

коэффициента трения  $\mu$  и положения точки М, определяемого углом  $\alpha$  и радиусом барабана;

4) тангенциальная составляющая силы  $\overline{T}$ , действующей в точке контакта накладки с барабаном, может быть меньше или равна силе трения  $\overline{F}_{\text{тр}}$  в случае неподвижного барабана и равняться последней при вращающемся барабане;

5) гипотеза о "параллельно-равномерном" распределении усилий находится в противоречии с законами механики, поскольку, согласно этой гипотезе, в тангенциальном направлении будто бы должна возникать дополнительная сила  $\overline{T}_1$  (кроме силы трения  $\overline{F}_{\text{тр}}^1$ ).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. М а м и т и Г.И. Определение момента трения барабанного двухколочного тормоза. — Автомоб. пром-сть, 1982, № 7, с. 24.
2. М а м и т и Г.И. Об оптимальной ориентации опорной поверхности в барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками. — В кн.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск: Выш. шк., 1982, вып. 17, с. 32—34.
3. М а м и т и Г.И. Расчет тормозной колодки автомобиля на прочность. — Там же, с. 34—36.
4. М а м и т и Г.И. Расчет колец, нагруженных распределенными усилиями в своей плоскости. — Вестн. машиностроения, 1978, № 4, с. 44—46.
5. Б у т е н и н И.В., Л у н ц Я.Л., М е р к и н Д.Р. Курс теоретической механики: Динамика. — М.: Наука, 1979, т. 2. — 543 с.
6. Б у х а р и н Н.А. Тормозные системы автомобилей. — М.: Машгиз, 1950. — 292 с.
7. М е т л ю к Н.Ф. Исследование и расчет тормозного механизма. — Автомоб. пром-сть, 1968, № 4, с. 21—23.
8. Ф е д о с о в А.С. Влияние формы тормозной накладки на закон распределения удельных давлений. — В кн.: Автомоб. транспорт. Киев: Техника, 1970, вып. 6, с. 126—129.
9. Н е м ц о в В.В. Исследование контакта тормозных колодок с барабаном. — Изв. высш. учеб. заведений: Машиностроение, 1965, № 2, с. 38—41.
10. Г р е д е с к у л А.В., К у д и е в с к и й Г.Г., Ф е д о с о в А.С. Влияние деформации тормозного барабана на распределение удельных давлений по длине накладки. — В кн.: Автомоб. транспорт. Киев: Техника, 1969, вып. 5, с. 82—88.
11. Ф е д о с о в А.С. О законе контактных давлений в автомобильном колодочном тормозе. — Там же, 1971, вып. 8, с. 73—78.

УДК 629.113.001.4

Б.У. БУСЕЛ, канд.техн.наук,  
С.Г. ЛУГОВЦЕВА,  
В.И. ЧЕЧИК, канд.техн.наук (БПИ)

### ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ МАССЫ АВТОМОБИЛЯ НА НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЖИМ ТРАНСМИССИИ

При расчетах долговечности деталей трансмиссии автомобилей и автопоездов используются обычно нагрузочные режимы, определенные для случаев полной загрузки автомобиля или автопоезда [1]. В условиях эксплуатации часть пробега совершается без груза или с неполной загрузкой. Это обстоятельство необходимо учиты-

вать при прогнозировании эксплуатационной долговечности. Зависимость параметров нагрузочного режима трансмиссии от эксплуатационной массы сравнительно сложна. С изменением массы автомобиля изменяются моменты в трансмиссии, скорость движения и пробеги на отдельных передачах коробки передач (КП).

С целью определения влияния эксплуатационной массы автомобиля на нагрузочный режим трансмиссии проведены расчетные исследования по методике [2].

На первом этапе расчеты выполнялись для автопоезда МАЗ-500А-8926 при значениях эксплуатационной массы 10,6 т (собственная масса автопоезда), 15,0 т (полная масса одиночного автомобиля), 18,6 т (масса автопоезда при 50 %-ной загрузке), 26,5 т (полная масса автопоезда), 30,5 т (15 %-ное превышение номинальной полной массы автопоезда).

По расчетным значениям сопоставимых показателей накопления усталостных повреждений [1] в деталях трансмиссии на 1 км пробега  $R_{1Н}$  определялось отношение  $R_{1Н}/R_{1НО}$ , где  $R_{1НО}$  — сопоставимый показатель накопления усталостных повреждений в соответствующей детали на 1 км пробега для автопоезда с полной загрузкой.

Зависимости  $R_{1Н}/R_{1НО}$  от эксплуатационной массы автопоезда для зубчатых колес и подшипников колесной передачи, полуоси ведущего моста и зубчатых пар III и V передачи КП при движении по скоростной дороге автополигона НАМИ приведены на рис. 1, а. Из

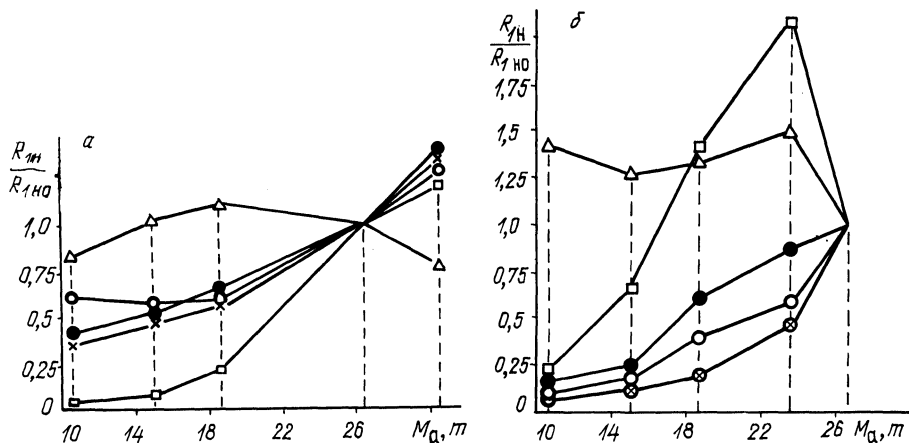


Рис. 1. Влияние эксплуатационной массы автопоезда МАЗ-500А-8926 на темп накопления усталостных повреждений в деталях трансмиссии:

а — для скоростной дороги автополигона НАМИ; б — для горного маршрута автополигона НАМИ; ● — зубчатые колеса колесной передачи (контактная усталость); \* — подшипники колесной передачи; ○ — полуось; зубчатые пары КП: ⊗ — II передачи; □ — III передачи; △ — V передачи.

рис. 1,а видно, что темп накопления усталостных повреждений в деталях ведущего моста и зубчатой паре III передачи КП растет по мере увеличения эксплуатационной массы автопоезда. В зубчатой паре КП V передачи на скоростной дороге при изменении эксплуатационной массы с 10,6 до 18,6 т наблюдается увеличение темпа накопления усталостных повреждений при одновременном уменьшении процента использования V передачи по пути с 97,5 до 92,8 %. Это объясняется более высоким уровнем нагружения трансмиссии на V передаче при  $M_a = 18,6$  т по сравнению с  $M_a = 10,6$  т. При дальнейшем увеличении эксплуатационной массы автопоезда значительно уменьшается процент использования V передачи и соответственно снижается темп накопления усталостных повреждений в этой зубчатой паре КП.

Зависимости  $R_{1н}/R_{1но}$  от эксплуатационной массы автопоезда для деталей трансмиссии при движении по горному маршруту автополигона НАМИ приведены на рис. 1,б. При увеличении эксплуатационной массы автопоезда с 10,6 до 15 т имеет место увеличение темпа накопления усталостных повреждений в деталях ведущего моста и зубчатых парах КП II и III передачи. В зубчатой паре V передачи, наоборот,  $R_{1н}/R_{1но}$  снижается с 1,42 до 1,27. Сопоставимый показатель накопления повреждений в этой зубчатой паре по контактной усталости на 1 км пробега на V передаче  $R_{1нк}$  при этом увеличивается с  $0,219 \cdot 10^8$  до  $0,235 \cdot 10^8$  (Н·м)<sup>3</sup>, а относительный пробег на V передаче уменьшается с 0,573 до 0,478.

Дальнейшее увеличение эксплуатационной массы до 18,6 т приводит к более быстрому увеличению темпа накопления усталостных повреждений в деталях ведущего моста и зубчатой паре КП III передачи. Объясняется это резким увеличением доли использования III передачи по пути с 0,140 до 0,244, а также более высоким уровнем нагружения трансмиссии на III передаче. Здесь имеет место также некоторый рост темпа накопления усталостных повреждений для зубчатой пары V передачи вследствие возрастания нагружения трансмиссии на V передаче.

При доведении эксплуатационной массы автопоезда до 23,5 т процент использования II передачи увеличивается более чем в 2 раза. Более высокий уровень нагружения трансмиссии при этом имеет место и на III передаче. Дальнейшее увеличение эксплуатационной массы до 26,5 т приводит к резкому уменьшению процента использования III передачи по пути при одновременном увеличении процента использования II передачи. При изменении эксплуатационной массы с 23,5 до 26,5 т снижается темп накопления повреждений по контактной усталости зубчатой пары КП V передачи, по изгибной усталости, наоборот, немного увеличивается.

Аналогичные расчеты выполнены для автопоезда МАЗ-500А-8926 при движении по шоссе Минск—Москва (участок до Борисова). Нагрузочный режим трансмиссии рассчитан также для различных весовых состояний автопоезда МАЗ-5336-8378 [3] при движе-

нии по шоссе Минск—Москва, скоростной дороге и горному маршруту автополигона НАМИ.

По результатам расчетов определены относительные долговечности основных деталей трансмиссии  $L/L_0$  в долях от долговечности соответствующей детали для номинальной полной массы автопоезда (МАЗ-500А-8926 — 26,5 т, МАЗ-5335 — 36 т) при движении по шоссе Минск—Москва ( $L_0$ ). Зависимости  $L/L_0$  от эксплуатационной массы автопоездов для зубчатых колес колесной передачи по контактной усталости приведены на рис. 2, а.

Как видно из рис. 2, а, влияние эксплуатационной массы автопоезда на долговечность зубчатых колес колесной передачи сильнее у МАЗ-5336-8378, имеющего большую удельную мощность. У этого автопоезда увеличение эксплуатационной массы меньше сказывается на снижении средней скорости движения (рис. 2, б).

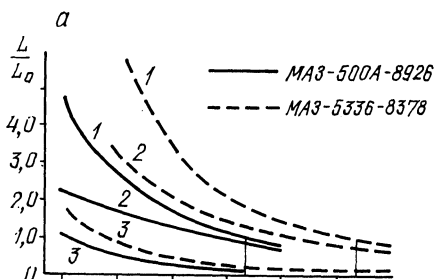
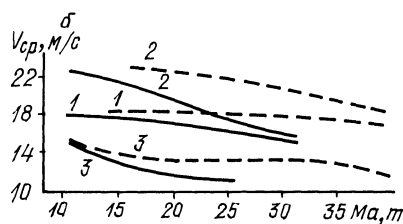


Рис. 2. Влияние эксплуатационной массы автопоездов МАЗ на:  
а — долговечность зубчатых колес колесной передачи; б — среднюю скорость движения. 1 — шоссе Минск—Москва; 2 — скоростная дорога автополигона НАМИ; 3 — горный маршрут автополигона НАМИ.



Сравнение долговечностей на скоростной дороге автополигона НАМИ и на шоссе Минск—Москва показывает, что на скоростной дороге снижение эксплуатационной массы рассматриваемых автопоездов приводит к меньшему увеличению долговечности зубчатых колес колесной передачи.

Однако на этом маршруте с уменьшением эксплуатационной массы сильнее возрастает средняя скорость движения. Это обусловлено действующим ограничением максимальной скорости движения на шоссе (70 км/ч).

Зависимости долговечности деталей ведущих мостов от эксплуатационной массы рассмотренных автопоездов идентичны зависимостям, полученным для зубчатых колес колесной передачи.

Проведенные исследования показали, что параметры нагрузочного режима деталей трансмиссии существенно зависят от массы автомобиля или автопоезда.

Учет влияния эксплуатационной массы автомобиля на нагрузочный режим трансмиссии с использованием статистических показателей весовых состояний в эксплуатации позволит более точно прогнозировать долговечность и нормирование расхода запасных частей трансмиссии.

Анализ полученных результатов с точки зрения возможностей оптимизации форсированных полигонных испытаний показывает, что использование в программе испытаний режимов с различной загрузкой автомобилей и автопоездов позволяет получить более близкие значения коэффициентов приведения форсированных испытаний по базовым деталям агрегатов трансмиссии.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Цитович И.С., Каноник И.В., Вавуло В.А. Трансмиссии автомобилей. — Минск: Наука и техника, 1979. — 256 с. 2. Бусел Б.У., Гришкевич А.И., Чечик В.И. Методика расчета нагрузочного режима трансмиссии автомобиля. — В кн.: Автогакторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск: Выш. шк. 1979, вып. 13, с. 13—22. 3. Высокый М.С. Основы проектирования автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности. — Минск: Наука и техника, 1980. — 200 с.

УДК 629.114.4—519.687

В.В. ВАРВКО, Н.Н. ПЕРВЫШИН (БПИ)

### К РАСЧЕТУ МОДУЛЯТОРА ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Модулятор противоблокировочной тормозной системы (ПБС) должен удовлетворять требованиям технического задания по быстродействию и надежности функционирования во всем диапазоне изменения частоты управляющего сигнала. Расширение этого диапазона, называемого рабочим, — актуальная задача, решаемая в процессе создания адаптивной ПБС посредством разработки быстродействующих модуляторов — золотниковых гидрораспределителей, к которым предъявляются также повышенные требования тормозной системой (как местом их размещения) по уменьшению создаваемого гидравлического сопротивления, упрощению конструктивной схемы.

Расчет параметров модулятора, отвечающего требованиям технического задания в широком частотном диапазоне функционирования, — задача многопараметрической оптимизации. Решается она методами математического программирования [1].

Настоящая работа содержит:

— формулировку задачи расчета модулятора с требуемой частотой функционирования;