

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТЕНДОВ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ АГРЕГАТОВ ТРАНСМИССИЙ МАШИН

Пастухов А.Г. д.т.н., проф.<sup>1</sup>, Тимашов Е.П. к.т.н., доц.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Белгородская государственная сельскохозяйственная  
академия имени В.Я. Горина,

<sup>2</sup>Белгородский университет кооперации, экономики и права

*Представлены результаты методологического подхода к проектированию испытательных стендов на примере ресурсных испытаний карданных передач. Приведены результаты обоснования конструктивных параметров технологической и испытательной передач стенда и оценка их долговечности.*

Развитию методов испытаний машин и их элементов на надежность уделяется первостепенное значение, так как, они позволяют получить информацию об их работоспособности с малыми затратами, в короткие сроки и с достаточной точностью. В связи с ростом требований к надежности агрегатов транспортных и технологических машин, вызванных необходимостью их конкурентоспособности, роль ресурсных испытаний существенно возрастает [1].

Разработке методов испытаний транспортных и технологических машин (ТТМ), в частности, посвящены работы профессора Р.В. Кугеля - в вопросах совершенствования методов ресурсных ускоренных испытаний на надежность [2], профессора Д.Н. Решетова - по мероприятиям совершенствования методик и стендов для испытания деталей машин [3], профессора И.Н. Величина - по способам ускоренных испытаний надежности тракторов и их агрегатов [4].

В связи с повышением сложности и нагруженности машин возникла естественная тенденция к проведению испытаний по схеме «деталь – сборочная единица – агрегат – машина», поэтому в наибольшем количестве испытываются детали и сборочные единицы, в меньшем – агрегаты, еще меньшем – машины в целом. Стендовые испытания на основе моделирования нагрузок, действующих в реальных условиях эксплуатации, дают представление об истинной картине отказов, а, следовательно, и об уровне надежности машин. В этой связи развитие поэлементных испытаний способствовало созданию специализированных стендов для оценки ресурса агрегатов трансмиссий.

По данным нагруженности агрегатов механических трансмиссий машин и энергетические показатели тягово-приводных сельскохозяйственных машин показывают, что карданные передачи при работе переда-

ют 50...100 % мощности двигателя и поэтому определяют работоспособность энергетических, транспортных и технологических средств.

Анализ тенденций совершенствования стендового оборудования для испытания карданных передач позволил выделить три этапа:

1) этап I характерен распространением стендов с прямым потоком мощности по схеме «двигатель — объект — тормоз»; к недостаткам относят: высокий расход электроэнергии, необходимость охлаждающих устройств, иной характер нагруженности; обеспечивают решение следующих задач: исследование крутильных колебаний, влияния точности изготовления и качества сборки на кинематические и динамические характеристики, испытания уплотнений в пылевой камере, определение потерь на трение в карданных шарнирах;

2) этап II характеризуется появлением стендов с замкнутым силовым контуром, которые выполнены по схеме «двигатель — силовой контур»; силовой контур содержит технологические зубчатые передачи, испытываемые узлы и нагружающее устройство, специальные упругие звеньев; к недостаткам относят: число элементов кинематической цепи, замыкание силового контура кинематическими парами низшего класса, высокая металлоемкость, высокий расход электроэнергии, значительные осевые усилия в телескопических устройствах, низкая надежность технологических зубчатых передач, что удорожает ресурсные испытания; установленная мощность двигателя стенда равна 30...40 % от мощности циркулирующей в силовом контуре;

3) этап III характеризуется разработкой стендов с коаксиальным расположением замыкающих элементов силового контура посредством подшипников качения; замыкание силового контура осуществляется минимальным количеством деталей и узлов, которые содержат серийные карданные вилки и подшипниковые узлы, расположенные на большем радиусе вращения, по сравнению с испытываемыми; стенды моделируют основные параметры эксплуатационных режимов с возможностью форсирования, не создают вибраций в силовом контуре, установленная мощность двигателя не превышает 5 % и могут быть использованы для испытаний до возникновения предельного состояния (отказа) с автоматическим контролем параметров испытаний.

Цель исследований — апробация методологического подхода при проектировании стендов на основе анализа перспективности конструкций с коаксиальным расположением элементов силового контура.

Поставлены для решения следующие задачи:

- 1) определить направления разработки испытательных стендов;
- 2) установить аналитические связи факторов нагружения шарниров;
- 3) разработать принципы методологического подхода при проектировании стендов для ресурсных испытаний карданных передач.

Условием совершенства конструкции стенда для проведения ускоренных ресурсных испытаний шарниров КП считаем полную воспроизведение эксплуатационных факторов: передача мощности при определенных крутящем моменте, частоте вращения и динамическом угле излома шарнира в пространстве. Каждый из факторов нагружения на стенде может быть реализован минимум в двух вариантах: 1) замыкание (З) силового контура последовательно расположенными элементами (З<sub>П</sub>) или коаксиально расположенными элементами (З<sub>К</sub>); 2) привод (П) вращения КП вращается (П<sub>В</sub>) или не вращается (П<sub>Н</sub>); 3) изменение (И) угла излома статическое (И<sub>С</sub>) или динамическое (И<sub>Д</sub>).

Для поиска вариантов перспективной конструкции стенда используем комбинаторный метод генерирования вариантов решений на основе матрицы размером 2×3, которая формируется построчной записью массива факторов нагружения в зависимости от способа его технической реализации. На основании матрицы комбинированием факторов нагружения генерируем восемь вариантов стенда: З<sub>П</sub>П<sub>Н</sub>И<sub>С</sub>, З<sub>К</sub>П<sub>Н</sub>И<sub>С</sub>, З<sub>П</sub>П<sub>В</sub>И<sub>С</sub>, З<sub>К</sub>П<sub>В</sub>И<sub>С</sub>, З<sub>П</sub>П<sub>Н</sub>И<sub>Д</sub>, З<sub>К</sub>П<sub>Н</sub>И<sub>Д</sub>, З<sub>П</sub>П<sub>В</sub>И<sub>Д</sub>, и З<sub>К</sub>П<sub>В</sub>И<sub>Д</sub>.

Из рассмотренных вариантов стендов З<sub>П</sub>П<sub>Н</sub>И<sub>С</sub> (SU 396578, SU 898273, SU 1508121), З<sub>К</sub>П<sub>Н</sub>И<sub>С</sub>, З<sub>П</sub>П<sub>В</sub>И<sub>С</sub> (SU 875234, SU 1508120), З<sub>К</sub>П<sub>В</sub>И<sub>С</sub> (SU 875234, SU 970169, SU 1315851), З<sub>П</sub>П<sub>Н</sub>И<sub>Д</sub> (SU 585425, SU 1084643, SU 1362992), З<sub>К</sub>П<sub>Н</sub>И<sub>Д</sub>, З<sub>К</sub>П<sub>В</sub>И<sub>Д</sub>, З<sub>П</sub>П<sub>В</sub>И<sub>Д</sub> (SU 254173, SU 974186, SU 1633304) наиболее совершенной конструкцией, с точки зрения устройства замкнутого контура и более полного моделирования факторов режима нагружения шарниров КП, обладает решение З<sub>К</sub>П<sub>В</sub>И<sub>Д</sub>. Описание такой конструкции представлено в SU 970169 и SU 1234739, а практическая реализация описана в работах [5, 6]. По количественному составу стенды I поколения составляют 6 %, стенды II поколения — 81 %, а стенды III поколения — 13 %.

Для силового контура с коаксиальным расположением технологических и испытываемых элементов следует равенство крутящих моментов, передаваемых технологической передачей (индекс Т), и испытываемой КП (индекс И) [7]:

– при замыкании силового контура подшипниками качения

$$F_{rT} \cdot (H_T - L_{wT}) = F_{rИ} \cdot (H_{И} - L_{wИ}), \quad (1)$$

– при замыкании силового контура конической передачей

$$F_{iT} \cdot \frac{d_{mT}}{2} = F_{rИ} \cdot (H_{И} - L_{wИ}), \quad (2)$$

где  $F_r$  – радиальная сила, Н;  $H$  – расстояние между торцами шипов крестовины, мм;  $L_w$  – длина игольчатого ролика, мм;  $F_t$  – окружная сила в зубчатой передаче, Н;  $d_m$  – средний делительный диаметр зу-

бчатого колеса, мм.

Уравнение взаимосвязи нагрузочных параметров технологической и испытываемой передач на основании уравнения кривой усталости имеет вид

$$\sigma_{HT}^{m_T} \cdot L_{hT} = \sigma_{HI}^{m_{HI}} \cdot L_{hHI} = const, \quad (3)$$

где  $\sigma_{HT}$ ,  $\sigma_{HI}$  – контактные напряжения в контакте деталей технологической и испытываемой передач, МПа;  $L_{hT}$ ,  $L_{hHI}$  – долговечность деталей указанных передач, ч;  $m_T$ ,  $m_{HI}$  – показатели степени кривой усталости материалов.

При расчетах использованы параметры карданных шарниров по РД 37.001.665-96 VII и IV типоразмеров, с подшипниками 804707K4C10 и 804704K5C10, технологической крестовины и зубчатых колес (ГОСТ 19624-74).

В силовом контуре при коаксиальной схеме на основе карданного шарнира VII типоразмера контактные напряжения в подшипниковых узлах технологического и испытываемого шарнира определяются по зависимостям

$$\sigma_{HT} = 25,1 \cdot \sqrt{T}, \text{ МПа}, \quad \sigma_{HI} = 42,0 \cdot \sqrt{T}, \text{ МПа};$$

расчетная долговечность технологических и испытываемых подшипников при нормальном радиальном зазоре и номинальном режиме нагружения составляет

$$L_{hT} = 3,26 \cdot 10^{14} \cdot T^{-3,165}, \quad L_{hHI} = 106 \cdot 10^{11} \cdot T^{-3,165}.$$

В силовом контуре при коаксиальной схеме на основе конической передачи при испытании карданных шарниров IV типоразмера контактные напряжения в зубчатом зацеплении и подшипниках испытываемого шарнира равны

$$\sigma_{HT} = 14,0 \cdot \sqrt{T}, \text{ МПа}, \quad \sigma_{HI} = 107 \cdot \sqrt{T}, \text{ МПа};$$

расчетная долговечность зубчатой передачи и подшипниковых узлов при нормальном радиальном зазоре и номинальном режиме нагружения составляет

$$L_{hT} = 1,45 \cdot 10^{17} \cdot T^{-3,165}, \quad L_{hHI} = 3,34 \cdot 10^{10} \cdot T^{-3,165}.$$

На основании обобщения представленного материала можно сделать следующие выводы:

1) коаксиальная компоновка силового контура стенда позволяет снизить нагруженность элементов технологических передач на 40...60 % по

усилиям и от 1,5 до 7,5 раз по контактным напряжениям;

2) сопоставление расчетной долговечности передач силового контура показывает, что при номинальном крутящем моменте нагружения, долговечность технологической передачи превышает долговечность испытываемой передачи, что обеспечивает проведение ресурсных испытаний;

3) методологический подход к проектированию стендов содержит следующие принципы: коаксиальность схемы, применение стандартных изделий в силовом контуре, моделирование максимального количества эксплуатационных факторов, автоматизированное аппаратное обеспечение.

### **Список использованных источников**

1. Решетов, Д.Н. Надежность машин / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев; под ред. Д.Н. Решетова. - М.: Высшая школа, 1988. - 238 с.
2. Кугель, Р.В. Испытания на надежность машин и их элементов. - М.: Машиностроение, 1982. - 181 с.
3. Гадолин, В.Л. Машины и стенды для испытания деталей / В.Л. Гадолин, Н.А. Дроздов, В.Н. Иванов и др.; под ред. Д.Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1979. - 343 с.
4. Величкин, И.Н. Ускоренные испытания надежности тракторов, их агрегатов и узлов / И.Н. Величкин, Р.В. Кугель, С.С. Дмитриченко, И.Я. Дьяков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1975. - № 11. - С. 31-33.
5. Анилович, В.Я. Стенд для ускоренных ресурсных испытаний карданных передач / Сост.: В.Я. Анилович, А.А. Концевич, В.Л. Лютынский и др. - Харьков, 1985. - 5 с. - (ИЛ / Харьковский ЦНТИ, № 85-85).
6. Сигаев, А.М. Стенды для ресурсных испытаний карданных передач / А.М. Сигаев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2001. - №6. - С. 45-46.
7. Пастухов, А.Г. Усовершенствованные стенды для ресурсных испытаний карданных передач / А.Г. Пастухов // Автомобильная промышленность. - 2008. - № 5. - С. 35-37.

### **Abstract**

#### **DESIGNING OF STANDS FOR TESTING OF AGGREGATES OF TRANSMISSIONS OF CARS**

**Pastukhov A., Timachov E.**

*Presents the results of the methodological approach to the design of the test stands on the example of the life test drive shafts. The results of the feasibility study constructive technological parameters and the test*

*transmission of the stand and evaluation of their durability.*

**Анотація**

**ПРОЕКТУВАННЯ СТЕНДІВ ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ  
АГРЕГАТІВ ТРАНСМІСІЙ МАШИН**

**Пастухов О.Г., Тімашов Є.П.**

*Представлені результати методологічного підходу до проектування випробувальних стендів на прикладі ресурсних випробувань карданних передач. Наведено результати обґрунтування конструктивних параметрів технологічної та випробувальної передач стенду та оцінка їх довговічності.*