

Весовой коэффициент агента сушки стал еще немного меньше, но процесс все также описывается только одним фактором.

Результаты факторного анализа экспериментальных данных температур в зерновке и в зерновом слое при различных режимах сушки позволяют говорить о том, что использование электроактивированного воздуха не оказывает существенного влияния на распределение температурных полей в зерновке. Следовательно, изменение интенсивности сушки зерна при использовании ЭАВ не может быть отнесено к температурному влиянию на влагообмен.

Список литературы

1. Иберла, К. Факторный анализ / К. Иберла. — М.: Статистика, 1980. — 400 с.
2. Ким, Дж.-О. Факторный, дискриминантный и кластерный анализ / Дж.-О. Ким, Ч.У. Мьюллер, У.Р. Клекка. — М.: Финансы и статистика, 1989. — 216 с.
3. Лоули, Д. Факторный анализ как статистический метод / Д. Лоули, А. Максвелл. — М.: Мир, 1967. — 144 с.
4. Харман, Г. Современный факторный анализ / Г. Харман. — М.: Статистика, 1972. — 484 с.
5. Дьяконов, В.П. Matlab 6/6.1/6.5 + Simulink 4/5 в математике и моделировании / В.П. Дьяконов. — М.: Солон-пресс, 2003. — 566 с.

УДК 631.352.2+631.354.1:62-272:62-755+534.242

В.Е. Фириченков, канд. техн. наук
Ю.А. Мирзояни, доктор техн. наук
Ю.Ю. Городецкая

Костромская государственная сельскохозяйственная академия

УЛУЧШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА РАБОТЫ РЕЖУЩЕГО АППАРАТА СЕГМЕНТНОГО ТИПА ПРИМЕНЕНИЕМ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Режущий аппарат сегментного типа с возвратно-поступательным движением ножа является основным рабочим органом многих уборочных машин. Он получил широкое распространение на кошении трав, хлебных злаков, подсолнечника и других растений и обладает рядом достоинств:

- надежное выполнение технологического процесса при сравнительно низкой скорости резания;
- малая энергоемкость имеет на порядок меньшую мощность на единицу ширины захвата по сравнению с режущими аппаратами ротационного типа с вертикальной и с горизонтальной осью вращения;
- самоочищение в процессе работы;
- простота конструкции, малые габариты и масса.

К недостаткам следует отнести наличие сил инерции от возвратно-поступательного движения ножа — это переменные периодические силы, величина которых изменяется от нуля до положительного и отрицательного амплитудных значений, которые значительно превышают силы полезного сопротивления от срезания растений. Силы инерции ограничивают увеличение числа двойных ходов ножа, в том числе и из условия прочности его спинки, соответственно сдерживается рост скорости и увеличение производительности уборочных агрегатов.

Несмотря на значительное многообразие механизмов для привода (кривошипно-шатунный пло-

ский; кривошипно-шатунный пространственный; кривошипно-кулисный или синусный; кривошипно-коромысловый; с качающейся шайбой; с качающейся вилкой), закон движения ножа, как показывает анализ, весьма близок к синусоиде.

Из рассмотрения схемы движения ведущего звена кривошипно-кулисного (синусного) механизма (рис. 1) получаем зависимости для перемещения, скорости и ускорения ножа:

$$x = r \cos \omega t; v = x' = -r \omega \sin \omega t; j = v' = x'' = -r \omega^2 \cos \omega t = -\omega^2 x.$$

Возникающая при движении сила инерции возвратно-поступательно движущейся массы изменяется по закону гармонических колебаний и имеет направление обратное ускорению.

Теоретические исследования показали, что полученную для силы инерции зависимость можно распространить и на другие механизмы привода режущего аппарата сегментного типа уборочных ма-

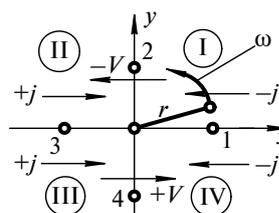


Рис. 1. Кинематические зависимости в синусном механизме

шин как силу инерции первого порядка, так как силы инерции второго и более высоких порядков составляют незначительную величину:

$$F_{ин} = -mj = -mx'' = m\omega^2 x;$$

$$F_{ин \max, \min} = \pm m\omega^2 A,$$

где ω — частота вращения кривошипа, c^{-1} ; A — наибольшее смещение ножа из среднего положения (амплитуда колебаний), м; m — возвратно-поступательно движущаяся масса (нож и приведенная часть массы примыкающего звена), кг.

Сила инерции пропорциональна массе, квадрату угловой скорости (отсюда резкое возрастание динамических нагрузок при увеличении числа двойных ходов ножа) и смещению из среднего положения и всегда направлена от центра по линии движения, при этом имеет место следующее.

В первой четверти периода I—II сила инерции противоположна направлению движения ножа и совершает отрицательную работу — механизм замедляется и расходует ранее запасенную энергию. В начале второй четверти периода II—III сила инерции меняет направление и совпадает с направлением движения ножа, вследствие чего сила производит положительную работу — механизм ускоряется, при этом большая часть энергии аккумулируется кривошипом, выполняющим роль маховика. В течение третьей четверти периода III—IV сила инерции сохраняет свое направление, но изменилось направление движения ножа и сила снова совершает отрицательную работу, замедляя механизм.

Таким образом, в течение каждого полупериода происходит пульсация энергии в кинематической цепи механизма привода в результате действия силы инерции возвратно-поступательно движущейся массы, что вызывает ряд отрицательных последствий:

- элементы кинематической цепи нож—двигатель нагружаются динамически, что приводит к увеличению размеров звеньев и требует дополнительной затраты энергии на преодоление сил трения от сил инерции;
- ухудшается кинематика работы механизма, что требует размещения большой маховой массы на кривошипе для уменьшения коэффициента неравномерности хода;
- быстро выходят из строя детали сочленений кинематических пар в результате ударов при изменении направления движения;
- вся машина вибрирует.

Отрицательное действие сил инерции на механизм привода можно исключить введением в конструкцию упругого элемента, который имеет силу упругости, также пропорциональную смещению от центра, но направленную к центру. Такое решение предложено академиком М.В. Сабликовым: «Принципиальная идея ... заключается в том, что колеблющаяся масса при движении от среднего по-

ложения к мертвому деформирует пружину, которая, сообщая отрицательное ускорение колеблющейся массе, аккумулирует ее кинетическую энергию и возвращает ее, сообщая ускорение при обратном ходе...» [1]. Введением упругого элемента создается искусственная колебательная система внутреннего уравнивания механизма привода с кинематически заданной амплитудой, в которой, в зависимости от параметров, будет иметь место следующее.

При небольшой угловой скорости кривошипа сила инерции $F_{ин}$ составляет незначительную часть силы упругости пружины $F_{пр}$ и двигатель помимо полезной работы в течение четверти периода вынужден совершать работу по деформации пружины, которая в течение следующей четверти возвращается обратно (за исключением потерь на трение и гистерезисных), т. е. в кинематической цепи привода будет происходить пульсация энергии, равная разности потоков от силы упругости и силы инерции.

С увеличением щ сила инерции $F_{ин}$ растет, и когда она сравнивается с силой упругости $F_{пр}$, то энергия силы инерции ножа при его замедлении не будет возвращаться через всю кинематическую цепь двигателю, а будет расходоваться на преодоление упругости пружины, которая накапливает эту энергию, а затем отдает на сообщение ножу скорости после прохода крайнего положения.

Из условия $F_{ин} = F_{пр}$ определяются параметры упругого элемента для внутреннего уравнивания, когда двигатель развивает мощность только для компенсации внешней нагрузки и потерь в механизме:

$$k = m\omega^2,$$

где k — квазиупругий коэффициент (жесткость пружины), Н/м.

Такое состояние соответствует работе в зоне резонанса, и академик В.П. Горячкин отмечал: «Замечателен промежуточный случай (так называемый резонанс), когда систему заставляют принужденным образом совершать все-таки основные свободные колебания» [2]. В рассматриваемой системе с кинематически заданной амплитуде колебаний резонанс проявляет себя снижением усилия в приводе.

С дальнейшим увеличением ω сила упругости пружины $F_{пр}$ становится меньше сил инерции $F_{ин}$, система выходит из зоны резонанса, а в кинематической цепи нож—двигатель вновь начинает пульсировать энергия, уже равная разности потоков от силы инерции и силы упругости, и преимущества введения упругого элемента полностью не реализуются.

Даже когда система не находится в режиме резонанса, все равно имеет место снижение нагрузок на звенья механизма со всеми вытекающими отсюда последствиями, так как в кинематической цепи

нож—двигатель пульсирует разность потоков от сил $F_{ин}$ и $F_{пр}$ [3, 4].

Создание колебательной системы «нож — упругий элемент — рама», работающей в режиме резонанса, решает задачу внутреннего уравнивания и дает следующие преимущества:

- скорость ножа можно значительно повысить за счет разгрузки элементов кинематической цепи от действия сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс;
- улучшается кинематика работы механизма, коэффициент неравномерности хода приближается к нулю и требуется меньшая маховая масса на ведущем звене;
- уменьшаются давления в шарнирах передачи, потери на трение и затраты энергии, соответственно увеличивается КПД механизма привода;
- удары при изменении направления движения ножа сводятся до минимума, соответственно повысится долговечность и надежность работы;
- возможно уменьшение размеров звеньев за счет снижения нагрузки;
- силы инерции передаются непосредственно на раму (пальцевый брус) в месте закрепления упругого элемента, и уровень вибрации понижается.

Но есть и ряд недостатков:

- усложняется конструкция за счет ввода упругого элемента;
- процесс должен протекать в заданном скоростном режиме, так как полный взаимный переход работы сил инерции в энергию сжатия пружины и наоборот возможен только при вполне определенных соотношениях между возвратно-поступательно движущейся массой, угловой скоростью и коэффициентом упругости, и будет иметь место в резонансной области;
- двигатель и кинематическая цепь должны обладать способностью преодоления в момент пуска силы упругого элемента.

Кроме разгрузки кинематической цепи механизма привода, упругий элемент позволяет снизить напряжения в спинке ножа, которая часто разрушается у головки, потому что распределение нагрузок вдоль ножа носит линейный характер и увеличение идет от нулевого значения на свободном конце до наибольшего в месте соединения спинки с головкой, где достигает амплитудного значения растяжения-сжатия в крайних положениях ножа.

У головки при работе без упругого элемента максимальная

нагрузка складывается из амплитуды силы инерции $F_{ин\ max}$ и сил трения ножа и на срезание растений $F_{тр+ср}$. Эта же сумма $F_{ин\ max} + F_{тр+ср}$ является амплитудой знакопеременной горизонтальной составляющей нагрузки следующего звена кинематической цепи (например, шатуна в приводе режущего аппарата косилки).

Для выявления наиболее приемлемого варианта расположения упругого элемента, авторы статьи рассмотрели нагружение спинки ножа и шатуна при работе в резонансной области ($F_{пр} = F_{ин}$) с установкой упругого элемента у места соединения ножа с шатуном (головка), на свободном конце ножа и на его середине. Построены эпюры нагружения спинки ножа в его крайних положениях (точки 1 и 3), где действующие силы имеют максимальное значение.

При расположении упругого элемента у головки ножа (рис. 2) наибольшая нагрузка на спинку ножа имеет место здесь же и составляет $F_{ин\ max} + F_{тр+ср}$. От силы инерции $F_{ин}$ полностью разгружается шатун и кинематическая цепь привода, а горизонтальной составляющей нагрузки шатуна является только $F_{тр+ср}$.

При расположении упругого элемента на свободном конце ножа (рис. 3) наибольшая нагрузка на спинку ножа имеет место здесь же и равна $F_{ин\ max}$. От силы инерции $F_{ин}$ полностью разгружается шатун и кинематическая цепь привода, а горизонтальной составляющей нагрузки шатуна является только $F_{тр+ср}$.

При расположении упругого элемента на середине ножа (рис. 4) наибольшая нагрузка на спинку ножа имеет место здесь же. Справа от упругого элемента она равна сумме половины значения амплитуды силы инерции $0,5F_{ин\ max}$ и половины значения сил трения ножа и на срезание растений $0,5F_{тр+ср}$, при этом имеет место деформация растя-

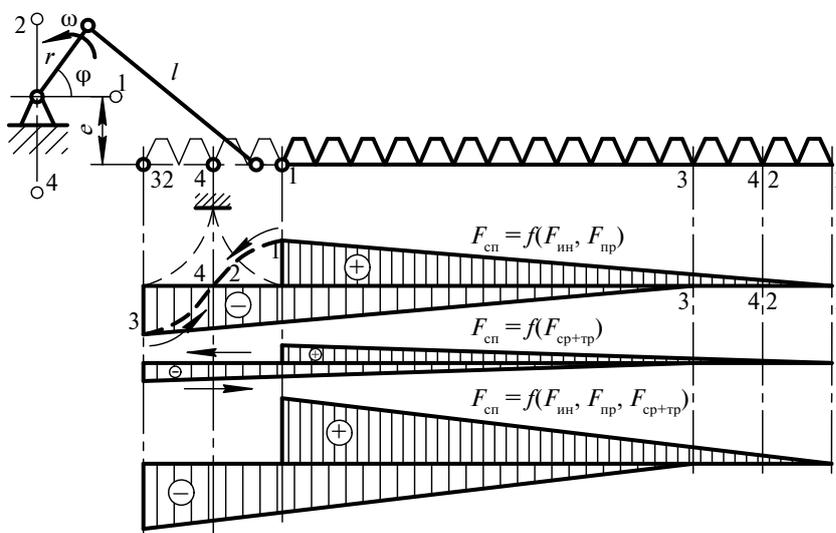


Рис. 2. Нагружение спинки ножа (упругий элемент у головки)

жения. Слева от упругого элемента она равна разности половины значения амплитуды силы инерции $0,5F_{ин\ max}$ и половины значения сил трения ножа и на срезание растений $0,5F_{тр+ср}$, при этом имеет место деформация сжатия. От силы инерции $F_{ин}$ полностью разгружается шатун и кинематическая цепь привода, а горизонтальной составляющей нагрузки шатуна является только $F_{тр+ср}$. При обратном ходе ножа имеет место смена знаков деформации.

Если разместить на режущем аппарате не один, а несколько упругих элементов, то следует ожидать еще большей разгрузки спинки ножа. Но работа всех дискретных колебательных систем должна быть устойчивой и синхронной с исключением наложения колебаний, а суммарная жесткость упругих элементов должна удовлетворять условию резонанса.

Необходимо отметить, что на разработку конструкции упругого элемента накладываются ограничения: компактность, минимальный вес, передача сил упругости должна осуществляться ближе к продольной оси симметрии спинки ножа для разгрузки от напряжений изгиба, упругий элемент должен удовлетворять условиям жесткости и прочности и не должен мешать проведению технологического процесса скашивания, в том числе сходу срезанной массы.

Выводы

1. Созданием искусственной колебательной системы «нож — упругий элемент — рама» установкой пружины с линейной характеристикой и определенной жесткостью, работающей в режиме резонанса, практически решается задача внутреннего уравновешивания механизма привода режущего аппарата сегментного типа со значительным снижением нагрузок на звенья кинематической цепи с сопутствующим уменьшением затрат мощности.

2. В результате возможно увеличение числа двойных ходов ножа и соответственно повышение скорости движения и производительности уборочных агрегатов.

3. Расположение упругого элемента на середине ножа приводит к снижению амплитудной нагрузки на спинку ориентировочно вдвое.

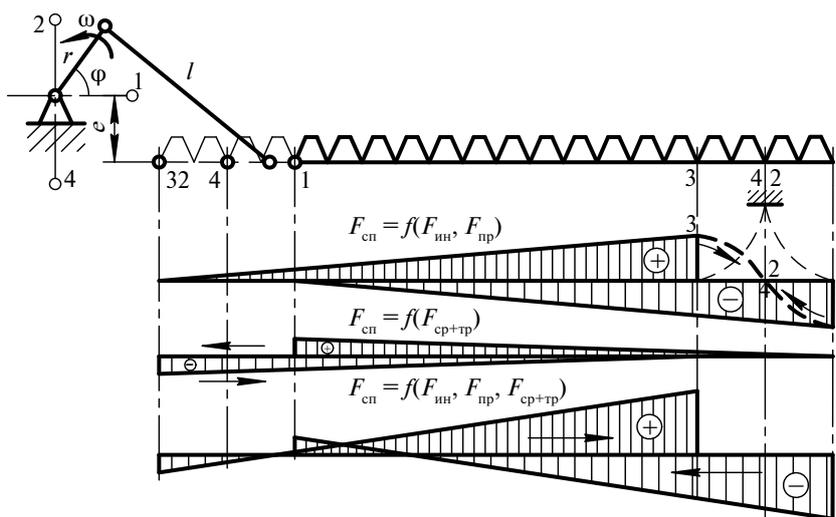


Рис. 3. Напряжение спинки ножа (упругий элемент на свободном конце)

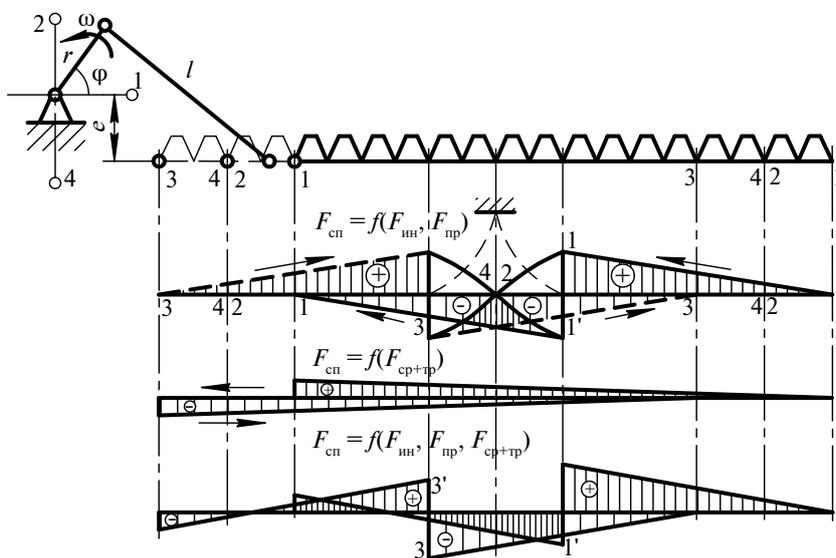


Рис. 4. Напряжение спинки ножа (упругий элемент на середине)

4. При расположении нескольких упругих элементов на протяжении спинки ножа следует ожидать еще большей ее разгрузки, но такое решение требует дальнейшего изучения.

Список литературы

1. Сабликов, М.В. Теория и расчет режущих аппаратов уборочных машин / М.В. Сабликов. — М., 1964. — 86 с.
2. Горячкин, В.П. Собрание сочинений: в 3 т. — Т. 1 / В.П. Горячкин. — М.: Колос, 1968. — С. 521–522.
3. Фириченков, В.Е. О возможности увеличения скоростных режимов сельскохозяйственных машин с колебательным движением рабочих органов / В.Е. Фириченков // Материалы 55-й Международной науч.-практ. конференции: в 3 т. — Кострома: Костромская ГСХА, 2004. — Т. 3. — С. 69–70.
4. Городецкая, Ю.Ю. К разгрузке механизма привода и спинки ножа режущего аппарата сегментного типа / Ю.Ю. Городецкая, В.Е. Фириченков // Материалы 61-й Международной науч.-практ. конференции: в 3 т. — Кострома: Костромская ГСХА, 2010. — Т. 2. — С. 74–76.