k r_p^2 + J_{ш}) t_{уд}} \sin \frac{\beta}{2}, \quad (8)$$

где  $m_k r_p^2$  – момент инерции колодки относительно оси вращения шпинделя.

Корректность уравнения (8) может быть проверена следующим образом. Представим себе случай, когда ролики располо-

жены на шпиндельном барабане так часто, что с внутренней стороны барабана образуют сплошную цилиндрическую поверхность. Тогда ролики и колодка превращаются в тормозное устройство, при этом ударное возмущение отсутствует, что должно иметь место и в данном приводном механизме.

На самом деле, если  $z \rightarrow \infty$ , то  $\beta \rightarrow 0$ ,  $\sin \frac{\beta}{2} = 0$  и  $P_{cp} = 0$ .

Из структуры уравнения (8) следует, что мгновенная сила удара при реверсе шпинделей тем меньше, чем чаще расположены они на шпиндельном барабане и чем меньше масса колодки, момент инерции шпинделя, частоты вращения шпинделей и шпиндельного барабана [6].

В общем случае характер изменения силы удара  $P_{cp}$  носит случайный характер. Следовательно, для полного раскрытия степени его изменчивости требуется построение графиков корреляционной функции и спектральной плотности.

## ВЫВОДЫ

1. Проведенными расчетами установлено [4], что значение мгновенной силы удара при реверсе шпинделя в зависимости от частот вращения шпинделя и шпиндельного барабана колеблется в пределах 15...26 Н.

Необходимо отметить, что на значение мгновенной силы удара ролика кроме  $\omega_p$  и  $\omega_b$  также влияют высокая урожайность хлопка-сырца на кустах хлопчатника (меняется значение  $J_{ш}$ ), конструкция (нарезной, составной, кольцевой) и размеры (диаметр, длина, толщина) шпинделя, прочностные характеристики резин ремней прямого и обратного вращения шпинделей их приводных роликов, качество ежедневного сервисного обслуживания вращающихся деталей хлопкоуборочного аппарата [7]. Низкий коэффициент трения в технических системах без смазки может оказать существенное влияние на разработку многих компонентов машины и на определение ее точных динамических характеристик [8].

2. Полученные формулы и результаты могут быть использованы в процессе про-

ведения прочностных расчетов упругих элементов колодки обратного вращения шпинделей хлопкоуборочных аппаратов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. А.С.№9200084.1. 30.09.95. Механизм привода шпинделей вертикально-шпиндельного барабана хлопкоуборочной машины / Аугамбаев М., Калимбетов Б.Е., Михайловский А.Н. – Бюл. №3, патент №2678.
2. Kwon H.C., Im Y.T., Ji D.C., Rhee M.H. Изгиб алюминия каркасной конструкции с резиновой площадкой // Технология обработки материалов. – 2001, т. 113, вопросы 1-3, 15 июня. С. 786...791.
3. Глуценко А.Д., Тошболтаев М.Т. Динамика узлов вращения уборочных аппаратов хлопкоуборочных машин. – Ташкент: Фан, 1990.
4. Калимбетов Б.Е. Разработка и обоснование параметров модернизированной колодки обратного вращения шпинделей вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин: Дис. ... канд. техн. наук. – Ташкент, 2009.
5. Пасть Н., Барбер J.R., Фосетт J.N. Касательный удар упругих тел // Оригинальные исследования. – Т. 38, вып. 1, июнь 1976. С.101...114.
6. Калимбетов Б.Е. К вопросу повышения технологической надежности хлопкоуборочного аппарата. //Тез. докл. научн.-практич. конф. посвященной 75-летию УзМЭИ-Гулбахор. – 2008. С.200...204.
7. Калимбетов Б.Е., Тошболтаев М. Моделирование динамики торможения и разгона шпинделя колодкой обратного вращения //Тез. докл. научн.-практич. конф. УзНПЦСХ. – Ташкент, 2008.
8. Nam П., Mosleh В.С. Минимальный коэффициент трения: что это такое? //Оригинальное исследование. CIRP Анналы - Производственные технологии. – 1994, т. 43, вып.1. С. 491...495.

## REFERENCES

1. A.S.№9200084.1. 30.09.95. Mekhanizm privoda shpindel'ej vertikal'no-shpindel'nogo barabana hlopkouborochnoj mashiny / Augambaev M., Kalimbetov B.E., Mihajlovskij A.N. – Byul. №3, patent №2678.
2. Kwon H.C., Im Y.T., Ji D.C., Rhee M.H. Izgib alyuminiya karkasnoj konstrukcii s rezinovoj ploshchadkoj // Tekhnologiya obrabotki materialov. – 2001, t. 113, voprosy 1-3, 15 iyunya. S. 786...791.
3. Glushchenko A.D., Toshboltaev M.T. Dinamika uzlov vrashcheniya uborochnyh apparatov hlopkouborochnyh mashin. – Tashkent: Fan, 1990.
4. Kalimbetov B.E. Razrabotka i obosnovanie parametrov modernizirovannoj kolodki obratnogo vrashcheniya shpindel'ej vertikal'no-shpindel'nyh hlopkouborochnyh mashin: Dis. ... kand. tekhn. nauk. – Tashkent, 2009.
5. Past' N., Barber J.R., Fosett J.N. Kasatel'nyj udar uprugih tel // Original'nye issledovaniya. – T. 38, vyp.1, iyun' 1976. S.101...114.

6. Kalimbetov B.E. K voprosu povysheniya tekhnologicheskoy nadezhnosti hlopkouborochnogo apparata. //Tez. dokl. nauchn.-praktich. konf. posvya-shchennoj 75-letiyu UzMEHI-Gulbahor. – 2008. S.200...204.

7. Kalimbetov B.E., Toshboltaev M. Modelirovanie dinamiki tormozheniya i razgona shpindelya kolodkoj obratnogo vrashcheniya //Tez. dokl. nauchn.-praktich. konf. UzNPCSKH. – Tashkent, 2008.

8. Nam P., Mosleh V.S. Minimal'nyj koehfficient treniya: chto ehto takoe? //Original'noe issledovanie. CIRP Annaly - Proizvodstvennyye tekhnologii. – 1994, t.43, vyp.1. S. 491...495.

Рекомендована кафедрой технологии и проектирования текстильных материалов. Поступила 31.08.17.

---