

$$\delta(k_i) = \frac{t_{T.P.}(k_i)}{t_{o}(k_i)} = \bar{n}_{k_i} t_{зк} \bar{v}_{k_i} 100.$$

Л и т е р а т у р а

1. Лукинский В.С. Котиков Ю.Г., Зайцев Е.И. Расчет надежности узлов трансмиссии и подвески автомобиля. – Л., 1976, с. 78. 2. Филимончик И.И. Нагрузочный режим и долговечность автомобильных трансмиссий: Канд. дис. – Мн., 1978. 3. Индикт Е.А., Алиев В., Браильчук П.Л. Исследование надежности автомобилей в высокогорных условиях эксплуатации. – Автомобильная промышленность, 1972, № 11. 4. Альгин В.Б. Динамика и надежность трансмиссий мобильных машин: Канд. дис. – Мн., 1978.

УДК 629.113.001.4

Б.У.Бусел, А.И.Гришкевич, М.Н.Диденко,
А.В.Марамашкин, В.И.Чечик

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРИЦЕПА НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

При движении автомобиля с прицепом происходит дополнительное нагружение его трансмиссии и как следствие этого – уменьшение ее долговечности.

Особенности формирования нагрузок в трансмиссиях автомобилей-тягачей в настоящее время изучены недостаточно. Это не позволяет обоснованно нормировать пробеги автопоездов в различных условиях эксплуатации, а также использовать опыт проведения полигонных испытаний одиночных автомобилей для оценки работоспособности автопоездов.

С целью оценки влияния прицепа на нагруженность трансмиссии проведены испытания автомобиля МАЗ-500А одиночного и в составе автопоезда с прицепом МАЗ-8926. При испытаниях регистрировались крутящий момент на полуоси, скорость движения, отметки оборотов колеса. Пробеги проводились по следующим маршрутам Центрального научно-исследовательского автомобильного полигона НАМИ: № 1 – скоростная дорога (магистральные условия); № 2 – маршрут, моделирующий горные условия; № 3 – булыжная дорога; № 4 – маршрут, моделирующий режим городского движения; № 5 – ровная булыжная дорога комплекса спецдорог.

Таблица 1. Параметры режима движения

| Параметр | Передача КП | | | | | |
|----------|------------------|---------------------|------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| | I | II | III | IV | V | |
| S, % | - | $\frac{0,07}{0,18}$ | Маршрут №1 | $\frac{7,93}{16,2}$ | $\frac{90,37}{70,6}$ | $\frac{1,14}{2,12}$ |
| | - | $\frac{1}{1}$ | | $\frac{3}{6}$ | $\frac{3}{3}$ | - |
| S, % | - | $\frac{0,62}{14,1}$ | Маршрут №2 | $\frac{37,1}{25,2}$ | $\frac{52,6}{42,3}$ | $\frac{2,34}{3,82}$ |
| | $\frac{1,88}{-}$ | $\frac{7,34}{12,7}$ | | $\frac{15}{15}$ | $\frac{8}{7}$ | - |
| S, % | - | $\frac{12,7}{13,2}$ | Маршрут №3 | $\frac{26,2}{33,6}$ | $\frac{47,2}{29,1}$ | $\frac{3,7}{3,7}$ |
| | - | $\frac{4}{6}$ | | $\frac{5}{6}$ | $\frac{2}{2}$ | - |
| S, % | - | $\frac{1,53}{3,34}$ | Маршрут №4 | $\frac{40}{45,3}$ | $\frac{38,6}{16,6}$ | $\frac{10,3}{6,1}$ |
| | - | $\frac{17}{21}$ | | $\frac{34}{24}$ | $\frac{14}{7}$ | - |

Примечание. В числителе - для одиночного автомобиля, в знаменателе - для автопоезда.

Режим движения автомобиля и автопоезда на всех маршрутах, кроме последнего, соответствовал принятой на полигоне методике ресурсных испытаний автомобилей и автопоездов [1]. Испытания на ровном булыжнике проводились при движении с постоянной скоростью. При всех испытаниях автомобилем и автопоездом управлял один водитель.

В табл. 1 приведены результаты испытаний, характеризующие использование передач по пути S %, количество включений каждой передачи m на маршруте.

Данные таблицы показывают, что процент использования низших передач при движении автопоезда на всех маршрутах существенно выше, чем при движении одиночного автомобиля. Таким образом, доля относительно высоких средних значений момента в трансмиссии автопоезда больше, чем в трансмиссии автомобиля. На каждом из первых трех маршрутов при движении автопоезда было выполнено примерно в 1,5 раза больше переключений передач, чем при движении одиночного автомобиля. Исключение составил маршрут, моделирующий городской режим движения, где этот показатель был в 1,1 раза большим для автомобиля за счет более частых включений высших передач.

Для исследования особенностей колебательных процессов в трансмиссии автопоезда использовались реализации момента, полученные при движении по ровному булыжнику комплекса спецдорог. На рис. 1 показаны спектральные плотности момента на полуоси одиночного автомобиля МАЗ-500А и этого же автомобиля в составе автопоезда с прицепом МАЗ-8926. Видно, что интенсивность низкочастотных колебаний в диапазоне до 3-4 Гц момента в трансмиссии автопоезда значительно выше, чем в трансмиссии одиночного автомобиля. Так, для автопоезда в полосе частот 0,5-20 Гц дисперсия момента на III передаче равна $25000 \text{ (Н}\cdot\text{м)}^2$; на IУ - $24300 \text{ (Н}\cdot\text{м)}^2$; для автомобиля - соответственно $12000 \text{ (Н}\cdot\text{м)}^2$ и $13500 \text{ (Н}\cdot\text{м)}^2$. Начиная с частоты 4 Гц характер протекания и уровень спектральной плотности момента на полуоси для одиночного автомобиля и автопоезда отличаются мало. Следовательно, в трансмиссии автопоезда повышается не только среднее значение момента, обусловленное увеличением веса и сопротивления воздуха, но изменяется механизм формирования динамических длительно действующих нагрузок. Наиболее существенным фактором процесса формирования динамических нагрузок в трансмиссии автопоезда представляется взаимосвязь колебаний тягача и прицепа.

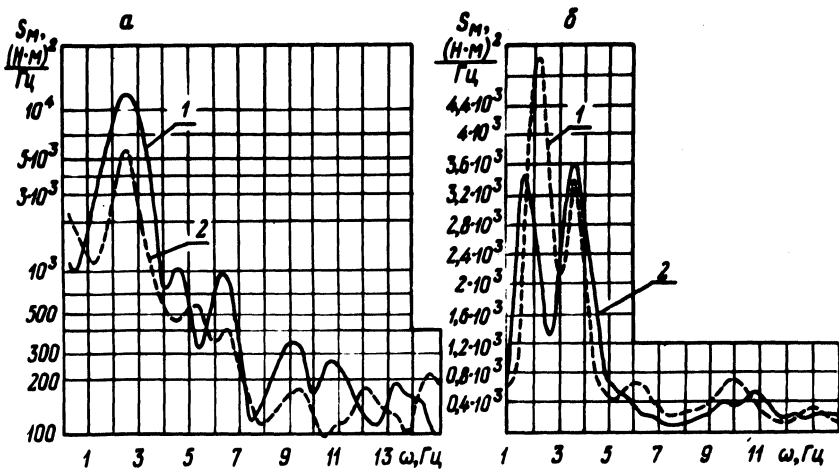


Рис. 1. Спектральная плотность момента на полуоси: а – движение на III передаче со скоростью 7 м/с; б – движение на IV передаче со скоростью 14 м/с; 1 – автопоезд; 2 – одиночный автомобиль.

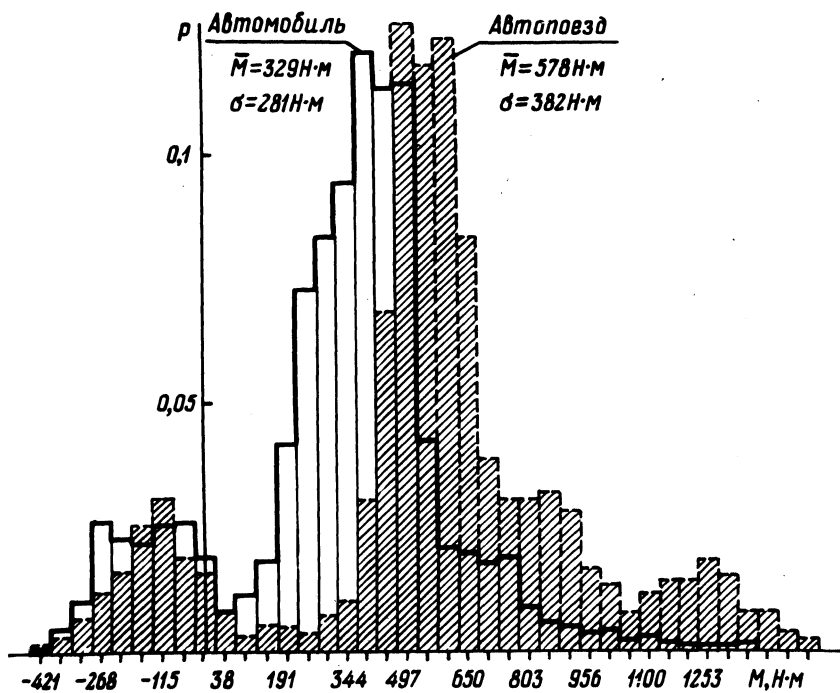


Рис. 2. Гистограмма момента на полуоси.

Осциллограммы крутящего момента и скорости, полученные при выполнении маршрутов по программе ресурсных испытаний, обрабатывались с дискретизацией по пути. Шаг выборки имел величину 1,66 м. В ряде случаев для уточнения статистических параметров процесса нагружения полуоси при движении на I и II передачах шаг выборки уменьшался до 0,28 м. Полученный статистический материал сортировался по уровням. На рис. 2 показаны суммарные гистограммы распределения момента на полуоси для автомобиля и автопоезда, соответствующие испытаниям по программе ресурсных испытаний, за исключением маршрута по грунтовой дороге автополигона.

Вид гистограмм, их взаимное расположение показаны на рис. 2, а значения статистических параметров момента приведены в табл. 2.

Как видим, нагруженность трансмиссии автопоезда значительно выше, чем автомобиля.

Для количественного сравнения нагруженности трансмиссий автомобиля и автопоезда удобно использовать сопоставимые величины накопления усталостных повреждений [2]. Для зубчатых колес сопоставимая величина накопления усталостного повреждения по контактной выносливости при движении на передаче определяется выражением

$$R_n = \sum_i (M_i^*)^3 p_i,$$

где R_n - сопоставимая величина накопления усталостного повреждения на n -й передаче; p_i - частота i -го уровня момента.

Расчетное значение момента находилось по выражению [3]

$$M_i^* = (M_i + M_{i1} v) K_{H\gamma},$$

где M_i - момент, соответствующий уровню i ; M_{i1} - внутренняя динамическая нагрузка при окружной скорости в зубчатом зацеплении 1 м/с; v - окружная скорость в зацеплении; $K_{H\gamma}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

При расчетах величина v принималась равной средней окружной скорости на передаче.

Сопоставимая величина накопления усталостного повреждения при движении по испытательному маршруту определялась как сумма

$$R = \sum_n R_n \gamma S_n,$$

Таблица 2. Статистические параметры момента

| Маршрут | №1 | | №2 | | №3 | | №4 | |
|------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | М | б | М | б | М | б | М | б |
| Автомобиль | 318 | 244 | 337 | 491 | 411 | 447 | 493 | 472 |
| Автопоезд | 556 | 367 | 563 | 760 | 707 | 617 | 639 | 531 |

где γ_{Sn} - относительное использование n -й передачи по пути в долях единицы.

Сопоставимые величины накопления усталостных повреждений при ресурсных испытаниях находились с учетом относительной доли каждого маршрута.

В табл. 3 приведены результаты расчетов для колесной и центральной передач ведущего моста. Сопоставимые величины накопления усталостных повреждений для каждой из зубчатых передач при движении одиночного автомобиля МАЗ-500А по скоростной дороге приняты за единицу.

Исследования показали, что режим нагружения трансмиссии автопоезда МАЗ существенно напряженнее нагрузочного режима одиночного автомобиля по следующим причинам: 1) изменяется режим движения; 2) возрастает среднее значение момента в трансмиссии; 3) возрастает интенсивность низкочастотных колебательных процессов в трансмиссии.

Таблица 3. Темп накопления усталостных повреждений в зубчатых колесах главной передачи

| Объект | Маршрут | | | | Ресурсные испытания |
|----------------------|---------|------|------|-----|---------------------|
| | №1 | №2 | №3 | №4 | |
| Колесная передача | | | | | |
| МАЗ-500А | 1,0 | 2,8 | 3,2 | 4,0 | 1,28 |
| МАЗ-500А+ + 8926 | 3,8 | 13,3 | 11,1 | 6,8 | 4,33 |
| Центральная передача | | | | | |
| МАЗ-500А | 1,0 | 1,0 | 1,1 | 1,6 | 1,02 |
| МАЗ-500А+ + 8926 | 1,7 | 2,5 | 2,6 | 1,7 | 1,75 |

Из сказанного вытекает, что темп накопления контактных усталостных повреждений в зубчатых колесах ведущего моста автопоезда в 1,1–1,8 раза выше, чем для автомобиля на всех дорогах. При ресурсных испытаниях темп накопления усталостных повреждений в колесной передаче автомобиля-тягача в 3,41 раза, в центральной передаче – в 1,7 раза выше, чем для одиночного автомобиля.

Л и т е р а т у р а

1. Типовая программа-методика ускоренных ресурсных испытаний грузовых автомобилей и автопоездов общетранспортного назначения. – М., 1975. 2. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. – М., 1972. 3. Цитович И.С., Вавуло В.А. Методика расчетов долговечности зубчатых колес. – Мн., 1978.

УДК 629.113

В.В.Капустин, В.В.Мочалов

ДОРОЖНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ 750 кН В ЗИМНИХ УСЛОВИЯХ КАРЬЕРА

В Белорусском политехническом институте в течение последних пяти лет ведутся работы по созданию противоблокирочной тормозной системы (ПБС) для автомобилей особо большой грузоподъемности с гидравлическим приводом тормозов.

На отдельных этапах теоретических и экспериментальных исследований решались задачи по выбору параметров ПБС и ее элементов; анализ и обоснование алгоритма управления ПБС; определение его оптимального функционирования; изучение динамики гидравлического тормозного привода в частотном режиме работы ПБС и определение его рабочих характеристик; формализация и разработка элементов ПБС [1–4]. Исследования выявили ряд особенностей динамики управляемого торможения карьерных автомобилей. К основным из них следует отнести значительное перераспределение вертикальных реакций на колеса автомобиля (до 40%), связанное с конструктивными особенностями данного класса автомобилей и предельными углами уклона дорог в карьерах. Это предъявило ряд специфических требований к алгоритму работы ПБС, определению параметров ее элементов и было использовано при разработке системы [5].