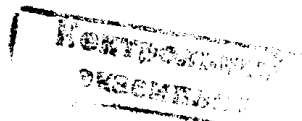


01.72.25

У883



На правах рукописи

Уфимцев Алексей Сергеевич

**СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ОТ КРУТИЛЬНЫХ  
КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ  
С ПОМОЩЬЮ СОВМЕЩЕННОГО СТАРТЕР-ГЕНЕРАТОРА**

Специальность 010206 – «Динамика, прочность машин,  
приборов и аппаратуры»

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск  
2002

Работа выполнена на кафедре «Техническая механика» Южно-Уральского государственного университета.

Научный руководитель - доктор технических наук,  
профессор Н.П.Ершов.

Официальные оппоненты: д.т.н., профессор В.Н. Кычев;  
к.т.н, профессор Б.М. Тверсков.

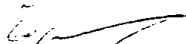
Ведущее предприятие - ЗАО «Уралспецтехника».

Защита состоится 25 декабря 2002 г., в 12 часов, на заседании диссертационного совета Д.212.298.02 при Южно-Уральском государственном университете: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, аудитория 323/2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Автореферат разослан 25 ноября 2002 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
доктор технических наук, профессор



А.О.Чернявский

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Повышение надежности и ресурса работы, снижение шума двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и трансмиссии автомобиля является актуальной задачей. Одним из основных факторов, влияющих на надежность и ресурс работы ДВС и трансмиссии, являются динамические нагрузки при крутильных колебаниях, особенно на резонансных режимах.

Наиболее распространенные способы снижения динамических нагрузок имеют известные недостатки. Так, например, не всегда можно исключить влияние резонансов изменением масс и жесткостей крутильной системы. Динамические гасители и демпферы не всегда могут вписываться в существующие конструкции, а также в процессе износа своих элементов могут отстраиваться от той частоты, для которой они предназначены. Кроме того, демпферы поглощают энергию не только при резонансах, но и тогда, когда их работа не требуется.

Возникает желание разработать такое устройство для снижения амплитуд крутильных колебаний, которое позволяло бы снижать динамические нагрузки лишь в те моменты, когда это необходимо, и режим работы которого можно было бы менять в зависимости от режима колебаний в трансмиссии.

Известны работы немецкой фирмы «Континенталь ИСАД системс», которая изготовила совмещенный стартер-генератор (ССГ), выполняющий роль демпфера крутильных колебаний коленвала. Логично было бы рассмотреть использование управляемого стартер-генератора и для снижения динамических нагрузок от крутильных колебаний в трансмиссии.

Кроме того, в настоящее время ужесточаются требования к шуму и вибрации транспортных машин (ТМ). Поэтому полезно было бы использовать данный ССГ еще и для снижения шума работы ДВС и трансмиссии.

Таким образом, для снижения динамических нагрузок и шума при всех возможных режимах работы ДВС, целесообразно было бы рассмотреть введение между ДВС и трансмиссией управляемого активного элемента – ССГ, способного выполнять такие функции, как сглаживание неравномерности вращения коленвала, уменьшение амплитуд крутильных колебаний в трансмиссии, снижение амплитуд вибраций двигателя в плоскости осей цилиндров, а также важно определить вид управляющего момента, вырабатываемого указанным элементом, для реализации вышеперечисленных функций, разработать схемную реализацию ССГ и выявить его возможности на перспективу.

Для разработки новых способов и алгоритмов снижения динамических нагрузок необходимо тщательное и всестороннее исследование динамических режимов работы, чтобы иметь возможность своевременно предусмотреть и устранить случаи возникновения и развития опасных резонансных явлений и недопустимых динамических нагрузок с помощью предлагаемого ССГ.

Возбуждение резонансов в трансмиссии автомобиля может происходить в широкой полосе частот. В связи с этим возможно возникновение многочастотных нелинейных колебаний с присутствием

несколькими резонансными частотами ДВС и трансмиссии, взаимодействующих между собой через нелинейные связи, что, в отличие от линейных систем, может приводить к качественно иным результатам. Поэтому при нахождении количественных оценок динамической нагруженности ДВС и трансмиссии, а также при разработке алгоритмов снижения этих нагрузок с помощью ССГ, построение многочастотных колебательных решений с учетом нелинейностей динамической модели и управляющих моментов ССГ является важной задачей.

Особые требования предъявляются к методам исследования. Для исследования динамики важной является задача нахождения аналитических выражений приближенных одночастотных и многочастотных колебательных решений нелинейной модели ДВС с трансмиссией, которые позволяют вырабатывать способы снижения динамических нагрузок и шума. Такие приближенные решения позволяют получить асимптотические методы разделения движений.

К ССГ для реализации эффективных алгоритмов снижения динамических нагрузок в трансмиссии необходимо предъявлять повышенные требования по мощности, возможности управления, габаритам, полосе пропускания, надежности и ресурсу, а также возможности встраивания в силовую схему без радикальной переделки конструкции двигателя и трансмиссии автомобиля. Понятно, что серийные модели электродвигателей не могут удовлетворить всем этим требованиям. Поэтому задача разработки схемы размещения, выбора типа ССГ и разработки его компоновки является также актуальной.

Таким образом, решение вышеперечисленных научно-технических проблем, рассматриваемых в диссертации, является актуальным.

**Цель работы** – снижение нагрузок от крутильных колебаний в элементах динамической системы автомобиля, а также уменьшение уровня шума работы ДВС с помощью управляемого ССГ, расположенного между ДВС и трансмиссией. Также цель данной работы – показать эффективность использования различных асимптотических методов для изучения динамики нелинейных моделей ДВС и трансмиссии.

**Идея работы** заключается в том, что сначала выбираются математические модели ДВС и трансмиссии, учитывающие основные параметрические нелинейности, силы демпфирования, внутренние и внешние возмущения, наличие ССГ между ДВС и трансмиссией, а затем с помощью асимптотических методов разделения движений находятся аналитические выражения приближенных одночастотных и многочастотных колебательных решений для построенных нелинейных моделей, которые наглядно отражают влияние на поведение различных элементов системы как отдельных параметров, так и их совокупности с учетом имеющихся взаимосвязей, используются для целенаправленного анализа системы, для обоснования предлагаемых способов снижения динамических нагрузок и шума, определения вида управляющего момента, создаваемого ССГ для снижения динамических нагрузок и шума в динамической системе автомобиля, а также для формирования требований к параметрам данного ССГ.

## **Научные положения и результаты, выносимые на защиту**

1. С помощью асимптотических методов Боголюбова-Митропольского в пространстве состояний аналитическим путем получены приближенные решения, описывающие одночастотные и многочастотные, стационарные и нестационарные режимы крутильных колебаний нелинейной модели 4-х цилиндрического ДВС и классической трансмиссии автомобиля с учетом комплекса нелинейностей жесткостей и демпфирования на всех участках расчетной схемы, возмущений от ДВС и дороги, а также управляющего воздействия от ССГ. Полученные зависимости параметров нелинейных колебательных режимов и динамических напряжений для всех участков расчетной схемы позволяют на этапе проектирования получать более достоверные качественные и количественные результаты и избегать возможность появления недопустимых величин динамических напряжений в элементах конструкции ДВС и трансмиссии, разрабатывать требования к параметрам ССГ и находить вид управляющих воздействий ССГ для снижения нагрузок.

Найдены области устойчивости указанных колебательных режимов для параметров автомобиля ГАЗ-3110.

2. Выявлена существенная неравномерность распределения динамических напряжений на различных участках расчетной схемы и ее изменяющийся характер в реальных нестационарных процессах, что подтверждает необходимость тщательного анализа динамических режимов колебаний на различных частотах при проектировании автомобилей с учетом комплекса нелинейностей с помощью полученных в диссертации выражений.

3. С использованием полученных решений определена методика нахождения величин коэффициентов внутреннего демпфирования и его нелинейностей индивидуально для каждого участка расчетной схемы с учетом амплитуды, частоты колебаний и конструкции элементов расчетной схемы. Данная методика позволяет получать более достоверные оценки величин динамических напряжений на резонансных режимах.

4. Впервые предложен способ снижения с помощью ССГ динамических нагрузок от крутильных колебаний и шума в трансмиссии автомобиля и найден вид управляющих моментов ССГ.

5. Предложена схема размещения, обоснован выбор типа ССГ на базе вентильного двигателя с позиционной коммутацией и применительно к автомобилю ГАЗ-3110 с ДВС ЗМЗ-4062 разработана компоновка ССГ в картере сцепления и маховика без существенных изменений конструкции двигателя и трансмиссии. Применение предложенного встраиваемого в картер сцепления ССГ позволяет избежать случаев развития опасных резонансных явлений, повысить надежность и ресурс ДВС, трансмиссии и автомобиля в целом.

**Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций** подтверждаются корректным использованием методов интегрального и дифференциального исчисления, асимптотических методов построения приближенных колебательных решений систем нелинейных дифференциальных уравнений, методов теории устойчивости колебательных

процессов, численных методов, а также согласованием ряда результатов расчетов с экспериментальными данными.

### Значение работы

**Научное значение работы** заключается в получении аналитических выражений, которые могут эффективно использоваться для изучения динамики нелинейных моделей ДВС и трансмиссии, наглядно отражают влияние комплекса параметров ДВС и трансмиссии на характер колебаний, позволяют изучать одночастотные и многочастотные, стационарные и нестационарные колебательные режимы, анализировать их устойчивость. Также значение работы заключается в разработке способа снижения с помощью управляемого ССГ динамических нагрузок от нелинейных крутильных колебаний в трансмиссии.

**Практическое значение работы** заключается в следующем:

- полученные зависимости параметров нелинейных колебательных режимов и динамических напряжений для всех участков расчетной схемы позволяют на этапе проектирования получать достоверные качественные и количественные результаты и избегать возможность появления недопустимых величин динамических напряжений в элементах конструкции ДВС и трансмиссии, разрабатывать требования к параметрам ССГ и находить вид управляющих воздействий ССГ для снижения нагрузок;
- предложенная методика определения величин коэффициентов внутреннего демпфирования и его нелинейностей позволяет получать достоверные оценки величин динамических напряжений на резонансных режимах;
- применение предложенного встраиваемого в картер сцепления ССГ позволяет не только использовать его как более мощную и надежную замену серийных стартеров и генераторов, но и избежать случаев развития опасных резонансных явлений, повысить надежность и ресурс ДВС, трансмиссии и автомобиля в целом и одновременно расширить возможности схемы на перспективу;
- общность полученных результатов позволяет распространить их на целый ряд типов автомобилей с механической трансмиссией.

**Реализация выводов и рекомендаций работы.** Результаты диссертационной работы использовались на ЗАО «Уралспецтехника» при проектировании встроенного стартер-генератора для спецтехники на шасси автомобиля УРАЛ, в ЗАО «Этиком» при расчетах встроенного стартер-генератора для автомобиля УРАЛ и ГАЗ-3110 и в учебном процессе на миасском машиностроительном факультете по специальности 15.01.00 – «Автомобиле- и тракторостроение».

**Апробация работы.** Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на XX Российской школе по проблемам проектирования неоднородных конструкций (Миасс, 2000 г.), на XXI и XXII Российских школах по проблемам науки и технологий (Миасс, 2001, 2002 г.г.), на 53-й научно-технической конференции ЮУрГУ 2001 года и на кафедрах «Техническая механика», «Прикладная механика, динамика и прочность машин», «Летательные аппараты» ЮУрГУ.

**Публикации.** Основное содержание диссертации опубликовано в 15 печатных работах, в том числе 1 монография.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы, включающего 86 наименований; диссертация содержит 151 страницу машинописного текста.

### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы, приведены цели и задачи исследования, научная и практическая ценность работы, данные о структуре диссертации.

Предложен способ снижения динамических нагрузок и шума в ДВС и трансмиссии с помощью управляемого вентильного ССГ торцевого типа, устанавливаемого в картере сцепления, ротором которого будет являться маховик с установленными на него постоянными магнитами.

**В первой главе** выбирается математическая модель 4-х цилиндрового ДВС, с учетом нелинейностей жесткостей и демпфирования на всех участках коленвала, а также возмущающих моментов инерционных, газовых сил и управляющего момента от ССГ, расположенного между ДВС и трансмиссией, которая в дальнейшем будет использоваться для исследования различных режимов крутильных колебаний коленвала, нахождения количественных оценок для параметров колебаний, а также при выработке требований к данному ССГ.

Для выбора математической модели используется расчетная схема, изображенная на рис. 1.

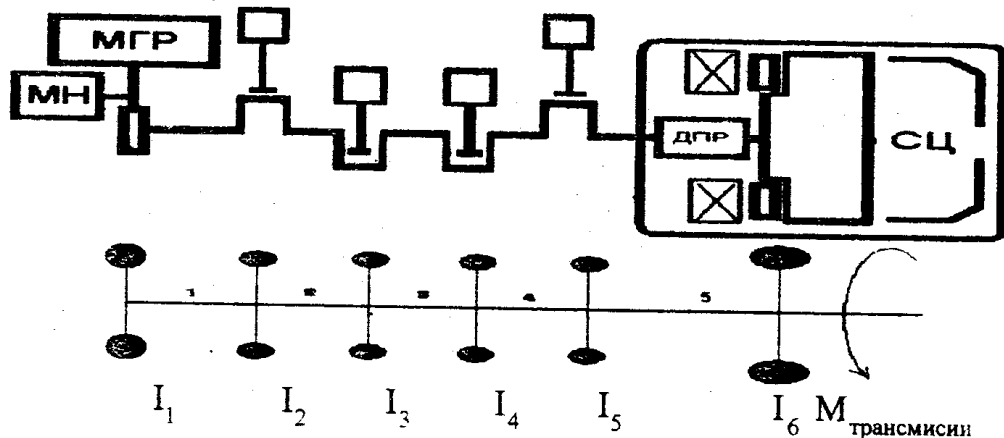


Рис.1. Приведенная (расчетная) схема ДВС

На рис.1 обозначено:  $I_1$  – приведенный момент инерции носка коленчатого вала, включая массы механизма газораспределения и масляного насоса;  $I_i$  ( $i=2, \dots, 5$ ) – приведенные моменты инерции вращающихся элементов первой, второй, третьей и четвертой моторных масс соответственно;  $I_6$  – приведенный

момент инерции заднего конца коленчатого вала с половиной коренной шейки, маховика (ротора электропривода) и сцепления.

Система дифференциальных уравнений, описывающих колебания рассматриваемой системы, представлена в виде:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1; \\ I_s \ddot{\varphi}_s - C_{s-1}(\varphi_{s-1} - \varphi_s) + C_s(\varphi_s - \varphi_{s+1}) &= M_s; \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 - C_5(\varphi_5 - \varphi_6) &= M_6, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $s = 2, \dots, 5$ ;

$$M_1 = M_{\text{упр.нел.1}} + M_{\text{тр.1}} + M_{\text{возм.1}}(\theta, \nu) + M_{\text{сопр.1}};$$

$$\begin{aligned} M_s = & -M_{\text{упр.нел.s-1}} + M_{\text{упр.нел.s}} + M_{\text{тр.s}} - M_{\text{тр.s-1}} + \\ & + M_{\text{г.s-1}} + M_{\text{и.s-1}} + M_{\text{сопр.s}}; \end{aligned}$$

$$M_6 = -M_{\text{упр.нел.5}} - M_{\text{тр.5}} + M_{\text{упр}} + M_{\text{трансм}} + M_{\text{сопр.6}};$$

$\varphi_k$  – угол поворота приведенной массы с номером  $k$ ,  $k=1, \dots, 6$ ;  $C_i$  – линейные составляющие характеристик жесткости на  $i$ -м участке расчетной схемы;  $M_{\text{упр}}$  – управляющий момент, создаваемый ССГ;  $M_{\text{трансм}}$  – момент, действующий со стороны трансмиссии на маховик;  $M_{\text{упр.нел.i}}$  – нелинейная составляющая упругого момента от закрутки участка вала расчетной схемы между массами с номером  $i$  и  $i+1$ ;  $M_{\text{тр.i}}$  – момент вязкого трения на участке вала расчетной схемы между массами  $I_i$  и  $I_{i+1}$ ;  $M_{\text{сопр.i}}$  – момент внешнего сопротивления, действующий на соответствующие приведенные массы;  $M_{\text{г.i}}$  – момент газовых сил, действующих в  $i$ -м цилиндре;  $M_{\text{и.i}}$  – момент инерционных сил, действующих на  $i$ -ю приведенную массу со стороны поршня.

Заменой  $\alpha_k = \varphi_k - \theta$ , система (1) приводится к виду

$$A\ddot{\alpha} + B\dot{\alpha} = \mu\Phi(\alpha, \dot{\alpha}, \theta), \quad (2)$$

где  $A$  и  $B$  – симметричные матрицы,  $\mu\Phi(\alpha, \dot{\alpha}, \theta)$  – вектор столбец;  $\mu$  – малый параметр, обозначающий малое влияние моментов в правой части системы уравнений (2) на колебательный вид ее решения.



Приближенное решение системы (2) ищется методом Боголюбова в форме, соответствующей одночастотному режиму колебаний:

$$\alpha_s = aK_s \cos\psi + \mu U_{s1}(a, \theta, \tau, \psi) + \mu^2 U_{s2}(a, \theta, \tau, \psi) + \dots,$$

где  $K$  – вектор, соответствующий рассматриваемой резонансной частоте  $\omega$ ; функции  $U_{s1}, U_{s2}, \dots$  являются периодическими по аргументу  $\psi$  с периодом  $2\pi$  и по аргументу  $\theta$  с периодом  $4\pi$ , а медленные переменные  $a, \psi$  определяются из системы уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \mu A_1(a, \theta, \tau, \psi) + \mu^2 A_2(a, \theta, \tau, \psi) + \dots; \\ \frac{d\psi}{dt} &= \omega + \mu B_1(a, \theta, \tau, \psi) + \mu^2 B_2(a, \theta, \tau, \psi) + \dots \end{aligned} \quad (3)$$

После того, как выведены уравнения в медленных переменных для определения динамических параметров одночастотных колебательных процессов, с помощью которых находятся приближенные решения системы уравнений, описывающей крутильные колебания в ДВС, исследуются стационарные режимы при отсутствии управления: определяется зависимость стационарных амплитуд и фаз от частоты вращения коленвала, находятся выражения, позволяющие определять устойчивость стационарных решений.

Далее строятся количественные оценки амплитуд крутильных колебаний при одночастотных стационарных и нестационарных режимах, определяются касательные напряжения в материале на различных участках расчетной схемы.

Рассмотрены случаи прохождения резонансной зоны с различными угловыми ускорениями.

Полученные аналитические решения нелинейной модели будут использоваться при формировании требований, предъявляемых к ССГ, используемому для снижения динамических нагрузок в трансмиссии и шума в ДВС.

Во второй главе выбирается математическая модель динамической системы автомобиля, с учетом нелинейностей жесткостей и демпфирования на всех участках расчетной схемы, а также возмущающих моментов от ДВС, от дороги, биения зубьев в коробке передач и управляющего момента от ССГ, которая в дальнейшем будет использоваться для исследования различных режимов крутильных колебаний в трансмиссии, нахождения количественных оценок для параметров колебаний, определения вида управляющих моментов, которые должен вырабатывать ССГ для снижения динамических нагрузок от крутильных колебаний и шума в трансмиссии, а также для выработки требований к данному ССГ.

Для выбора математической модели используется расчетная схема, изображенная на рис.2, где  $I_1$  – приведенный момент инерции вращающихся

масс двигателя, ротора управляемого ССГ и ведущих деталей сцепления;  $I_2$  – приведенный момент инерции первичного вала коробки передач, промежуточного вала и шестерней передач;  $I_3$  – приведенный момент инерции вторичного вала коробки передач, половину карданного вала с шарниром (или промежуточный карданный вал, если трансмиссия с двумя карданными валами);  $I_4$  – приведенный момент инерции второй половины карданного вала (или заднего карданного вала) и главной передачи с дифференциалом;  $I_5$  – приведенный момент инерции ведомой шестерни, сателлит, шестерен дифференциала и половин полуосей;  $I_6$  – приведенный момент инерции вторых половин полуосей и ведущих колес;  $I_7$  – приведенный момент инерции автомобиля и ведомых колес.

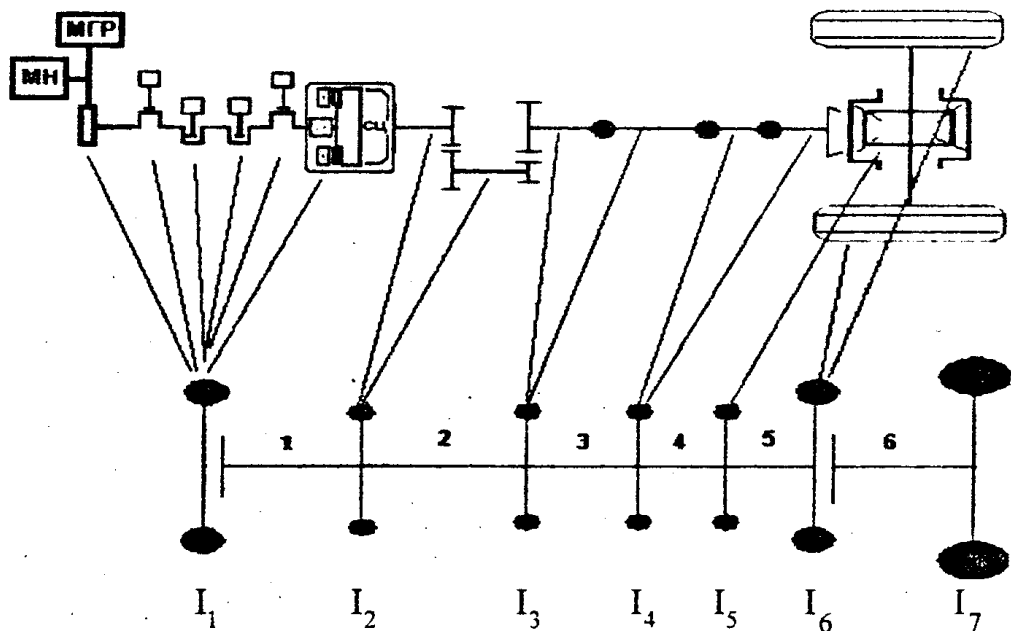


Рис.2. Схемы действительной и приведенной динамической системы автомобиля

Находятся приближенные решения уравнений для одночастотных и многочастотных режимов. Исследуются стационарные режимы. Далее строятся количественные оценки амплитуд крутильных колебаний при одночастотных и многочастотных стационарных и нестационарных режимах.

Также выявляется влияние параметров системы на вид стационарных кривых применительно к трансмиссии автомобиля ГАЗ-3110.

Для определения коэффициентов демпфирования на участках рассматриваемой схемы используются результаты известных экспериментальных исследований по определению декрементов затухания при

крутильных колебаниях типовых элементов конструкций, аналогичных элементам трансмиссии.

Величина декремента затухания берется равной средней величине из диапазона экспериментальных значений, а после определения из найденного решения порядка амплитуд и, соответственно, напряжений, величина декремента уточняется. При уточнении также определяется величина нелинейной составляющей коэффициента демпфирования.

Для автомобиля «Волга» ГАЗ-3110 с ДВС ЗМЗ-4062 находятся величины касательных напряжений для колебаний на частотах близких резонансным. Показывается существенная неравномерность распределения напряжений на различных участках трансмиссии, что подтверждает важность тщательного исследования нелинейных динамических режимов на этапе проектирования и необходимость оптимизации конструктивной схемы трансмиссии.

Показано, что наличие внутренних возмущающих моментов в трансмиссии (вызванных, например, биением зубьев в коробке передач), даже при их относительно малой амплитуде (по сравнению с амплитудами газовых сил ДВС), может привести к возрастанию амплитуды крутильных колебаний в системе до значений, соизмеримых со значениями амплитуд колебаний, вызванных гармониками газовых и инерционных сил двигателя. Поэтому внутренние возмущения в трансмиссии обязательно нужно учитывать при расчете и стараться их уменьшать путем более точного изготовления и установки зубчатых и карданных передач.

В связи с тем, что предполагается установить вентильный ССГ в картер маховика и сцепления, а значит момент инерции первой приведенной массы расчетной схемы может измениться, исследуется влияние момента инерции маховика на амплитуды крутильных колебаний в трансмиссии и на равномерность вращения коленвала.

Показано, что для снижения динамических нагрузок в трансмиссии нужно использовать полученные аналитические решения для рассматриваемой нелинейной модели, а не использовать критерий снижения неравномерности суммарного крутящего момента.

В третьей главе исследуются возможности снижения динамических нагрузок от крутильных колебаний в трансмиссии путем использования ССГ, и находится вид управляющих крутящих моментов, которые он должен создавать.

Для заданной скорости вращения коленвала находится такой вид управляющего момента, создаваемого ССГ, чтобы максимальные динамические нагрузки, возникающие при крутильных колебаниях элементов трансмиссии, были как можно меньше, а работа, производимая двигателем совместно с ССГ за каждые четыре такта, в установившемся режиме оставалась постоянной.

Приближенное решение исходной системы, описывающей крутильные колебания в трансмиссии в стационарном одночастотном режиме для случая  $p\omega \approx \omega_z$  имеет вид:

$$\begin{aligned}
X_s = & aK_{s,z} \cos(p\theta + \vartheta) + \sum_{j=1}^6 \sum_{n=1}^N \frac{K_{s,j}}{d_j[\omega_j^2 - (nv)^2]} \times \\
& (n \neq p \text{ для } j=z) \\
& \times \left\{ \left[ \frac{1}{I_1} K_{1,j}^* A_{кр,n} + \frac{1}{I_6} (K_{6,j}^* - K_{5,j}^*) A_{дороги,n} \right] \cos n\theta + \right. \\
& \left. + \left[ \frac{1}{I_1} K_{1,j}^* B_{кр,n} + \frac{1}{I_6} (K_{6,j}^* - K_{5,j}^*) B_{дороги,n} \right] \sin n\theta \right\} + \\
& + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq z}}^6 \frac{K_{s,j}}{[\omega_j^2 - \omega_z^2]} [\Delta_{z,j}^{(1)} a^3 \cos \psi + (\delta_{1,(1)}^{(z,j)} a + \delta_{2,(1)}^{(z,j)} a^3) \sin \psi] + \\
& + \sum_{j=1}^6 \frac{K_{s,j}}{[\omega_j^2 - (3\omega_z)^2]} \frac{a^3}{3} [\Delta_{z,j}^{(1)} \cos 3\psi - \delta_{2,(1)}^{(z,j)} \sin 3\psi] + \\
& + \sum_{j=1}^6 \frac{K_{s,j}}{d_j \omega_j^2} \left[ \frac{1}{I_1} K_{1,j}^* \frac{A_{кр,0}}{2} + \frac{1}{I_6} (K_{6,j}^* - K_{5,j}^*) \frac{A_{дороги,0}}{2} \right],
\end{aligned}$$

где

$$A_{кр,n} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} [M_r + M_n + M_{сопр.1}(v, \theta) + M_{упр}] \cos(n\theta) d\theta;$$

$$B_{кр,n} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} [M_r + M_n + M_{сопр.1}(v, \theta) + M_{упр}] \sin(n\theta) d\theta;$$

$$A_{дороги,n} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M_6(\theta, v) \cos(n\theta) d\theta;$$

$$B_{дороги,n} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M_6(\theta, v) \sin(n\theta) d\theta;$$

$$a_p^2 = \frac{F_{p1}^2 + F_{p2}^2}{(\omega_1 + pv)^2 \left[ \frac{\Delta_s^2}{4\omega_1^2 a_p^2} + \left( \omega_1 - pv - \frac{\Delta_c}{2a_p \omega_1} \right)^2 \right]},$$

где  $A_{г,л}$ ,  $A_{н,л}$ ,  $A_{упр,л}$  и  $B_{г,л}$ ,  $B_{н,л}$ ,  $B_{упр,л}$  - коэффициенты разложения в ряд Фурье моментов газовых сил, моментов инерционных сил и управляющего

момента от ССГ, действующих на приведенные массы расчетной схемы; константы  $K_{r,j}$ ,  $d_j$ ,  $K_{r,j}^*$  определяются в процессе построения решений;  $\omega_j$  - собственные частоты системы «ДВС - трансмиссия».

После выбора величины  $A_{упр,n}$ ,  $B_{упр,n}$  (таких, чтобы амплитуды колебаний получались как можно меньше), выражение для крутящего момента при оптимальном управлении запишется в виде

$$M_{упр,опт}(H_r, v, \theta) = \sum_{n=1}^N [A_{упр,n}(v, H_r) \cos(n\theta) + B_{упр,n}(v, H_r) \sin(n\theta)]. \quad (4)$$

Поскольку средняя работа двигателя в установившемся режиме за каждые четыре такта должна оставаться неизменной, то  $A_{упр,0} = 0$ .

Показано, что при отсутствии ограничений на мощность ССГ величины  $A_{упр,n}$ ,  $B_{упр,n}$  должны определяться выражениями:

$$A_{упр,n} = -(A_{r,n} + A_{и,n}), \quad B_{упр,n} = -(B_{r,n} + B_{и,n}).$$

В действительности мощность ССГ всегда будет ограничена, поэтому реализация управляющего воздействия (4) не всегда возможна. В таких случаях для всех частот рабочего диапазона можно использовать управляющий момент

$$M_{упр}(H_r, v, \theta, P_{gen}) = \alpha(v, P_{gen}) M_{упр,опт}(H_r, v, \theta), \quad (5)$$

где  $M_{упр,опт}(H_r, v, \theta)$  определяется формой (4);  $P_{gen}$  - мощность стартер-генератора; коэффициент  $\alpha(v, P_{gen})$ , принимающий значения от 0 до 1, выбирается как можно больше, но таким, чтобы ССГ данной мощности мог реализовать момент (5) на данной частоте.

Однако оптимальность момента управления (5) при данных ограничениях на мощность ССГ не гарантируется, поскольку часть стартерной мощности в данном случае может расходоваться не на погашение максимальных амплитуд, а на уменьшение несущественных амплитуд колебаний.

Величины, на которые снижаются максимальные напряжения в материале элементов трансмиссии, зависят от частоты его вращения и от мощности используемого ССГ. Получены зависимости угловых деформаций от угла поворота коленвала  $\theta$  на всех участках расчетной схемы, построенные для различных значений мощностей ССГ, при использовании рассматриваемых моментов управления.

Также в третьей главе исследуется изменение неравномерности суммарного крутящего момента при использовании различных моментов управления.

В четвертой главе исследуются вопросы использования управляемого ССГ для снижения шума работы двигателя.

Шум работы двигателя появляется в результате вибраций его элементов, а именно: при биении и трении поршней о стенки цилиндров, при колебаниях стенок цилиндров от взрывов топлива, при деформации коленвала и т.д. Одной из наиболее существенных причин появления шума при работе двигателя является наличие несбалансированных сил инерции, действующих на опоры двигателя со стороны поршней. В результате переменных воздействий этих сил возникают колебания ДВС в плоскости осей цилиндров перпендикулярно коленвалу, что сопровождается повышенным шумом.

Уровень шума пропорционален квадрату амплитуды колебаний частиц вибрирующей поверхности, а амплитуда, в свою очередь, пропорциональна силе, вызывающей колебания рассматриваемой поверхности. Снижая величину этой силы, можно снизить амплитуду колебаний, а значит – снизить и уровень шума.

Рассматривается возможность снижения амплитуды колебаний двигателя в плоскости осей цилиндров с помощью применения электропривода.

В каждый момент времени на первый участок коленвала в плоскости осей цилиндров со стороны 1-го поршня действует неуравновешенная сила

$$F_1(\varphi, \omega, \dot{\omega}) = -m_{\Pi} R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) - m_{\Pi} R \dot{\omega} (\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi), \quad (6)$$

где  $\varphi$  – угол поворота коленвала,  $\omega$  – угловая скорость коленвала,  $\dot{\omega}$  – угловое ускорение коленвала,  $R$  – радиус кривошипа,  $m_{\Pi}$  – приведенная масса поршня.

Считая коленвал абсолютно жестким, результирующую силу, действующую со стороны всех поршней на коленвал (и на опоры двигателя) в плоскости осей цилиндров, можно записать в виде:

$$F(\varphi, \omega, \dot{\omega}) = -4m_{\Pi} R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi - 4m_{\Pi} R \dot{\omega} \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi. \quad (7)$$

Функции  $\varphi(t)$  и  $\dot{\omega}(t)$  при различных законах управления находятся из уравнения вращения коленвала в случае установленного стартер – генератора:

$$I \ddot{\varphi} = M_{\Gamma} + M_{\Pi} + M_{\text{тр}} + M_{\text{упр}}, \quad (8)$$

где  $M_{\Gamma}(\varphi, \nu, H_{\Gamma})$  – момент от сил давления газов в цилиндрах в зависимости от частоты вращения коленвала и уровня нажатия педали газа;

$M_{\Pi}(\varphi, \omega, \dot{\omega})$  – момент от сил инерции, действующих со стороны поршней;

$\nu$  – средняя за время одного оборота скорость вращения коленвала;

$M_{\text{тр}} = -\xi \nu$  – момент внешнего трения;

$\xi$  – коэффициент внешнего трения;

$M_{\text{упр}}$  – управляющий момент от стартер-генератора.

Построена зависимость  $F(\varphi(t))$  для установившегося режима работы двигателя при отсутствии управления, то есть при  $M_{\text{упр}} = 0$ , и получено, что

максимальные значения функция (7) имеет в точках, близких к  $\varphi = 0, \frac{\pi}{2}, \pi,$

$\frac{3\pi}{2}$ . Поэтому, учитывая вид выражения (7), для снижения максимума модуля силы  $F(\varphi(t))$ , применен такой управляющий момент стартер-генератора, чтобы скорость коленвала в этих точках была как можно меньше. Поскольку средняя скорость при установившемся режиме работы двигателя не должна меняться, то снижение мгновенной скорости вращения коленвала в рассмотренных точках предлагается компенсировать за счет ее увеличения в других точках.

Для снижения угловой скорости коленвала и значений силы  $F(\varphi(t), \omega(t), \dot{\omega}(t))$  в точках  $\varphi = 0, \frac{\pi}{2}, \pi, \frac{3\pi}{2}$  предлагается использовать управляющее воздействие вида

$$M(\varphi(t), \text{Koeff}) = I \cdot \text{Koeff} \cdot \sin(4\varphi(t)) A(v - \text{Koeff} \cdot \cos 4\varphi(t)), \quad (9)$$

где коэффициент  $\text{Koeff}$  определяет величину снижения скорости в данных точках.

Расчет показывает, что при  $v = 80 \frac{1}{c}$  максимум силы  $F$ , определяемой выражением (7), снижается на 6,3 % для величины  $\text{Koeff} = 3 \frac{1}{c}$ . Учитывая, что уровень шума пропорционален квадрату амплитуды колебаний частиц вибрирующей поверхности ДВС, а амплитуда, в свою очередь, пропорциональна силе, действующей на данную часть колеблющейся поверхности, можно сделать вывод: уровень шума, возникающего в результате действия на опоры двигателя силы  $F$ , снижается соответственно на 7% и 13% для величин  $\text{Koeff}$ , равных  $1,5 \frac{1}{c}$  и  $3 \frac{1}{c}$  соответственно. Учитывая, что уровень шума ДВС от рассматриваемых сил согласно экспериментальным данным достигает 20 ... 25 дБ при  $v = 80 \frac{1}{c}$ , то ожидаемое снижение шума за счет применения электропривода составляет 2 ... 2,6 дБ.

В реальности коленвал не является абсолютно жестким. Поэтому приведены расчеты, показывающие, что при использовании управляющего воздействия (9), уменьшающего максимальное значение силы, действующей на опоры двигателя со стороны поршней, амплитуда крутильных колебаний на некоторых участках коленвала может увеличиться. Расчеты амплитуд, проведенные для различных значений  $v$ , показывают, что даже при  $\text{Koeff} = 5 \frac{1}{c}$  величина угловых деформаций коленвала увеличивается не более, чем на 3%. Причем, чем больше средняя частота вращения коленвала  $v$ , тем меньше процент увеличения амплитуды (а наибольшие амплитуды крутильные колебания имеют как раз при больших значениях  $v$ ). Таким образом, применение управляющего воздействия (9) приводит к заметному снижению шума, вызванного действием переменной силы  $F$ , определяемой выражением (7), и не вызывает существенного увеличения амплитуд крутильных колебаний коленвала.

Теоретические исследования и результаты расчетов также показали, что снижение максимального значения силы, действующей на опоры ДВС, включающей в себя инерционные силы и силы от несбалансированных масс коленвала, путем использования управляющего воздействия (9), может привести к некоторому увеличению амплитуд колебаний между элементами трансмиссии. Величина увеличения амплитуды зависит от частоты  $V$  и выбранного значения  $Koeff$ . Поэтому управляющий момент вида (9) нужно применять лишь для снижения шума работы двигателя.

Уменьшать шум работы трансмиссии можно снижением амплитуды колебаний ее элементов путем использования управляющих моментов ССГ, описанных в главе 3.

В пятой главе приведена схема расположения ССГ, обоснован выбор типа совмещенного стартер-генератора на базе вентильного двигателя с позиционным управлением, показана компоновка совмещенного стартер-генератора в картере сцепления.

Проведенные теоретические исследования не только показали путь и способ получения уточненных количественных оценок динамических процессов и параметров нелинейной модели крутильных колебаний ДВС и трансмиссии, но и выявили принципиальную возможность снижения динамических напряжений на различных участках трансмиссии и исключения развития опасных резонансных режимов с помощью ССГ.

Предлагаемый бесконтактный необслуживаемый ССГ должен выполнять функции стартера, генератора и активного управляемого элемента для снижения динамических нагрузок в трансмиссии и при этом легко встраиваться в существующие схемы ДВС и трансмиссии без их существенной переделки. Поэтому, чтобы эффективно влиять на снижение динамических нагрузок и шума в ДВС и в трансмиссии, предложено располагать ССГ между ДВС и трансмиссией. Конструктивно это предлагается сделать, выполнив ССГ на базе вентильного двигателя с позиционной коммутацией и конструкцией электромашинки торцевого типа и разместив ССГ в картере сцепления и маховика. При этом обмотка стартера ССГ размещается и крепится в картере маховика, а ротор ССГ в виде кольца с постоянными магнитами устанавливается на маховике (см. рис. 3) Как показывают расчеты для различных грузовых и легковых автомобилей можно разместить статор и ротор ССГ в имеющихся нишах существующих конструкций без изменения приведенного момента инерции маховика, что не ухудшает динамических характеристик ДВС и трансмиссии и при отключении ССГ.

Управление переключением обмоток ССГ осуществляется по сигналам с датчика положения ротора (ДПР), выполненного, например, в виде поворотного трансформатора, ротор которого установлен, например, на маховике, а статор – на корпусе картера.

Существующие стартеры имеют низкую надежность и малый ресурс муфты свободного хода, тягового реле, щеточно-коллекторного узла, особенно в условиях повышенной влажности и запыленности и требуют периодического



обслуживания. Кроме того, в конструкциях существующих стартеров не имеется возможности диагностики состояния элементов, программного управления моментом и использования стартера для снижения шума ДВС и трансмиссии. Существующие генераторы с приводом от ременной передачи требуют периодической регулировки и обслуживания, имеют недостаточную надежность из-за износа и обрыва ремней, попадания влаги и пыли, а для генераторов со щеточно-коллекторным узлом, – еще и из-за износа и загрязнения узла. Так же как и для стартеров, в схемах и конструкциях серийно применяемых генераторов автомобилей не заложены возможности диагностики состояния, формирования нескольких номиналов выходных напряжений и возможность использования их для дополнительных механизмов и устройств на стоянке и при движении автомобиля.

Схема предлагаемого ССГ изображена на рис.4, где обозначено: ДПР – датчик положения ротора; ПН1 – преобразователь напряжения 1; ПН2 – преобразователь напряжения 2; ПН3 – преобразователь напряжения 3; БУ – блок управления; Н – накопитель энергии; АКБ – аккумуляторная батарея; УУ – устройство управления; U1, V1, W1 – обмотки генератора; U2, V2, W2 – обмотки стартера.

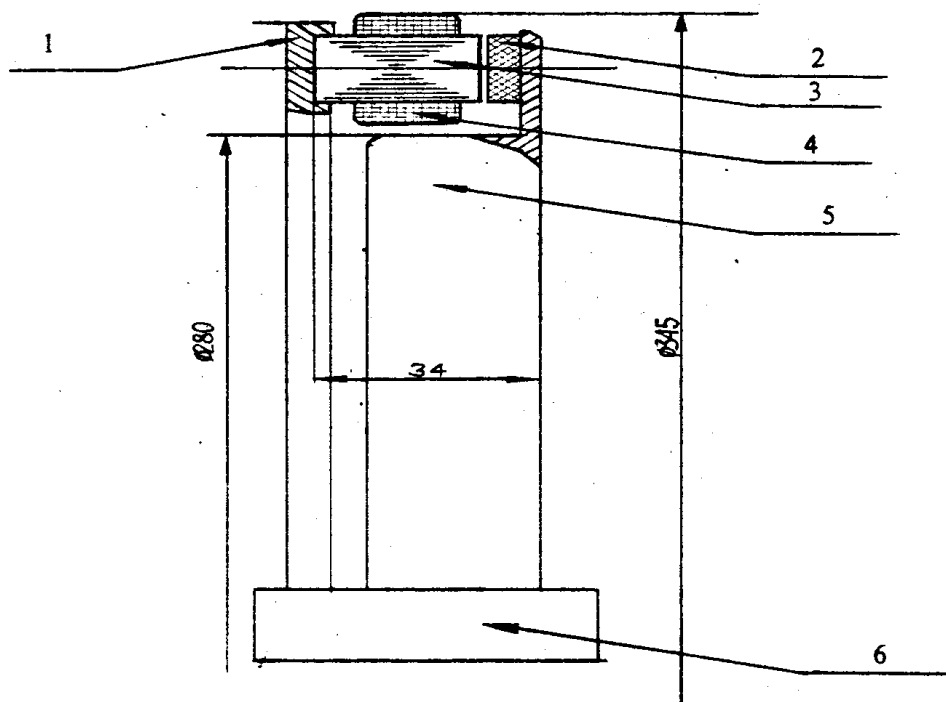


Рис. 3. Совмещенный стартер – генератор:

1 – корпус картера сцепления и маховика (корпус ССГ); 2 – кольцо с постоянными магнитами, установленное на маховике 5; 3 – пакет статора ССГ; 4 – обмотки статора ССГ; 5 – маховик; 6 – коленвал ДВС.

Обмотки стартера и генератора ССГ на рис.4 для наглядности показаны раздельно, а фактически это одни и те же обмотки, используемые либо в режиме стартера, либо в режиме генератора.

Первый, самый простой вариант выполнения схемы ССГ, когда ССГ используется по традиционной циклограмме, то есть ССГ в режиме стартера питается от аккумуляторных батарей, запускает ДВС и после запуска переходит в режим генератора.

Генератор работает только на бортовую сеть и зарядку АКБ. Генератор вырабатывает напряжение, величина которого, как показали расчеты ССГ для компоновочной схемы, приведенной на рис.3, находится в пределах от 14 В при угловой скорости холостого хода  $85 \frac{1}{с}$  до 86 В при максимальной скорости вращения коленвала  $545 \frac{1}{с}$ . ПН1 формирует постоянное напряжение 14 В для бортовой сети и зарядки АКБ.

УУ представляет собой плату с микроконтроллером, которая преобразует сигналы с блока метки и тем самым обеспечивает информацией БУ о начале отсчета фазы поворота ротора ДПР. БУ осуществляет позиционную коммутацию обмоток ССГ по сигналу с УУ и ДПР через преобразователь сигнала.

Для кратковременного создания момента  $M_n \sin(nvt + \varphi_n)$  со сдвигом фаз  $\varphi_n$  при возникновении резонанса в трансмиссии на частоте  $n\nu$  режим генератора отключается и обмотки стартера в этом варианте использования ССГ могут питаться от АКБ, которая в этом случае должна быть усилена.

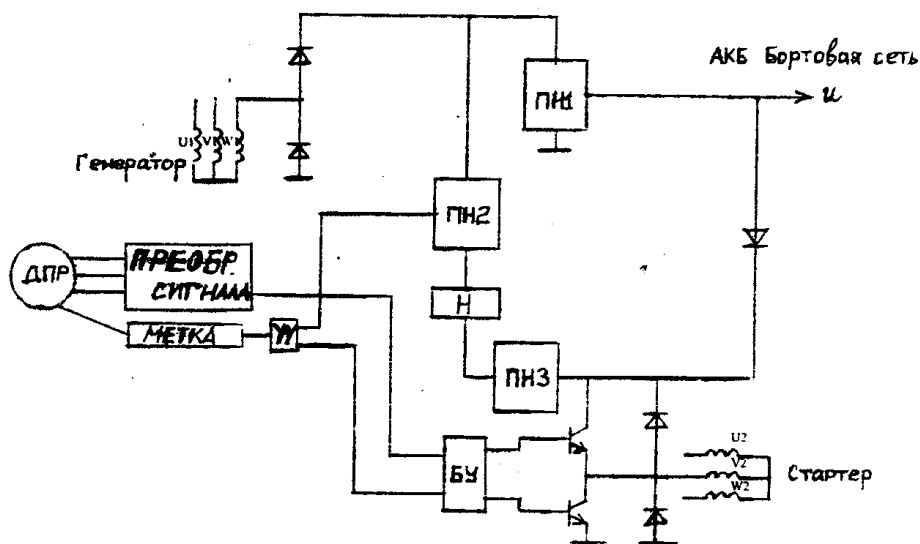


Рис.4. Блок-схема совмещенного стартер – генератора

Ориентировочная стоимость первого варианта выполнения ССГ составляет около 15000 руб., в том числе стоимость электромашины порядка 3000 руб. и стоимость электронного блока порядка 12000 руб.

Второй, более дорогостоящий, вариант использования ССГ, когда ССГ может работать в режиме компенсации возмущающих моментов от ДВС более длительное время, а избыточная мощность в режиме генератора накапливается в накопителе для обеспечения дополнительной мощности в режиме трогания с места и при подъеме в гору на малых оборотах ДВС и др. целей. В этом случае используется дополнительно ПН2 и накопитель (Н) с ПН3. В связи с тем, что напряжение, снимаемое с обмоток ССГ в режиме генератора постоянно изменяется с изменением угловой скорости  $\omega$ , то для стабилизации напряжения применен ПН2. Накопитель (Н) может быть реализован из конденсаторных батарей, которые накапливают энергию, поступающую через ПН2. ПН3 преобразует напряжение, полученное с Н в требуемую форму, и подает его на питание обмоток ССГ в режиме стартера и моментного двигателя. Сдвиг фаз и управление коммутацией формируется с помощью метки, УУ и БУ, а с накопителя мощность используется при необходимости для создания момента.

Во втором варианте исполнения ССГ ориентировочная цена комплекта оборудования составляет 53000 руб., в том числе стоимость электронного блока около 50000 руб. и стоимость электромашины порядка 3000 руб.

Конструкция ССГ, рассчитанная из условия обеспечения пускового момента ДВС автомобиля «Волга» величиной не менее 125 Н·м и выработки выходного напряжения бортовой сети 14 В мощностью не менее 7,7 кВт, размещенная в имеющихся свободных нишах картера сцепления и маховика ДВС ЗМЗ-4062, приведена на рис. 3.

При необходимости в системе может быть сформировано однофазное переменное напряжение 220 В с частотой 50 Гц.

Таблица 1

Расчетные параметры электромашины

Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Величина параметров
Наружный диаметр	Dн	мм	345
Зазор м/у корпусом и обмоткой	$\Delta$ в	мм	3
Высота магнита	hм	мм	5
Количество зубцов	z		48
Диаметр магнита	Dm	мм	18
Число пар полюсов	p		22
Длина зубца по обмотке	lz	мм	20
Диаметр диска	Dд	мм	277
Средний диаметр зубцов и магнитов	Dср	мм	295
Высота окна под обмотку	b0	мм	6,12
Максимальный момент	Mmax	Н·м	218,5
Масса активной части эл.машины	Mд	кг	5,70
Диаметр по наружной поверхности магнитов	dnm	мм	313

Из табл. 2. видно, что масса ССГ в три раза меньше суммарной массы серийных стартера и генератора, а величины максимальной мощности в режиме

генератора и максимального момента в режиме стартера на порядок больше соответствующих параметров серийных стартера и генератора.

В табл. 2. приведены данные по характеристикам ССГ в режиме стартера и генератора, которые получены при размещении конструкции ССГ в имеющихся свободных нишах картера сцепления и маховика. Учитывая, что на ряде модификаций автомобилей такие большие мощности, например, генератора 40..70 КВт не требуются, то габариты обмоток ССГ могут быть уменьшены и ССГ в целом будет еще меньше по массе и габаритам.

Таблица 2

Сравнительные характеристики ССГ и серийных стартера и генератора

Стартер			Генератор		
Параметры	Серийный	Предлагаемый	Параметры	Серийный	Предлагаемый
Рпуск, Вт	1500	3859	Р, Вт	900	47700, n=2500 об / мин
					73500, n=4500 об / мин
Масса электро- машины, кг	8,7	3,9	Масса, кг	5,6	3,9
Мпуск, Н·м	22 (без редуктора)	341			

Кроме того, имеется возможность формирования нескольких других номиналов напряжений, возможность диагностики состояния элементов ССГ во время движения автомобиля, использования резервов мощности для дополнительных механизмов и агрегатов.

ССГ бесконтактного исполнения не подвержен износу и не требует периодического обслуживания, обеспечивает длительный срок службы.

В данной главе также приведено описание эксперимента с макетом ССГ.

### Заключение

В диссертации дано новое решение актуальной научно-технической задачи повышения надежности и ресурса работы ДВС и трансмиссии автомобиля за счет снижения динамических напряжений на резонансных частотах нестационарных многочастотных нелинейных крутильных колебаний с помощью управляемого совмещенного стартер-генератора на основе проведенного в работе тщательного теоретического анализа динамики рассматриваемых систем.

Проведенные теоретические исследования привели к следующим результатам и выводам:

1. С помощью асимптотических методов Боголюбова-Митропольского в пространстве состояний аналитическим путем получены приближенные решения, описывающие одночастотные и многочастотные, стационарные и нестационарные режимы крутильных колебаний нелинейной модели 4-х цилиндрического ДВС и классической трансмиссии автомобиля с учетом комплекса нелинейностей жесткостей и демпфирования на всех участках расчетной схемы, возмущений от ДВС и дороги, а также управляющего воздействия от стартер-генератора.

Полученные зависимости параметров колебаний и динамических напряжений для всех участков расчетной схемы предлагается использовать для изучения динамики ДВС и трансмиссий на этапе проектирования, поскольку они позволяют получать достоверные качественные и количественные результаты и выявлять появление недопустимых динамических напряжений в элементах конструкции ДВС и трансмиссии, разрабатывать требования к параметрам стартер-генератора и находить вид управляющих воздействий стартер-генератора для снижения нагрузок.

Найдены области устойчивости указанных колебательных режимов для параметров автомобиля ГАЗ-3110.

2. Выявлена существенная неравномерность распределения динамических напряжений на различных участках расчетной схемы и ее изменяющийся характер в реальных нестационарных процессах, что подтверждает необходимость тщательного анализа динамических режимов колебаний на различных частотах при проектировании автомобилей с учетом комплекса нелинейностей с помощью полученных в диссертации выражений.

3. С использованием полученных решений определена методика нахождения величин коэффициентов внутреннего демпфирования и его нелинейностей индивидуально для каждого участка расчетной схемы с учетом амплитуды, частоты колебаний и конструкции элементов расчетной схемы. Данная методика позволяет получать более достоверные оценки величин динамических напряжений на резонансных режимах.

4. Предложен способ снижения с помощью стартер-генератора динамических нагрузок от нелинейных крутильных колебаний и шума в трансмиссии автомобиля и найден вид управляющих моментов электропривода.

5. Предложена схема размещения, обоснован выбор типа стартер-генератора на базе вентильного двигателя с позиционной коммутацией и применительно к автомобилю ГАЗ-3110 с ДВС ЗМЗ-4062 разработана компоновка стартер-генератора в картере сцепления без существенных изменений конструкции двигателя и трансмиссии. Применение предложенного встраиваемого в картер сцепления совмещенного стартер-генератора позволяет избежать случаев развития опасных резонансных явлений, повысить надежность и ресурс ДВС, трансмиссии и автомобиля в целом.

При снижении динамических нагрузок в трансмиссии с помощью предлагаемого ССГ резонансная зона для 2-й собственной частоты трансмиссии (для резонанса 2- и 4-го рода) сокращается на 10...20%, а максимальные напряжения уменьшаются на 15...25%.

При снижении шума от ДВС на холостом ходу (за счет уменьшения максимума инерционных сил) с помощью ССГ ожидаемое снижение шума составляет порядка 2 дБ.

Полученные в результате исследования количественные оценки напряжений для различных участков коленвала и трансмиссии сравнивались с результатами экспериментов, описанными в известных работах по определению амплитуд колебаний для ДВС ЗМЗ 406.2 и трансмиссии автомобиля ГАЗ-3110.

Необходимо также подчеркнуть, что величины демпфирования в материале на различных участках коленвала и трансмиссии находились в зависимости от частот колебаний и уточнялись в зависимости от амплитуд, основываясь на справочные данные по определению декрементов затуханий элементов различных конструкций. Это позволяет говорить о достоверности полученных в диссертации оценок.

Общность полученных теоретических результатов позволяет распространить их на целый ряд типов автомобилей с механической трансмиссией.

**Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах**

1. Гинзбург Р.Е., Уфимцев С.А., Уфимцев А.С. Алгоритмы построения колебательных решений нелинейной модели двигателей внутреннего сгорания // Труды Уральского семинара по неоднородным конструкциям. – Екатеринбург: УрО РАН, 1999. – С.107–129.
2. Гинзбург Р.Е., Уфимцев С.А., Уфимцев А.С. Алгоритмы построения приближенных решений нелинейной динамической модели взаимодействия двигателя внутреннего сгорания с механической трансмиссией // Труды Уральского семинара по неоднородным конструкциям. – Екатеринбург: УрО РАН, 1999. – С.130–138.
3. Гинзбург Р.Е., Уфимцев С.А., Уфимцев А.С. Построение многочастотных колебательных решений нелинейной динамической модели двигателя внутреннего сгорания с механической трансмиссией // Неоднородные конструкции: Труды XIX Российской школы и XXIX Уральского семинара. – Екатеринбург: УрО РАН, 1999. – С.164–167.
4. Уфимцев А.С. Исследование устойчивости одночастотных стационарных режимов крутильных колебаний в двигателях внутреннего сгорания // Проблемы проектирования неоднородных конструкций: Труды XX Российской школы. – Миасс: МНУЦ, 2000. – С.195–223.
5. Уфимцев А.С. Исследование устойчивости одночастотных стационарных режимов крутильных колебаний в системе двигателя внутреннего сгорания с трансмиссией // Проблемы проектирования неоднородных конструкций: Труды XX Российской школы. – Миасс: МНУЦ, 2000. – С.224–256.
6. Уфимцев А.С. Исследование устойчивости многочастотных стационарных режимов крутильных колебаний в системе двигателя внутреннего сгорания с трансмиссией // Труды XXX Уральского семинара по неоднородным конструкциям. – Екатеринбург: УрО РАН, 2000. – С.170–193.
7. Уфимцев А.С. Влияние момента инерции маховика на амплитуды крутильных колебаний двигателя внутреннего сгорания и на равномерность вращения маховика // Труды XXX Уральского семинара по неоднородным конструкциям. – Екатеринбург: УрО РАН, 2000. – С. 194–205.
8. Уфимцев А.С. Влияние момента инерции маховика на амплитуды крутильных колебаний системы двигателя внутреннего сгорания с трансмиссией и на равномерность вращения коленвала // Труды XXX Уральского семинара по неоднородным конструкциям. – Екатеринбург: УрО РАН, 2000. – С. 206–222.

9. Уфимцев А.С., Уфимцев С.А. Снижение шума транспортных машин путем использования совмещенного стартер-генератора // XX Российская школа по проблемам проектирования неоднородных конструкций: Тезисы докладов. – Миасс: МНУЦ, 2000. – С.63.
10. Уфимцев А.С. Снижение динамических нагрузок от крутильных колебаний в двигателях внутреннего сгорания путем применения совмещенного стартер-генератора // Труды XXX Уральского семинара по неоднородным конструкциям. – Екатеринбург: УрО РАН, 2000. – С.223–243.
11. Уфимцев А.С. Снижение динамических нагрузок от крутильных колебаний в системе двигателя внутреннего сгорания с трансмиссией путем применения совмещенного стартер-генератора // Труды XXX Уральского семинара по неоднородным конструкциям. – Екатеринбург: УрО РАН, 2000. – С.244–262.
12. Уфимцев А.С., Уфимцев С.А. Нелинейные крутильные колебания в двигателе внутреннего сгорания и механической трансмиссии автомобиля. – Екатеринбург -Миасс: УрО РАН, 2001. –160 С.
13. Уфимцев А.С. Снижение шума работы двигателя внутреннего сгорания и механической трансмиссии путем использования совмещенного стартер-генератора// Труды XXI Российской школы по проблемам науки и технологий. –Миасс: УрО РАН – ЮУрГУ – МНУЦ. –2001.
14. Уфимцев А.С., Уфимцев С.А. Идентификация параметров нелинейной математической модели крутильных колебаний в двигателях внутреннего сгорания и механической трансмиссии автомобиля // XXI Российская школа по проблемам науки и технологий. Тезисы докладов. –Миасс: МНУЦ, 2001. – С.60.
15. Уфимцев А.С., Уфимцев С.А. Учебное пособие для практических занятий по курсу «Основы теории и динамики ДВС». – Челябинск: ЮУрГУ. – 2001.



Издательство Южно-Уральского государственного  
Университета

---

ИД № 00200 от 28.09.99. Подписано в печать 20.11.2002. Формат  
60x84 1/16. Печать офсетная. Усл.печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 1.  
Тираж 100 экз. Заказ 309/448.

---

УОП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им.В.И.Ленина, 76.