

ПОДБОР КОМПЛЕКТАЦИИ ТРАКТОРА И ПЛУГА ДЛЯ СИММЕТРИЧНОГО ИХ РАСПОЛОЖЕНИЯ В АГРЕГАТЕ

А.В. Захаров, канд. техн. наук (БГАТУ); А.В. Ващула, канд. техн. наук (Белорусская МИС);
И.О. Захарова, ассистент (БГАТУ)

Аннотация

В статье рассмотрено влияние несимметричности расположения трактора и плуга на курсовую устойчивость пахотного агрегата. Приведен сравнительный анализ энергозатрат пахотного агрегата при работе с симметричной и несимметричной тяговой нагрузкой. Даны рекомендации по комплектации трактора и плуга для симметричного их расположения в агрегате.

The influence of a tractor asymmetry arrangement and a plow on a course stability of the arable unit is considered in the article. The comparative analysis of energy consumption of the arable unit is provided during the work with symmetric and asymmetrical traction loading. Recommendations about a tractor and plow complete set for their symmetric arrangement in the unit are given.

Введение

В настоящее время ПО «МТЗ» выпускается не только множество моделей тракторов, но и различных сельскохозяйственных орудий, в частности плугов, количество корпусов которых достигло 12-ти и ширина захвата – 5,4 м.

Тракторы комплектуются различными типоразмерами шин, возможностью сдвигания колес и регулировкой колеи. Все это дает возможность изменять в широких пределах колею и габариты (по внешним бортам шин) трактора [1].

При подборе и агрегатировании плуга с трактором возникает несогласованность ширины по внешним бортам шин задних колес трактора и ширины захвата плуга, в этом случае для устойчивой работы агрегата в горизонтальной плоскости трактор и плуг необходимо располагать симметрично [2]. Такое расположение возможно только при работе трактора вне борозды, т.е. всеми колесами по невспаханному полю. При этом трактор должен двигаться на некотором расстоянии от края борозды как на сдвоенных, так и несдвоенных шинах [3].

В новых моделях плугов ППО-8-40, ППО-9-40, ППО-12-40 установлен механизм регулировки выноса балки плуга в горизонтальной плоскости (положение первого корпуса относительно полевой обреза).

При агрегатировании, если ширина трактора на сдвоенных шинах превышает ширину захвата плуга, то перемещая балку плуга винтовым механизмом или гидроцилиндром, добиваются того, чтобы первый корпус выходил на 250-300 мм за габариты трактора. При этом середина ширины захвата плуга может не находиться на одной линии с серединой заднего моста, т.е. располагаться несимметрично.

Основная часть

Рассмотрим схему: трактор «Беларус 3022» агрегатируется с плугом ППО-8-40 (рис. 1). Комплекта-

ция трактора – шины задних колес 580/70R42 несдвоенные, ширина колеи – 1780...2744 мм (рис. 1а).

На рис. 1б представлен тот же агрегат, но комплектация трактора – шины задних колес 580/70R42 сдвоенные, ширина колеи 1780...2744 мм.

В процессе настройки плуга (ширина трактора плюс два расстояния от края борозды до боковины колеса) видно, что только при такой комплектации (рис. 1 а) можно расположить плуг симметрично относительно трактора. Из рис. 1 б видно, что настройка плуга в горизонтальной плоскости (первого корпуса) приводит к значительной асимметрии расположения плуга по отношению к трактору.

Несимметричная тяговая нагрузка будет создавать отклоняющий момент, и приводить к постоянному уводу трактора вправо (рис. 2). В результате ухудшается устойчивость работы плуга по ширине захвата, растут затраты мощности на преодоления боковых реакций почвы и деформации шин колес трактора [4].

Для анализа величины этих затрат необходимо определить силы, создающие стабилизирующий момент и их величину.

На рис. 2 показана схема для расчета тяговых показателей агрегата с полунравесным плугом в горизонтальной плоскости.

Вектор внешней нагрузки – результирующая сил тягового сопротивления $R_{рез}$ приложен в точке F и проходит через точку O' пересечения тяг навесного устройства трактора справа от центра заднего моста трактора точки O . В расчетном случае линия FO' – действия вектора $R_{рез}$ отклонена в горизонтальной плоскости к продольной оси трактора под углом $\Delta=0...20^\circ$, а в продольно-вертикальной – к горизонтальной плоскости под углом $\gamma_{кр}=7...12^\circ$.

Отклоняющий момент внешней нагрузки направлен вправо по ходу движения трактора и равен

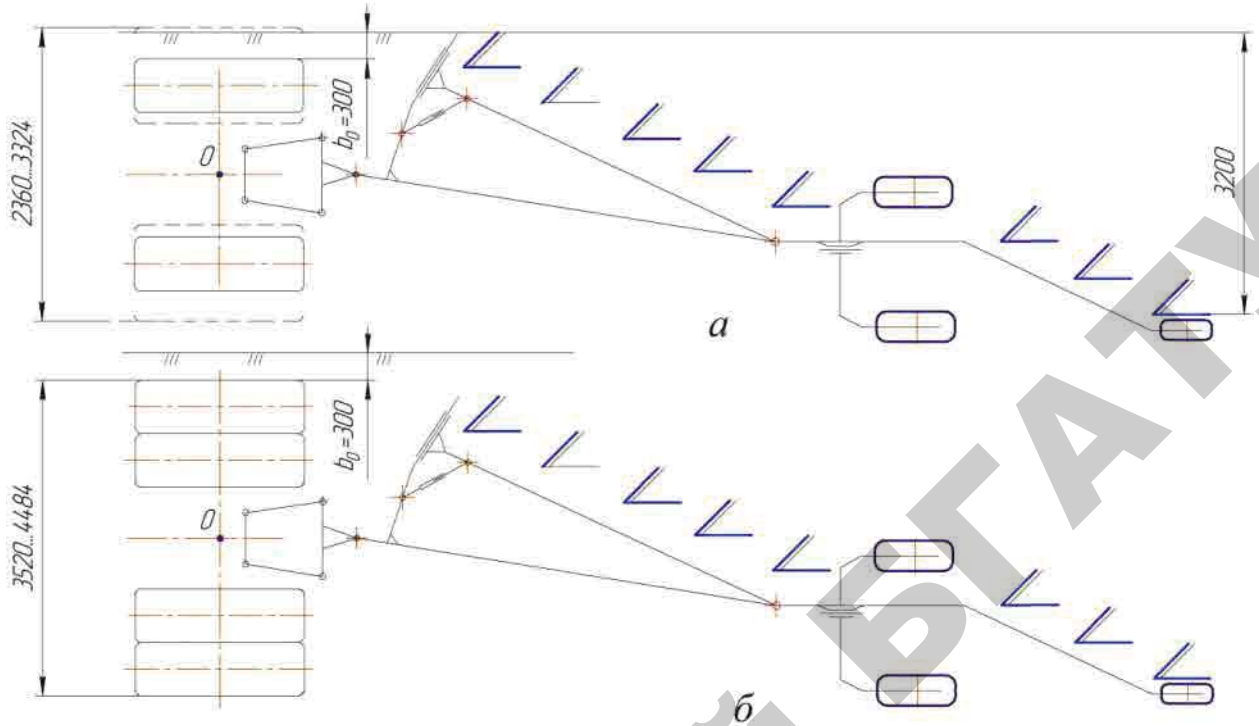


Рисунок 1. Схема настройки ширины захвата плуга ППО-8-40 при агрегатировании с трактором «Беларус 3022»

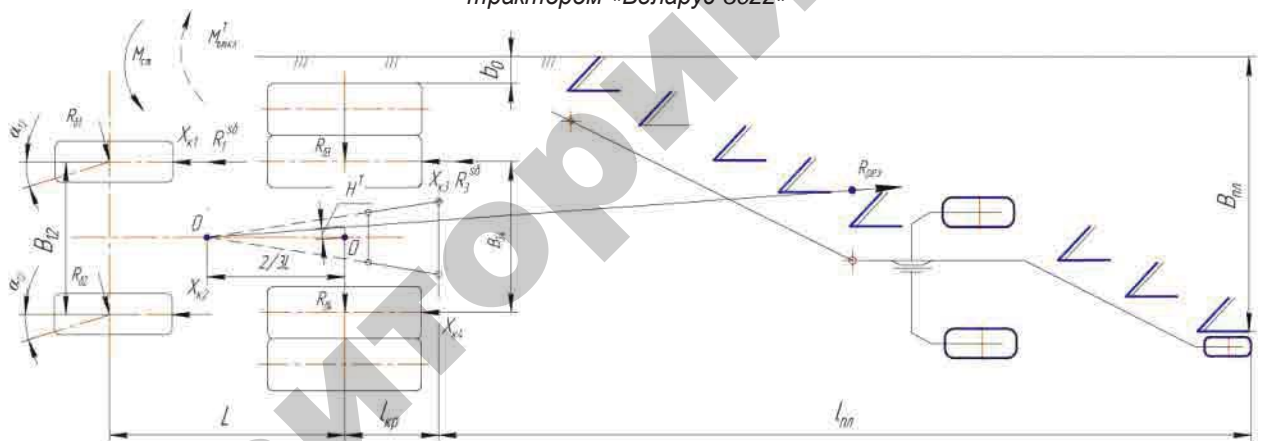


Рисунок 2. Схема к расчету тяговых показателей трактора при работе с несимметричной тяговой нагрузкой

$$M_{откл}^T = -R_{рез} \cdot H^T, \quad (1)$$

где $H^T = 2/3L \sin \Delta$ – плечо действия силы $R_{рез}$ относительно центра O заднего моста трактора, м.

Стабилизирующий момент создают:

- боковые реакции почвы $R_{\delta 1}$ и $R_{\delta 2}$ на передних колесах (механизатор, пытаясь удержать трактор на прямой, поворачивает управляемые колеса на угол α_{12} , влево по ходу движения);

- дополнительные тангенциальные реакции (ДТР) R_1^{δ} , R_3^{δ} , приложенные к колесам правого борта и вызванные блокировкой дифференциала заднего и переднего мостов трактора.

Боковые реакции на задних колесах $R_{\delta 3}$ и $R_{\delta 4}$ (3) вызваны поперечной составляющей результирующей тягового сопротивления плуга.

Зададим характеристики взаимодействия ведущих колес с почвой в следующем виде:

- касательной силы тяги при прямолинейном движении

$$P_{Ki}^0 = \varphi_{\max i} N_i (1 - e^{-\beta_i \delta_i^0}), \quad (2)$$

- боковой реакции

$$R_{\delta i} = \varphi_{\max i}^{non} N_i (1 - e^{-a_i \varphi_{\delta i}}), \quad (3)$$

где β_i и a_i – константы аппроксимации;

δ_i^0 – буксование при прямолинейном движении;

$\varphi_{\max i}$ – максимальный коэффициент продольного сцепления шины с опорной поверхностью;

$\varphi_{\max i}^{non}$ – максимальный коэффициент поперечного сцепления шины с опорной поверхностью;

– силы сопротивления качению

$$P_{fi} = f_i N_i, \quad (4)$$

где f_i – коэффициент сопротивления качению;

– толкающей реакции

$$X_{Ki} = |P_{Ki}| - P_{fi},$$

$$X_{Ki} = P_{Ki} - P_{fi} = [\varphi_{\max i} (1 - e^{-\beta \delta_i^0}) - f] N_i. \quad (5)$$

Нормальные нагрузки на i колесо трактора

$$N_{1;2} = \frac{G_{12}}{2} - \sum_{i=1}^{n=4} \frac{P_{Ki}^0 r_i + P_{KP} h_{KP} \cos \gamma_{kp}}{2L} \pm \frac{P_{kp} \sin \Delta \cdot l_{kp} \cdot h_{kp}}{B_{12} L} \quad (6)$$

$$N_{3;4} = \frac{G_{34}}{2} + \sum_{i=1}^{n=4} \frac{P_{Ki}^0 r_i + P_{KP} h_{KP} \cos \gamma_{kp}}{2L} \pm \frac{P_{kp} \sin \Delta \cdot (L + l_{kp}) \cdot h_{kp}}{B_{34} L}, \quad (7)$$

где G_{12}, G_{34} – вес трактора, приходящийся, соответственно, на переднюю и заднюю оси, кН;

P_{Ki}^0 – касательная сила на колесах трактора при прямолинейном движении, кН;

P_{kp} – нагрузка на кромке, кН;

r_i – динамические радиусы i – колес, м;

h_{kp} – расстояние по нормали от уровня опорной поверхности до оси подвеса сцепного устройства, м;

l_{kp} – продольное расстояние от оси подвеса до оси задних колес, м;

L – продольная база трактора, м;

B_{12} и B_{34} – колея передних и задних колес соответственно, м;

γ_{kp} – угол наклона к горизонтали в продольно-вертикальной плоскости P_{kp} ;

Δ – угол отклонения P_{kp} в горизонтальной плоскости к продольной оси трактора.

Тогда результирующие касательные силы на колесах трактора:

$$P_{K1} = P_{K1}^0 + R_1^{s\delta}, \quad (8)$$

$$P_{K2} = P_{K2}^0, \quad (9)$$

$$P_{K3} = P_{K3}^0 + R_3^{s\delta}, \quad (10)$$

$$P_{K4} = P_{K4}^0. \quad (11)$$

Стабилизация трактора в горизонтальной плоскости определится системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} X = 0; \quad \sum_{i=1}^{n=4} (P_{Ki} - P_{fi} + R_i^{s\delta}) - R_{pez} \cos \gamma_{kp} \cos \Delta = 0, \\ Y = 0; \quad \sum_{i=1}^{n=4} R_{\delta i} - R_{pez} \cos \gamma_{kp} \sin \Delta = 0, \\ M_O = 0; \quad R_3^{s\delta} \cdot 0,5 B_{34} + R_1^{s\delta} \cdot 0,5 B_{12} \cos \alpha_{12} + \\ + (R_{\delta 1} + R_{\delta 2}) L \cos \alpha_{12} - R_{pez} H^T = 0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

При расчетах угол поворота α_{12} передних колес равен углу бокового увода $\varphi_{\delta i} = 3^0$, вызванного боковыми реакциями.

Подставляя в выражения для нормальных нагрузок (6) и (7) касательные силы для колес трактора при прямолинейном движении (2), рассчитываем N_i и далее результирующие P_{Ki} , P_{fi} и X_{Ki} (выражения 8-11, 4 и 5). Далее из системы уравнений (12) находим $R_1^{s\delta}$, $R_3^{s\delta}$ и сумму $R_{\delta 1}$ и $R_{\delta 2}$.

Найдя боковые реакции можно составить мощностной баланс пахотного агрегата с учетом мощности на преодоления боковых сил на колесах трактора.

На основе расчетных данных и результатов испытаний плуга ППО-8-40, проведенных на ГУ «БелМИС» (протокол № 121 Д 1/2-2010 от 13.08.2010г) [5], получены составляющие мощностного баланса пахотного агрегата «Беларус 3022»+ППН-8-40 в двух комплектациях трактора без сдвоенных и со сдвоенными задними колесами. Результаты приведены в виде графиков на рис. 3.

Из баланса на рис. 3 видно, что затраты мощности на преодоления боковых сил N_T при работе с несимметричной нагрузкой увеличились с 3,8 до 11,4 кВт. Влияние сдвоенных шин дало снижение мощности, теряемой на буксование N_{δ} с 22,3 до 18,6 кВт, однако незначительно выросли затраты на преодоления сил сопротивления перекачиванию N_f с 13,8 до 16,1 кВт. Тяговый КПД $\eta_{мяз}$ при симметричной нагрузке и несдвоенных шинах составил 57,3 %, со сдвоенными и несимметричной нагрузке – 54,1 %. В целом можно считать, что экономия от сдваивания шин съели дополнительные энергозатраты, вызванные несимметрией тяговой нагрузки.

Расчеты показали, что при работе правильно сконфигурированного трактора с симметричной нагрузкой и на сдвоенных шинах тяговый КПД составит 59-60 %.

Предлагаемые сегодня комплектации трактора «Беларус 3022» следующие:

– три типоразмера шин – 580/70R42, 620/70R42, 650/70R42;

– колея 1780...2744;

– сдваивание колес и плуга ППО-8-40;

– установка от 8 до 12 корпусов позволяет правильно настроить ширину захвата плуга и подобрать ширину (по внешним бортам шин заднего моста) трак-

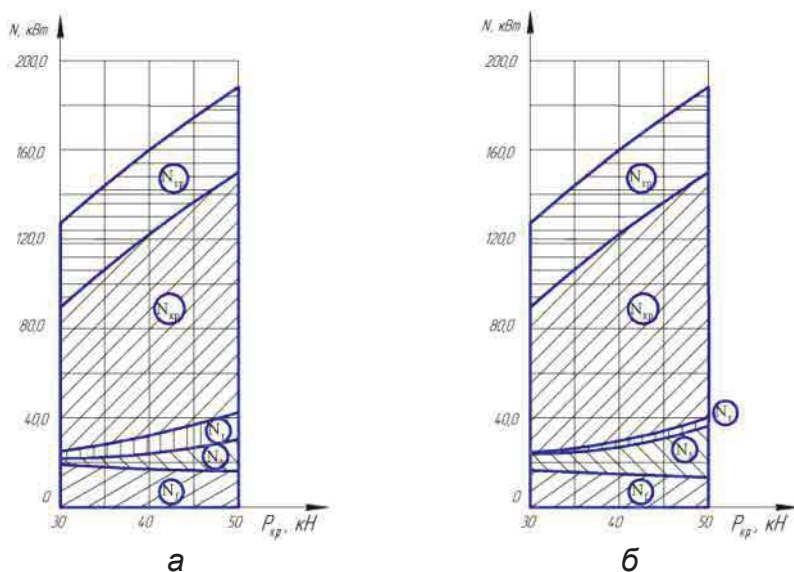


Рисунок 3. Мощностной баланс пахотного агрегата «Беларус 3022»+ ППО-8-40: а) сдвоенные колеса заднего моста трактора и плуг расположен несимметрично; б) несдвоенные колеса заднего моста трактора и плуг расположен симметрично

тора с учетом расстояния до края борозды для симметричного их расположения. Механизатору разобраться в этом довольно сложно, а порой у него и нет времени.

Для упрощения настройки симметричного расположения пахотного агрегата предложен график (рис. 4), показывающий зависимость ширины захвата плуга от ширины трактора при различной его ком-

плектации с учетом расстояния 300 мм от края борозды до внешнего борта шины заднего моста.

Данный график позволяет не только правильно настраивать агрегат «Беларус 3022»+ППО-8-40, но и выбрать необходимую комплектацию при покупке, особенно если в хозяйстве уже имеется одна из машин.

Выводы

Для настройки пахотного агрегата, на примере «Беларус 3022»+ППО-8-40, в горизонтальной плоскости при работе трактора всеми колесами по невспаханному полю недостаточно регулировки положения первого корпуса относительно полевого обреза механизмом выноса балки плуга в горизонтальной плоскости. Из-за несогласованности ширины (по внешним бортам шин задних колес) трактора и ширины захвата плуга последние будут располагаться несимметрично. Несимметричная тяговая нагрузка будет создавать отклоняющий момент, и приводить к постоянному уходу трактора вправо. В результате ухудшается устойчивость работы плуга по ширине захвата, растут затраты мощности на преодоления боковых реакций почвы и деформации шин колес трактора.

В процессе настройки пахотного агрегата необходимо:

- определиться с шириной захвата плуга в зависимости от удельного сопротивления почвы;

- при помощи графика (рис. 4) определить необходимую комплектацию трактора (на вертикальной оси $V_{пл}$ отмечаем ширину захвата плуга, проводим горизонтальную линию до пересечения с построенными зависимостями ширины трактора при различной комплектации от ширины плуга), далее из точки пересечения опускаемся вертикально вниз на ось $V_{тр}$ для определения ширины трактора по внешним бортам шин задних колес;

- после агрегатирования трактора с плугом в поле регулируем положение балки плуга винтовым механизмом или гидроцилиндром так, чтобы первый корпус выходил на 300 мм за габариты трактора. При этом середина ширины захвата плуга будет находиться на одной линии с серединой заднего моста трактора, т.е. располагаться симметрично.

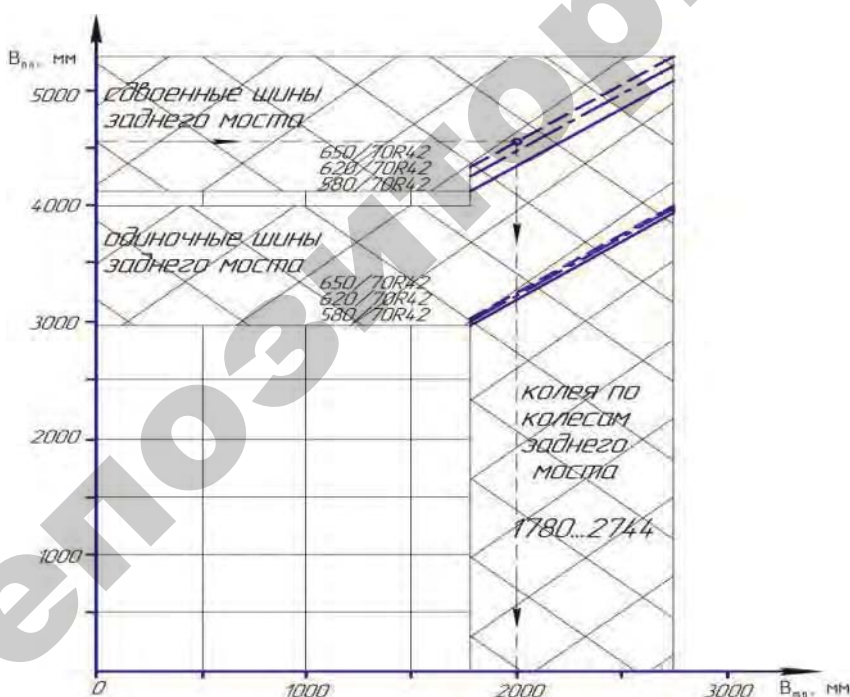


Рисунок 4. График подбора комплектации трактора «Беларус 3022» и ширины захвата плуга ППО-8-40 для симметричного расположения в агрегате (запас до края борозды – 300 мм)

ЛИТЕРАТУРА

1. Трактор «Беларус 2522В / 2522ДВ / 2822ДЦ / 3022В / 3022ДВ» и его модификации. Руководство по эксплуатации / гл. ред. И.Н. Усс, отв. ред. А.Г. Стасилевич, отв. за выпуск О.Н. Наталевич. – ПО «Минский тракторный завод», 2008. – 394 с.

2. Синеоков, Г.Н. Проектирование почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков. – М.: Машиностроение, 1965. – 310 с.

3. Ким, Л. Х. Исследование схем навесных пахотных агрегатов: сб. науч. тр. / Л.Х. Ким. – М.: ВИСХОМ, 1975. – Вып. 85. – С. 70-97.

4. Горин, Г.С. Тяговая динамика и стабилизация МТА при движении со смещенной тяговой нагрузкой / Г.С. Горин, А.В. Захаров // Агропанорама, 2006. – № 3. – С. 31-35.

5. Протокол приемочных испытаний опытного образца плуга полунавесного оборотного ППО-8-40 №121Д 1/2-2010. – ГУ «БелМИС», 2010 – 28 с.

УДК 631.356.4

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 3.11.2014

СНИЖЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ДВИЖУЩЕГО МОМЕНТА В ПРИВОДАХ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ УБОРОЧНЫХ МАШИН

Н. Л. Ракова, доцент, канд. техн. наук, Т. В. Бойко, канд. техн. наук, доцент, И. А. Тарасевич, ст. преподаватель (БГАТУ); А. С. Воробей, канд. техн. наук (РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»)

Аннотация

В статье приведены результаты исследования зависимости движущего момента от угла поворота кривошипа привода возвратно-поступательного движения рабочих органов. Предложен метод снижения величины и неравномерности движущего момента при помощи введения в привод пружинного разгрузателя. Установлено, что применение в приводе сдвоенного кривошипно-шатунного механизма с пружинными разгрузателями позволяют уменьшить величину движущего момента в 5,75 раза.

The article presents the results of a study based drive torque from the crank angle wire reciprocating motion of working bodies. The method to reduce the size and the uneven drive torque by means of the introduction of the drive spring unloader is proposed. It is found that the use of a dual-drive crank mechanism with spring unloader can reduce the amount of drive torque of 5.75 times.

Введение

Вопросы совершенствования существующих и создания новых конструкций уборочных машин различного назначения повышенной производительности и надежности тесно связаны с решением задач по снижению динамической нагруженности в приводах их рабочих органов. Срок службы, габаритные размеры, материалоемкость изделий и другие характеристики в значительной мере определяются параметрами приводов. Недостаточное внимание к этому вопросу на фоне общей тенденции к повышению скоростей и, как следствие, динамических нагрузок приводит к увеличению массы машин, большим потерям вследствие простоя на ремонте.

Наибольшее применение в технике получили приводы рабочих органов вращательного и возвратно-поступательного движений. Приводам машин, содержащим колеблющиеся рабочие органы, присущи знакопеременные инерционные силы, которые нагружают функциональные элементы привода, снижая его надежность, требуют дополнительных затрат энергии на их преодоление, создают вибрации корпуса маши-

ны. Поэтому весьма важной является проблема создания высоконадежных, пониженноэнергоёмких приводов колеблющихся рабочих органов с техническими характеристиками, сравнимыми с приводами рабочих органов вращательного движения.

Предметом исследований данной работы явились приводы рабочих органов уборочных машин с переменными передаточными соотношениями скоростей и голономными связями – приводы возвратно-поступательного движения рабочих органов.

Основная часть

На стадии проектирования привода рабочего органа машины для выбора его рациональных параметров целесообразно использовать наиболее простую динамическую модель. Так, при определении нагрузок на его элементы достаточно воспользоваться динамической моделью, содержащей жесткие звенья. Такая механическая система обладает одной степенью свободы.

Рассмотрим движения однодвигательных жестких приводов, к примеру, одноножевого, двухноже-