

Baldwin J. M., Ellwood K. R. Rubber aging in tires. part 2: accelerated oven aging tests. *Polymer Degradation and Stability*. 2007. vol. 92, no. 1, pp. 110-117. **12.** Choi J.-H., Jin Kang H., Jeong H.-Y. [et al.] Heat aging effects on the material property and the fatigue life of vulcanized natural rubber, and fatigue life prediction equations. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2005. vol. 19, no. 6, pp. 1229-1242. **13.** La Count B. J., Castro J. M., Ignatz-Hoover F. Development of a service-

simulating, accelerated aging test method for exterior tire rubber compounds ii. design and development of an accelerated outdoor aging simulator. *Polymer Degradation and Stability*. 2002. vol. 75, no. 2, pp. 213-227. **14.** Woo C. S., Kim W. D. Heat-aging effects on the material properties and fatigue life prediction of vulcanized natural rubber. *e-Journal of Soft Materials*. 2006. vol. 2, pp. 7-12.

Поступила (received) 26.07.2016

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ларін Олексій Олександрович – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Динамика и прочность машин», Национальный технический университет «ХПИ», тел.: (057) 707-68-79; e-mail: AlexeyA.Larin@gmail.com.

Larin Olexsij Olexsandrovych – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Dynamics and Strength of Machines, National Technical University «KhPI», tel.: (057) 707-68-79; e-mail: AlexeyA.Larin@gmail.com.

УДК 539.3¹

Э.А. СИМСОН, Д.С. ЯГУДИН

ИССЛЕДОВАНИЕ НДС ДИСКА БОРОНЫ НА ИНДИВИДУАЛЬНОЙ ПРУЖИННОЙ СТОЙКЕ

Проведено компьютерное моделирование процесса эксплуатации дисковой бороны на индивидуальной пружинной стойке. Сформулирована задача по исследованию поведения стойки при силовом и кинематическом нагружении стойки от действия эксплуатационных нагрузок, а также проведен частотный анализ конструкции. Анализ полей деформаций и напряжений показал, что статическое и кинематическое нагружение само по себе не приводит к разрушению стойки. По результатам исследования поверхности излома разрушение носит комплексный характер: накопление усталостных повреждений с последующим разрушением от статической кинематической нагрузки.

Ключевые слова: дисковая бороны, пружинная стойка, собственная частота, разрушение, метод конечных элементов.

Введение. Для проведения в полном объеме численных исследований напряженно-деформированного состояния дисковой бороны на пружинной стойке при всех заданных параметрах необходима научно обоснованная модель рабочей среды, то есть почвы, как сплошных сред, которая имела бы в качестве параметров твердость и влажность, заданные в расчетном задании. В данной работе определялись абсолютные значения сил в расчете на 1 м захвата, а также зависимости этих сил от угла атаки, глубины обработки и скорости поступательного движения. С целью усовершенствования конструкции пружинной стойки проведен статический анализ НДС при действии на нее силового и кинематического нагружения, а также определена собственная частота системы и частота вынуждающей нагрузки.

Анализ последних исследований и литературы. Современные технологии возделывания и уборки сельскохозяйственных культур выдвигают высокие требования к ресурсосбережению и энергоэффективности процесса [1,2]. На этом фоне дисковые орудия получили широкое распространение в сельскохозяйственном секторе.

На рынке сельскохозяйственной техники существует большое множество различных вариантов конструкции рабочих органов. В частности дискаторы, в основном своем большинстве, спроектированы либо с

единым валом, на который посажены дисковые рабочие органы, либо с набором пружинных стоек, на каждую из которых крепится один диск [3].

В литературе известны работы посвященные экспериментальному определению силы, действующей на диски во время работы. Например, в СКБ завода «Сибсельмаш» была разработана и изготовлена специальная динамометрическая тележка для пространственного динамометрирования дисковых батарей, с которой были проведены соответствующие эксперименты [4]. В данной работе приводятся данные полевых испытаний на динамометрической тележке, проведенные для трех различных видов обработки почвы – предпосевной обработки, обработки паров и лущения стерни. Во время опытов ежедневно по 3-4 раза определялась твердость и брались пробы влажности почвы. Затем на каждом участке подсчитывалось среднее значение твердости и влажности. Количество стеблей на 1 м² составляло 400-500 шт. высотой 150-200 мм, количество сорняков 9-15.

Целью данной статьи является численное моделирование деформирования пружинной стойки при штатных силовых нагрузках, кинематических нагрузках, а также исследования спектра собственных и вынужденных частот колебаний конструкции в процессе эксплуатации.

Постановка задачи и численная реализация. Нагружение стойки бороны с рабочим органом в процессе работы моделировалось системой двух сил (рис. 1) в соответствии с [4, стр. 226-230].

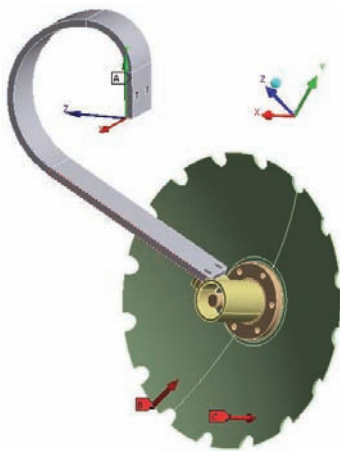


Рисунок 1 – Расчетная модель диска на пружинной стойке

Элементарные сопротивления почвы, возникающие на рабочей поверхности и лезвии вертикально установленного сферического диска, не имеют одной равнодействующей силы, они могут быть приведены к двум перекрещивающимся силам R' и R'' . Сила R' лежит в плоскости диска и проходит на расстоянии ρ ниже оси диска. Сила R'' параллельна оси вращения дисков, находится на глубине h от дна борозды, равно примерно половине глубины хода дисков, и на расстоянии l впереди вертикальной плоскости, проведенной через ось вращения дисков. Отрезок l мал и его можно приравнять нулю.

Анализ полученных в [4] материалов позволил считать, что среднее значение параметра ρ составило около 3 см. Осевая сила R'' для малых углов атаки проходит несколько сзади вертикального диаметра диска. При углах атаки свыше 35° , сила R'' проходит впереди вертикального диаметра (для угла 45° l равно 7 см). Тем не менее, в практических расчетах для углов атаки $15-35^\circ$ можно принимать, что расстояние l равно нулю.

Величина смещения диска назад, в сторону и вверх определялась как величина соответствующего перемещение точки на оси ступицы. Для определения фактических углов наклона бороны в процессе работы измерялось перемещение точек на окружности диска в верхней и нижней точках в направлении перпендикулярном плоскости диска. Решается задача определения НДС пружинной стойки при силовом и кинематическом нагружении, а также вычисляется спектр собственных и вынужденных частот колебаний.

Под силовым нагружением подразумевается реакция почвы при обработке, а кинематическое – наезд на жесткое тело в поле и последующий перекал через него.

Для численного решения поставленных задач в трехмерной постановке используется метод конечных элементов.

При конечно-элементном моделировании в каче-

стве граничных условий принято защементировать вертикальные поверхности стойки в зоне фактического крепления к жесткой раме.

Обсуждение результатов. После проведения расчета при силовом и кинематическом нагружении получены распределения эквивалентных напряжений в конструкции (рис. 2, 3).

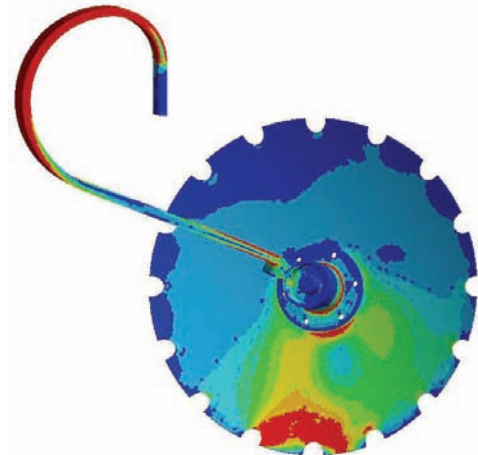


Рисунок 2 – Распределение эквивалентных напряжений (силовое нагружение)

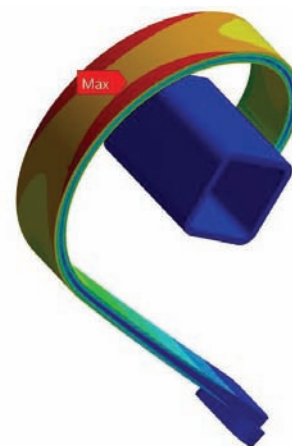


Рисунок 3 – Распределение эквивалентных напряжений (кинематическое нагружение)

Максимальные напряжения в таком случае возникают в зоне закрутки стойки и составляют 250 МПа.

При расчете модели с кинематическим напряжением имитировался наезд на препятствие высотой 75мм. Максимальные напряжения в таком случае также находятся в зоне закрутки и составляют 700МПа при пределе текучести равном 1100МПа. Очевидно, что такие напряжения не могут привести к разрушению пружинной стойки.

При движении диска в «тяжелом» грунте существует реальная опасность попадания конструкции в резонанс. Предполагается, что при обработке почвы каждая прорезь в диске приводит к микро-удару с частотой, зависящей от скорости обработки. Для провер-

ки был проведен расчет собственных частот колебаний, а также исходя из геометрических размеров диска рассчитана частота микро-ударов в зависимости от скорости движения трактора. Зависимость вынуждающей частоты от скорости движения, а также спектр собственных частот (разброс обусловлен не полной определенностью граничных условий в месте контакта диска с грунтом) изображены на рис. 4.

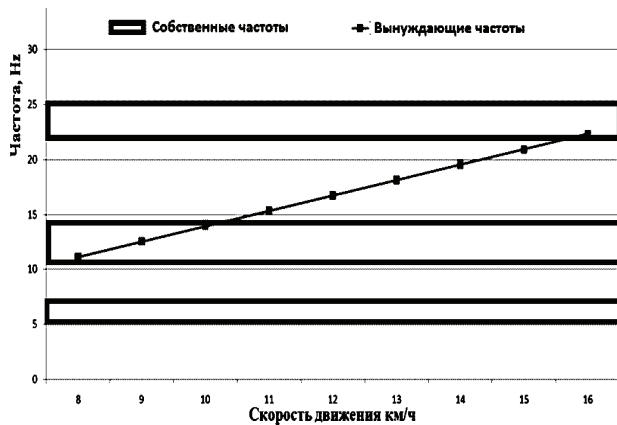


Рисунок 4 – График собственных и вынужденных частот колебаний конструкции

Из полученных данных видно, что вторая собственная частота попадает в резонанс при скоростях обработки от 8 до 10 км/ч. Форма колебаний на второй собственной частоте соответствует кручению в зоне изгиба стойки. При колебаниях конструкции на этой частоте зона максимальных напряжений также находится в месте закрутки.

Выводы

1. Зона максимальных напряжений соответствует зоне фактического эксплуатационного разрушения
2. В случае кинематического нагружения, когда

какой-то диск наезжает на препятствие (7-10 см.), максимальные напряжения существенно повышаются до 680 МПа (разрушение не происходит)

3. Регулярные циклические воздействия совершаются с частотой 11-24 Гц, а собственные частоты варьируются от 5 Гц – первая, 12 Гц – вторая и 22-24 Гц – третья

4. На резонирующей частоте в зоне разрушения происходят изгибно-крутильные колебания, соответствующие 2-й собственной частоте.

5. Рекомендовано вывести собственные частоты системы из спектра вынужденных частот воздействия.

Список литературы: 1. Современные энергосберегающие технологии обработки почвы [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://urozhayna-gryadka.narod.ru/energосber.technologii.htm> 2. Технология «нулевой» обработки почвы [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://опыт.t30p.ru/post/leopoliss-No-Till-eto-znachit-bez-vspashki-Tehnologiya-nulevoi-obrabotki-pochvi.aspx> 3. Бабицкий Л.Ф. Анализ конструкции дисковых почвообрабатывающих рабочих органов / Л.Ф. Бабицкий, А.С. Меренов // Современные проблемы науки и техники. – 2014. – № 6. 4. Стрельбицкий В.Ф. Силовые характеристики рабочих органов дисковых лушительщиков и борон / В.Ф. Стрельбицкий. – Тракторы и сельхозмашины. – 1968. – № 1. – С. 30-33.

Bibliography (transliterated): 1. Sovremennye energosberegayushchie tehnologii obrabotki pochvy. Available at: <http://urozhayna-gryadka.narod.ru/energосber.technologii.htm> 2. Tehnologiya "nulevoj" obrabotki pochvy. Available at: <http://опыт.t30p.ru/post/leopoliss-No-Till-eto-znachit-bez-vspashki-Tehnologiya-nulevoi-obrabotki-pochvi.aspx> 3. Babickij L.F., Merenov A.S. Analiz konstrukcii diskovyh pochvoobrabatyvayuschih rabochih organov. Sovremennye problemy nauki i tehniki. 2014, No 6. 4. Strel'bickij V.F. Silovye harakteristiki rabochih organov diskovyh luschil'schikov i boron. Traktory i sel'hozmashiny. 1968, No 1, pp. 30-33.

Поступила (received) 03.06.2016.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Симсон Эдуард Альфредович – д-р техн. наук, Национальный технический университет «ХПИ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: simson@upec.ua

Simson Eduard Al'fredovich – Doctor of Technical Sciences, National Technical University "KhPI", tel.: (057)-70-761-78, e-mail: simson@upec.ua

Ягудин Дмитрий Сергеевич – аспирант, Национальный технический университет «ХПИ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: dmitriy.yagudin27@gmail.com

Yagudin Dmitrij Sergeevich – Postgraduate Student, National Technical University "KhPI", tel.: (057)-70-761-78, e-mail: dmitriy.yagudin27@gmail.com