

$M_{с\max}=80$ и $M_{с\max}=120$ Н·м, при времени включения ФС $t_c=0.4$ сек. На рисунках 4а и 5а представлены зависимости угловых скоростей ДВС ω_d , сцепления ω_c и момента трения сцепления от времени. На рисунках 4б и 5б представлены результаты расчета упругих моментов в приводах моста и в шинах.

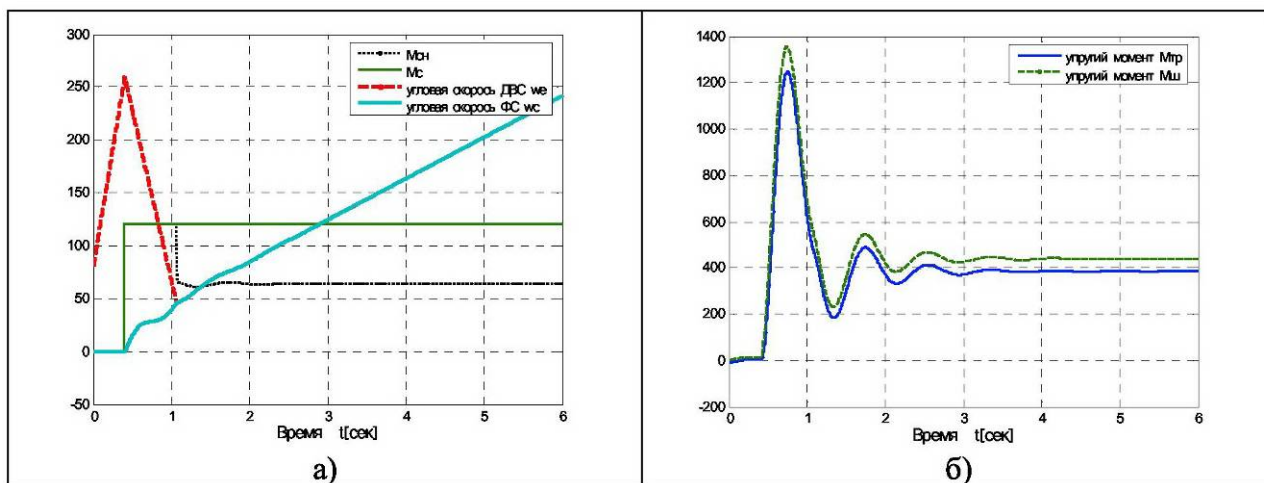


Рисунок 5 – Зависимости угловых скоростей ω_e , ω_c , момент трения сцепления (5.а) и упругих моментов $M_{тр}$, $M_{ш}$ от времени (5.б) при $M_{с\max}=120$ Нм

Результаты расчетов показали, что если при включении сцепления при трогании автомобиля максимальный момент трения сцепления $M_{с\max}$ больше, чем динамические моменты, возникающие в ветвях трансмиссии автомобиля, то при этом меньше буксование сцепления. Результаты расчетов также показали, что с момент окончания буксования ($t \approx 2,7$ с на рисунке 4а и $t \approx 1,07$ с на рисунке 5б) необходимый момент трения $M_{сн}$, сохраняющий сцепление заблокированным, приблизительно равен крутящему моменту ДВС и не зависит от максимального момента трения сцепления $M_{с\max}$.

Заключение

Систему дифференциальных уравнений, описывающую динамику трансмиссии автомобиля с учетом фазы буксования и блокирования сцепления, можно записать в разных видах. При этом метод моделирования в виде (5) наиболее прост и позволяет получить более быстрое решение с помощью известного программного обеспечения. Данный метод дает возможность подробно исследовать динамические процессы в сцеплении и их влияние на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля.

Литературы

1. Барский И.Б., Шарипов В.М и др Сцепление транспортных и тяговых машин –М.: Машиностроение, 1989 – 344с.
2. Альгин В.Б, Павловский В.А. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора – Мн.: Наука и техника, 1986 – 216 с.
3. Селифонов В.В. Автоматическое управление сцепления – М. МАМИ, 1988 – 27с.
4. Карпоров D.C. System Dynamic: A Unified Aproach (1990), Wiley-Interscience, New York 1990.

О размещении демпфера крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля

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

Аннотация. В статье приведены результаты исследования влияния на собственные частоты трансмиссии расположения демпфера крутильных колебаний. Показано, что целесообразно устанавливать демпфер крутильных колебаний в маховике двигателя.

Ключевые слова: демпфер крутильных колебаний, трансмиссия автомобиля.

Демпфер крутильных колебаний позволяет снизить в резонансных зонах амплитуду крутящего момента. Резонанс возникает вследствие совпадения собственной частоты крутильных колебаний участка трансмиссии с одной из главных гармоник крутящего момента двигателя внутреннего сгорания.

Введение дополнительного упругого элемента в трансмиссию может как вывести резонансную частоту крутильных колебаний за пределы рабочих оборотов двигателя, так и добавить еще одну резонансную частоту с одной из главных гармоник двигателя.

Для выбора рационального места расположения демпфера крутильных колебаний применена традиционная пятимассовая расчетная схема трансмиссии автомобиля (рисунок 1).

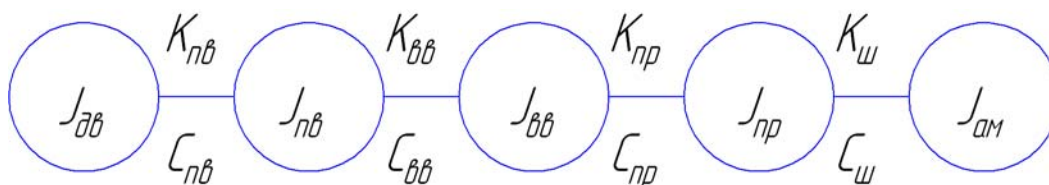


Рисунок 1 – Расчетная схема

где: $J_{дв}$ – момент инерции коленчатого вала и присоединенных к нему поступательно и вращательно движущихся частей двигателя;

$J_{пв}$ – суммарный момент инерции первичного вала КП,

$J_{вв}$ – суммарный момент инерции вторичного вала КП,

$J_{пр}$ – сумма половины момента инерции валов привода ведущих колес и момента инерции ведущих колес в сборе, приведенных к первичному валу,

$J_{ам}$ – приведенный к первичному валу момент инерции условного маховика, кинетическая энергия вращения которого равна кинетической энергии поступательно движущегося автомобиля,

$C_{пв}$ – жесткость первичного вала КП;

$C_{вв}$ – жесткость вторичного вала КП, приведенная к первичному валу;

$C_{пр}$ – приведенная к первичному валу суммарная жесткость валов привода ведущих колес,

$C_{ш}$ – приведенная к первичному валу суммарная тангенциальная жесткость шин ведущих колес,

$K_{пв}, K_{вв}, K_{пр}, K_{ш}$ – коэффициенты демпфирования на соответствующих участках.

Введение демпфера проводилось в следующем виде: момент инерции соответствующего участка разделялся на 2 части, между которыми устанавливался демпфер, при этом жесткость варьировалась в широких пределах для оценки ее влияния на изменение собственных частот. Для определения влияния расположения демпфера максимально близко к ведущим колесам демпфер располагался в ступице колеса, момент инерции которой был разделен на 2 части.

Под собственной частотой крутильных колебаний массы автомобиля понимается собственная частота крутильных колебаний условного маховика, кинетическая энергия вращения которого равна кинетической энергии поступательно движущегося автомобиля.

Под собственной частотой крутильных колебаний двигателя понимается собственная частота крутильных колебаний коленчатого вала и присоединенных к нему поступательно и вращательно движущихся частей двигателя.

На рисунках 2-7 приведены графики зависимостей собственных частот агрегатов трансмиссии в зависимости от жесткости встраиваемого демпфера для различных вариантов его расположения:

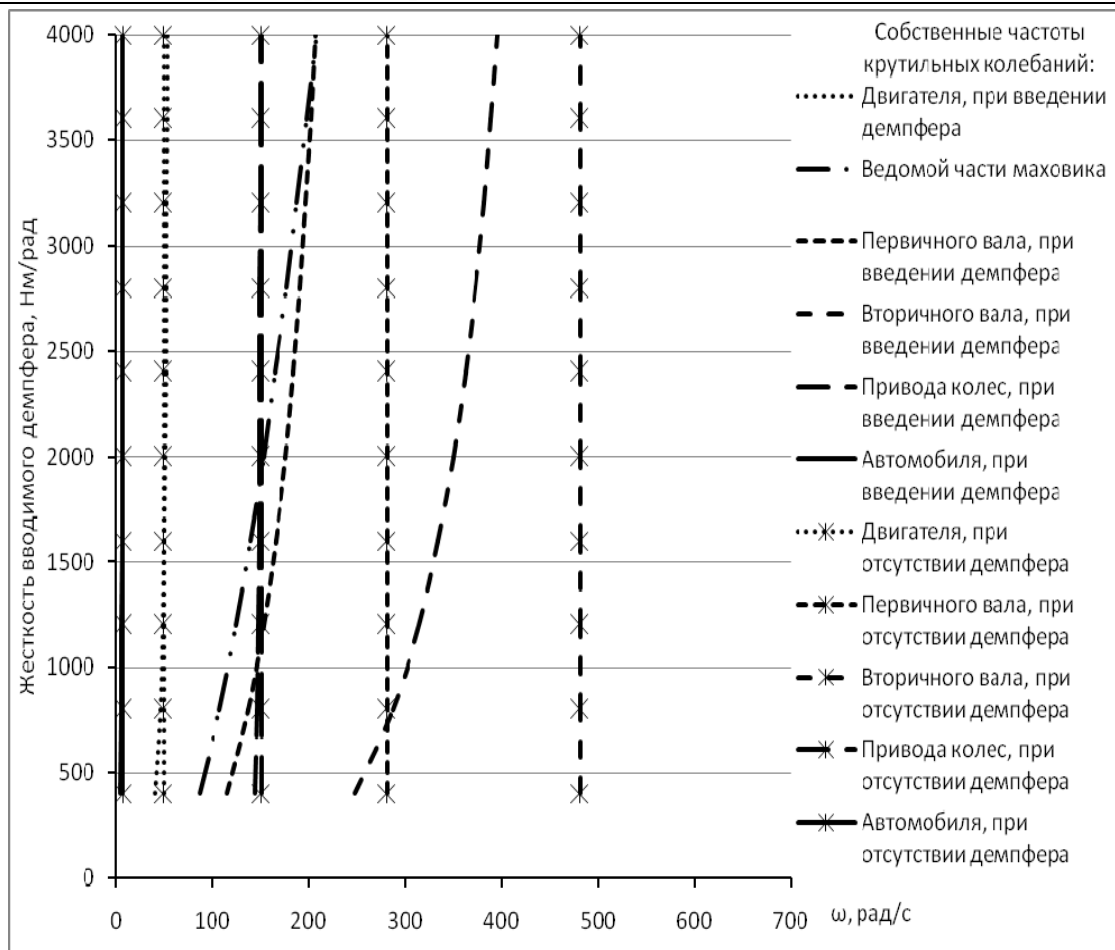


Рисунок 2 – Собственные частоты крутильных колебаний при расположении демпфера в маховике

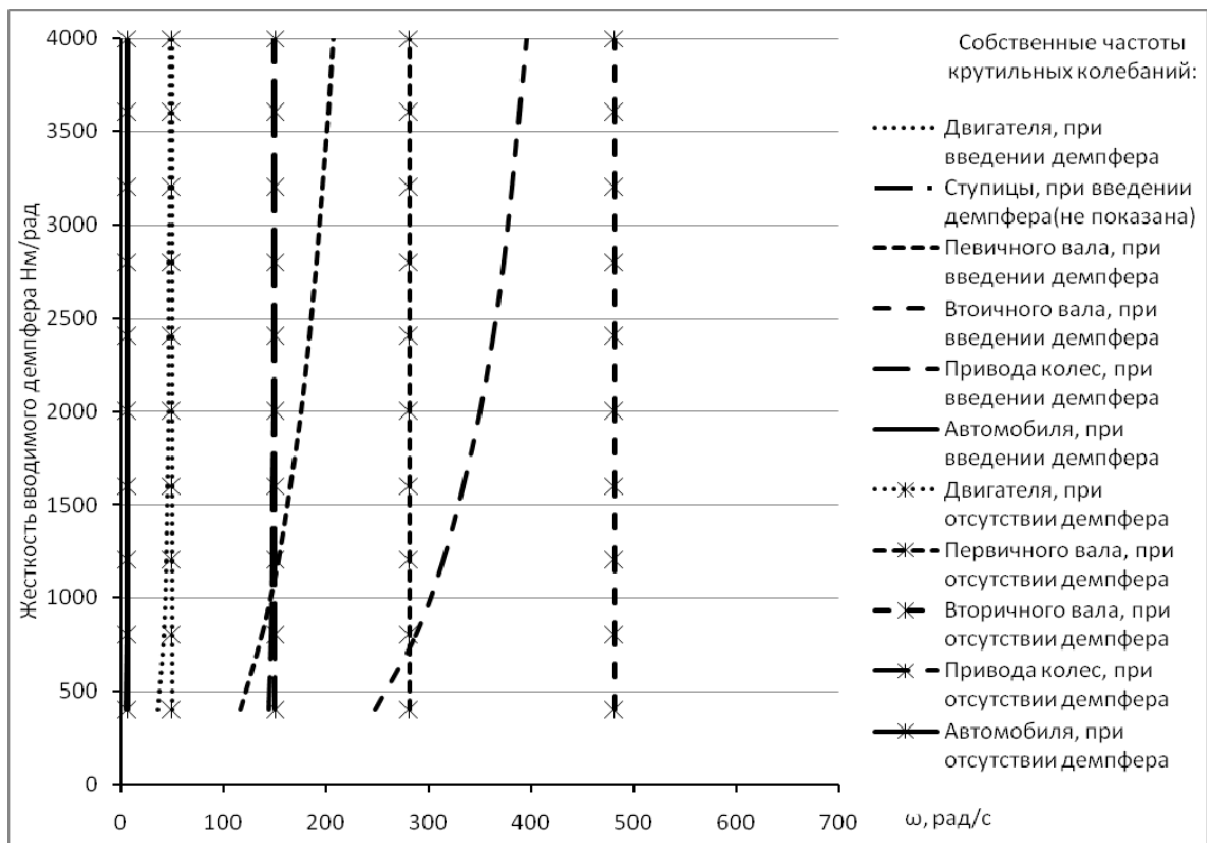


Рисунок 3 – Собственные частоты колебаний при расположении демпфера в сцеплении

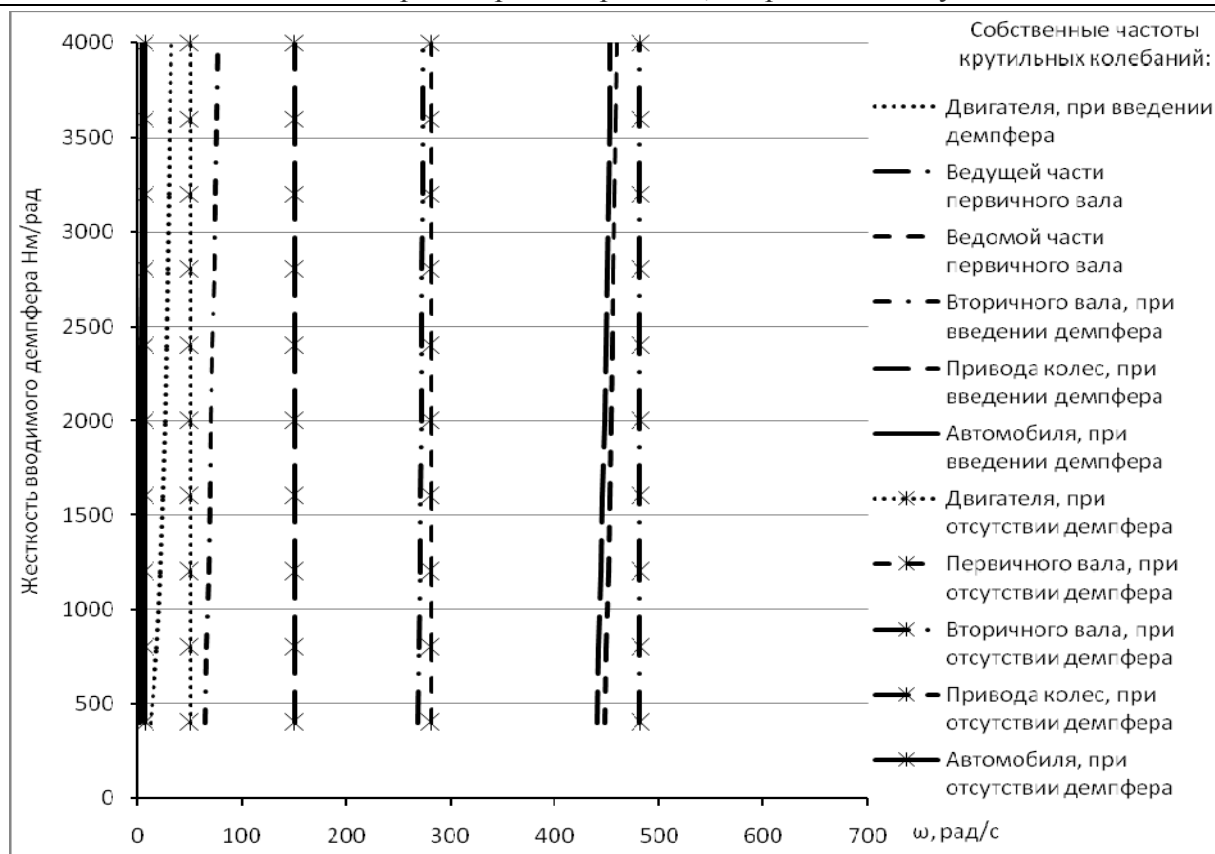


Рисунок 4 – Собственные частоты колебаний при расположении демпфера в первичном валу

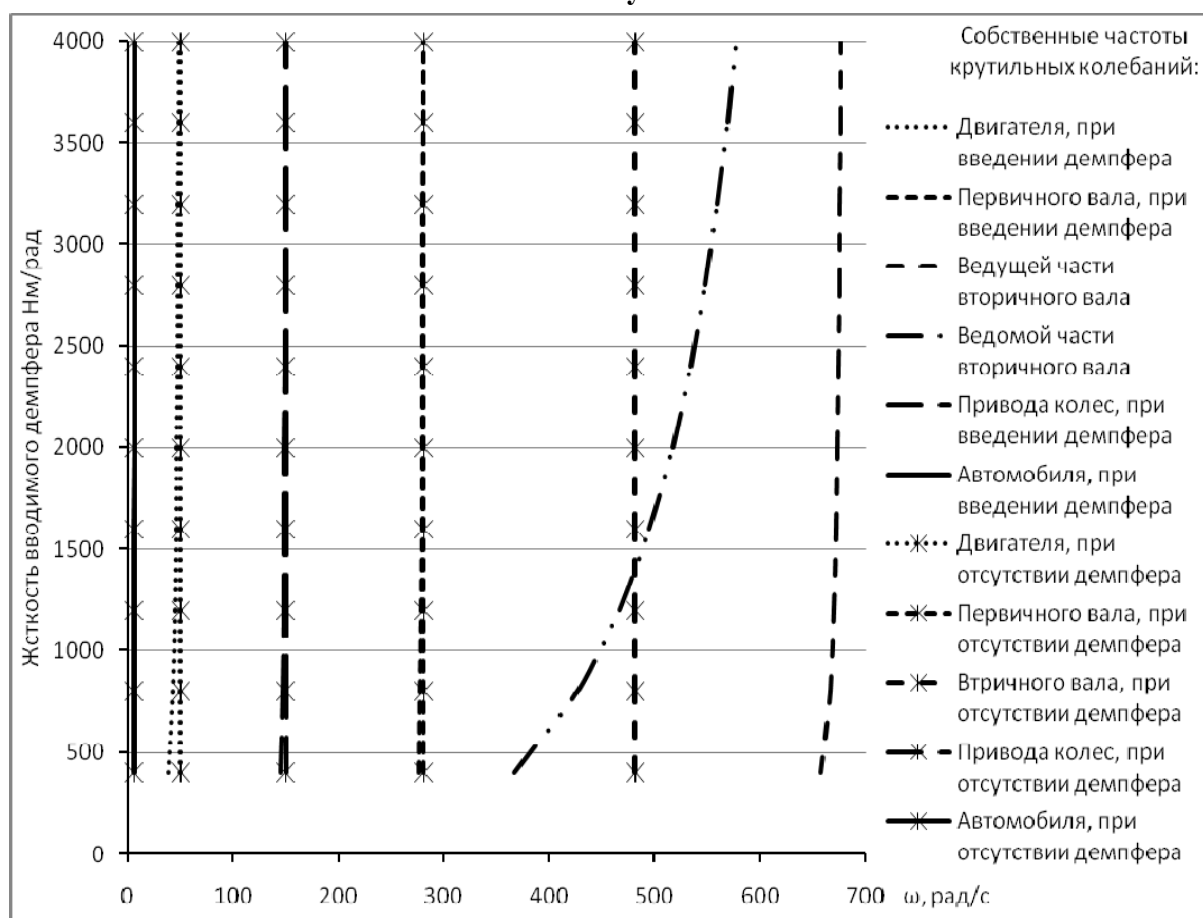


Рисунок 5 – Собственные частоты колебаний при расположении демпфера во вторичном валу

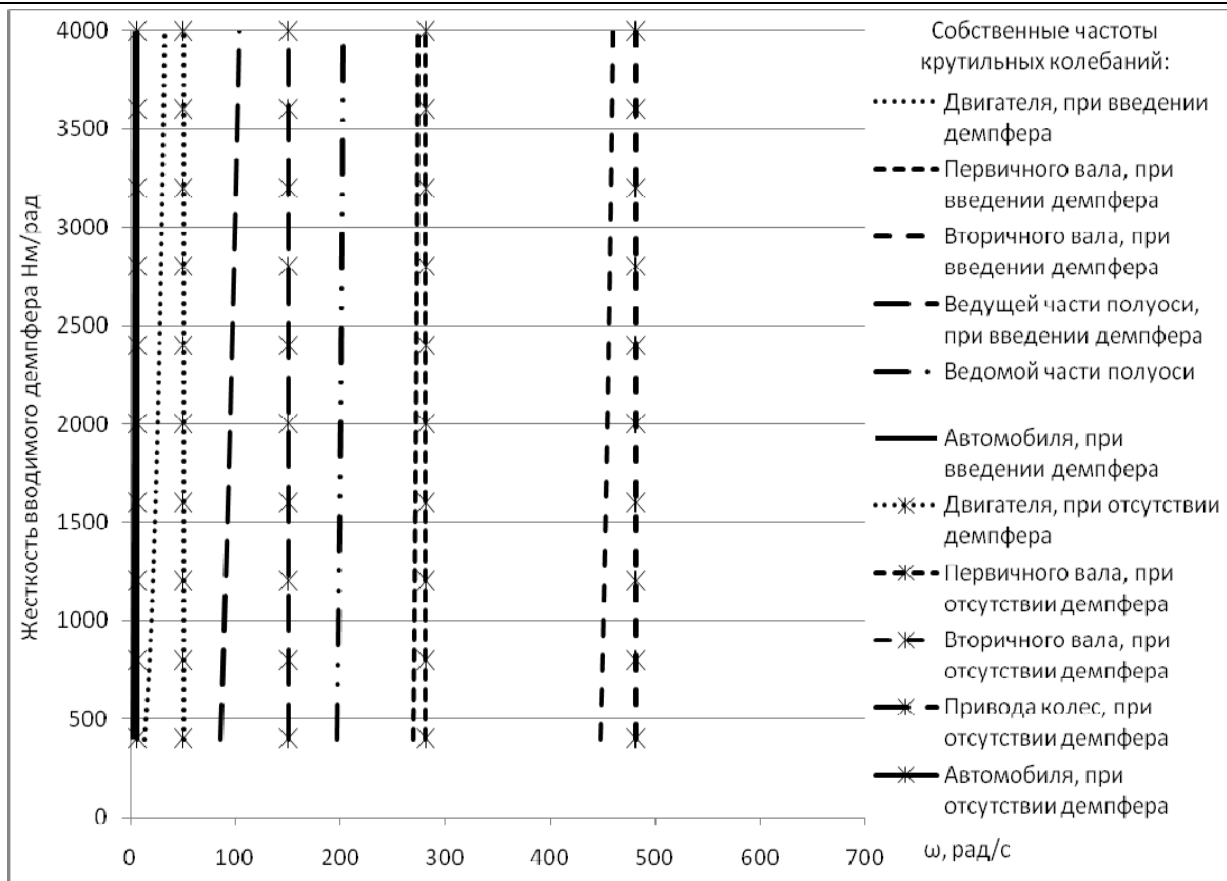


Рисунок 6 – Собственные частоты колебаний при расположении демпфера в полуоси

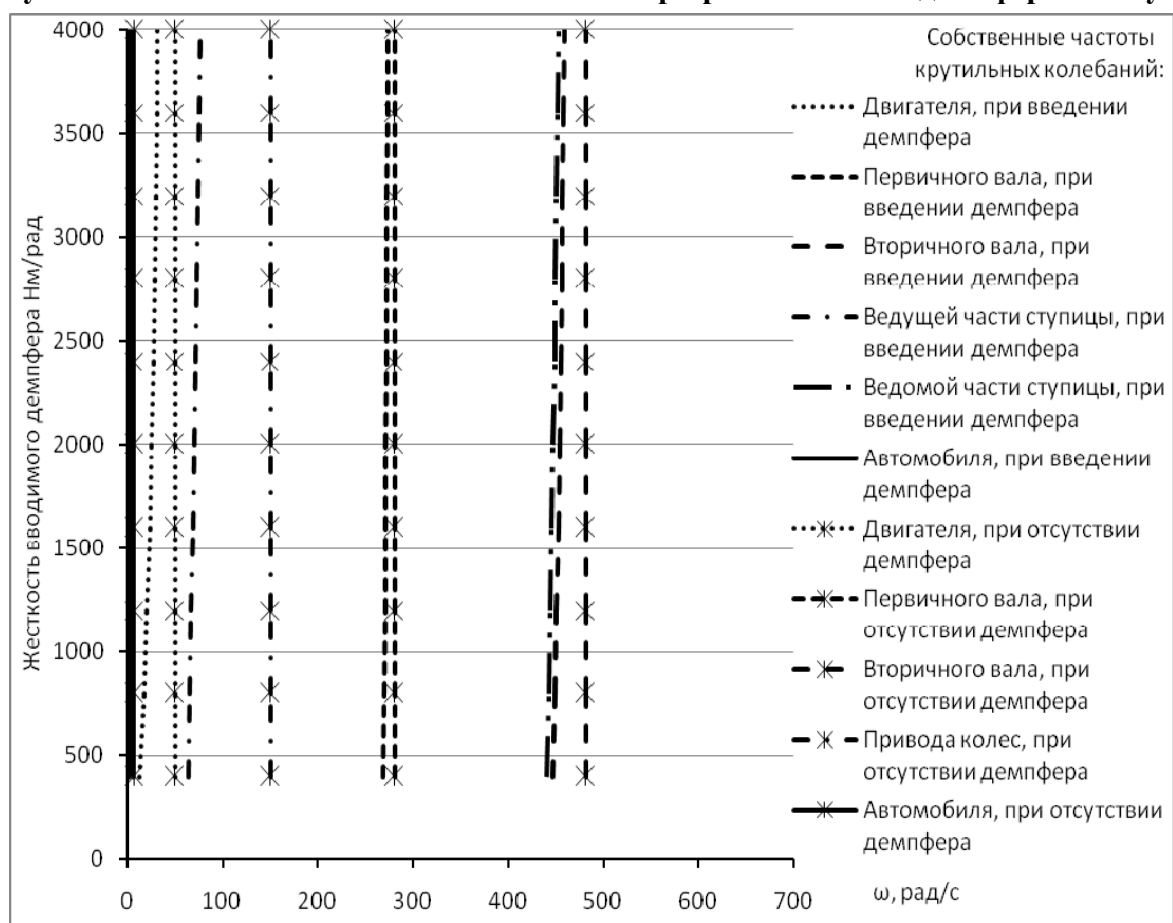


Рисунок 7 – Собственные частоты колебаний при расположении демпфера в ступице колеса

В варианте трансмиссии без демпфера наблюдаются 2 резонансные частоты, вызванные совпадением собственной частоты крутильных колебаний первичного вала со второй главной гармоникой двигателя при минимальных значениях частоты вращения коленчатого вала двигателя и собственной частоты крутильных колебаний вторичного вала со второй гармоникой двигателя при средних значениях частоты вращения коленчатого вала двигателя и с четвертой при минимальных. Введение демпфера в сцепление и маховик позволяет вывести собственную частоту первичного вала из совпадения с гармониками двигателя на рабочих оборотах коленчатого вала, так же собственная частота вторичного вала выводится из совпадения с четвертой гармоникой двигателя. Из негативных последствий данных изменений нужно отметить появление собственной частоты ведомой части составного маховика, которая совпадает со второй основной гармоникой двигателя при высоких значениях жесткости, а для случая введения демпфера крутильных колебаний в ведомый диск сцепления — появление дополнительной собственной частоты колебаний ступицы ведомого диска, совпадающей с четвертой гармоникой двигателя на максимальных оборотах двигателя.

Введение демпфера на остальных участках не позволяет вывести собственные частоты первичного и вторичного валов из совпадения с гармониками двигателя в диапазоне рабочих оборотов и вместе с тем вводит в него дополнительные собственные частоты колебаний.

Таким образом, демпфер крутильных колебаний целесообразно устанавливать в маховике двигателя, при этом жесткость демпфера должна быть невысокой.

Литература

1. Соломатин Н.С. Снижение уровня крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля применением демпфера с нелинейной характеристикой // дисс. канд. техн. наук. - М.: МАМИ, 1987.- 180 с.

Сравнительный анализ энергетических возможностей роторов автотракторных генераторов с различными системами возбуждения

к.т.н. Сугробов А.М., к.т.н. Чернов А.Е.

МГТУ «МАМИ»

(495) 365-54-98, alexzander_66@mail.ru

Аннотация. В статье приведены результаты сравнительного анализа энергетических возможностей роторов автотракторных генераторов с электромагнитным возбуждением и возбуждением от постоянных магнитов.

Ключевые слова: генераторы, электромагнитное возбуждение, возбуждение от постоянных магнитов.

В настоящее время в электроэнергетических установках отечественных и зарубежных автомобилей в качестве источников электроэнергии используются преимущественно альтернативные генераторы, имеющие электромагнитное возбуждение.

Несмотря на очевидные преимущества перед генераторами с возбуждением от постоянных магнитов в способности глубокого регулирования потокосцепления обмоток якоря и обеспечения за счет этого постоянства напряжения в широком диапазоне изменения нагрузки и частот вращения приводного двигателя и вполне приемлемые эксплуатационные качества, в частности вполне приемлемый на данном этапе срок службы, эти генераторы, тем не менее, не имеют достаточных оснований для рассмотрения их в качестве безальтернативного варианта исполнения электромашинных генераторов для систем электроснабжения автомобилей и других транспортных средств. Основанием для такого заключения являются недостатки этих генераторов, обусловленные применением в их конструкции скользящих контактов и крайне ненадежное самовозбуждение при их одиночной работе (при отсутствии в системе электроснабжения аккумуляторной батареи). Последний недостаток особенно ощутим в случае изготовления магнитопровода из высококачественных магнитомягких материалов с высокой магнитной проницаемостью и узкой петлей гистерезиса.