

УДК 631.354.2-585.17

## ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РЕЖИМЫ НАГРУЖЕНИЯ ВАРИАТОРОВ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

**В. Кухтов**, д-р техн. наук, проф., **С. Лысенко**,  
*Харьковский национальный технический университет сельского  
хозяйства им. Петра Василенко*

**А. Пипченко**,  
*Харьковский филиал УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого*

*В работе изложен метод определения нагрузок клиноременных вариаторов, учитывающий основные факторы, формирующие величины этих нагрузок.*

**Ключевые слова:** комбайн, нагрузки клиноременных вариаторов.

**Актуальность проблемы.** При проектировании и производстве зерноуборочной техники необходимо, чтобы новые украинские комбайны соответствовали действующим стандартам и были конкурентоспособны с современными зарубежными аналогами.

Значительное внимание уделяется обеспечению надёжности составных частей и комбайна в целом. Вводимые конструктивно-технологические изменения приводят к ужесточению эксплуатационных режимов нагружения, что необходимо учесть при проектировании и проведении испытаний. Необходимо проведение расчётных исследований ресурсопределяющих конструкций, в частности вариатора барабана.

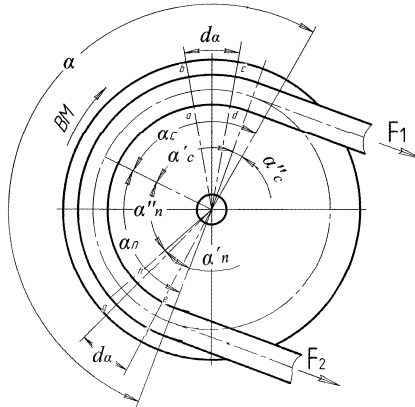
**Цель.** Провести расчётные исследования эксплуатационных режимов нагружения деталей вариатора молотильного барабана.

**Результаты работы.** В гидроуправляемых вариаторах зерноуборочных комбайнов необходимое натяжение ветвей ремня создается осевым воздействием пружин, кулачков или нажимных устройств гидравлического типа. Поэтому для обеспечения работоспособности вариатора и его расчета необходимо определить осевые силы. Особенно важно это для систем с автоматическим регулированием, использующих связь осевой силы со скоростным и силовым режимами работы вариатора.

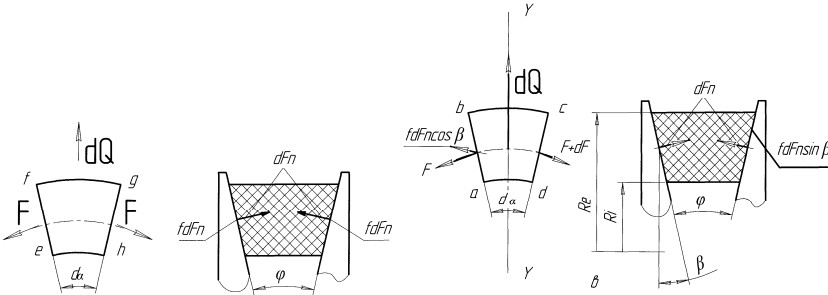
В настоящей статье изложен метод определения осевых усилий, учитывающий факторы, оказывающие влияния на величины этих осевых усилий. Будем считать, что между ремнем и шкивом имеет место нормальное давление по всей поверхности контакта интенсивностью  $F_n$ , скольжение в направлении касательной дуги окружности контакта ремня со шкивом в пределах дуги скольжения  $\alpha_c$  и скольжение в направлении образующей

конусной поверхности дисков в пределах дуг  $\alpha''_c$ ,  $\alpha'_n$ , где происходит радиальное перемещение ремня.

Осевую силу следует находить по участкам дуги обхвата  $\alpha'_n$ ,  $\alpha''_n$  и  $\alpha_c$  в соответствии с особенностями взаимодействия ремня и шкива на каждом участке, рис. 1 с учетом рекомендаций [1].



*a* – положение дуг сцепления  $\alpha_n$  и скольжения  $\alpha_c$  ;



*б* – усилия на элемент ремня на дуге покоя (сцепления)  $\alpha'_n$  ;

*в* – усилия на элемент ремня на дуге скольжения  $\alpha'_c$

$dQ$  – центробежная сила;  $F$  и  $F + dF$  – сила натяжения ремня;

$dF_n$  – нормальная сила;  $fdF_n$  – сила трения;  $\beta$  – угол между вектором скорости скольжения и касательной к окружности;  $\varphi$  – угол канавки

Рисунок 1 – Схема взаимодействия ремня с ведомым шкивом

Осевая сила, действующая на элемент  $abcd$  ремня на дуге скольжения ведомого шкива, будет (рис. 1, *в*)

$$dF_x = dF_n \left( \cos \frac{\varphi}{2} - f \sin \beta \sin \frac{\varphi}{2} \right). \quad (1)$$

Дополнительно вводим силы  $F_1$  и  $F_2$  – натяжение ведущей и ведомой ветви ремня. Окружная сила, передаваемая ремнем, будет равна:

$$F_t = F_1 - F_2. \quad (2)$$

Решая совместно формулу Эйлера  $\frac{F_1 - F_{II}}{F_2 - F_{II}} = e^{\alpha c} f' = m$  и формулу (2),

находим

$$F_1 = F_t \frac{m}{m-1} + F_{II}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{m-1} + F_{II}. \quad (3)$$

Тяговая способность характеризуется окружной силой

$$F_t = \frac{m-1}{m} (F_1 - F_2) \quad (3a)$$

или коэффициентом тяги

$$\psi = \frac{F_t}{F'_1 + F'_2} = \frac{m-1}{m}. \quad (4)$$

Таким образом, полная осевая сила на ведущем шкиве

$$F_{x1} = \frac{F_t}{2zf} \cos \frac{\varphi}{2} + \frac{F_1 - F_{II}}{2z} \left[ \frac{\alpha'_{п1}}{\operatorname{tg} \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right)} + \frac{\alpha''_{п1}}{\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \right] \quad (5)$$

и на ведомом

$$F_{x2} = \frac{F_t}{2zft} \left( \cos \frac{\varphi}{2} - f_r \sin \frac{\varphi}{2} \right) + \frac{F_2 - F_{II}}{2z} \left[ \frac{\alpha'_{п1}}{\operatorname{tg} \left( \frac{\varphi}{2} + \rho \right)} + \frac{\alpha''_{п1}}{\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}} \right]. \quad (6)$$

Вышеизложенное проведено для стационарного скоростного режима. Исследования Ю. М. Мартыхина [2] показали, что при переходных режимах в процессе регулирования скорости взаимодействие ремня со шкивами то же, что и при установившейся скорости. Различие проявляется лишь в том, что при сближении дисков шкива угол скольжения уменьшается и тяговая способность данного шкива увеличивается; при раздвижении дисков происходит обратная картина.

Кроме того, в процессе перемещения дисков дополнительно возникает сила трения на шпонке или шлицах ( $F_{ш}$ ) за счет передаваемого момента и сила трения на валу ( $F_b$ ) в результате действия защемляющего момента от несимметричности приложения осевой силы  $F_x$  и от натяжений ветвей ремня – силы, действующей на вал  $F_a$ , определяемой по формуле (7):

$$F_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos(180 - \alpha)} - (1 - K)F_{ц} \sin \frac{\varphi}{2}, \quad (7)$$

где  $K$  – коэффициент учитывающий влияние центробежных сил:

$$K = \frac{4C_p \cos^2 \gamma}{C_d + 4C_p \cos^2 \gamma},$$

$C_p$  – продольная жесткость ремня;  $C_d$  – жесткость деталей передачи в направлении линии центров;  $\gamma$  – угол между прямолинейной ветвью и линией центров;  $\alpha$  – угол обхвата действительный.

При нагрузке подвижного диска по схеме рисунке 2 реакции на кромках ступицы равны:

$$R_1 = \frac{F_x a + 0,5F_a b}{l} \text{ и } R_1 - 0,5F_a,$$

где  $a$  и  $b$  – координаты центра приложения равнодействующей элементарных сил на рабочей поверхности.

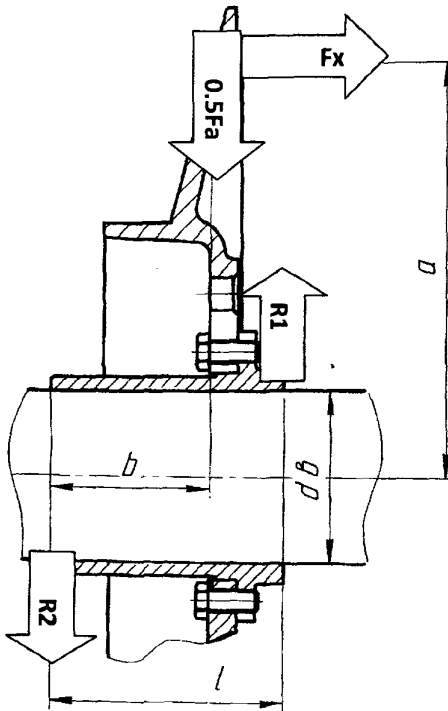


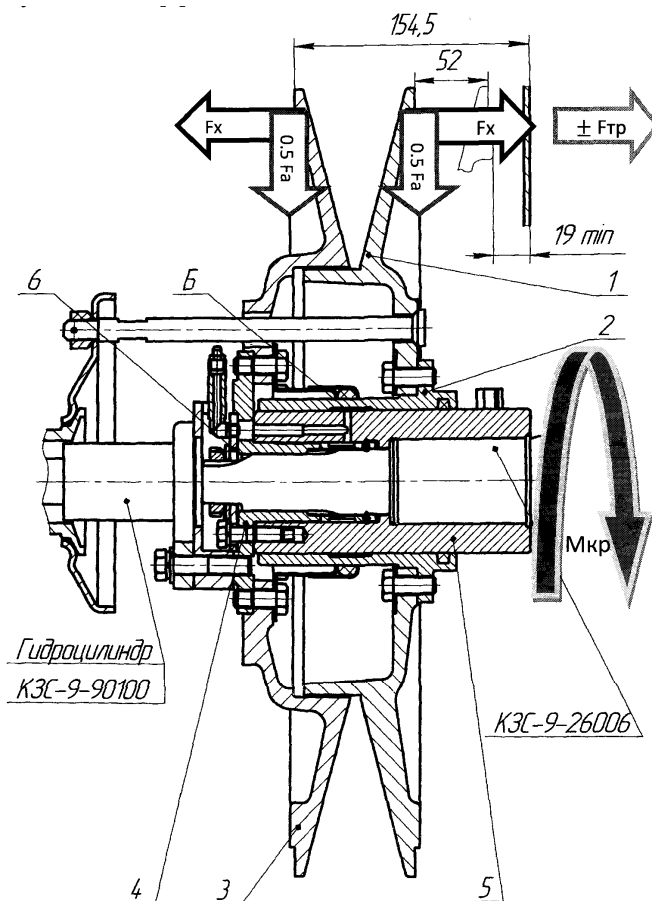
Рисунок 2 – Схема усилий, действующих на подвижный диск

Общая сила трения при перемещении диска

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{ш}} + F_{\text{в}} = \left( \frac{2M}{d_{\text{в}}} + R_1 + R_2 \right) f_{\text{в}}, \quad (8)$$

где  $d_{\text{в}}$  и  $l$  – диаметр посадочной поверхности и длина ступицы;  $f_{\text{в}}$  – коэффициент трения ступицы по валу;  $M$  – крутящий момент.

Приближенно можно принять, что силы  $F_x$  и  $F_a$  приложены в центре тяжести дуги обхвата (рис. 3) [3].



1 – диск подвижный; 2 – ступица подвижная; 3 – диск неподвижный;

4 – ступица неподвижная; 5 – вал полый; 6 – прокладка

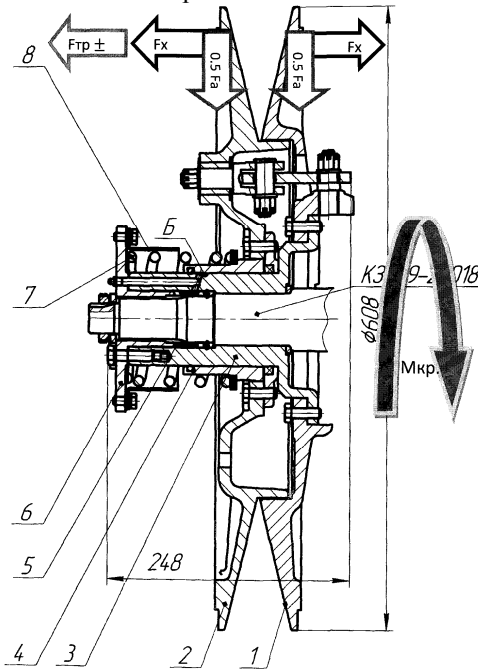
Рисунок 3 – Схема сил и моментов действующих в ведущем блоке вариатора

Сила трения  $F_{тр}$  при сближении дисков суммируется с осевой силой со стороны ремня на диск, при раздвижении дисков – вычитается из нее. При воздействии на данный шкив пружины в первом случае за счет силы трения осевое нажатие на ремень уменьшается, во втором – увеличивается.

Тяговую способность клиноременной передачи оценивают крутящим моментом  $M_{\delta}$  (рис. 4), при котором наступает буксование ремня на одном из рабочих шкивов:

$$M_{\delta} = \frac{F_{ош} D T_h \left( \frac{f\alpha}{2} \right)}{\left[ 1 - \mu t h \left( \frac{f\alpha}{2} \right) \right]},$$

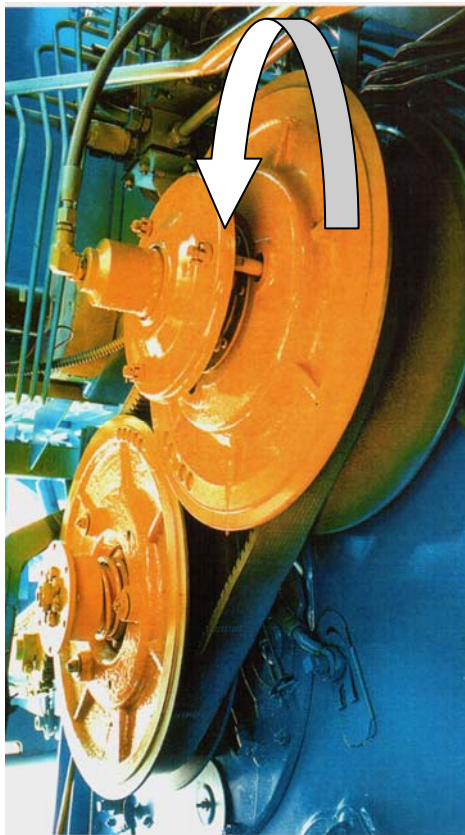
где  $F_{ош}$  – усилие начального натяжения ремня, действующее на шкив с учетом центробежных сил;  $D$  – расчетный диаметр шкива, на котором наступает буксование;  $f$  – приведенный коэффициент трения ремня о шкив;  $\alpha$  – угол обхвата шкива, на котором наступает буксование;  $\mu$  – коэффициент, зависящий от способа натяжения ремня.



1 – диск неподвижный; 2 – диск подвижный; 3 – ступица неподвижная;

4 – ступица подвижная; 5 – втулка; 6 – ступица; 7 – пружина; 8 – кожух

Рисунок 4 – Схема сил и моментов действующих в ведомом блоке вариатора



**Рисунок 5 – Гидроуправляемый вариатор позволяет изменять обороты молотильного барабана в зависимости от культуры и условий уборки в широком диапазоне скоростей**

**Выводы:**

1. Представлена методика определения действующих нагрузок на вариатор молотильного барабана, использующая связь осевой силы со скоростным и силовым режимом работы.

При расчете приняты следующие данные:

- мощность двигателя  $N = 173 \text{ кВт} (235 \text{ л. с.})$ ;
- частота вращения номинальная  $n_{\text{ном}} = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ;
- максимальный крутящий момент  $M_{\text{кр}} = 932 \text{ Н}\cdot\text{м} (95 \text{ кгс}\cdot\text{м})$ ;
- частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте  $n = 1300\text{-}1500 \text{ мин}^{-1}$ .

Результаты расчета:

- окружная сила  $F_t = 2300$  Н;
- натяжение ведущей и ведомой ветви  $F_1 = 4778$  Н,  $F_2 = 2478$  Н;
- осевая сила  $F_x = 8110$  Н;
- сила действующая на вал  $F_a = 3619$  Н;
- сила трения  $F_{тр} = 4441$  Н.

2. Для уточнения эксплуатационных режимов нагружения (действующих нагрузок) ресурсопределяющих деталей вариатора барабана, схематизации и составления программы нагружения, необходимы тензометрические исследования в реальных условиях работы зерноуборочного комбайна.

### **Литература**

1. Пронин Б.А. Бесступенчатые клиноременные передачи (Вариаторы) [Текст] / Б.А. Пронин, В.Г. Ревков. – М.: Машиностроение, 1980. – 320 с.
2. Мартыхин Ю.М. Характер взаимодействия клинового ремня со шкивами вариатора в переходном режиме [Текст] / Ю.М. Мартыхин // В кн.: Бесступенчато-регулируемые передачи; Ярославский политехнический институт. – 1976. – Вып. I. – С. 11-15.
3. Лебедев П.А. Определение осевых усилий в клиноременных вариаторах [Текст] / П.А. Лебедев, Б.А. Пронин // В кн.: Передаточные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 3-16.

### **Анотація**

*У статті викладено метод визначення навантажень клинопасових варіаторів, який враховує основні фактори, що формують величини цих навантажень.*

### **Summary**

*The method of determination of V-belt progressive transmission (variators) loadings, taking into account basic factors forming values of these loadings, is described.*