

А.П. Перепелин // Всероссийская научно-практическая конференция «Инновационные направления механизации сельскохозяйственного производства и обслуживания сельскохозяйственной техники»: сборник научных трудов по материалам Национальной научно-практической конференции. 6–7 декабря 2017 г. / ФГБОУ ВО Ярославская ГСХА. – Ярославль: Изд-во ФГБОУ ВО Ярославская ГСХА, 2018. – 72 с.

УДК 620.178.4

## **ИЗНОСОУСТАЛОСТНЫЕ ИСПЫТАНИЯ: ПРИНЦИПЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ПРАКТИЧЕСКАЯ АПРОБАЦИЯ**

*К.т.н. Тюрин С.А., к.т.н. Попов В.Б.*

*(УО «ГГТУ им. П. О. Сухого», Гомель, Республика Беларусь)*

Ключевые слова: усталость, трение, износоусталостные повреждения, испытания, натурный эксперимент, моделирование, зубчатые передачи.

Рассмотрен научный подход, основанный на переходе от натурального эксперимента к испытаниям моделей деталей и узлов. Предложена оригинальная модель и метод совмещенных испытаний зубчатых колес на моделях при действии единой нагрузки.

## **WEAR-FATIGUE TESTING: MODELING PRINCIPLES AND PRACTICAL APPROVAL**

*Candidate of Technical Sciences Tyurin S.A.,*

*Candidate of Technical Sciences Popov V.B.*

*(Sukhoi State Technical University, Gomel, Republic of Belarus)*

Keywords: fatigue, friction, wear-fatigue damage, testing, full-scale experiment, modeling, gear transmissions.

A scientific approach based on the transition from a full-scale experiment to testing models of parts and assemblies is considered. An original model and a method of combined tests of gear wheels on models under the action of a single load are proposed.

### **Введение**

Существуют стандартные методы экспериментального определения с достаточной для практических целей точностью характеристик механических свойств материала (пределы текучести,

прочности и выносливости и т.д.). Но проблема состоит в том, что для условия прочности действующие напряжения определяют для натуральных элементов конструкций, тогда как в качестве максимальных допускаемых напряжений используют характеристики механических свойств материала. А свойства материала и конструкции могут различаться весьма существенно. Так, если предел выносливости гладких образцов (диаметром 10 мм) стали 45 равен  $\sigma_{-1} \approx 300$  МПа, то предел выносливости валов (диаметром 150 мм) с напрессованными втулками снижается до 50 МПа и менее [1].

### **Актуальность исследования**

Один из выходов из создавшейся ситуации состоит в том, чтобы всемерно развивать и осуществлять методы натурального эксперимента, результаты которого и позволяют достаточно корректно установить характеристики сопротивления деформации и разрушению конкретных деталей и узлов. Однако такой подход, будучи практически важным, в научном отношении малоэффективен. Натурный эксперимент, как правило, весьма трудоемок, очень дорог и длителен, но дает ограниченные результаты, пригодные лишь применительно, например, к исследованному узлу с деталями заданных типоразмеров. Достаточно изменить всего лишь размеры деталей – и требуется строить новую дорогостоящую испытательную установку и вести новые длительные и трудоемкие испытания, чтобы получить необходимые характеристики работоспособности узла в заданных условиях. Естественно, что конструктивные варианты ответственных деталей и узлов в машиностроении практически неисчислимы, особенно учитывая изменение их размеров. Следовательно, по нашему мнению, натурные испытания целесообразны лишь в весьма ответственных случаях.

Применительно к серийным и массовым изделиям машиностроения перспективным является научный подход, основанный на моделировании [2]. Испытания моделей деталей и узлов, уменьшенных в разумных пределах, можно вести на универсальном испытательном оборудовании. Это резко снижает затраты и расширяет возможности испытаний по количеству испытываемых объектов. Результат – повышение точности оценки служебных свойств изделия, узла, детали.

Преждевременные отказы современных машин, в том числе сельскохозяйственной техники, в значительной мере определяются такими явлениями, как механическая усталость, трение и изна-

шивание, износоусталостные повреждения (до 80...90 % отказов) [3]. Следовательно, целесообразным представляется выполнить моделирование работы узлов этих машин именно применительно к таким повреждающим явлениям.

Анализ показал, что все многообразие типоразмеров систем, содержащихся в механизмах движения кормоуборочного комплекса, можно практически свести всего к двум принципиально различающимся моделям, работающим по трем видам износоусталостного повреждения: вал – втулка (фреттинг-усталость либо фрикционно-механическая усталость) и вал – ролик (контактно-механическая усталость).

### Результаты

Зубчатые передачи являются наиболее ответственными и высоконагруженными силовыми системами контактного взаимодействия современных машин, работающими в условиях контактно-механической усталости (усталость + трение качения). К основным видам разрушения зубчатых колес относятся усталостный излом зубьев, происходящий у основания ножки зуба в области переходной кривой, и контактные разрушения рабочих поверхностей зубьев.

Существующие методы испытания зубчатых колес обладают рядом недостатков. В частности, в результате испытаний определяют сопротивление либо только контактной, либо только изгибной усталости, при этом для испытаний требуются разные стенды (и разные типоразмеры образцов).

В этой связи предложен оригинальный метод совмещенных испытаний материалов для зубчатых колес. Метод позволяет получить кривые изгибной и контактной усталости при испытаниях единой модели зубчатого зацепления при действии единой (в обоих случаях) контактной нагрузки – как в натуральных условиях. Для экспериментального определения сопротивления как изгибной, так и контактной усталости одновременно используется специальная модель зубчатого зацепления (рисунок 1).

Особенностью модели является то, что цилиндрический образец 1, изготовленный из материала зубчатого колеса, представляет собой консоль, на свободном конце которой сформирована зона контактного взаимодействия, а на другом конце сформирована зона изгиба в виде галтели, соответствующей переходной кривой у основания зуба.

Образец-модель 1, закрепленный в шпинделе 5, вращается с угловой скоростью  $\omega_1$ . К поверхности образца 1, в зоне контакта 3, с силой  $F_N$  прижат контрообразец 2, ось вращения которого параллельна оси вращения образца, и который вращается с заданной скоростью  $\omega_2$ .

Путем регулирования скоростей  $\omega_1$  и  $\omega_2$  можно получить коэффициент проскальзывания, с высокой точностью имитируя скольжение в зубчатой передаче. Сила  $F_N$ , приложенная на плече  $L$ , обеспечивает одновременное возбуждение как контактных, так и изгибных напряжений в соответствующих зонах, а расстояние между этими зонами выбирают соответствующим расстоянию между полюсом зацепления и основанием зуба.

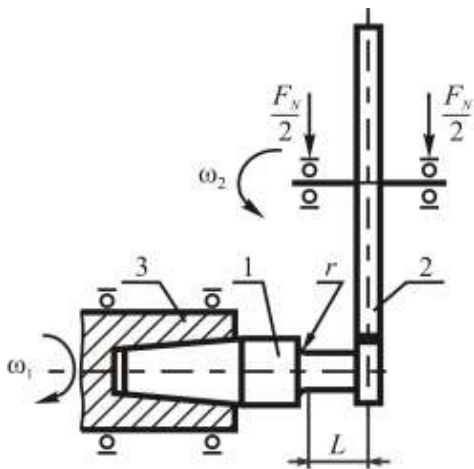


Рисунок 1 – Схема испытаний модели зубчатого зацепления

Предложенная модель имеет тот недостаток, что направление качения (и проскальзывания) у нее не совпадает с направлением действия максимального изгибающего напряжения. Однако этот недостаток, видимо, нельзя считать существенным.

Пример реализации метода совмещенных испытаний дан на рисунке 2. Были проведены совмещенные испытания моделей зубчатых зацеплений, изготовленных из стали 18ХГТ. Упрочнение поверхностного слоя образца проведено по технологии натурной детали – цементация на глубину  $h = 0,4 \dots 0,8$  мм с последующей закалкой до твердости 54...64 HRCэ. Рабочие поверхности образцов и роликов шлифовали. Схема испытаний показана на рисунке 2.

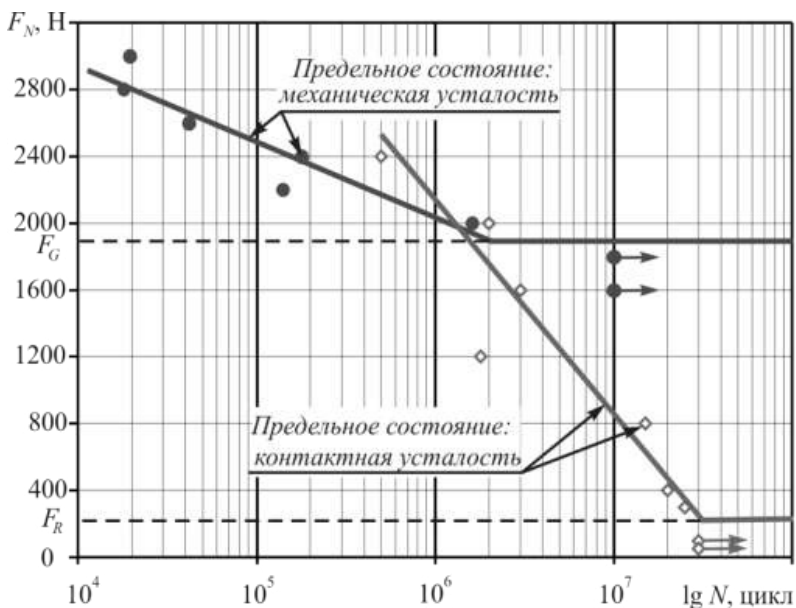


Рисунок 2 – Результаты испытания моделей зубчатого зацепления из стали 18ХГТ

Испытания проводили при частоте  $3000 \text{ мин}^{-1}$  в условиях нормальной температуры. При испытаниях в зону контакта капельным способом подавали смазочный материал (редукторное масло ТАД-17).

Испытания вели непрерывно до наступления предельного состояния или до базового числа циклов.

Сначала при более высоких нагрузках реализуется изгибная усталость. Критерием предельного состояния являлось разрушение образца (разделение его на две части в результате развития в опасном сечении поперечной магистральной трещины).

База испытаний –  $10^7$  циклов. По результатам испытаний построена кривая изгибной усталости с абсциссой точки перелома порядка  $2 \cdot 10^6$  циклов, и определена предельная нагрузка по критерию изгибной усталости  $F_G = 1900 \text{ Н}$  (рисунок 2), соответствующая пределу выносливости  $\sigma_{-1} = 570 \text{ МПа}$ .

Затем, при более низких нагрузках, реализуется контактная усталость. Критерием предельного состояния являлось предельное сближение осей в силовой системе ( $100 \text{ мкм}$ ). База испытаний –  $3 \cdot 10^7$  циклов. По результатам испытаний построена кривая контактной усталости с абсциссой точки перелома порядка

3·107 циклов, и определена предельная нагрузка по критерию контактной усталости  $F_R = 200 \text{ Н}$  (рисунок 2), соответствующая пределу контактной усталости  $p_f = 3100 \text{ МПа}$ .

Таким образом, специалисты получили оригинальную модель зубчатого зацепления и метод совмещенных испытаний. Метод позволяет построить кривые изгибной и контактной усталости при действии единой (в обоих случаях) контактной нагрузки.

### Выводы

Разработанная модель зубчатой передачи и методика ее испытания стандартизована [4] и запатентована [5]. В результате таких испытаний определяют количественные характеристики сопротивления износоусталостным повреждениям зубчатых зацеплений. Эти характеристики могут быть использованы, а частности, при выборе конструкционных материалов и обосновании конструктивно-технологических решений, при контроле качества материалов, при расчетах на этапе проектирования и др.

Для испытания таких моделей, как описанная выше модель совмещенных испытаний зубчатых зацеплений, создано высоко-технологичное испытательное оборудование [6], технические характеристики которого регламентируются требованиями государственного стандарта [7].

### Литература

1. Трощенко, В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов : справ. : в 2 т. / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. – Киев : Наукова думка, 1987. – Т. 1. – 510 с.; Т. 2. – 825 с.
2. Андрияшин, В.А. Износоусталостные испытания: принципы моделирования / В.А. Андрияшин, А.В. Богданович, С.А. Тюрин // Надежность и долговечность машин и сооружений: Междунар. науч.-техн. сб. – Вып. 24. – Киев: ИПП НАНУ им. Г.С. Писаренко, 2005. – С. 21–26.
3. Попов, В.Б. Кормоуборочная техника ПО «Гомсельмаш» для АПК / В.Б. Попов, О.В. Рехлицкий, И.В. Волков // Разработка инновационных технологий и технических средств для АПК: сб. науч. тр. 9-й Междунар. науч.-практ. конф., зерноград, 28–29 мая 2014 г. / Северо-Кавказский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства. – зерноград, 2014. – С. 3–9.
4. Трибофатика. Метод совмещенных испытаний на изгибную и контактную усталость материалов зубчатых колес (Стандарт Беларуси): СТБ 1758–2007. – Введ. 01.12.2007. – Мн.: ГОССТАНДАРТ, 2007. – 45 с.

5. Способ испытания материала зубчатого колеса на контактную и изгибную усталость: пат. 9247 Респ. Беларусь, МПК G 01M13/02 / В. А. Жмайлик, В. А. Андрияшин, Л. А. Соновский, А. М. Захарик, Ал. М. Захарик, В. В. Комиссаров, С. С. Щербаков; заявители ПО «Гомсельмаш», ОИМ НАН Б. – № а20040781; заявл. 19.08.2004; опубл. 30.04.2007. – 2007. – 6 с.

6. Фролов, К.В. Новые машины и методы испытаний / К.В. Фролов, Н. А. Махутов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1995. – № 5. – С. 32–33.

7. Трибофатика. Машины для износоустойчивых испытаний. Общие технические требования (Межгосударственный стандарт): ГОСТ 30755–2001. – Введ. 01.07.2002. – Мн.: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2002. – 8 с.

УДК 636.08

## **ИСТОЧНИКИ ПИТАНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В ЭИТ, И ИХ АНАЛИЗ**

*К.т.н. Шешунова Е.В., д.т.н., профессор Шмигель В.В.,  
к.т.н. Угловский А.С.  
(ФГБОУ ВО Ярославская ГСХА, Ярославль, Россия)*

Ключевые слова: источник питания, электрическая схема источника питания, высоковольтные выпрямители.

В установках электронно-ионной технологии (ЭИТ) в качестве высоковольтных источников питания в настоящее время могут применяться электростатические генераторы (ЭСГ) и высоковольтные выпрямительные устройства (ВВУ) [1, 2, 3].

Преимуществами ЭСГ являются:

- полная безопасность;
- малый вес и небольшие габариты;
- возможность получения высоких напряжений.

Электростатические генераторы считается целесообразнее применять там, где требуются напряжения порядка 100...500 кВ, так как при более низких напряжениях ЭСГ по стоимости оказываются дороже выпрямителей. В нашей стране электростатические генераторы еще не выпускаются серийно промышленностью, поэтому широко используются высоковольтные выпрямители. Применять их экономически более выгодно, так как эксплуатация ЭСГ в сельском хозяйстве встретит некоторые трудности.

Высоковольтные выпрямители могут быть выполнены в двух схемных решениях:

- а) высоковольтный трансформатор – выпрямитель;