

$$\begin{aligned}
 d_{11} &= b_{11}C_{zy} + b_{13}C_{yy}; & d_{12} &= b_{11}C_{zz} + b_{13}C_{yz}; & d_{13} &= b_{12}C'_{zy} + b_{14}C'_{yy}; \\
 d_{14} &= b_{12}C'_{zz} + b_{14}C'_{yz}; & d_{21} &= b_{21}C_{zy} + b_{23}C_{yy}; & d_{22} &= b_{21}C_{zz} + b_{23}C_{yz}; \\
 d_{23} &= b_{22}C'_{zy} + b_{24}C'_{yy}; & d_{24} &= b_{22}C'_{zz} + b_{24}C'_{yz}; & d_{31} &= b_{31}C_{zy} + b_{33}C_{yy}; \\
 d_{32} &= b_{31}C_{zz} + b_{33}C_{yz}; & d_{33} &= b_{32}C'_{zy} + b_{34}C'_{yy}; & d_{34} &= b_{32}C'_{zz} + b_{34}C'_{yz}; \\
 d_{41} &= b_{41}C_{zy} + b_{43}C_{yy}; & d_{42} &= b_{41}C_{zz} + b_{43}C_{yz}; \\
 d_{43} &= b_{42}C'_{zy} + b_{44}C'_{yy}; & d_{44} &= b_{42}C'_{zz} + b_{44}C'_{yz}.
 \end{aligned}$$

Решения (2) дифференциальных уравнений (1) должны удовлетворять граничным условиям, соответствующим способам закрепления концов вала. В рассматриваемой системе (рисунок 1) на свободных концах вала граничные условия будут:

$$u'' = 0; u''' = 0; v'' = 0; v''' = 0. \quad (16)$$

Изложим теперь кратко последовательность расчета критических скоростей ω_0 рассматриваемой роторной системы (рисунок 1). Подставляя (2) в граничные условия на левом конце вала (16) и соответствующие условия сопряжения для каждого участка, которые могут выражаться соотношениями (5), (6), (7), (8) или (9) совместно с (15), находим зависимости между произвольными постоянными последующего и предыдущего участков вала. Затем на основе граничных условий (16) на правом конце вала получим систему из четырех линейных однородных уравнений относительно четырех произвольных постоянных. В этой системе уравнений коэффициенты при произвольных постоянных зависят от критической скорости ω_0 и параметров ротора. Далее, используя метод остатка, добиваемся за счет изменения ω_0 того, чтобы определитель Δ системы четырех однородных уравнений равнялся нулю. Величина угловой скорости ω_0 , при которой определитель Δ обращается в нуль, является критической.

Выводы

Дана последовательность расчета критических скоростей ротора с учетом его связи с корпусом электронасоса. Критические скорости ротора определяются методом начальных параметров в аналитической форме.

Литература

1. Веселов И.В., Сильвестров Э.Е., Усольский В.Г. К расчету критических скоростей ротора электронасоса. // Проектирование механизмов и динамика машин. Межвуз. сб. научн. трудов. – М.: ВЗМИ, 1986, - вып. № 20. – с. 85-91.
2. Кушуль М.Я. Приближенный метод определения критических скоростей многоопорного вала переменного сечения. // Поперечные колебания и критические скорости. – М.: Изд-во АН СССР, 1953, - вып. 2. – с. 121-171.

Влияние преднатяга пружин демпфера сцепления на динамическую нагруженность трансмиссии автомобиля

к.т.н., доц. Соломатин Н.С., Симонов Д.В., Зотов Е.М.
Тольяттинский государственный университет
+7-8482-53-92-59, sns@tltu.ru

Ключевые слова: демпфер крутильных колебаний, крутящий момент, преднатяг пружин, трансмиссия, упругая характеристика.

Для снижения уровня крутильных колебаний в трансмиссиях автомобилей широкое распространение получили демпферы с кусочно-линейной упругой характеристикой, к примеру, трехступенчатой (рисунок 1).

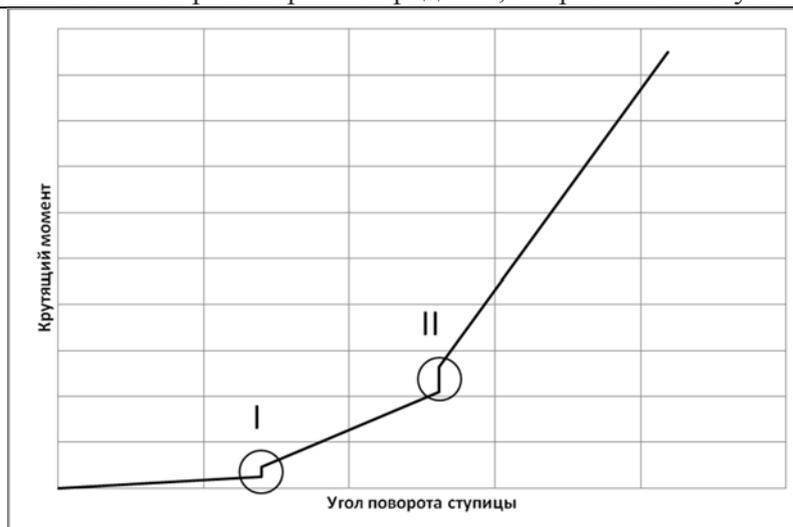


Рисунок 1 - Упругая характеристика демпфера крутильных колебаний сцепления

Первая ступень предназначена для снижения шума шестерен в коробке передач на холостом ходу, вторая и третья – для снижения крутильных колебаний в трансмиссии при движении в тяговом режиме или режиме торможения двигателем [1]. Многоступенчатость достигается установкой пружин в окнах разной ширины, иногда пружины устанавливаются с предварительным натягом.

При работе демпфера в зонах I, II (рисунок 1) возможно возникновение повышенных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля вследствие резкого изменения жесткости демпфера с конечной до бесконечной (преднатяг пружин).

Для проверки этой гипотезы проведено моделирование работы трансмиссии на данном режиме. Расчетная схема представлена на рисунок 2.

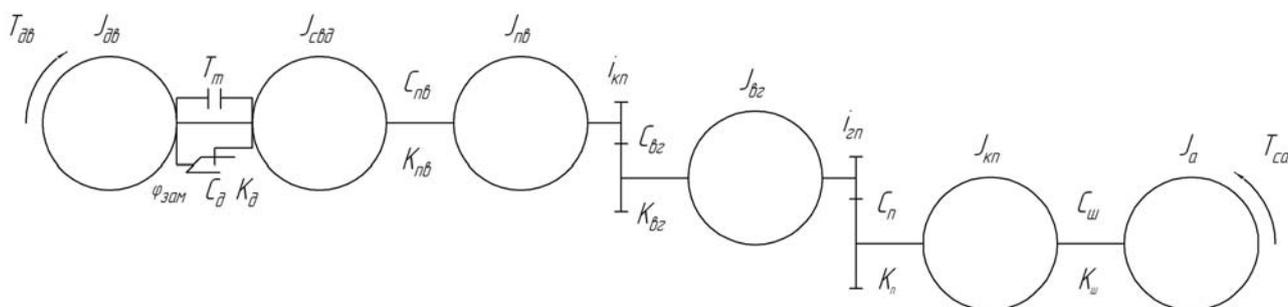


Рисунок 2 - Расчетная схема трансмиссии

На рисунке 2:

- $J_{дв}$ – приведенный момент инерции вращающихся и поступательно движущихся частей двигателя, сцепления и половины пружин демпфера;
- $J_{свд}$ – суммарный момент инерции ступицы ведомого диска и половины пружин демпфера сцепления;
- $J_{пв}$ – суммарный момент инерции первичного вала коробки передач с закрепленными на нем шестернями и синхронизаторами;
- $J_{вг}$ – суммарный момент инерции вторичного вала коробки передач и ведущей части главной передачи;
- $J_{кп}$ – суммарный момент инерции колес в сборе и полуосей;
- $J_{ам}$ – момент инерции условного маховика, кинетическая энергия которого равна кинетической энергии реальных маховиков.

тической энергии поступательно движущегося автомобиля;

C_d – жесткость демпфера сцепления;

$C_{пв}$ – жесткость первичного вала;

$C_{вг}$ – суммарная жесткость вторичного вала и главной передачи;

$C_{п}$ – суммарная жесткость полуосей;

$C_{ш}$ – суммарная тангенциальная жесткость шин;

$T_{дв}$ – полигармонический крутящий момент двигателя;

T_t – момент трения демпфера сцепления;

$T_{са}$ – момент сопротивления движению автомобиля;

$\Phi_{зам}$ – угол работы демпфера;

$K_d, K_{пв}, K_{вг}, K_{п}, K_{ш}$ – коэффициенты демпфирования на участках;

$i_{кп}$ – передаточное число коробки передач;

$i_{гп}$ – передаточное число главной передачи.

Применяя уравнение Лагранжа второго рода, запишем систему нелинейных дифференциальных уравнений для данной расчетной схемы:

$$\begin{cases} J_{дв} \cdot \ddot{\phi}_{дв} = T_{дв} - T_1 \\ J_{свд} \cdot \ddot{\phi}_{свд} = T_1 - T_2 \\ J_{пв} \cdot \ddot{\phi}_{пв} = T_2 - \frac{T_3}{i_{кп}} \\ J_{вг} \cdot \ddot{\phi}_{вг} = T_3 - \frac{T_4}{i_{гп}} \\ J_{кп} \cdot \ddot{\phi}_{кп} = T_4 - T_5 \\ J_a \cdot \ddot{\phi}_a = T_5 - T_{са} \end{cases} \quad (1)$$

где: T_i – моменты на участках:

$$T_1 = C_d (\phi_{вд} - \phi_{свд}) + K_d (\dot{\phi}_{вд} - \dot{\phi}_{свд}) + \text{sign}(\dot{\phi}_{вд} - \dot{\phi}_{свд}) \cdot T_t \quad (2)$$

$$T_2 = C_{пв} (\phi_{свд} - \phi_{пв}) + K_{пв} (\dot{\phi}_{свд} - \dot{\phi}_{пв}) \quad (3)$$

$$T_3 = C_{вг} \left(\frac{\phi_{пв}}{i_{кп}} - \phi_{вг} \right) + K_{вг} \left(\frac{\dot{\phi}_{пв}}{i_{кп}} - \dot{\phi}_{вг} \right) \quad (4)$$

$$T_4 = C_{п} \left(\frac{\phi_{вг}}{i_{гп}} - \phi_{кп} \right) + K_{п} \left(\frac{\dot{\phi}_{вг}}{i_{гп}} - \dot{\phi}_{кп} \right) \quad (5)$$

$$T_5 = C_{ш} (\phi_{кп} - \phi_a) + K_{ш} (\dot{\phi}_{кп} - \dot{\phi}_a) \quad (6)$$

Система уравнений (1) справедлива для случая, когда демпфер сцепления не заблокирован. Демпфер не заблокирован, если угловые скорости ведомого диска и его ступицы не равны, а угол закрутки пружин демпфера меньше угла работы демпфера.

Для случая, когда демпфер заблокирован, система уравнений запишется в следующем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} (J_{дв} + J_{свд}) \cdot \ddot{\phi}_{дв} = T_{дв} - T_2 \\ J_{пв} \cdot \ddot{\phi}_{пв} = T_2 - \frac{T_3}{i_{кп}} \\ J_{вг} \cdot \ddot{\phi}_{вг} = T_3 - \frac{T_4}{i_{гп}} \\ J_{кп} \cdot \ddot{\phi}_{кп} = T_4 - T_5 \\ J_a \cdot \ddot{\phi}_a = T_5 - T_{са} \end{array} \right. \quad (7)$$

Если $|\phi_{вд} - \phi_{свд}| \geq \phi_{зам}$ или $|\dot{\phi}_{вд} - \dot{\phi}_{свд}| \leq 0$, то система переходит из состояния (1) в состояние (7). Обратный переход происходит, если

$$T_2 - J_{свд} \cdot \ddot{\phi}_{свд} < C_d \cdot \phi_{зам} \text{ и } T_2 + J_{свд} \cdot \ddot{\phi}_{свд} - T_1 > T_T.$$

Полигармонический крутящий момент двигателя $T_{дв}$ в зависимости от угловой скорости коленчатого вала $\dot{\phi}_{дв}$ и угла открытия дроссельной заслонки β определяется по методике, изложенной в [4] с учетом [5].

В расчетах варьируются – эффективный крутящий момент двигателя, жесткость ступенной демпфера:

$$C_2 = \frac{1}{k} \cdot C_{исх_2}; C_3 = \frac{1}{k} \cdot C_{исх_3}, \quad (8)$$

где: $C_{исх_2}$ – исходная жесткость второй ступени;

$C_{исх_3}$ – исходная жесткость третьей ступени;

k – коэффициент (изменяется в пределах от 0,2 до 2).

Два варианта установки пружин демпфера:

- вариант «а», пружины третьей ступени демпфера установлены с преднатягом;
- вариант «б», пружины третьей ступени демпфера установлены без преднатяга.

Некоторые упругие характеристики демпфера для сравнения представлены на рисунке 3.

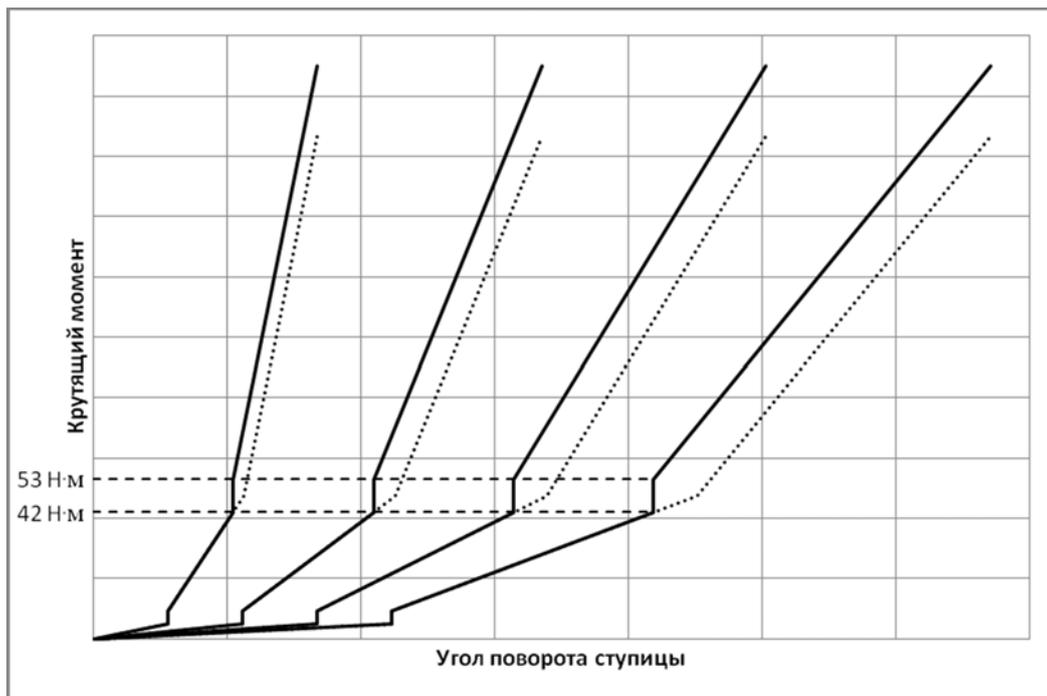


Рисунок 3 - Упругие характеристики демпфера

Результаты расчетов для демпферов с преднатягом пружин и без преднатяга представлены соответственно на рисунках 4 и 5.

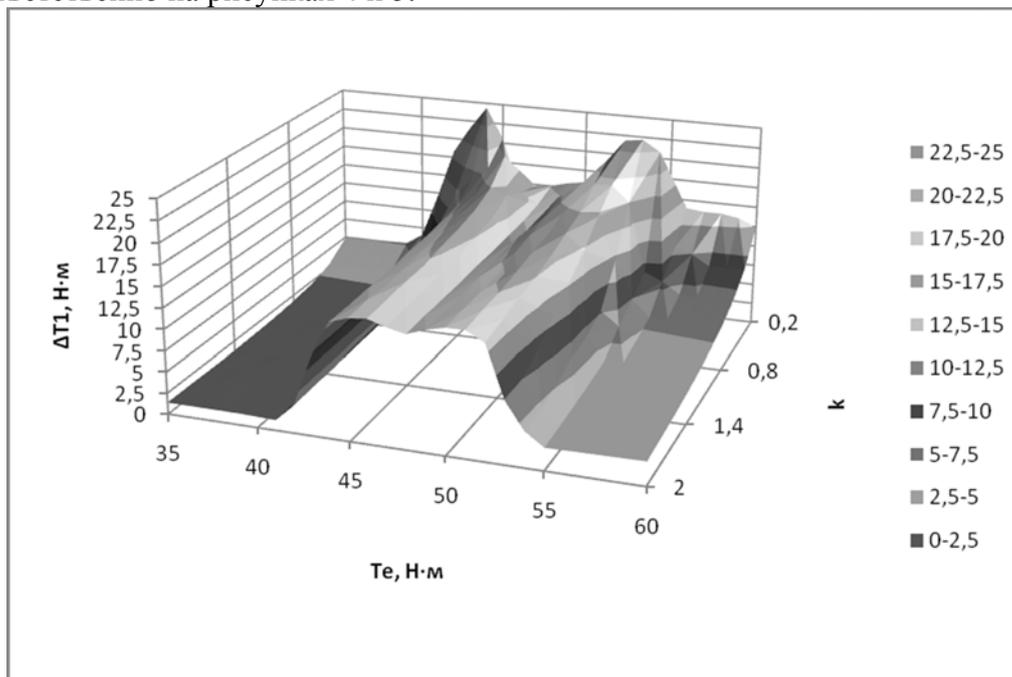


Рисунок 4 - Поверхность зависимости амплитуд крутильных колебаний от эффективного крутящего момента двигателя и жесткости ступеней демпфера с преднатягом пружин

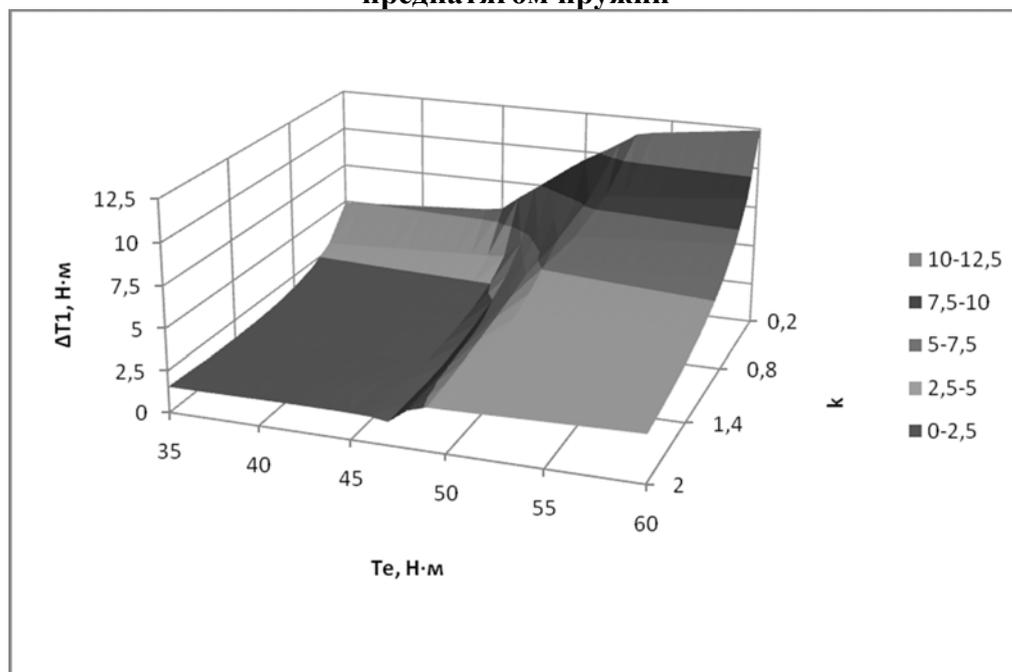


Рисунок 5 - Поверхность зависимости амплитуд крутильных колебаний от эффективного крутящего момента двигателя и жесткости ступеней демпфера без преднатяга пружин

Как видно из рисунков, наличие «ступенек» в характеристике крутильной жесткости демпфера, обусловленное преднатягом пружин, негативно влияет на работу трансмиссии. Амплитуды пиковых нагрузок на первичном валу коробки передач в случае использования демпферов с преднатягом пружин примерно в 3 раза превышают таковые в случае использования демпферов без преднатяга пружин.

Графики зависимостей амплитуд крутильных колебаний от эффективного момента двигателя для демпферов с разной жесткостью представлены на рисунках 6 и 7.

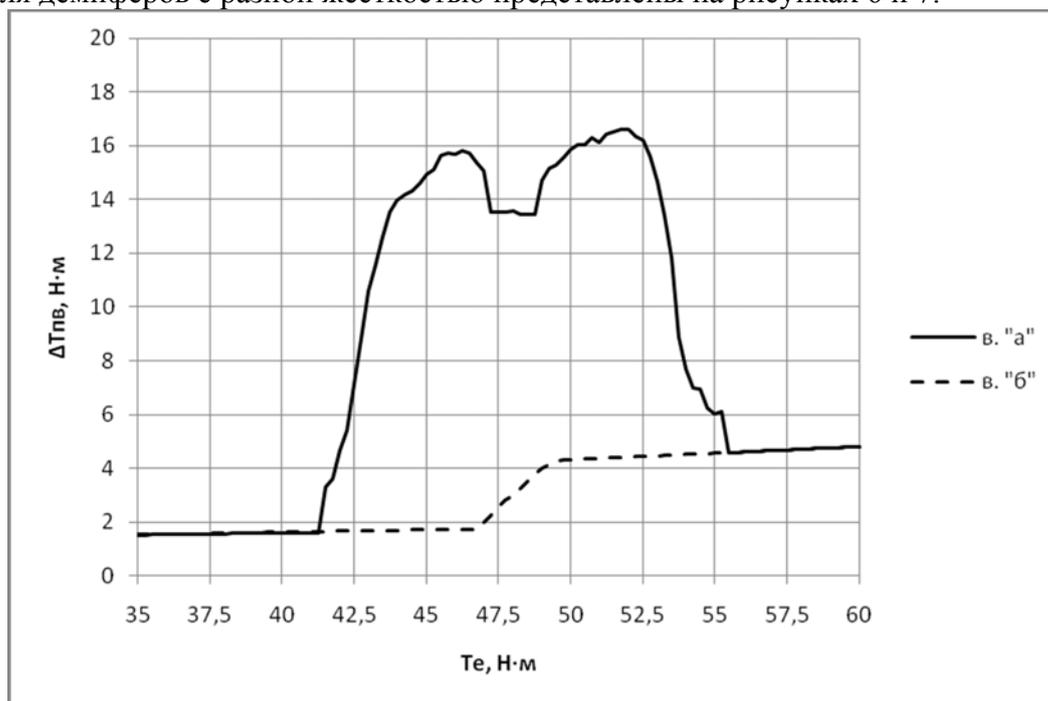


Рисунок 6 - Зависимость амплитуд крутильных колебаний от эффективного крутящего момента двигателя (демпферы с номинальной жесткостью ступеней, $k = 1$)

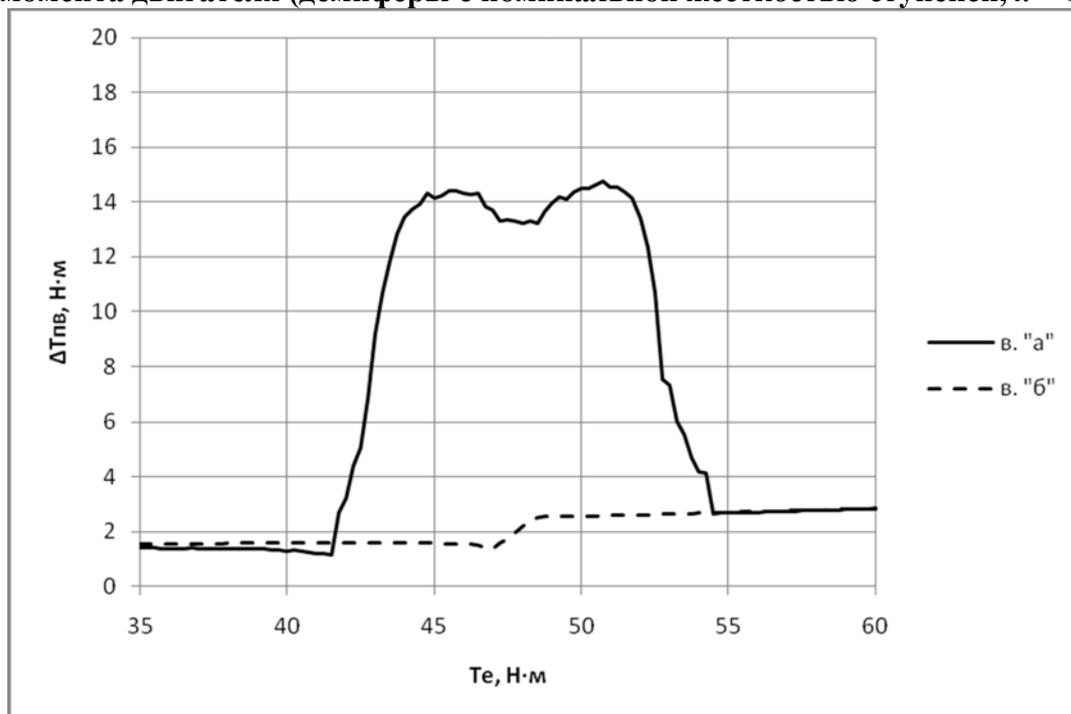


Рисунок 7 - Зависимость амплитуд крутильных колебаний от эффективного крутящего момента двигателя (демпферы с вдвое уменьшенной жесткостью ступеней, $k = 2$)

Из графиков видно, что значительные нагрузки в трансмиссиях с демпферами с преднапрягом пружин возникают на режимах, соответствующих, во-первых, выключению второй ступени и, во-вторых, включению третьей ступени демпфера. При работе трансмиссии на моменте внутри этого интервала нагрузки снижаются. Причем чем выше жесткости второй и третьей ступеней, тем это снижение более заметно.

Для демпфера, не имеющего преднатяга пружин, нагрузки на участке, соответствующем переключению ступеней, плавно повышаются до соответствующих работе на третьей ступени. Это обусловлено тем, что вследствие неравномерности крутящего момента двигателя часть времени демпфер работает на второй ступени жесткости, часть – на третьей.

Таким образом, исследования подтверждают гипотезу о негативном влиянии преднатяга пружин демпфера сцепления на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля.

Литература

1. Барский И.В. [и др.] Сцепления транспортных и тяговых машин [Книга] / ред. Ф.Р.Геккер. - М. : Машиностроение, 1989.- 344 с.
2. Дэбни Дж.Б. и Харман Т.Л. Simulink 4. Секреты мастерства [Книга] / Перев. Симонов М. Л.. - М. : БИНОМ. Лаборатория знаний, 2003.- 403 с.
3. Прокопьев М.В. Метод оценки фрикционных автоколебаний в трансмиссии при трогании легкового автомобиля // дисс. канд. техн. наук. - Тольятти : [б.н.], 2002 - 137 с.
4. Соломатин Н.С. Снижение уровня крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля применением демпфера с нелинейной характеристикой // дисс. канд. техн. наук. - М. : [б.н.], 1987 г.- 180 с.
5. Соломатин Н.С., Заморин А.Г., Зотов Е.М. Аппроксимация частичных скоростных характеристик двигателя внутреннего сгорания [Статья] // Известия МГТУ «МАМИ». - М. : МГТУ «МАМИ», 2008 - с. 68-71.

Пространственная нелинейная конечно-элементная модель переднеприводного легкового автомобиля с учетом системы выпуска отработавших газов

к.т.н. доц. Черепанов Л.А., Окунев А.П., Рогожкин В.Е.
Тольяттинский государственный университет, ОАО «АВТОВАЗ»
ait@tltu.ru, +7(8482)53-92-59

Ключевые слова: метод конечных элементов, пространственная конечно-элементная модель, вибрация, система выпуска отработавших газов, опора силового агрегата.

Усиливающаяся конкуренция в современном автомобилестроении способствует возрастанию различных требований, предъявляемых к автомобилям, и особенно – связанных с показателями виброкомфорта. Среди наиболее важных проблем по-прежнему остается высокий уровень шума и вибраций, вызванных различными факторами, зависящими как от конструктивных особенностей автомобиля, его узлов и агрегатов, так и от внешних условий.

При исследовании вибронагруженности легковых автомобилей в последнее время заметна тенденция к усложнению и использованию пространственных расчетных моделей [3]. Задача по определению вибропараметров все чаще переходит из линейной постановки в нелинейную, позволяя учесть тонкости и нюансы, присущие реальному объекту.

Среди множества различных методов расчета при анализе виброакустического состояния автомобиля следует отметить метод конечных элементов (МКЭ) [2]. Универсальность математического аппарата, используемого различными конечно-элементными расчетными пакетами, такими как MSC/NASTRAN, позволяет решать практически любые задачи. Кроме этого, средства инженерного анализа (CAE), на основе МКЭ, введенные в процесс проектирования автомобиля на заводах, позволяют на стадии проектирования получить оптимизированный вариант конструкции и значительно снизить издержки на доводку готового изделия.

Таким образом, сформирована цель исследования – разработать уточненную пространственную конечно-элементную модель (КЭМ) переднеприводного легкового автомобиля в нелинейной постановке с учетом системы выпуска отработавших газов для оптимизации параметров опор силового агрегата.

Для достижения поставленной цели поставлены следующие задачи: