

принятия решений. М., 1978. 4. *Соболь И.М.* Точки, равномерно заполняющие многомерный куб. М., 1985. 5. *Калиткин Н.Н.* Численные методы. М., 1978. 6. *Федоренко Р.П.* Приближенное решение задач оптимального управления. М., 1978. 7. *Фиакко А., Мак-Кормик А.* Нелинейное программирование: Методы последовательной безусловной минимизации. М., 1972.

УДК 629.113-587

Г.А.ВАЛЮЖЕНИЧ, В.В.ВАНЦЕВИЧ,
канд. техн. наук (БПИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОТОЧНОСТИ СМАЗОЧНЫХ СИСТЕМ МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ АВТОПОЕЗДОВ

Интенсивное использование автопоездов на грузовых перевозках, увеличение средних скоростей их движения, а также применение в ведущих мостах колесных передач обуславливают повышение энергонагруженности дифференциалов ведущих мостов и, как следствие, снижение долговечности этих механизмов [1]. Поэтому необходимо совершенствование конструкций дифференциальных механизмов. Это возможно, в частности, за счет применения специальных проточных смазочных систем, обеспечивающих поступление масла в корпус дифференциала, интенсивное смазывание и охлаждение трущихся поверхностей с последующим выводом масла и продуктов изнашивания из корпуса механизма. В [2] дан подробный анализ конструктивных особенностей различных смазочных систем дифференциалов. Вместе с тем в литературных источниках отсутствуют данные по количественной оценке протока масла через дифференциал, т.е. по пропускной способности различных смазочных систем.

Ниже приведены результаты стендовых исследований проточности четырех различных смазочных систем межколесных дифференциалов тягачей семейства МАЗ-6422.

В одной из систем (система I) поступление масла в дифференциал осуществляется следующим образом. Масло, разбрызгиваемое ведомой шестерней главной передачи, поступает на заборный лоток, установленный на задней крышке картера моста, и стекает по нему в карман крышки правого опорного подшипника дифференциала. Через специальное отверстие в крышке подшипника и отверстия в регулировочной гайке масло попадает в ее внутреннюю полость, изолированную от опорного подшипника специальным уплотнением, а оттуда — в дифференциал по лыскам и отверстиям в его правой полуосевой шестерне. Вывод масла в картер моста осуществляется через аналогичные отверстия и лыски в левой полуосевой шестерне дифференциала.

Система II отличается от системы I более высоким расположением заборного лотка для ввода масла в дифференциал. В системе II лоток установлен над ведущей шестерней главной передачи.

В системе III масло поступает внутрь дифференциала через два маслозаборных черпака, установленных на правой чашке корпуса дифференциала, а вывод масла осуществляется через четыре отверстия в левой чашке, расположенных под углом к оси вращения механизма.

В системе IV ввод масла в дифференциал осуществляется, как в системе II, а вывод — как в системе III.

Исследования проводили на динамометрическом стенде МАЗа, позволяющем моделировать работу дифференциала при прямолинейном движении автопоезда без относительного перемещения деталей механизма, а также при раздельном буксовании колес. В последнем случае затормаживалась правая полуосевая шестерня дифференциала.

В ходе исследований изменяли скоростные режимы дифференциалов, использовали масла различных марок, варьировали объем V_M и температуру t_M масла в редукторе моста.

Проточность (пропускную способность) систем оценивали по расходу масла Q (объему масла, вытекающего из дифференциала в единицу времени). Для экспериментального определения Q были разработаны специальные маслоизмерительные устройства. После прохождения масла через маслоизмерители оно поступало в картер моста. Для визуального изучения маслостроков в картере моста были сделаны три смотровых окна.

Исследования показали, что все смазочные системы работоспособны и обеспечивают прохождение масла через дифференциал. Характеристики проточности систем различны, что обуславливается их конструктивными особенностями.

Так, исследования, выполненные с использованием масла АУ ($V_M = 10$ л, $t_M = 35-40$ °С), показали следующее. Масло начинает протекать через дифференциал в смазочных системах I, II и IV уже при скорости вращения корпуса механизма $\omega_0 = 9,15$ рад/с, что соответствует скорости движения тягача 5 км/ч. Система III обеспечивает проход масла и при более низких значениях ω_0 .

С увеличением ω_0 проточность систем сначала возрастает, затем снижается и при некоторых значениях ω_0 поступление масла в дифференциал прекращается (через систему I масла АУ — при $\omega_0 > 28$ рад/с, что соответствует скорости движения тягача $v_T = 15$ км/ч); более высокое расположение заборного лотка обеспечивает проточность системы II до $\omega_0 = 40$ рад/с и $v_T = 22$ км/ч).

Проточность систем III и IV сохраняется соответственно до $v_T = 80$ км/ч ($\omega_0 = 153$ рад/с) и $v_T = 65$ км/ч ($\omega_0 = 131$ рад/с). Такое отличие в значениях ω_0 по сравнению с системами I и II объясняется различием способов вывода масла из дифференциала в картер моста. При увеличении ω_0 возрастают инерционные силы, прижимающие поступающее в механизм масло к внутренней сферической поверхности корпуса между сателлитами. Это затрудняет прохождение масла через отверстия и лыски левой полуосевой шестерни, расположенные к оси вращения дифференциала ближе, чем внутренняя сферическая поверхность корпуса. В системах III и IV масло выводится через отверстия, расположенные на линии пересечения внутренней сферической и опорной поверхностей левой полуосевой шестерни корпуса.

Максимальный расход масла АУ через дифференциал при смазочных системах I—IV составляет соответственно 88 см³/мин, 88, 860 и 300 см³/мин. Очевидно, что наиболее эффективна система III.

Как следует из рис. 1, проточность смазочной системы III выше при средних и малых скоростях движения тягача. Такую закономерность сле-

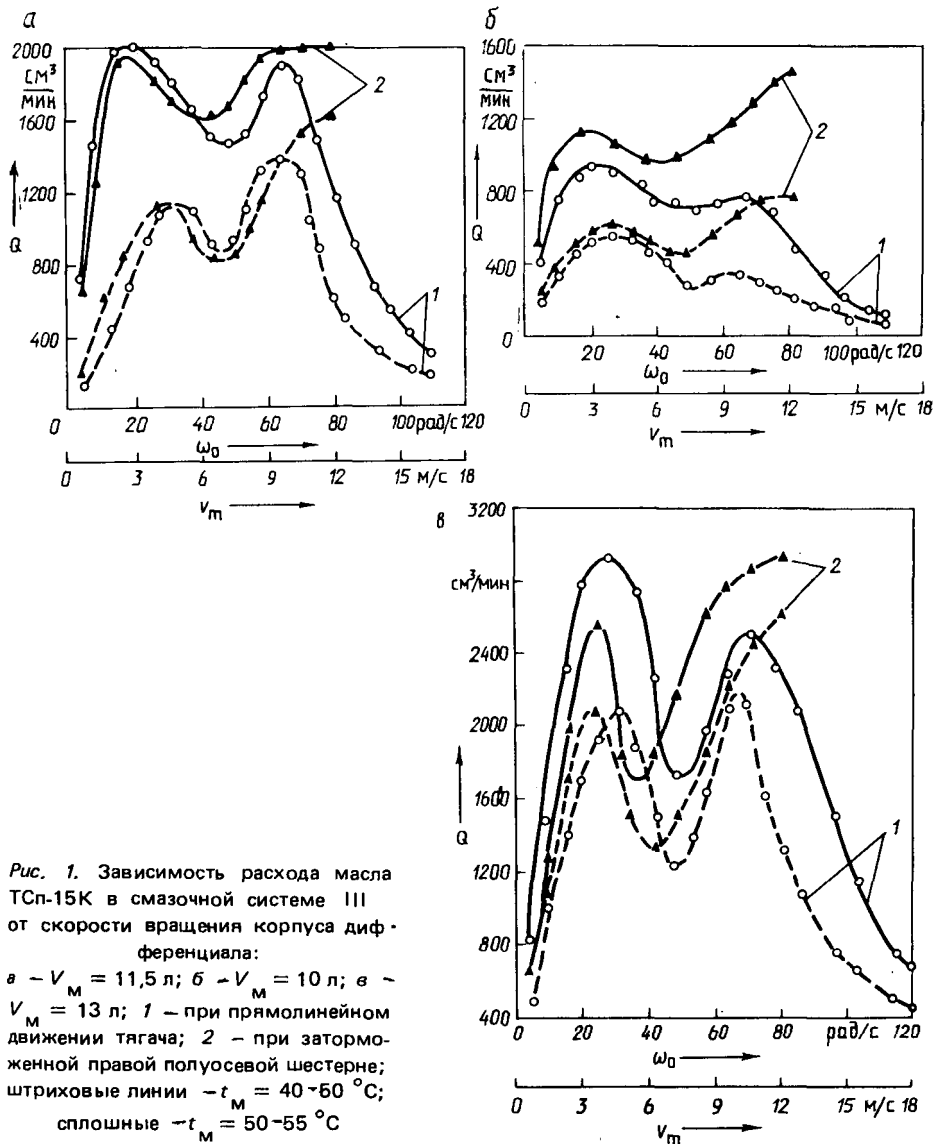


Рис. 1. Зависимость расхода масла ТСП-15К в смазочной системе III от скорости вращения корпуса дифференциала:

а - $V_M = 11,5$ л; б - $V_M = 10$ л; в - $V_M = 13$ л; 1 - при прямолинейном движении тягача; 2 - при заторможенной правой полусосевой шестерне; штриховые линии - $t_M = 40-60$ °С; сплошные - $t_M = 50-55$ °С

дует считать целесообразной, поскольку указанные скорости соответствуют криволинейному движению автомобиля и движению его по горным дорогам, когда имеет место наиболее интенсивная работа шестерен дифференциала. С увеличением объема масла ТСП-15К с 10 до 13 л максимальный его расход возрастает примерно в 3-4 раза. С повышением температуры масла его расход также возрастает.

Таким образом, исследования показывают высокую эффективность

проточных смазочных систем, способствующих повышению технического ресурса механизмов.

Список литературы

1. Ванцевич В.В. и др. Оценка напряженности деталей межколесных дифференциалов автопоездов // Весті АН БССР. Сер. фізика-тэхн. навук. 1988. № 3. 2. Ванцевич В.В. и др. Организация смазки дифференциалов современных большегрузных автомобилей. Деп. в ЦНИИТЭИавтопроме 30.07.87, № 1594-ап87.

УДК 629.113.012.83

С.С.ЖУРАВЛЕВ, канд. техн. наук
(Могилевский машиностроительный институт)

ДИНАМИКА ЗАВИСИМОЙ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Большинство математических моделей, применяемых для анализа динамики зависимых подвесок грузовых автомобилей, не учитывают специфику кинематики направляющего устройства, связывающего колеса с кузовом, а также ряд других особенностей автомобилей большой и особо большой грузоподъемности (высокое расположение центра поддрессоренных масс, значительное расстояние между сдвоенными шинами, возможность изменения направления действия упругих сил в подвеске вследствие поворота телескопических упругих элементов относительно балки моста и кузова и т.д.).

В данной работе сделана попытка разработать математическую модель, пригодную для одновременного или раздельного исследования как вертикальных, так и горизонтальных поперечных колебаний автомобиля с зависимой гидропневматической подвеской с учетом его особенностей и различных источников возмущений — от дорожных неровностей и от инерционных боковых сил, возникающих при криволинейном движении автомобиля. В такой подвеске (рис. 1) в качестве направляющего устройства применена поперечная штанга, шарнирно соединяющая поддрессоренные и неподдрессоренные массы и воспринимающая боковые инерционные нагрузки от кузова. Учет кинематики направляющего устройства подвески в математической модели позволяет анализировать кинематические параметры и динамические нагрузки на детали подвески. В данном случае при рассмотрении поперечных колебаний поддрессоренных масс относительно неподдрессоренных можно отказаться от введения понятия центра крена подвески.

Для получения математической модели использовано уравнение Лагранжа 2-го рода в виде

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

где q_i и \dot{q}_i — соответственно обобщенные координаты и скорости; Q_i — обобщенные силы [1].