

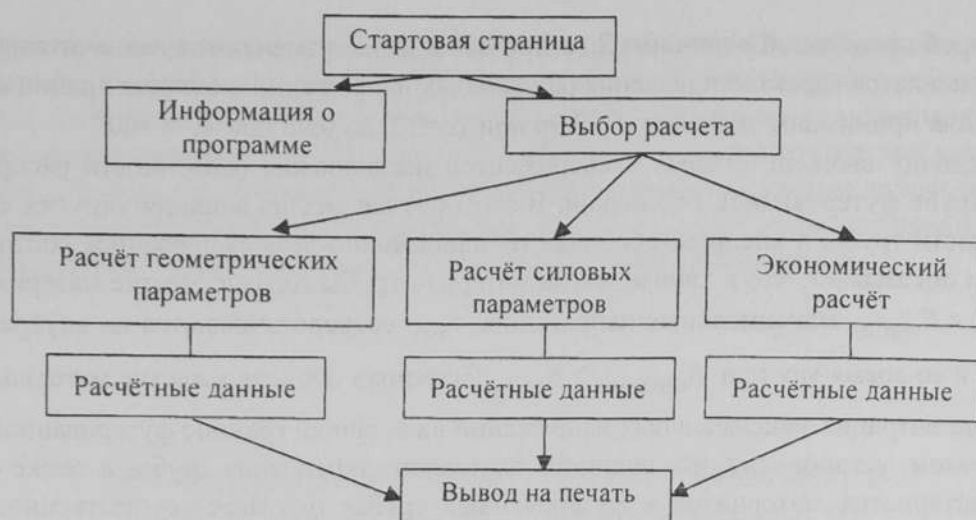


Рисунок 1 – Структура программы расчета технологических параметров процесса производства ПСС

Расчёт геометрических параметров ПСС лёгкой серии

Типоразмер: 205 25

Толщина внутреннего кольца, мм: 25 2,5

Толщина наружного кольца, мм: 25 2,5

Степень прессования при перепрессовке через конус, %: 1 1

Толщина буртика, мм: 1 1

Внутренний диаметр внутреннего кольца, мм: 25

Наружный диаметр наружного кольца, мм: 52

Ширина подшипника, мм: 15

Наружный диаметр ПСС, мм: 52

Внутренний диаметр вкладыша, мм: 30

Наружный диаметр вкладыша, мм: 47

$D_0/d_0 \leq 2$. Проверка: $D_0/d_0 = 1.56666666$

Внутренний диаметр вкладыша до перепрессовки, мм: 30,3

Наружный диаметр вкладыша до перепрессовки, мм: 47,47

Диаметр цепи, мм: 60,6

Толщина цепи, мм: 13,13

Исходя из значения толщины цепи, 19-12,7-900-1, выберите значение стандартной толщины цепи, мм: 10

Длина заготовки, мм: 180,547329

Ширина заготовки, мм: 13

Толщина заготовки, мм: 8,5

Степень прессования по внутренней поверхности, %: 47,2768400

Назад

Белорусский государственный университет транспорта
www.kastelt.by.ru
тел: 436-44-86

Переход к расчёту усилий

Рисунок 2 – Интерфейс программы расчета технологических параметров процесса производства ПСС

Исследования в области совершенствования технологии производства и эксплуатации ПСС продолжают, поэтому созданный программный продукт позволяет интенсифицировать процесс подготовки производства, сократить время расчета необходимых геометрических размеров конструктивных элементов ПСС в зависимости от параметров и условий эксплуатации узла трения.

УДК 621.822.5

О ВЛИЯНИИ ОСЕВЫХ НАГРУЗОК НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

А. Б. НЕВЗОРОВА, С. В. МАКЕЕВ, В. В. МАКЕЕВ, В. Б. ВРУБЛЕВСКИЙ

Белорусский государственный университет транспорта

Одним из основных объектов в машинном парке сельскохозяйственных предприятий выступает борона дисковая тяжелая (БДТ). В настоящее время БДТ-7 комплектуется роликоподшипниками

радиально-упорными 7212. Эксплуатация в абразивно-агрессивной среде приводит к их быстрому износу, поэтому после каждых 160 часов работы (1,5 – 2 мес.) металлические роликоподшипники заменяют на новые.

Испытания подшипников скольжения самосмазывающихся на основе древесины торцово-прессового деформирования (ПСС), проведенные в ряде сельскохозяйственных предприятий (КДХ "Бобовичское" Гомельского р-на, колхоз "Красная Армия" Рогачевского р-на), показали, что ПСС-7212 исключительно износостойки и способны работать без подвода смазки и дополнительного технического обслуживания в 2 – 3 раза больше (350 часов и более). Однако при грубом нарушении правил технической эксплуатации (например, разворот бороны вслед за трактором без ее подъема над пашней) испытываемые узлы трения быстро приходили в негодность и теряли свои эксплуатационные свойства.

Анализ причин разрушения подшипников ПСС раньше гарантированного срока эксплуатации позволил выделить производственные и эксплуатационные факторы, влияющие на ресурс узлов трения с ПСС.

Производственные. Контроль стадий технологического процесса изготовления ПСС-7212 выявил значительные нарушения при его сборке. В ряде случаев предприятие-изготовитель отказалось от установки в стыке сторон заготовки необходимого количества компенсаторов, посчитав этот важный конструктивный элемент ПСС необязательным, а операцию по его постановке трудоемкой. Такое изменение технологического процесса стало возможным при снижении температуры смазки в пропиточной ванне до 70 °С вместо положенных 90 °С. В результате процесс сушки и одновременного модифицирования древесины смазочным материалом проводился не в полном объеме, поэтому зазор в стыке сторон, согнутой в цилиндрическую оболочку заготовки, не образовывался. При этом механические и триботехнические свойства ПСС, в свою очередь, не достигали требуемых значений.

Эксплуатационное. Наряду с нарушениями правил эксплуатации БДТ на практике в ряде случаев отмечалось и неаккуратное осуществление операции монтажа ПСС. Так, запрессовка подшипника на вал производилась без использования оправки или других предусмотренных в этом случае специальных приспособлений. В результате этого ПСС приходил в негодность или получал значительные повреждения уже на стадии монтажа.

Цель настоящих исследований – минимизировать влияние эксплуатационных и производственных факторов, приводящих к разрушению ПСС.

Решение поставленной проблемы, очевидно, необходимо вести в направлении совершенствования организационного процесса эксплуатации сельскохозяйственной техники. Кроме того, необходимо усовершенствовать конструкцию ПСС с целью увеличения срока службы подшипников даже в условиях неправильной эксплуатации.

Анализ действующих при развороте бороны сил и характера разрушений позволили предположить, что выход из строя подшипника происходит в результате воздействия значительных по величине осевых нагрузок. Деформируясь, буртик внешнего кольца подшипника выдавливает древесине вкладыш, приводя его в негодность. Производить исследования этого процесса в натурных условиях оказалось труднодостижимым, поэтому было выполнено компьютерное моделирование процесса воздействия осевых нагрузок на буртик внешнего кольца ПСС.

Расчет произведен для максимальных перемещений буртика при изменяющейся его толщине и действующих на него нагрузок. Исследования проводились посредством построения конечно-элементной модели внешнего кольца ПСС на базе специального программного обеспечения *NSC/NASTRAN для Windows*. В результате расчета напряженно-деформируемого состояния были построены зависимости, отражающие изменение абсолютной деформации буртика при увеличении его толщины при различных значениях осевых нагрузок (рисунок 1). Основные характеристики материала приняты исходя из справочных данных по стали марки 08 КП-ОМ-Т-2 ГОСТ 503-81 (модуль Юнга $E=200\,000\text{ Н/мм}^2$, коэффициент Пуассона $\delta=0,3$).

Основные этапы построения модели в пакете *NSC/NASTRAN для Windows* следующие:

- 1 Препроцесс – создание модели.
- 2 Расчет.
- 3 Постпроцесс – представление результатов расчета.

На первом этапе формировалась геометрия модели или так называемый графический образ рассчитываемой конструкции, определялись свойства материалов, формировалась конечно-элементная сетка, выбирался тип и размер конечных элементов.

На втором этапе определялись метод расчета и расчетные величины.

На третьем этапе системе указывалась структура представления результатов (линии (поверхности) уровня напряжений, графики тех или иных зависимостей и т. д.)

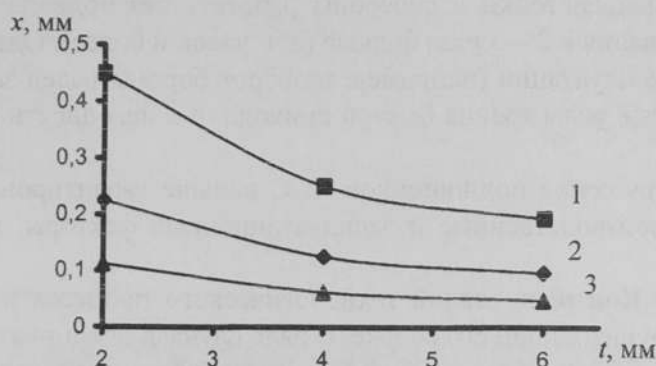


Рисунок 1 – Зависимость величины деформации буртика внешнего кольца ПСС-7212 (x) от его толщины (t) и действующей осевой нагрузки (1 – при давлении 65 Н/мм²; 2 – 32,5 Н/мм²; 3 – 16,25 Н/мм²)

Представленные зависимости показывают, что при увеличении толщины буртика его деформация уменьшается. Это позволяет снизить зависимость структурной целостности ПСС от действия значительных осевых нагрузок. С учетом демпфирующих свойств древесины целесообразное увеличение толщины буртика составляет 1 – 2 мм. Дальнейшее увеличение толщины, как показывают расчеты, не влияет на величину деформации буртика.

Таким образом, установлено, что выход из строя ПСС-7212 происходит не только по причине производственного брака, но и в результате нарушений правил эксплуатации. Минимизировать их влияние на работу ПСС можно при обоснованном изменении конструкции подшипника с целью увеличения жесткости элементов, воспринимающих осевые нагрузки. Выполненные исследования предлагают один из вариантов решения поставленного вопроса путем оптимизации геометрических параметров конструктивных элементов ПСС.

УДК 539.3

УРАВНЕНИЯ РАВНОВЕСИЯ ТРЕХСЛОЙНОЙ КРУГОВОЙ ПЛАСТИНКИ ПРИ НЕОСЕСИММЕТРИЧНОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ

В. В. ПЕРЛИН

Белорусский государственный университет транспорта

Все более широкое применение в интенсивно развивающихся отраслях промышленности (авиации и ракетостроении, транспортном машиностроении) находят слоистые элементы конструкций. Это объясняется рядом их положительных качеств: высокой удельной жесткостью, хорошими тепло- и звукоизоляционными свойствами, высокими аэродинамическими качествами. В данной работе исследован изгиб подобной пластины под действием неосесимметричных нагрузок.

Постановка задачи и ее решение проводятся в цилиндрической системе координат, связанной со срединной плоскостью заполнителя. Для тонких внешних несущих слоев принимаются гипотезы Кирхгофа, для толстого жесткого заполнителя, воспринимающего нагрузку в тангенциальном направлении, справедлива гипотеза о прямолинейности и несжимаемости деформированной нормали. Проекция внешней нагрузки на вертикальную и радиальную оси координат $q = q(r)$, $p = p(r, \varphi)$. На контуре пластинки предполагается наличие жесткой диафрагмы, препятствующей относительному сдвигу слоев ($\psi = 0$ при $r = 1$).