

12. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С., Маланин И.А. Работа фрикционных муфт в тракторных коробках передач с неподвижными осями валов // Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2013. Т. 6. № 10 (113). – С. 5 – 6.
13. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
14. <http://clubflyer.ru/wp-content/uploads/images/4308-n31.jpg>
15. <http://www.kamaz.ru/production/serial/bortovye-avtomobili/kamaz-4308-r4/>

Об особенностях прогнозирования долговечности фрикционных накладок автомобильных сцеплений

к.т.н. Есаков А.Е., д.т.н. проф. Ивоботенко Б.А.
Университет машиностроения, ravn@mail.ru

Аннотация. В статье предложен подход, позволяющий осуществить адаптацию методики прогнозирования ресурса фрикционных накладок тракторных сцеплений к сцеплениям автомобилей с учётом специфики эксплуатации последних.

Ключевые слова: автомобиль, сцепление, фрикционная накладка, контртелло, долговечность, ресурс, трение, температура, износ, эксплуатационная ситуация, случайная величина, вероятность, стохастический подход.

В работе [1] отмечено, что существенное различие в условиях и режимах эксплуатации тракторов и автомобилей влечёт необходимость внесения корректив в известную методику прогностического расчёта ресурса фрикционных накладок сцеплений, изложенную в [2–4]. Также в [1] предложена одна из таких корректив, связанная с определением средней температуры поверхности трения \mathcal{G}^* , которая согласно гипотезе А.В. Чичинадзе [2 – 4] является составляющей максимальной температуры на поверхности:

$$\mathcal{G}_{\max} = \mathcal{G}_V + \mathcal{G}^* + \mathcal{G}_B, \quad (1)$$

где: \mathcal{G}_V – объёмная температура теплового равновесия (температура насыщения) контртел в узлах трения; \mathcal{G}_B – температура вспышки в микроконтакте.

Очевидно, требуемые изменения не ограничиваются упомянутыми выше, в связи с чем следует продолжить рассмотрение данной темы.

С учётом преимущественных тенденций современного массового автомобилестроения все нижеследующие рассуждения будут касаться однодисковых сухих сцеплений с накладками, изготовленными из асбофрикционных или безасбестовых полимерных материалов. Кроме того, будучи ограниченными форматом журнальной статьи, рассмотрим здесь лишь те закономерности, что характерны для пар трения с кольцевыми накладками, которые характеризуются коэффициентом взаимного перекрытия, равным единице.

Исходя из данных посылок, температурой \mathcal{G}_B в сумме (1) в соответствии с рекомендациями [2–4] можем пренебречь.

Формулы, при помощи которых в [2–4] рассчитывается температура \mathcal{G}_V , как утверждается в [1], могут быть использованы для решения интересующей нас задачи. Действительно, структура этих формул не претерпевает каких-либо изменений в связи с отнесением их к сцеплениям автомобилей, однако возникают затруднения, связанные с определением актуальных для расчёта значений некоторых входящих в них величин.

Согласно [2–4]:

$$\mathcal{G}_V = \mathcal{G}'_V + \frac{(1 - \alpha_{III}) L K_{L\delta}}{\sigma t_{охл} A_g}, \quad (2)$$

где: \mathcal{G}'_V – начальная температура деталей сцепления; α_{III} – коэффициент распределения тепловых потоков в паре трения; L – работа буксования; $K_{L\delta}$ – доля работы буксования, идущая на нагрев контртела; σ – коэффициент внешней теплоотдачи; $t_{охл}$ – время охлаждения сцепления (временной интервал между двумя последовательными

его включениями); A_g – площадь вентилируемой поверхности при включенном сцеплении.

Величины \mathcal{A}' , $\alpha_{ТП}$, K_{L0} и A_g являются константами или могут быть приняты в качестве таковых: значение \mathcal{A}' , будучи обусловлено совместным влиянием окружающей среды и ДВС, выбирается из диапазона 20...80 °С; коэффициент $\alpha_{ТП}$ зависит от физических свойств материалов, из которых изготовлены элементы пар трения, и рассчитывается по формуле Ф. Шаррона [2-4]; $K_{L0}=1/2$ (для однодисковых сцеплений); наконец, площадь A_g определяется конструктивными особенностями сцепления [2-4].

Работа буксования L не является постоянной величиной, однако методика её расчёта для каждого отдельно взятого процесса трогания автомобиля с места достаточно подробно изложена в работе [5].

Коэффициент внешней теплоотдачи для маховика ДВС и нажимного диска сцепления [2-4]:

$$\sigma = 0,4\lambda_g \sqrt{\frac{\omega_p}{\nu_g}},$$

где: λ_g – коэффициент теплопроводности воздуха при температуре \mathcal{A}' ; ν_g – коэффициент кинематической вязкости воздуха при температуре \mathcal{A}' ; ω_p – угловая скорость коленчатого вала двигателя при эксплуатационной нагрузке [2-4].

Понятно, что если $\mathcal{A}' = \text{const}$, то вне зависимости от особенностей эксплуатации машины $\lambda_g = \text{const}$ и $\nu_g = \text{const}$.

Таким образом, отмеченные ранее затруднения относятся лишь к величинам ω_p и $t_{охл}$.

При оценке температуры насыщения контртел тракторных сцеплений эти величины принимаются в качестве постоянных. Первая из них определяется исходя из характеристик ДВС, а вторая – в зависимости от вида работ, выполняемых машинно-тракторным агрегатом [2-4]. В случае же если расчёт ведётся применительно к сцеплению автомобиля, подобное допущение не оправдано, так как у неспециализированных автомобилей значения ω_p и $t_{охл}$ изменяются в достаточно широком диапазоне (иногда даже за сравнительно короткий промежуток времени), и изменения эти носят случайный характер.

В связи с этим предлагается использовать стохастический подход, чья суть описана в работах [5, 6].

Допустим, нам известны плотности распределения вероятностей $p_{t_{охл}} = f(t_{охл})$ и $p_{\omega_p} = f(\omega_p)$.

Поскольку вероятность возникновения в эксплуатации тех или иных значений $t_{охл}$ и ω_p зависит от множества взаимно независимых (или слабо зависимых) случайных факторов (дорожной ситуации, погодных условий, психофизиологического состояния водителя, его индивидуального стиля вождения и т. п.), можно предположить, что сообразно центральным предельным теоремам данные распределения близки к нормальным [7]. Разумеется, подтвердить или опровергнуть данную гипотезу (как и выявить основные числовые характеристики распределений) возможно только проведением соответствующих натуральных статистических исследований, которые, впрочем, не являются предметом рассмотрения настоящей статьи.

Также положим, что при идентичных условиях и режиме эксплуатации в различных процессах включения сцепления одинаков будет и линейный износ фрикционных накладок. Комплексными характеристиками нагруженности фрикционных узлов в рассматриваемой модели изнашивания являются величины \mathcal{A}_{\max} и L . Тогда каждому сочетанию материала накладок и материала контртел эмпирико-теоретическими методами может быть сопоставлена характеризующая его трибологические свойства функциональная зависимость числа циклов включения сцепления до предельного допустимого износа накладок от вышеупомя-

нутых величин: $n_{ij} = f(\mathcal{G}_{\max}; L)$.

Пользуясь представленными в [6] формулами, можем сформировать линейно упорядоченные конечные множества эквивалентных значений угловой скорости коленчатого вала $\{\omega_p\}$ и времени охлаждения сцепления $\{t_{охл}\}$, а также сопоставленные им упорядоченные конечные множества вероятностей появления этих значений в эксплуатации $\{P_{\omega_p}\}$ и $\{P_{t_{охл}}\}$. Аналогично следует поступить по отношению к тем случайным величинам, которые фигурируют в соотношениях для расчёта работы буксования L . Стремясь к лаконичности изложения, не станем уточнять здесь их минимальный перечень, определённый в работе [5] применительно к автоматическому сцеплению, тем более перечень этот при иных обстоятельствах может быть расширен.

В результате получим тензор эксплуатационных ситуаций (ТЭС), компонентами которого являются эквивалентные значения случайных величин и вероятности их появления в эксплуатации. Понятие «тензор» здесь, как и в [6], будем трактовать в узком смысле, понимая под таковым совокупность упорядоченных по нескольким признакам математических объектов.

Для каждой принимаемой на рассмотрение эксплуатационной ситуации, характеризующей уникальным сочетанием эквивалентных значений случайных величин, последовательно найдём соответствующие ей значения L (сообразно [5]), \mathcal{G}^* (по предложенной в [6] методике), \mathcal{G}_V (по формуле (2)), и \mathcal{G}_{\max} (по формуле (1)). Это позволит нам с помощью того или иного конкретизирующего зависимость $n_{ij} = f(\mathcal{G}_{\max}; L)$ средства (номограммы, таблицы или аналитического выражения) сформировать ещё одно упорядоченное конечное множество $\{n_{ij}\}$, состоящее из чисел включений сцепления до предельного износа накладок в рассматриваемых эксплуатационных ситуациях.

При этом общее число ситуаций (а значит, и требуемых циклов расчёта):

$$n_{э.с.} = \prod_{i=1}^n m_i,$$

где: $n \in \mathbb{N}$ – общее число фигурирующих в математической модели случайных величин; $i = \overline{1; n}$ – порядковый номер случайной величины; $m_i \in \mathbb{N}$ – общее число принимаемых к рассмотрению эквивалентных значений случайной величины с порядковым номером i .

Доля влияния конкретной эксплуатационной ситуации на результирующую долговечность фрикционных накладок в смешанных условиях и режимах эксплуатации зависит, во-первых, от значения n_{ij} , которое соответствует этой эксплуатационной ситуации, а во-вторых, от частоты её встречаемости, характеризующейся в пределе вероятностью возникновения P_j [5].

Здесь $\mathbf{j} = (j_1; \dots; j_i; \dots; j_n)$ есть вектор индексов компонентов ТЭС, а $j_i = \overline{1; m_i}$ – порядковый номер эквивалентного значения случайной величины с порядковым номером i .

Согласно теореме умножения вероятностей [7] и упомянутому ранее предположению о взаимной независимости факторов, влияющих на значения параметров эксплуатационной ситуации:

$$P_j = \prod_{i=1}^n \{P_{x_i}\}_{j_i},$$

где: $\{P_{x_i}\}_{j_i}$ – вероятность возникновения в эксплуатации j_i -го эквивалентного значения случайной величины x_i .

Поскольку в нашем случае прогнозируемая долговечность фрикционных накладок выражена числом включений сцепления до их предельного износа и является по сути средней

взвешенной по вероятности возникновения эксплуатационных ситуаций величиной, для её обозначения уместно применить диакритический надстрочный знак макрон:

$$\bar{n}_y = \left(\sum_{j_1=1}^{m_1} \cdots \sum_{j_{n-1}=1}^{m_{n-1}} \sum_{j_n=1}^{m_n} \frac{P_j}{\{n_y\}_j} \right)^{-1},$$

где: $\{n_y\}_j$ – число включений сцепления до предельного износа накладок в ситуации, соответствующей сочетанию эквивалентных значений из ТЭС, определяемому набором индексов в \mathbf{j} .

Литература

1. Есаков А.Е. К вопросу о применении методики прогнозирования долговечности фрикционных накладок к автомобильным сцеплениям // Известия МГТУ «МАМИ». – 2014. – № 3 (21). – Т. 1. – С. 12-15.
2. Барский И.Б., Борисов С.Г., Галягин В.А. и др. Сцепления транспортных и тяговых машин / Под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. – М.: Машиностроение, 1989. – 334 с.
3. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
4. Шарипов В.М., Шарипова Н.Н., Шевелев А.С., Щетинин Ю.С. Теория и проектирование фрикционных сцеплений колёсных и гусеничных машин / Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2010. – 170 с.
5. Есаков А.Е. Методика создания алгоритмов для систем управления фрикционными сцеплениями автомобильных автоматических трансмиссий: Дис...канд. техн. наук. – М., 2010. – 161 с.
6. Есаков А.Е., Кретов А.В. Об уточнённой постановке задач синтеза алгоритмов автоматического робастного управления техническими системами // Известия МГТУ «МАМИ». – 2014. – № 4 (22). – Т. 1. – С. 83-88.
7. Королюк В.С., Портенко Н.И., Скороход А.В., Турбин А.Ф. Справочник по теории вероятностей и математической статистике. – М.: Наука, 1985. – 640 с.

Матричные светодиодные фары головного освещения Matrix LED

Пахомова Е.Э., Горкин В.П.

Университет машиностроения

8 (495) 223-05-23, доб. 1574, light62@mail.ru, asmas42@yandex.ru

Аннотация. В статье рассмотрены особенности конструкции и светораспределения автомобильных фар головного освещения на светодиодах с автоматизированным включением и выключением дальнего света. Переключение дальнего света осуществляется с помощью электронного блока управления, который управляется сигналами от фронтальной камеры и навигационной системы автомобиля.

Ключевые слова: автомобильные светодиоды, светотехнические характеристики, светораспределение фар головного освещения.

Статистические данные свидетельствуют о том, что почти половина всех дорожно-транспортных происшествий со смертельным исходом происходит ночью, несмотря на то что на ночное время приходится только четверть транспортного потока. Прежде всего причина состоит в том, что водитель с трудом воспринимает дорожно-транспортную обстановку в темное время суток. Это одна из главных причин ДТП. Ночью водитель при включенном ближнем свете может распознать пешеходов в светлой одежде с расстояния 100 метров, а для пешеходов в темной одежде это расстояние сокращается до 50-60 метров.

Проблема сразу же будет понятна, если сравнить эти расстояния с длиной тормозного пути автомобиля, движущегося со скоростью, например, 100 км/ч. Остановочный путь авто-