

Таким образом, получена математическая модель (1)–(7) кулачковой обгонной муфты, описывающая динамику ее включения.

Анализ работы муфты с помощью ЭВМ показал, что основными параметрами, определяющими время задержки включения муфты, являются: момент трения фрикционного механизма; координата центра тяжести кулачка; момент трения между кулачком и осью; толщина масляного слоя.

При увеличении момента трения фрикционного механизма обгонной муфты и координаты центра тяжести кулачка время задержки включения обгонной муфты снижается по гиперболической зависимости (рис. 2). С увеличением трения между кулачком и осью, а также толщины масляной пленки время задержки включения муфты увеличивается.

Таким образом, для обеспечения стабильной работы кулачковой обгонной муфты необходимо в каждом конкретном случае определять рациональное соотношение следующих параметров: момента трения фрикционного механизма; координаты центра тяжести кулачка; момента трения между кулачком и осью. Необходимо обеспечить отвод масла из зоны контакта кулачка с наружной обоймой.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. № 396483 (СССР). Муфта / Н.В. Зуб. 2. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. – М., 1959. – 252 с.

УДК 629.114

А.А. РОЖАНСКИЙ, А.М. ЛИТВИНОВ,  
Л.И. СТЕПОВЕНКО, Л.Е. ТАУБЕС

### РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Процесс нагружения деталей машинно-тракторных агрегатов является случайным. Для количественной оценки повреждающего воздействия эксплуатационных нагрузок ГОСТ 25.101–83 [1] предлагает семь методов схематизации случайных процессов нагружения (выделения из исходного процесса нагрузочных циклов). Критерием выбора метода служит коэффициент нерегулярности процесса. При коэффициенте нерегулярности менее 0,5 стандарт рекомендует использовать методы выделения полных циклов, которые применимы при любых значениях этого коэффициента.

Коэффициенты нерегулярности, полученные при обработке осциллограмм эксплуатационных нагрузок: для режима разгона рабочих органов кормоуборочного комбайна от ВОМ трактора Т-150КМ – 0,052...0,262 (12 процессов); для режима установившейся работы того же агрегата – 0,225...0,62 при кручении вала; 0,63...0,65 – при его изгибе. Приведенные данные свидетельствуют о необходимости выполнения схематизации случайных процессов с выделением полных циклов.

В связи с этим в лаборатории динамики сельскохозяйственных машинно-

тракторных агрегатов БИМСХ был разработан комплекс программ для ЭВМ, с помощью которых выполняется обработка реализаций процесса нагружения, представленных в виде последовательности ординат, снятых с постоянным шагом по времени.

Программы реализованы на языке ФОРТРАН IV операционной системы ОС СМ ЭВМ. Программой расчета долговечности детали по экспериментальным данным предусматривается устранение выбросов, статистическая обработка массива ординат, выделение экстремумов, статистическая обработка массива экстремумов, заполнение корреляционной таблицы двумерного распределения амплитуд и средних значений нагрузочных циклов, выделенных методом "падающего дождя" [2]. В заключение оценивается ресурс детали. Для этого вводятся параметры кривой усталости — предел выносливости, база испытаний, показатель наклона кривой усталости и коэффициент влияния асимметрии цикла. Данные эти рассчитываются предварительно по ГОСТ 25.504—82 [3] или берутся по результатам испытаний на усталость. Для каждой клетки корреляционной таблицы корректируется предел выносливости:

$$\tau_{a.d} = \tau_{-1d} - \psi \tau_m ,$$

где  $\tau_{a.d}$  — предел выносливости при асимметричном цикле со средним значением  $\tau_m$ ;  $\tau_{-1d}$  — предел выносливости детали при симметричном цикле;  $\psi$  — коэффициент влияния асимметрии цикла для детали [3].

Затем выполняется суммирование усталостных повреждений. По имеющемуся варианту программы выполняется суммирование повреждений по линейной некорректированной гипотезе. Опыт схематизации случайных процессов нагружения машинно-тракторных агрегатов показывает, что существенное влияние на оценку их ресурса оказывает принятая гипотеза суммирования повреждений. По нашим данным, использование корректированной линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений [4] может дать завышенную на порядок оценку ресурса. Причина, вероятно, лежит в характере спектра нагрузок: повреждающее действие присуще лишь части выделенных циклов (5—20 % общего числа), а относительное время действия амплитуд высоких уровней очень мало. Суммарная относительных долговечностей для повреждающих циклов часто оказывается менее 0,1 и ее приходится принимать равной этой величине. В настоящее время ведется доработка программы, которая позволит получить оценку долговечности детали по корректированной линейной гипотезе суммирования усталостных повреждений. Программой для расчета долговечности вводится последовательность ординат реализаций процесса нагружения из файла на магнитном диске. Разработаны также программы, которые формируют на диске этот файл, вводя в него данные с перфолен-та, полученные в автоматическом или полуавтоматическом режимах с осциллограмм на преобразователях графиков Ф-001 или Ф-018. Данные о распределении ординат могут быть использованы для расчета на долговечность зубчатых колес и подшипников качения. Корреляционная таблица двумерного распределения амплитуд и средних значений напряжений в цикле может служить исходной информацией для выбора режима ускоренных стендовых испытаний валов трансмиссии, деталей подвески и рам машин, а также для расчета любых деталей на сопротивление усталости при многоцикловом нагружении.

Расчеты по разработанной программе показывают, что 1) для схематизации случайных процессов нагружения машинно-тракторных агрегатов пригодны только методы выделения полных циклов; 2) перед схематизацией массив ординат реализаций случайного процесса надо подвергать эффективному контролю на наличие ошибок, так как две-три ошибочные ординаты могут дать ошибку в оценке ресурса в несколько раз; 3) гипотезу суммирования усталостных повреждений целесообразно корректировать [4], иначе оценка ресурса может быть завышена на порядок.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытание на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. — М., 1983. — 29 с. 2. К о г а е в В.П., М а х у т о в Н.А., Г у с е н к о в А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. — М., 1985. — 224 с. 3. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. — М., 1982. — 80 с. 4. К о г а е в В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. — М., 1977. — 252 с.

УДК 629.113.592

В.Ю. СИДОРЕНКО, Г.П. ГРИБКО,  
Е.Н. ГЕРАСИМОВИЧ

### ПОВЫШЕНИЕ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ТРАКТОРНОГО ПРИЦЕПА

Большегрузные тракторные поезда широко используются в сельском хозяйстве для перевозки грузов не только по грунтовым сельским дорогам, но и по автомагистралям, поэтому необходимо обеспечить безопасность их движения, повысить эффективность экстренного торможения многозвенного тракторного поезда. Одним из ее основных показателей является тормозной путь поезда, который в свою очередь зависит от показателя качества переходного процесса в пневматическом приводе тормозной системы — быстродействия. Повышение грузоподъемности тракторных прицепов сопровождается увеличением их геометрических параметров, в частности длины, что приводит к увеличению протяженности магистралей их пневматических приводов. Это вызвало необходимость повышения быстродействия длинномагистральных пневматических приводов тормозных систем.

В настоящее время известны способы, позволяющие сокращать время протекания переходного процесса в приводе: обеспечение оптимальных проходных сечений трубопроводов и аппаратов; применение дополнительных ускорительных клапанов, корректирующих устройств [1]. Использование каждого последующего способа является средством повышения быстродействия пневматического привода тормозной системы в том случае, когда все возможности предыдущего способа для достижения этой цели уже исчерпаны. Применение дополнительных ускорительных клапанов и корректирующих устройств в приводе приводит к увеличению его металлоемкости и себестоимости.