

Расчет и конструирование

УДК 629.3

DOI: 10.14529/engin180201

ГАШЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ В ЭНЕРГОСИЛОВОМ БЛОКЕ ПРИ ПУСКЕ СОВРЕМЕННОГО ДВИГАТЕЛЯ

**С.В. Абдулов^{1, 2}, И.А. Тараторкин^{2, 3}, В.Б. Держанский²,
А.И. Тараторкин^{3, 4}, А.А. Волков^{2, 3}**

¹ОАО «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган, Россия,

²Курганский государственный университет, г. Курган, Россия,

³Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, Россия,

⁴ООО «КАТЕ», г. Москва, Россия

Содержание статьи посвящено исследованию динамики пуска современного двигателя, оценке динамической нагруженности элементов трансмиссии, соединенных с двигателем. Процесс исследуется экспериментально при запуске реального двигателя, оснащенного современной системой управления подачей топлива Common Rail. При этом определяются временные функции момента, угловой скорости вала двигателя, цикловая подача топлива и угол опережения впрыска, а также параметры колебательного процесса, сопровождающие пуск двигателя. На основе экспериментальных данных строится имитационная модель в программном пакете Amesim, параметры которой и начальные условия соответствуют реальному процессу. При этом учитывается возможность введения нелинейной упруго-диссипативной связи между маховиком двигателя и ведущим элементом трансмиссии. На основе результатов имитационного моделирования установлены зависимости амплитуд динамического момента от ускорения разгона двигателя и параметров упруго-диссипативной связи. На основе результатов исследования обоснованы направления совершенствования процесса пуска, обеспечивающие приемлемую динамическую нагруженность. Новизна результатов состоит в изучении зависимости амплитуд динамического момента от ускорения разгона и параметров упруго-диссипативной связи (соединения) двигателя с трансмиссией. На основе полученных результатов обоснованы направления совершенствования процесса пуска. Перспективы использования состоят в возможности оптимизации параметров управления системой топливоподачи современного дизельного двигателя с учетом зависимости процесса от свойств трансмиссии и особенностей ее функционирования. Практическая значимость результатов исследования состоит в изучении условий возбуждения резонансных колебаний в системе двигатель – трансмиссия в процессе пуска и решении обратной задачи – определения требуемой величины ускорения разгона двигателя в процессе пуска и выбора упруго-диссипативных параметров гасителя, ограничивающего амплитуды динамического момента.

Ключевые слова: двигатель, трансмиссия, нагруженность, пуск, торсион, гаситель, колебания, собственная частота, резонанс.

Введение

Динамическая нагруженность энергосиловых блоков (ЭСБ) транспортных машин на установленных режимах работы определяется резонансными колебаниями, возбуждаемыми гармоническими составляющими момента двигателя при совпадении частот возмущений и собственных механической системы. Необходимо отметить, что в настоящее время разработаны многочисленные методы их гашения путем введения демпфирующих элементов, синтезом низкочастотных фильтров колебаний [1–4], установкой динамических маятниковых антивибраторов [5–10]. Вывод резонансных колебаний за пределы рабочего диапазона частот вращения вала двигателя может быть обеспечен выбором жесткости C или момента инерции $J_{пр}$. В энергосиловом блоке многих транспортных машин с гидромеханической трансмиссией, с литыми колесами ГТ, функцию упругого элемента – гасителя крутильных колебаний – выполняет торсионный вал. Торсионный

Расчет и конструирование

вал устанавливается между маховиком двигателя и насосным колесом гидротрансформатора. Такое решение позволяет увеличить удельную объемную мощность моторно-трансмиссионного отделения по сравнению с зарубежными конструкциями. Однако вывод резонансных колебаний за пределы рабочего диапазона оборотов двигателя не исключает их возбуждения на низких частотах – при пуске и заглохании двигателя [11]. В связи с высокой энергоемкостью процесса возникает проблема обеспечения прочности упругого элемента – торсионного вала. Расчетные исследования крутильных колебаний в трансмиссиях транспортных машин в нашей стране начались в 50–60-е годы прошлого столетия. За основу были приняты работы В.П. Терских [12], С.Е. Бурцева [13], В.Л. Вейца, А.Е. Кочуры [14], А.И. Гришкевича [15], В.Б. Альгина [16] и др. Эти работы явились основой для разработки метода расчета стационарных крутильных колебаний, возбуждаемых двигателем внутреннего сгорания. На их основе во ВНИИТрансмаш был разработан отраслевой стандарт ОСТ ВЗ-5300, который широко применяется и в настоящее время. Вопросам исследования, прогнозирования и снижения динамической нагруженности, обеспечения долговечности торсионных валов для машин с традиционными двигателями, конструирования гасителей крутильных колебаний трансмиссий транспортных машин посвящены научные работы В.А. Зайцева, М.Г. Жучкова и др.

Особенно остро эффект возбуждения резонансных колебаний проявляется при пуске двигателя с современными интеллектуальными мехатронными системами управления подачей топлива (Common Rail). Создание перспективных энергосиловых установок требует разработки новых алгоритмов управления и их программной реализации.

В соответствии с приведенным выше **объектом исследования** является ЭСБ, включающий ГМТ и дизельный двигатель с интеллектуальной мехатронной системой управления подачей топлива Common Rail.

Цель работы состоит в исследовании процесса формирования динамической нагруженности элементов ЭСБ при пуске двигателя и разработке рекомендаций по ее уменьшению.

Для оценки и анализа динамических нагрузок в режиме пуска двигателя необходима модель, учитывающая реальное состояние, свойства элементов системы, в том числе нелинейность упруго-диссипативных характеристик гасителей колебаний. Учитывая неопределенность параметров при численном моделировании процесса пуска необходимо применение большого количества допущений. В связи с этим временные функции кинематических и силовых параметров определяются экспериментально по кодам диагностического разъема информационно-измерительной и управляющей системы управления двигателем. На рис. 1, 2 приведены характер изменения параметров двигателя, оснащенного указанной системой: угловой скорости вала, его расчетного момента, цикловой топливоподачи и угла опережения впрыска.

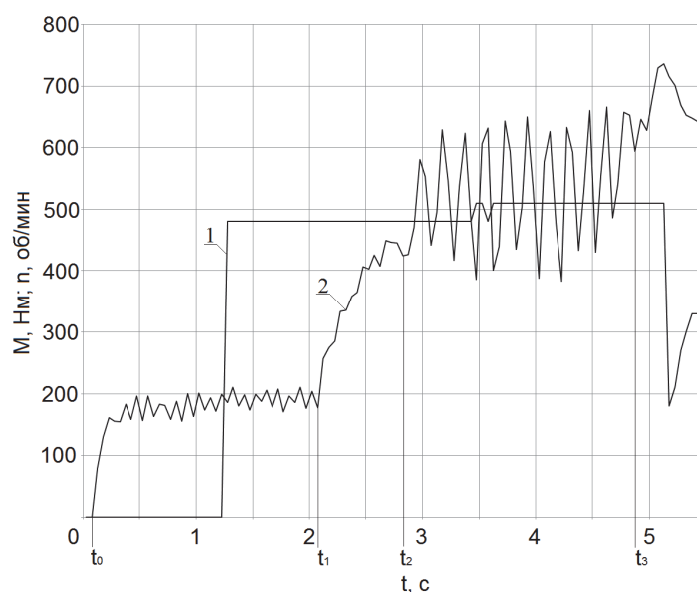


Рис. 1. Фрагмент осциллограммы с записью действующего момента (1) и оборотов коленчатого вала (2) на режиме пуска и холостого хода

В период времени от 0 до t_1 (рис. 1) стартер вращает вал двигателя до достижения пусковой частоты (18 ... 22 рад/с) без подачи топлива. После этого при $t_1 \leq t < t_2$ начинается подача топлива для осуществления пуска двигателя, и в течение 0,7 ... 0,8 с происходит интенсивное нарастание угловой скорости вала двигателя. Далее, при совпадении третьей моторной гармоники момента двигателя с собственной частотой механической системы возбуждаются резонансные колебания вала двигателя на частоте 26 ... 28 Гц, что приводит к замедлению ускорения разгона двигателя. Следует отметить, что частота опроса датчика угловой скорости вращения вала по протоколу SAE J1939-71 составляет 20 Гц при требуемой минимальной частоте опроса, в соответствии с теоремой Котельникова 60 Гц [17]. В связи с этим колебательный процесс на рис. 1, 2 можно рассматривать как качественную иллюстрацию. Для корректного определения частоты колебательного процесса в диапазоне, превышающем возможности CAN-шины (по частоте опроса), параллельно CAN-шине в аналоговом режиме фиксировались колебания выходных импульсов штатного индукционного датчика оборотов вращения коленчатого вала двигателя.

Высокая частота опроса позволяет фиксировать неравномерность вращения коленчатого вала, и с использованием циклических функций прикладного программного обеспечения [18, 19] осуществлять выделение гармонических составляющих исследуемого колебательного процесса. В рассматриваемом случае это резонансные колебания на собственной частоте механической системы при совпадении с третьей моторной гармоникой. Описываемый процесс продолжается в течение 1,5 ... 2,0 с до момента времени t_3 . При этом на момент сопротивления вращению накладывается динамический момент со значительной амплитудой $M_{\text{дин}} = J_{\text{пр}} A \dot{\omega}^2$ (при $\varphi = 6 \dots 7$ град $M_{\text{дин}}$ составляет $\sim 3 \dots 4 \text{ kNm}$), а угловое ускорение достигает величин 1500 ... 3000 рад/с².

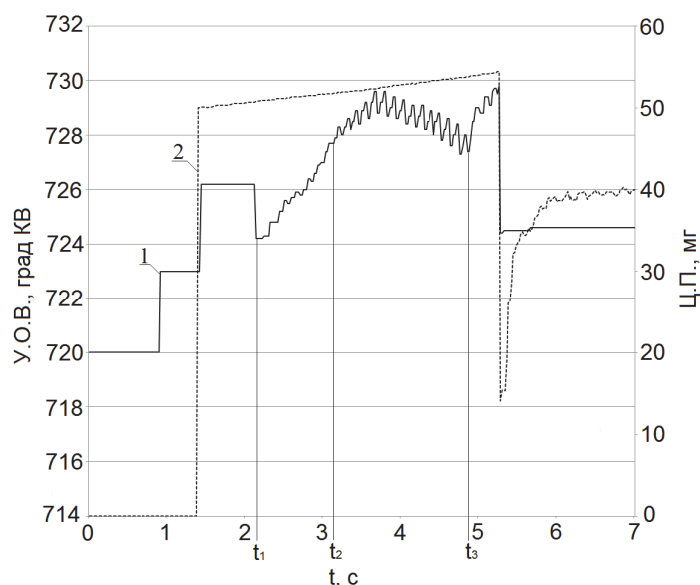


Рис. 2. Фрагмент осциллограммы с записью угла опережения впрыска основного импульса (1) и цикловой топливоподачи (2) на режиме пуска и холостого хода

Во время колебаний цикловая подача топлива остается неизменной (см. рис. 2) и недостаточной для продолжения разгона двигателя. Из-за повышения требуемого уровня энергозатрат среднее значение скорости вала двигателя на данном режиме увеличивается недостаточно быстро (ускорение прохождения резонансной зоны не превышает 8,5 рад/с²). После выхода угловой скорости за пределы резонансной зоны ее значение резко возрастает и достигает величины холостого хода ($n = 750$ об/мин). Из-за нестабильности частоты вращения вала двигателя алгоритм работы системы подачи топлива нарушается. При этом со смещением по фазе система регулирует угол впрыска и цикловую подачу топлива, что дополнительно дестабилизирует процесс. В дальнейшем цикловая подача стабилизируется на уровне, соответствующем режиму холостого хода.

Возбуждение энергоемких резонансных колебаний торсионного вала в процессе пуска двигателя с современной интеллектуальной мехатронной системой растягивает процесс пуска в резуль-

Расчет и конструирование

тате зависания электронной системы – возникновения так называемого «конфликта задач» [20]. При этом происходит накопление числа циклов нагружения механической системы на резонансном режиме, в том числе и упругого элемента – торсионного вала. Этот режим является нерасчетным и приводит к разрушению торсиона. В работе [11] подробно исследован процесс пуска классического дизеля (с традиционной системой подачи топлива). Автором установлена зависимость максимальных динамических нагрузок на торсионном вале от ускорения прохода через резонанс. Как следует из результатов автора, при увеличении ускорения прохода через резонансную зону уровень максимальных динамических нагрузок на торсионном вале снижается на 10 ... 20 % по сравнению со стационарным режимом резонансных колебаний (при полном совпадении собственной частоты системы с шестой гармоникой дизеля). При этом исследуется диапазон от 50 до 200 рад/с². В рассматриваемом нами случае ускорение прохода резонансной зоны находится в диапазоне от 6 до 8,5 рад/с², т. е. пуск происходит в крайне неблагоприятных условиях (в интервале времени от t_2 до t_3), и механическая система находится, по существу, в состоянии резонанса на установившемся режиме. Следует отметить, что уровень реализуемых резонансных нагрузок существенно зависит от ускорения механической системы и колеблется в широких пределах, определяемых тепловым состоянием двигателя, способом его пуска (электро-стартером или пневмосистемой).

Расчетная схема и имитационная модель

Полученные результаты позволяют построить математическую модель для анализа возможностей снижения динамической нагруженности упругого вала. На рис. 3 приведена расчетная схема. Расчетная схема представлена в виде двух сосредоточенных масс – маховика с моментом инерции J_d и насосного колеса с моментом инерции J_n , соединенных между собой упруго-диссипативной нелинейной связью с жесткостью $C = 29$ кНм/рад, и моментами предварительного поджатия $M_n = 0,35$ кНм и моментом трения $M_{тр} = 0,33$ кНм. Движение двухмассовой системы описывается дифференциальными уравнениями второго порядка:

$$\begin{aligned} J_d \ddot{\varphi} + M(\varphi, \dot{\varphi}) &= M_d, \\ J_n \ddot{\varphi} - M(\varphi, \dot{\varphi}) &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где $M(\varphi, \dot{\varphi})$ – упругий момент, являющийся функцией угла закрутки вала φ и направления скорости относительного перемещения $\dot{\varphi}$, учитывающий явление нелинеаризованного «сухого» трения гасителя колебаний; M_d – полигармонический возмущающий момент двигателя. Имитационная модель, выполненная в пакете LMS Amesim [21], приведена на рис. 4.

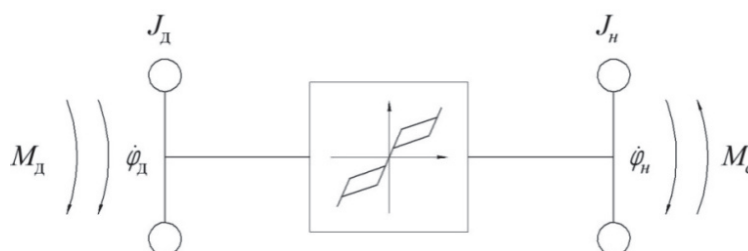


Рис. 3. Расчетная схема динамической системы

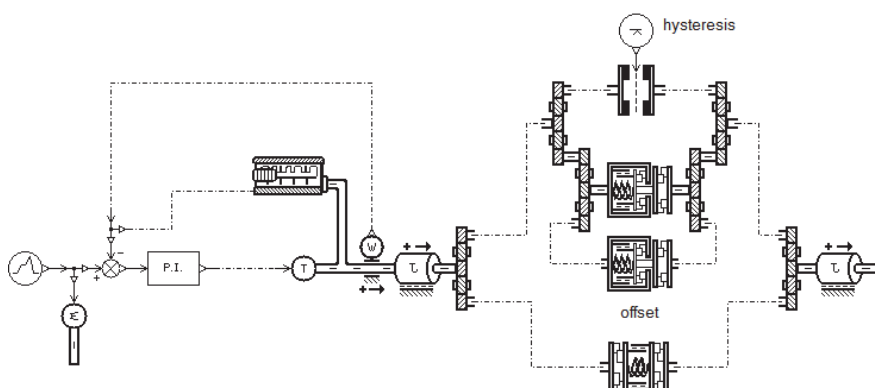


Рис. 4. Имитационная модель динамической системы для исследования процесса пуска двигателя

Модель включает в себя блок формирования управляющего воздействия (позволяет задавать ускорение разгона двигателя в процессе пуска), блок двигателя – источника возмущающего момента, позволяющего задавать периодическую и постоянную составляющие; блок гасителя крутильных колебаний и собственно инерционные массы динамической системы.

Результаты имитационного моделирования

Результаты моделирования для различных алгоритмов разгона в процессе запуска сведены в таблицу и приведены на рис. 5.

**Результаты моделирования динамической нагруженности механической системы
при пуске двигателя**

№ п/п	Параметры динамической системы	Амплитуда момента, кНм		
	Угловое ускорение при пуске $\dot{\omega}$, рад/с ²	6	50	100
1	Жесткость $C = 29$, кНм/рад Параметры петли гистерезиса $M_{тр} = 0$, $M_{п} = 0$	3,0	2,5	2,0
2	Жесткость $C = 29$, кНм/рад Параметры петли гистерезиса $M_{тр} = 0,33$ кНм, $M_{п} = 0,35$ кНм	1,2	0,9	0,8

Результаты вычислительного эксперимента, выполненного для исследуемой механической системы, показывают, что снижение динамического момента может быть еще более значительным по сравнению с приведенным в [1]. Это объясняется более низкими значениями резонансной частоты и порядком основной моторной гармоники двигателя (резонансная частота 26 ... 28 Гц вместо 52 ... 56 Гц и третья основная моторная гармоника вместо шестой).

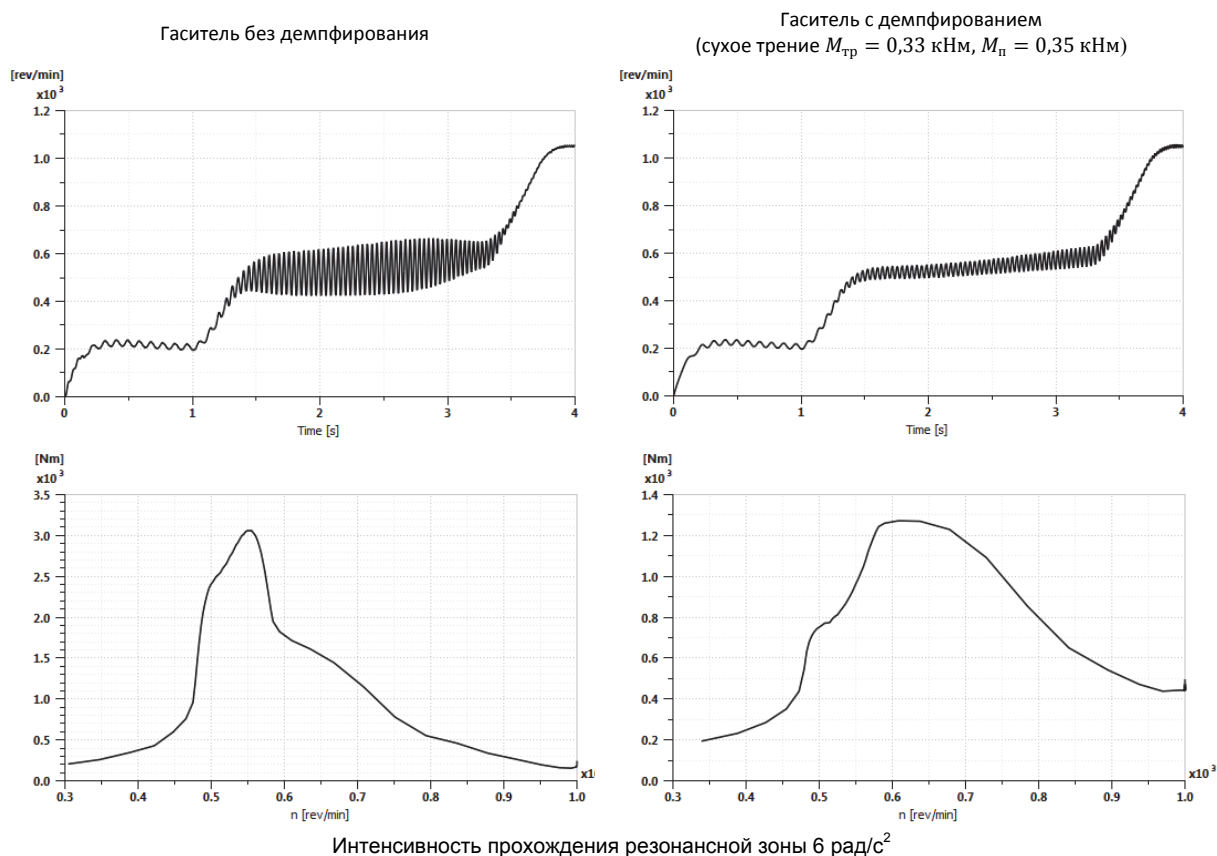


Рис. 5. Результаты имитационного моделирования по оценке эффективности введения в конструкцию гасителя крутильных колебаний элемента «сухого трения» при различной интенсивности прохождения резонансной зоны при пуске двигателя

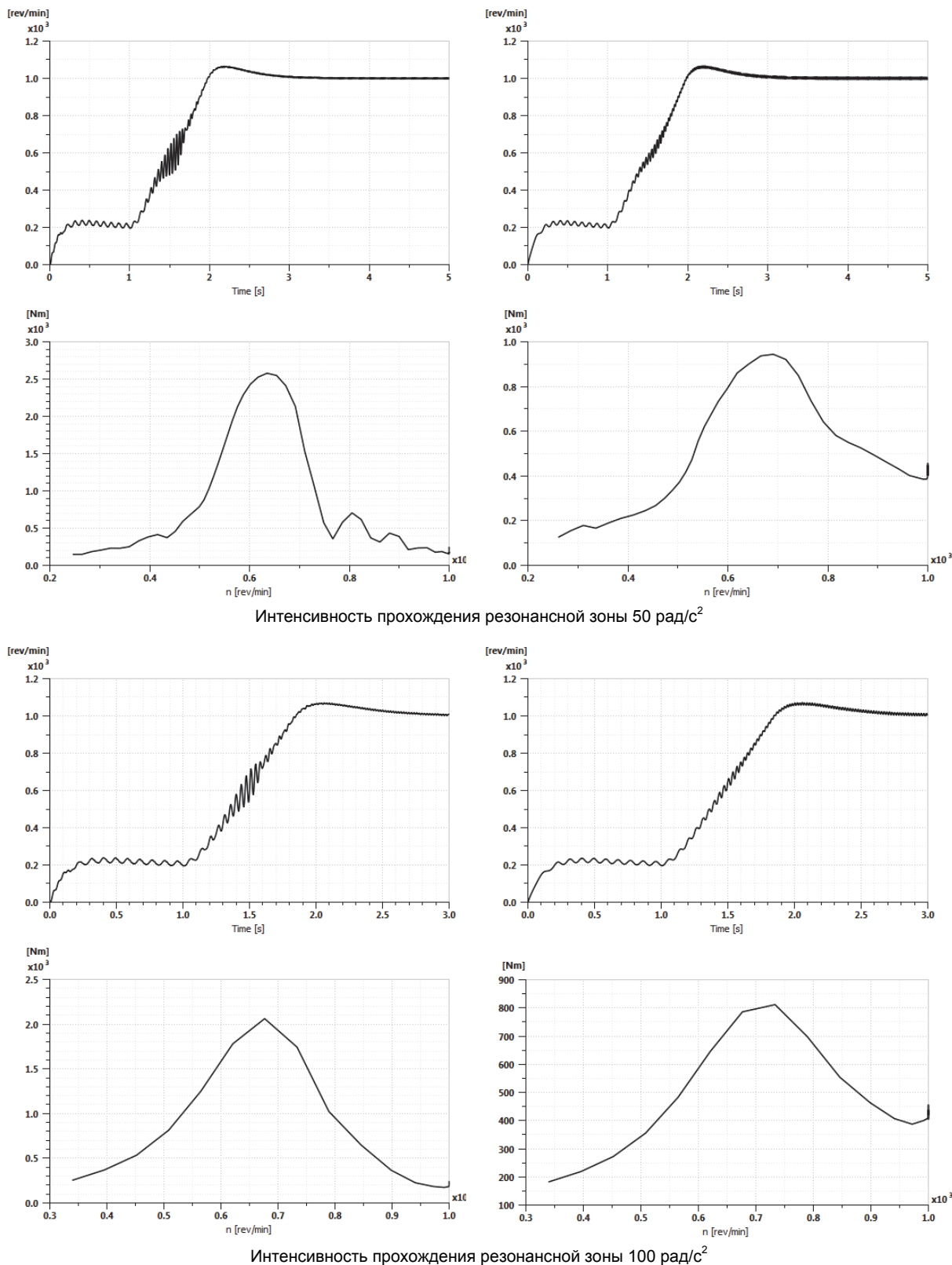


Рис. 5. Окончание

Таким образом, из результатов выполненной работы следует, что основным способом снижения динамической нагруженности механической системы при пуске двигателя с современной системой управления подачей топлива является обоснованная корректировка алгоритма работы системы управления в режиме «пуск», обеспечивающая быстрый разгон при прохождении через

опасную резонансную зону. При этом введение в конструкцию гасителя элемента «сухого трения» приводит к существенному снижению динамического момента при прохождении зоны резонанса (правый столбец рис. 5). Но при значениях резонансных амплитуд момента меньших суммы моментов предварительного поджатия и трения фрикциона фильтрующие свойства гасителя крутильных колебаний (как низкочастотного фильтра) существенно снижаются. Это может привести к возбуждению резонансных колебаний в трансмиссии на более высоких частотах. В связи с этим выбор параметров диссипативной характеристики («сухого трения») для подобной динамической системы требует проведения дополнительных исследований, учитывающих ее особенности. Резонансы в данном случае могут возникать на собственных частотах и формах более высокого порядка.

Выводы

1. Одним из возможных направлений снижения динамической нагруженности механической системы при пуске двигателя с современной системой управления подачей топлива является обоснованная корректировка алгоритма работы системы управления в режиме «пуск», обеспечивающая быстрый разгон при прохождении через опасную резонансную зону.

2. Снижение динамической нагруженности энергосилового блока при пуске двигателя может быть достигнуто введением в конструкцию демпфирующего устройства, например, в виде фрикциона, располагаемого между маховиком и насосным колесом гидротрансформатора. Также требуемый эффект может быть достигнут смещением резонансной частоты до величины 23 ... 24 Гц (450 ... 460 об/мин). Это может быть достигнуто уменьшением диаметра торсионного вала при исключении «конфликта задач».

3. Учитывая, что при пуске двигателя требуются существенные затраты мощности на привод системы моторной установки и других потребителей, представляется целесообразным их отключение в период пуска. При этом необходимо принять во внимание увеличение собственной частоты механической системы и, соответственно, опасность смещения собственной частоты в зону холостых оборотов двигателя.

Работа выполняется по Президентской программе поддержки молодых ученых (Грант МК-5809.2018.8), а также при частичном финансировании в рамках государственного задания ИМАШ УрО РАН № 0391-2014-007.

Литература

1. *Torque Control Isolation (TCI) The Smart Clutch* / W. Reik, A. Albers, M. Schnurr et al. – LuK-Symposium. – 1990.
2. Albers, A. *Das Zweimassenschwungrad der dritten Generation – Optimierung der Komforteigenschaften von PKW-Antriebssträngen* / A. Albers // *Antriebstechnisches Kolloquium 91*. – Verlag TÜV-Rheinland, 1991.
3. Taratorkin, A. *Dynamic Loading Reduction of Multiplate Clutches Lined Plates of the Vehicle Powertrain* / A. Taratorkin // *SAE Technical Papers*. – 2014. – № 2014-01-2332. – P. 1–5.
4. Тараторкин, А.И. *Снижение динамической нагруженности фрикционов гидромеханических трансмиссий транспортных машин* / А.И. Тараторкин // *Труды НАМИ: сб. науч. ст.* – М.: Наука. – 2015. – Вып. 260. – С. 178–189.
5. Albers, A. *Simultaneous Engineering an einem Beispiel aus der KFZ-Zulieferindustrie* / A. Albers // *Führungskräfte-Treffen 93 des VDI-EKV Verein deutscher Ingenieure*. – Düsseldorf, 1993.
6. Fidlin, A. *DMF Simulation Techniques* / A. Fidlin, R. Seebacher // *8th LuK Symposium*. – 2006. – С. 55–71.
7. Reik, W. *Good Vibrations – Bad Vibrations* / W. Reik, A. Fidlin, R. Seebacher // *VDI Conference Vibrations in Drives*. – 2009.
8. *DMF – Nothing New* / A. Kooy, A. Gillmann, J. Jäckel, M. Bosse // *7th LuK Symposium*, 2002. – P. 5–14.
9. Kroll, J. *Torsionsschwingungsdämpfung für zukünftige Motoren* / J. Kroll, A. Kooy, R. Seebacher // *Schaeffler Kolloquium 2010*. – Herzogenaurach: Schaeffler Technologies, 2010.
10. Schneider, M. *The Clutch Comfort Portfolio: From a supplier's product to an equipment criterion* / M. Schneider et al. // *10th Schaeffler Symposium*. – 2014.

11. Белоутов, Г.С. Математическая модель расчета динамических нагрузок во входных элементах трансмиссии при проходе резонансной зоны в процессе запуска двигателя / Г.С. Белоутов, И.В. Быков // Актуальные проблемы защиты и безопасности: труды XVII Всерос. науч.-практ. конф. РАРАН (1–4 апр. 2014 г.). – М.: Рос. акад. ракетных и артиллерийских наук, 2014. – С. 142–149.
12. Терских, В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок / В.П. Терских. – Л.: Судостроение, 1970.
13. Бурцев, С.Е. Расчет опасных режимов вынужденных колебаний крутильных систем гусеничных машин / С.Е. Бурцев. – М.: Изд-во ВА БТВ, 1967.
14. Вейц, В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура – Л.: Машиностроение, 1976.
15. Проектирование трансмиссий автомобиля / под ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1983. – 263 с.
16. Альгин, В.Б. Динамика многомассовых систем машин при изменении состояний фрикционных компонентов и направлений силовых потоков / В.Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – № 4 (29). – С. 21–32.
17. Ричард, Л. Цифровая обработка сигналов: пер с англ. / Л. Ричард. – 2-е изд. – М.: ООО «Бином-Пресс», 2007.
18. PowerGraph. Руководство пользователя. – <http://www.powergraph.ru>.
19. Измайлов, Д.Ю. PowerGraph. Часть 2 – проведение измерений / Д.Ю. Измайлов // ПиКАД. – 2008. – № 2. – С. 42–46.
20. Системы управления дизельными двигателями: пер. с нем. – Первое рус. изд. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.
21. LMS Imagine.Lab Model-oriented approach to designing mechatronic systems. – https://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/products/lms/imagine-lab/amesim.

Абдулов Сергей Владимирович, кандидат технических наук, главный конструктор, ОАО «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган; доцент кафедры гусеничных машин и прикладной механики, Курганский государственный университет, г. Курган, sincopa2004@mail.ru.

Тараторкин Игорь Александрович, доктор технических наук, главный научный сотрудник, заведующий отделом механики транспортных машин, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург; профессор кафедры гусеничных машин и прикладной механики, Курганский государственный университет, г. Курган, ig_tar@mail.ru.

Держанский Виктор Борисович, доктор технических наук, заведующий кафедрой гусеничных машин и прикладной механики, Курганский государственный университет, г. Курган, dvb_47@mail.ru.

Тараторкин Александр Игоревич, кандидат технических наук, научный сотрудник, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург; ведущий инженер, ООО «КАТЕ», г. Москва, alexander_tar@mail.ru.

Волков Александр Александрович, инженер отдела механики транспортных машин, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург; аспирант кафедры гусеничных машин и прикладной механики, Курганский государственный университет, г. Курган, al_volkov14@mail.ru.

Поступила в редакцию 17 апреля 2018 г.

OSCILLATION SUPPRESSION IN THE ENERGY-POWER UNIT WHEN STARTING A MODERN ENGINE

S.V. Abdulov^{1, 2}, sincopa2004@mail.ru,

I.A. Taratorkin^{2, 3}, ig_tar@mail.ru,

V.B. Derzhanskii², dvb_47@mail.ru,

A.I. Taratorkin^{3, 4}, alexander_tar@mail.ru,

A.A. Volkov^{2, 3}, al_volkov14@mail.ru

¹OJSC "Special Design Bureau of Mechanical Engineering", Kurgan, Russian Federation,

²Kurgan State University, Kurgan, Russian Federation,

³Institute of Mechanical Engineering UB RAS, Ekaterinburg, Russian Federation,

⁴Ltd "KATE", Moscow, Russian Federation

The article is devoted to the study of the dynamics of starting a modern engine as well as the assessment of the dynamic load of transmission elements connected to the engine. The process was studied experimentally while starting a real engine equipped with a modern fuel control system Common Rail. In this case, we determined the time functions of the moment, the angular velocity of the motor shaft, the cyclic fuel supply, the advance angle of the injection, and the oscillating process parameters of engine start. Based on the experimental data, a simulation model was developed with the Amesim software package, the parameters and the initial conditions of which correspond to the actual process. This takes into account the possibility of introducing a nonlinear elastic-dissipative coupling between the engine flywheel and the driving element of the transmission. Basing on the simulation results, we established the dependencies of the dynamic moment amplitudes on the engine acceleration and the elastic-dissipative coupling parameters. Basing on the research results, we substantiated the lines of improvement of engine start process which ensure a relevant dynamic load. The results are innovative in the field of studying the dependency of the dynamic moment amplitudes on the acceleration and the parameters of the elastic-dissipative coupling (connection) between the engine and the transmission. Basing on the obtained results, we substantiated the lines of improvement of the engine start process. The prospects of use consist in the possibility to optimize the control parameters of the fuel supply system in a modern diesel engine, taking into account the dependency of the process on the transmission properties and its operation features. The practical value of the research results consists in studying the excitation conditions of resonance oscillations in the engine-transmission system during the engine start and in solving the inverse task, that is determining the required value of engine acceleration during the engine start and selecting the elastic-dissipative parameters of the suppressor that limits the dynamic moment amplitudes.

Keywords: engines, transmissions, loading, start, torsion bars, suppressors, oscillations, natural frequency, resonance.

References

1. Reik W., Albers A., Schnurr M. et al. *Torque Control Isolation (TCI) The Smart Clutch*. LuK-Symposium 1990.
2. Albers, A. Das Zweimassenschwungrad der dritten Generation – Optimierung der Komforteigenschaften von PKW-Antriebssträngen. *Antriebstechnisches Kolloquium 91*, Verlag TÜV-Rheinland, 1991.
3. Taratorkin A. Dynamic Loading Reduction of Multiplate Clutches Lined Plates of the Vehicle Powertrain. *SAE Technical Papers*, 2014. № 2014-01-2332, pp. 1–5.
4. Taratorkin, A.I. [Reducing the Dynamic Load of Friction Clutches of Hydro Mechanical Transmissions of Transport Vehicles]. *Trudy NAMI: sb. Nauch. St. Proceedings of NAMI: Sat. sci. art.* Moscow: Nauka, 2015, vol. 260, pp. 178–189. (in Russ.)
5. Albers, A. Simultaneous Engineering an einem Beispiel aus der KFZ-Zulieferindustrie. *Führungskräfte-Treffen 93 des VDI-EKV Verein deutscher Ingenieure*, Düsseldorf, 1993.

6. Fidlin, A., Seebacher, R. DMF Simulation Techniques. *8th LuK Symposium*, 2006.
7. Reik W., Fidlin A., Seebacher R. Good Vibrations – Bad Vibrations. *VDI Conference Vibrations in Drives*, 2009.
8. Kooy A., Gillmann A., Jäkel J., Bosse M. DMF – Nothing New. *7th LuK Symposium*, 2002.
9. Kroll J., Kooy A., Seebacher R. Torsionsschwingungsdämpfung für zukünftige Motoren. *Schaeffler Kolloquium 2010*. Herzogenaurach, Schaeffler Technologies Publ., 2010.
10. Schneider M. et al. The Clutch Comfort Portfolio: From a supplier's product to an equipment criterion. *10th Schaeffler Symposium*, 2014.
11. Beloutov G.S. [Mathematical Model for Calculating the Dynamic Loads in the Input Transmission Elements During the Passage of the Resonance Zone at Engine Starting]. *Aktualnye problem zashchity i bezopasnosti: Trudy XVII Vserossiyskoy nauchno prakticheskoy konferencii RARAN (1–4 aprelya 2014 g.)*. [Edition FBGU Russian Academy of Missile and Artillery Sciences, Moscow], 2014, pp. 142–149. (in Russ.)
12. Tersikh V.P. *Krutil'nyye kolebaniya valoprovoda silovykh ustanovok* [Torsional Oscillations of the Power Shaft of the Power Plants]. Leningrad: Shipbuilding, 1970.
13. Burtsev S.E. *Raschet opasnykh rezhimov vynuzhdennykh kolebaniy krutil'nykh sistem gusenichnykh mashin* [Calculation of Dangerous Modes of Forced Oscillations of Torsional Caterpillar Systems]. Moscow, Publ. House of the Military Academy of Armored Forces, 1967.
14. Veits V.L., Kochura A.E. *Dinamika mashinnykh agregatov s dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [The Dynamics of Machine Units with Internal Combustion Engines]. Leningrad, Mechanical Engineering, 1976.
15. Grishkevich A.I. *Proyektirovaniye transmissiy avtomobilya* [Design of Transmissions of the Car]. Moscow, Mechanical Engineering, 1983. p. 263.
16. Algin V.B. [Dynamics of Multimass Systems of Machines with Changing States of Friction Components and Directions of Power Flows]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2014. no. 4 (29). pp. 21–32. (in Russ.)
17. Richard L. *Tsifrovaya obrabotka signalov* [Digital Signal Processing]. *Translation from English*. Moscow, Binom-Press Publ., 2007.
18. PowerGraph. *Rukovodstvo pol'zovatelya* [User Guide]. Available at: <http://www.powergraph.ru>.
19. Izmailov D.Yu. [PowerGraph. Part 2 – Carrying out measurements]. *PiCAD*, 2008, no. 2, pp. 42–46. (in Russ.)
20. *Sistemy upravleniya dizel'nyimi dvigatelyami* [Control systems for diesel engines. Translation from German. The first Russian edition]. Moscow, JSC “BPH” Driving”, 2004. 480 p.
21. *LMS Imagine. Lab Model-oriented approach to designing mechatronic systems*. Available at: https://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/products/lms/imagine-lab/amesim.

Received 17 April 2018

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Гашение колебаний в энергосиловом блоке при пуске современного двигателя / С.В. Абдулов, И.А. Тараторкин, В.Б. Держанский и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2018. – Т. 18, № 2. – С. 5–14. DOI: 10.14529/engin180201

FOR CITATION

Abdulov S.V., Taratorkin I.A., Derzhanskii V.B., Taratorkin A.I., Volkov A.A. Oscillation Suppression in the Energy-Power Unit when Starting a Modern Engine. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2018, vol. 18, no. 2, pp. 5–14. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin180201