

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДО И ПОСЛЕ РЕМОНТА

**Гончаренко А.А., Мартыненко А.Д., Колпаченко Н.Н.**

*Харьковский национальный университет сельского хозяйства имени Петра Василенка*

**Фирсова Н.В.**

*Заместитель директора ООО "Научный парк Агрозоовет".*

*Анализ результатов расчета модели вала методом конечных элементов показал, что при оценке технического состояния восстановленной детали с целью повышения долговечности, необходимо учитывать изменение механических свойств материала.*

**Ключевые слова:** *шлицевые соединения, метод конечных элементов, шестерни, интенсивность напряжений.*

### **Введение**

Шлицевые соединения и зубчатые передачи являются одним из наиболее распространенных видов сопряжений в большинстве современных машин. Они получили широкое распространение во всех областях машиностроения, так как дают возможность простого преобразования силового потока привода, осуществляя это при малых габаритах и весе, с высоким коэффициентом полезного действия.

Дальнейшее развитие машиностроения определило все возрастающее значение шлицевых соединений. Это обстоятельство свидетельствует о необходимости постоянного развития исследований, направленных на повышение нагрузочной способности и долговечности зубчатых передач, снижение их веса, стоимости и габаритов.

Детали шлицевых соединений и шестерни, являясь основными деталями силовой передачи, как сельскохозяйственной техники, так и автомобиля (не считая картеров), имеют ряд особенностей, которые в значительной степени осложняют оценку их состояния по сравнению с другими деталями.

К таким особенностям можно отнести:

- сложность формы и высокую точность рабочих и базовых поверхностей;
- значительные удельные нагрузки и высокие скорости вращения при сравнительно небольших размерах деталей, а также повышенные требования к материалу, особенно к его поверхностным слоям (термообработка);
- способность выдерживать мгновенные нагрузки (во время эксплуатации), значительно превышающие по своей величине нормальные;
- наличие высокой усталостной прочности не только всей детали, но, главным образом, верхних слоев ее рабочей поверхности (шлицы, зубья).

К основным деталям агрегатов силовой передачи относятся детали шлицевых соединений и шестерни, для которых нет достаточно надежных методов определения величин допустимых и предельных износов. Контроль-сортировка изношенных деталей агрегатов силовой передачи техники работающей в сельском хозяйстве и автомобилях, основан в большинстве своем на примитивных приемах. Имеет место несоответствие

между точностью изготовления указанных деталей на автомобильных заводах и точностью измерения отдельных элементов этих деталей на авторемонтных предприятиях.

Увеличение срока службы современных и, вновь создаваемых машин и механизмов, одно из важных звеньев общей проблемы повышения качества изделий. В этом случае становится первоочередным снижение износа и увеличение долговечности узлов трения. Чем ответственнее машины и механизмы, сложнее условия работы узлов трения, выше стоимость конструкции, тем ответственнее выбор материала пар трения и анализ происходящих процессов при эксплуатации. Главными характеристиками, которые учитываются при анализе работы пары трения, являются усилия при взаимном механическом контакте и способности материала сопротивляться им.

Считается, что сопротивление износу зависит от состава материала пары трения, но при этом почти полностью игнорируется структура и особенно субструктура материала, тем более не учитывается изменение структуры в процессе трения. За последние годы накопился большой практический опыт структурных превращений, протекающих при трении.

### **Анализ последних достижений и публикаций**

Долговечность шлицевых соединений ограничивается не только износами из-за снижения прочности вследствие уменьшения сечения шлицев и увеличения дополнительных динамических нагрузок, интенсифицирующих износы, но также из-за возрастания вибраций и шума.

Основные виды и причины повреждений шлицевых соединений представлены ниже в таблице 1.

Таблица 1

**Основные виды и причины повреждений шлицевых соединений**

| № | Вид повреждения  | Причина повреждения  |
|---|--|--|
| 1 | 2  | 3  |
| 1 | Мгновенные поломки (хрупкие повреждения валов)   | Перегрузки при пуске и в процессе работы машин. Наличие технологических пороков (трещины, пленки, шлаковые включения и др.)  |
| 2 | Усталостные поломки  | Циклический характер нагрузки, наличие концентраторов напряжений, появляющихся в процессе изготовления или при работе (выступы из-за обмятия и износа)   |
| 3 | Срез зубьев  | Пусковые и рабочие перегрузки, наличие технологических пороков   |
| 4 | Механические и коррозионно-механические износы рабочих поверхностей зубьев (фреттинг - коррозия) | Значительные удельные давления; царапающие неровностей соприкасающихся поверхностей, вызываемое осевыми и радиальными микроперемещениями с амплитудой в доли миллиметра и с частотой, равной частоте вращения, наблюдаемые в соединениях без гарантийных натягов |
| 5 | Пластические деформации рабочих поверхностей и тела зуба   | Пусковые перегрузки и большие удельные давления в работе, низкая твердость рабочих поверхностей и тела зуба  |

Анализ поломок деталей машин и конструкций показывает, что большинство из них происходит вследствие усталости металлов. Развитие процесса сопровождается постепенным накоплением повреждений в материале в условиях воздействия переменных нагрузок. Частые случаи усталостного разрушения объясняются недостаточной изученностью явления, которое характеризуется исключительной сложностью и разнообразием процессов, происходящих в материалах в условиях действия переменных нагрузок, большой чувствительностью этих процессов к влиянию различных технологических, эксплуатационных и конструктивных факторов.

Развитие техники ставит новые задачи в области исследования работоспособности машин и их элементов. Повышение их надежности и долговечности является важнейшим фактором, определяющим рост конкурентоспособности изделий, определяется выявлением "опасных" мест конструкции. Наиболее эффективным широко используемым современным средством достижения требуемой надежности деталей является использование метода конечных элементов [1].

### **Цель и постановка задач исследования**

Целью работы является оценка надежности восстановленного вала наплавкой шлицов.

Метод конечных элементов является мощным и надежным средством исследования поведения конструкций в условиях разнообразных воздействий. В настоящее время имеются различные методы оценки конечных элементов, в том числе SOLIDWORKS и ANSYS.

Этот продукт относится к категории программного обеспечения, применяемого при проектировании машиностроительных, строительных и других конструкций. Особенностью программ SOLIDWORKS и ANSYS возможность решения широкого спектра задач. Это расчеты на прочность (как линейные, так и нелинейные), теплообмена, гидродинамики, смешанные задачи и даже по акустике [2].

### **Изложение основного материала**

В качестве объекта исследования был выбран вал привода гидронасоса раздаточной коробки трактора Т – 150К, изготовленный из Ст45 и восстановленный проволокой 30ХГСА. Сталь 45 является среднеуглеродистой конструкционной машиностроительной сталью, характеризующейся высокими механическими свойствами. Она обладает достаточной конструкционной прочностью, имеет хорошие технологические свойства (см. таблицу 2), сталь 30ХГСА является низколегированной.

Для оценки изменения свойств материала вала в процессе длительной эксплуатации были выполнены обширные исследования, в том числе изучена микроструктура шлицевых частей вала, результаты которых были использованы для расчета модели вала привода методом конечных элементов [4-8].

Были рассмотрены следующие задачи:

- оценка нагруженности шлица в зависимости от момента, создаваемого равнодействующей силой распределенной нагрузкой;
- создание трехмерной (3D) геометрической и конечно-элементной модели из Ст45, и 30ХГСА;

– анализ влияния изменения механических свойств материала на напряженно-деформированное состояние.

Для определения влияния изменения механических свойств материала на напряженно-деформированное состояние вала проведен сравнительный анализ результатов расчетов моделей выполненного из нового вала и восстановленного. А также выполнен расчет 3D модели со свойствами материала вала Ст45 и расчет 3D модели со свойствами материала вала стали 30ХГСА.

Для расчета использовали следующие исходные данные.

Расчет методом конечных элементов был проведен для условий механического испытания шлицов вала как наиболее напряженного. В качестве исходных данных были приняты их геометрические размеры в соответствии с паспортом и чертежом завода-изготовителя. Построение геометрических моделей было произведено при использовании графической программы AutoCAD.

Для расчета моделей 2D и 3D выполненных для базовой стали 45 и стали 30ХГСА использовали следующие показатели: модуль упругости при температуре 20°C, коэффициент Пуассона, плотность и др.

Полученные по результатам расчета крутящий момент вала составляет: 60.5Нм; эффективная мощность – 11.17кВт

$$P = \frac{T \cdot n}{9549} = \frac{2\pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{g_v \cdot \Delta P \cdot \eta}{60} \text{ (кВт)} - \text{эффективная мощность} \quad (1)$$

$$T = \frac{1.59 \cdot \Delta P \cdot \eta_{ГМ}}{10} = \frac{V_P \cdot \Delta P \cdot \eta_{ГМ}}{2 \cdot \pi} \text{ [Нм]}; \quad (2)$$

$$T = \frac{25 \cdot 16 \cdot 0.95}{2 \cdot 3.14} = 60.5 \text{ Нм.}$$

$$P = \frac{60.5 \cdot 1764}{9549} = 11.17 \text{ кВт}$$

Средняя распределенная нагрузка на шлиц составляет:

$$q_{cp} = \frac{2 \cdot M}{z \cdot R_c \cdot h \cdot b_0}; \quad (3)$$

$$q_{cp} = \frac{2 \cdot 60,5}{6 \cdot 0,0182 \cdot 0,0055 \cdot 0,04} = 5037468,77 \text{ Н/м}^2 \text{ (} 5037,47 \text{ кН/м}^2 \text{)}.$$

Для уменьшения количества конечных элементов при решении задач в постановке 3D рассмотрены только шлицевые части вала, тело вала, поскольку оно не несет никаких нагрузок, не рассматривали.

Все используемые для расчетов исходные данные являются справочными (см. таблицу 2).

Механические свойства сталей

| № | Механические свойства стали 45                                     | Значение       | № | Механические свойства стали 30ХГСА                                 | Значение       |
|---|--|----------------|---|--|----------------|
| 1 | Модуль упругости   | $E=200000$ МПа | 1 | Модуль упругости   | $E=215000$ МПа |
| 2 | Модуль сдвига  | $G=78000$ МПа  | 2 | Модуль сдвига  | $G=84000$ МПа  |
| 3 | Плотность  | 7810 кг/м.куб  | 3 | Плотность  | 7850 кг/м.куб. |
| 4 | Предел текучести, $\sigma_T$ кгс/см <sup>2</sup> (МПа)             | 36 (360)       | 4 | Предел текучести, $\sigma_T$ кгс/см <sup>2</sup> (МПа)             | 83 (830)       |
| 5 | Предел сопротивления разрыву, $\sigma_B$ кгс/см <sup>2</sup> (МПа) | 61 (610)       | 5 | Предел сопротивления разрыву, $\sigma_B$ кгс/см <sup>2</sup> (МПа) | 108 (1080)     |
| 6 | Ударная вязкость кс м/см <sup>2</sup>                              | 5              | 6 | Уд. электро сопротивление (р, Ом·м)                                | 210            |
| 7 | Коэффициент теплопроводности Вт/(м·°С)                             | 48             | 7 | Коэффициент линейного расширения (а, $10^{-6}$ 1/°С)               | 11.7           |
| 8 | Коэффициент линейного расширения (а, $10^{-6}$ 1/°С)               | 11.9           | 8 | Коэффициент теплопроводности Вт/(м·°С)                             | 38             |

Коэффициент Пуассона в обоих случаях составляет  $\mu=0,3$ .

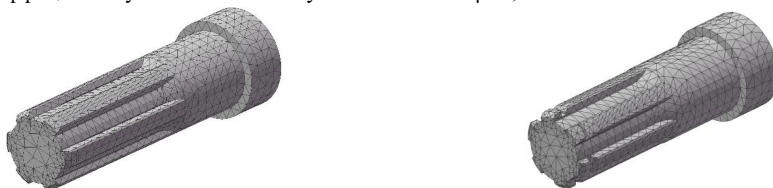


Рис.1. 3D конечно-элементная модель вала. Разбиение на КЭ с уплотнением сетки в местах наличия концентраторов



Рис.2. Граничные нагрузки. Обозначенные действующие.

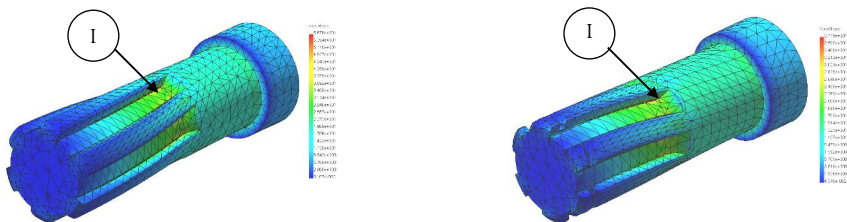


Рис.3. Эюра распределения интенсивности напряжений моделей 3D.

Распределение интенсивности напряжений на частях вала показано на рисунке 2. При расчете максимальные напряжения находятся в местах начала шлицов (I).

Данные расчета приведены в таблице 3.

Таблица 3

Анализ напряженно-деформированного состояния вала и оценка коэффициента запаса прочности

| Марка стали | Вид расчета     | q кН/м <sup>2</sup> | max σ, МПа | Максимальные деформации max d, мм | Коэффициент запаса |
|-------------|-----------------|---------------------|------------|-----------------------------------|--------------------|
| Ст 45(*)    | расчетный       | 5037,47             | 56,78      | $8,532 \cdot 10^{-3}$             | 10,74              |
|             | ориентировочный | 17622,36            | 198,61     | 3,04                              | 3,07               |
| Ст 45(**)   | расчетный       | 5037,47             | 37,79      | $5,028 \cdot 10^{-3}$             | 16,14              |
|             | ориентировочный | 17622,36            | 132,18     | 1,79                              | 4,61               |
| 30ХГСА(*)   | расчетный       | 5037,47             | 56,75      | $7,932 \cdot 10^{-3}$             | 19,03              |
|             | ориентировочный | 17622,36            | 198,61     | 3,04                              | 5,43               |
| 30ХГСА(**)  | расчетный       | 5037,47             | 37,79      | $4,677 \cdot 10^{-2}$             | 28,57              |
|             | ориентировочный | 17622,36            | 132,18     | 1,79                              | 8,17               |

\* - вал в сопряжении с переходной втулкой; \*\* - вал в сопряжении с конической шестерней

В качестве ориентировочного расчета был принят такой расчет, при котором коэффициент запаса прочности, по требованиям завода изготовителя, составляет 3. Этому коэффициенту соответствует распределенная нагрузка в  $17622,36 \text{ кН/м}^2$  по Ст45. В то время когда расчетная распределенная нагрузка составляет  $5037,47 \text{ кН/м}^2$ .

При выполнении вала из стали 30ХГСА коэффициент запаса увеличивается на 57%, как для шлицевой части вала в сопряжении с переходной втулкой, так и части вала в сопряжении с конической шестерней.

### Выводы

На основании результатов расчета модели вала методом конечных элементов, экспериментальных исследований и численного моделирования на примере вала привода гидронасоса было установлено, что при оценке технического состояния эксплуатируемой детали, с целью повышения долговечности, необходимо учитывать изменение

механических свойств материала, а также конструктивные особенности вала. Они оказывают существенное влияние на напряженно-деформированное состояние.

#### Список использованных источников

1. Скобло Т.С., Сидашенко А.И., Власовец В.М., Гончаренко А.А., Марков А.В. Влияние модифицирования углерод- и медьсодержащими добавками вторичного сырья при восстановлении деталей электродуговой наплавкой // Вісник ХНТУСХ ім. П. Василенка «Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві». - Харьков, 2014. - Вип. 146. - С. 227-231.
2. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах / Под общей редакцией Д.Г. Красковского. – М: КомпьютерПресс, 2002. – 224 с.;
3. Горицкий В.М. Диагностика металлов. – М.: Metallurgizdat, 2004. – 408 с.;
4. Закиричная М.М., Кузеев И.Р., Бердин В.К. Кириллова Н.Ю. Анализ изменения структуры и свойств стали 20 в условиях длительной эксплуатации. Известия высших учебных заведений. Нефть и газ, 2006. – № 4. – С. 75-82.
5. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров: Справочное пособие. – М: Машиностроение, 2004. – 512 с.;
6. Патент Украины № 128982 Спосіб відновлення деталей дисперсно-міцнінених абразивно-наповнених металевих включень сталей / Т.С. Скобло, О.В. Нанка, О.І. Сідашенко, С.П. Романюк, Л.В. Омельченко, О.О. Гончаренко, Є.А. Сатановський, О.К. Олійник, О.В. Марков; заявник та патентоутримувач Скобло Т. С. - u 2018 05772. заявл. 23.05.2018; опубл. 10.10.18., Бюл. № 19.
7. Гончаренко А.А., Телятников В.В., Власовец В.М., Марков А.В., Мальцев Т.В. Применение порошков наноалмазов и шунгита для упрочнения изделий при наплавке // Информационно-аналитический международный технический журнал «Промышленность в фокусе». - 2014. - №10 (22). - С. 56-57.
8. Скобло Т.С., Гончаренко А.А., Фирсова Н.В., Легкобыт А.Н. Восстановление деталей электродуговой наплавкой с использованием вторичного сырья в условиях современных аграрных кластеров // Материалы научно-практической конференции студентов магистрантов (Минск, 22–24 мая 2019 г. Минск : БГАТУ, 2019. – 372 с. С.133-136.

#### Анотація

### ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДЛЯ ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ ШЛІЦЬОВОГО З'ЄДНАННЯ ДО І ПІСЛЯ РЕМОНТУ

**Гончаренко О.О., Мартиненко О.Д., Колпаченком Н.М., Фірсова Н.В.**

*Аналіз результатів розрахунку моделі валу методом кінцевих елементів показав, що при оцінці технічного стану відновленої деталі, з метою підвищення довговічності, необхідно враховувати зміну механічних властивостей матеріалу.*

**Ключові слова:** шліцьові з'єднання, метод кінцевих елементів, шестерні, інтенсивність напружень.

## Abstract

### USE OF FINITE ELEMENT METHOD FOR ASSESSING RELIABILITY OF SPLINE CONNECTIONS BEFORE AND AFTER REPAIR

**Goncharenko O.O., Martynenko O.D., Kolpachenko N.M., Firsova N.V.**

*The analysis of results of calculation of model of billow showed the method of eventual elements, that at the estimation of the technical state of the exploited detail, with the purpose of increase of longevity, it is necessary to take into account the change of mechanical properties of material.*

**Key words:** *splined joints, finite element method, gears, stress intensity.*