

УДК 621. 81: 621 – 192

ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ С ГИДРОСТАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

Капуста П. П.¹, Полещук С. В.^{2,3}

*1) Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь*

2) ООО «АМКОДОР», г. Минск, Республика Беларусь

3) ООО «ИнтерСервсоюз» – управляющий компанией Группы ФИД

В последние годы использование электронного управления гидростатическим приводом в сочетании с применением специализированных коробок передач позволило добиться больших успехов в плане обеспечения функциональности и экономичности трансмиссии колесных погрузчиков. Разработан непрерывно регулируемый привод, использование которого очень хорошо отвечает требованиям, предъявляемым к трансмиссиям колесных погрузчиков.

Выбор типа трансмиссии

Трансмиссия колесных погрузчиков должна обеспечивать:

– максимальную силу тяги при минимальной скорости движения при наборе материала для загрузки ковша;

– частое реверсирование при выполнении рабочего цикла: при длительности рабочего цикла ~ 25–45 с колесный погрузчик изменяет направление движения четыре раза. Из-за возвратно поступательного движения колесный погрузчик практически никогда не бывает неподвижным 4;

– оптимальное распределение мощности: при выполнении рабочего цикла колесным погрузчиком его тяга и скорость контролируется водителем за счет изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя. При этом необходимо обеспечить работу двигателя в режиме минимального расхода топлива.

В настоящее время колесные погрузчики комплектуются одним из двух типов трансмиссии: гидродинамической либо гидростатической.

В погрузчиках с гидродинамической трансмиссией между двигателем и коробкой передач устанавливается гидротрансформатор. Его функциональная особенность в том, что чем более мощный крутящий момент нужен на выходе из гидротрансформатора, тем более высокие обороты двигателя требуются на входе.

Это означает, что для обеспечения максимальной силы тяги или максимальных усилий, создаваемых рабочим оборудованием погрузчика, оператор должен разгонять двигатель до максимальной частоты вращения, т. е. работать в режиме максимального расхода топлива.

В погрузчиках с гидростатической трансмиссией двигатель приводит в движение гидронасос, который преобразует крутящий момент в поток масла под

высоким давлением (до 320...420 бар). От гидронасоса поток масла подается напрямую на гидромотор, откуда тот возвращается обратно в гидронасос. Замкнутый поток обеспечивает вращение гидромотора, который непосредственно передает вращение на коробку передач. Чем больший крутящий момент должен создать гидромотор, тем более мощный крутящий момент требуется для привода гидронасоса. Как известно максимальный крутящий момент дизельных двигателей развивается в диапазоне 1400...1600 мин⁻¹.

Это означает, что для обеспечения максимальной силы тяги или максимальных усилий, создаваемых рабочим оборудованием погрузчика, оператор разгоняет дизельный двигатель лишь до средних оборотов, т. е. постоянно работать в режиме минимального расхода топлива.

На рисунке 1 приведены кривые изменения мощности P , крутящего момента T и расхода топлива b_e в зависимости от изменения оборотов дизельного двигателя для колесного погрузчика, оборудованного гидродинамической и гидростатической трансмиссией.

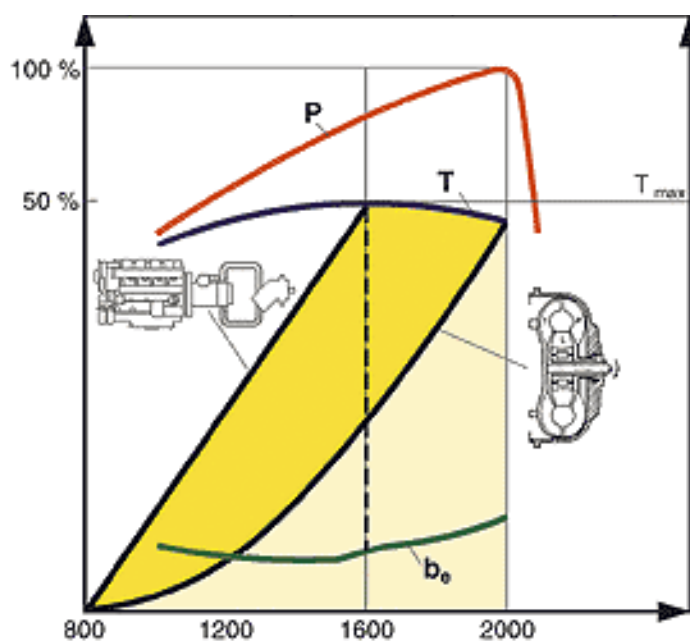


Рисунок 1 – Кривые изменения мощности P , крутящего момента T и расхода топлива b_e в зависимости от изменения оборотов дизельного двигателя для колесного погрузчика, оборудованного гидродинамической и гидростатической трансмиссией

Система управления трансмиссией колесного погрузчика должна обеспечить предотвращение пробуксовки колес и обеспечить максимально возможную силу тяги.

Согласно исследованиям, когда колеса вращаются с 30 %-ной пробуксовкой, т. е. когда скорость вращения колес в 1,3 раза превышает скорость движения машины, реализуется максимальное тяговое усилие. Гидростатическая трансмиссия с электронным управлением позволяет оптимально реализовать этот режим.

Обеспечить реализацию этого режима при использовании гидродинамической трансмиссии значительно сложнее, так как необходимо обеспечить управ-

ление величиной рабочего давления в гидротрансформаторе в зависимости от момента сопротивления внешней нагрузке, а также тягового усилия погрузчика. При этом изменение тягового усилия погрузчика производится за счет воздействия на его тормозную систему независимо от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Анализ результатов сравнительных испытаний двухколесных погрузчиков, один из которых оборудован гидродинамической, а второй гидростатической трансмиссией показывает, что гидростатическая трансмиссия хорошо показывает себя при работе погрузчика на коротком плече, а гидромеханическая – при работе на длинных перегонах и при движении в гору.

Таким образом, к преимуществам гидростатических трансмиссий стоит отнести:

- возможность обеспечения точного и плавного регулирования параметров работы техники (вращения рабочих органов и перемещения);
- возможность изменить направление движения, не останавливая ход;
- возможность использования всей мощности двигателя (даже на малой скорости);
- значительное снижение расхода топлива;
- обеспечение максимального комфорта при движении.

Основными недостатками, препятствующими более широкому распространению гидростатической трансмиссии, являются: более низкий КПД по сравнению с гидромеханической трансмиссией и в целом достаточно высокая стоимость гидроаппаратов.

Конструкция гидростатической трансмиссии

В зависимости от требуемой скорости и тягового усилия колесного погрузчика, а также от мощности его двигателя, гидростатическую трансмиссию необходимо дополнять коробкой передач. Эта необходимость обусловлена тем, что в закрытых гидросистемах применяются аксиально-поршневые регулируемые гидронасосы и гидромоторы, а диапазон изменения крутящего момента в гидростатической трансмиссии ограничен предельными скоростями вращения насоса и мотора, а также величиной объемной подачи рабочей жидкости, зависящей в свою очередь от величины хода плунжеров, т. е. от угла наклона шайбы.

Для колесных погрузчиков, оборудованных дизельными двигателями мощностью до 75 кВт, кинематическая схема гидростатической трансмиссии приведена на рисунке 2.

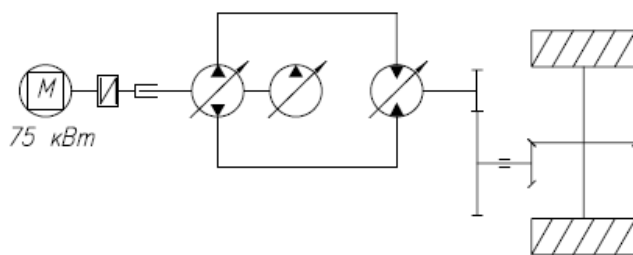


Рисунок 2 – Кинематическая схема гидростатической трансмиссии колесных погрузчиков, оборудованных дизельными двигателями мощностью до 75 кВт

Выходной крутящий момент регулируемого гидромотора подается на входной вал заднего моста посредством цилиндрической зубчатой передачи. Для увеличения вращающего момента, подводимого к ведущим колесам, задний мост оборудован бортовыми планетарными редукторами. Для повышения проходимости задний мост оборудован самоблокирующимся дифференциалом. Рабочий тормоз выполнен в виде сухого тормозного диска, установленного на входном валу переднего моста.

Для колесных погрузчиков, оборудованных дизельными двигателями 100–150 кВт, существует два варианта конструкции гидростатической трансмиссии:

– гидростатическая трансмиссия с двухступенчатой планетарной коробкой передач;

– гидростатическая трансмиссия без коробки передач. В данной трансмиссии требования по обеспечению более высокого тягового усилия погрузчика обеспечиваются за счет установки двух параллельно подключенных в гидравлическую систему гидромоторов, крутящий момент с которых подается на входной вал заднего моста посредством двух отдельных цилиндрических зубчатых передач.

Кинематическая схема гидростатической трансмиссии с двухступенчатой планетарной коробкой передач приведена на рисунке 3.

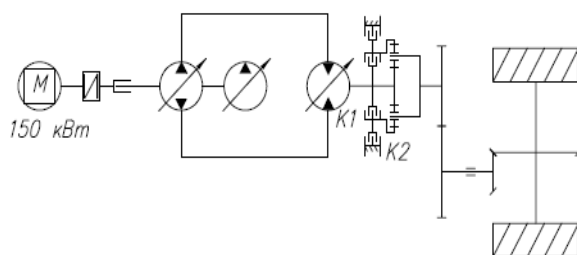


Рисунок 3 – Кинематическая схема гидростатической трансмиссии с двухступенчатой планетарной коробкой передач

Фрикционные муфты K1 и K2 служат для включения передач. Переключение передачи происходит в течение короткого промежутка времени и сопровождается незначительным снижением крутящего момента. Включенная передача и крутящий момент гидромотора синхронизируются посредством системы электронного управления гидростатическим приводом.

Кинематическая схема гидростатической трансмиссии с двумя гидромоторами приведена на рисунке 4.

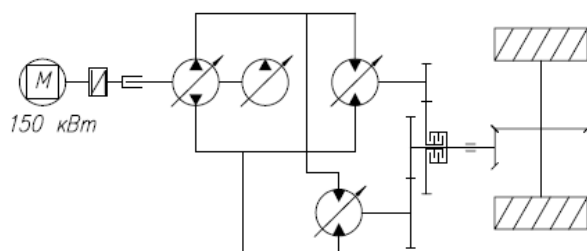


Рисунок 4 – Кинематическая схема гидростатической трансмиссии с двумя гидромоторами

Гидростатическая трансмиссия с двумя гидромоторами имеет ряд преимуществ по сравнению с гидростатической трансмиссией с одним большим гидромотором. К ним относятся:

– возможность получения более высокого крутящего момента – используя гидромоторы меньшего объема;

– возможность перевода регулирующей шайбы одного из двигателей в нулевое положение и механического отключения его за счет размыкания фрикционной муфты при движении погрузчика на высоких скоростях. Это позволяет повысить топливную экономичность погрузчика.

Рабочий тормоз при использовании таких кинематических схем выполнен в виде многодискового сцепления в масляной ванне расположенного на обоих мостах погрузчика.

Для колесных погрузчиков, оборудованных дизельными двигателями от 200 кВт и более, гидростатическую трансмиссию требуется обязательно дополнить 3-ступенчатой планетарной коробкой передач. Это обусловлено необходимостью обеспечить более высокое тяговое усилие и максимальную скорость не менее 40 км/ч погрузчика. Кинематическая схема такой гидростатической трансмиссии приведена на рисунке 5.

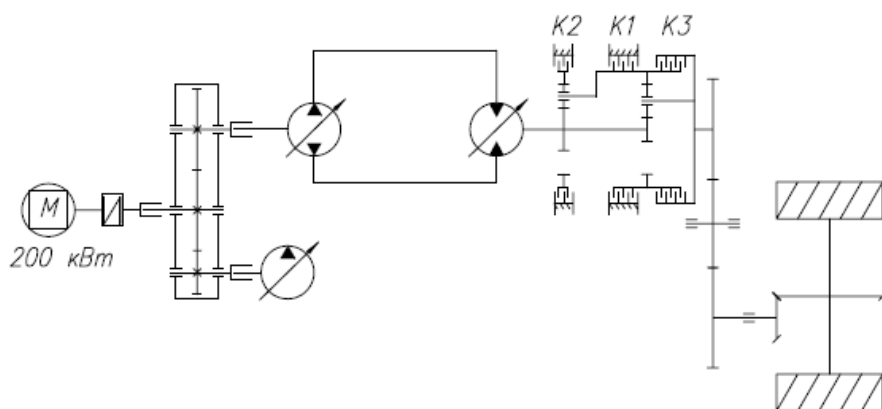


Рисунок 5 – Кинематическая схема гидростатической трансмиссии с 3-ступенчатой планетарной коробкой передач

Фрикционные муфты К1, К2 и К3 служат для включения передач. Переключение передачи происходит в течение короткого промежутка времени и сопровождается незначительным снижением крутящего момента. Включенная передача и крутящий момент гидромотора синхронизируются посредством системы электронного управления гидростатическим приводом.

При реализации кинематических схем (рисунки 1–4) гидромотор с приводом жестко установлен на заднем мосту. В случае реализации кинематической схемы, приведенной на рисунке 5, гидромотор с 3-ступенчатой планетарной коробкой передач монтируется на задней полураме погрузчика и соединен с передним и задним мостами посредством карданных валов.

Дальнейшим развитием систем гидростатического привода для колесных погрузчиков является гидростатическая трансмиссия кинематическая схема, которая, приведена на рисунке 6.

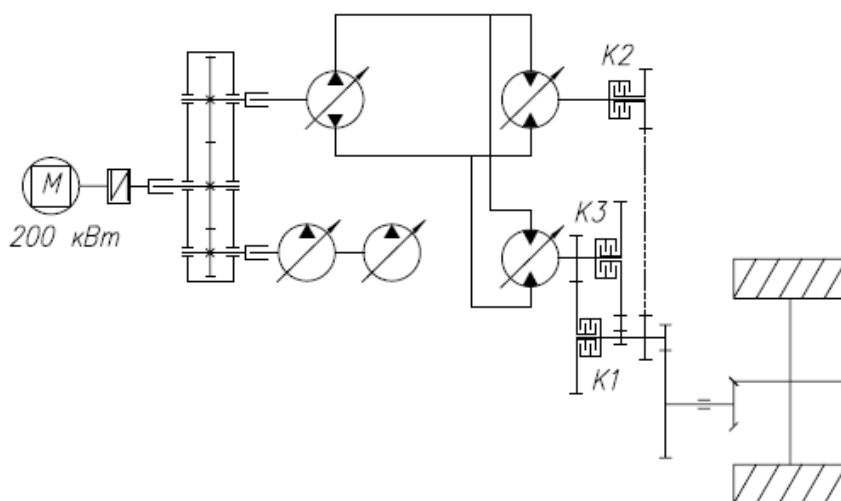


Рисунок 6 – Кинематическая схема гидростатической трансмиссии с 3-ступенчатой коробкой передач и двумя гидромоторами

В данной конструкции крутящий момент передается в коробку передач двумя параллельно подключенными в гидравлическую систему гидромоторами.

На первой передаче фрикционные муфты K1 и K2 включены и крутящий момент передается в коробку передач гидромоторами 1 и 2. На второй передаче включена фрикционная муфта K2 и крутящий момент передается в коробку передач гидромотором 2. При этом регулирующая шайба гидромотора 1 переведена в нулевое положение, и он механически отключён его за счет размыкания фрикционной муфты. На третьей передаче включена фрикционная муфта K3 и крутящий момент передается в коробку передач гидромотором 1. При этом регулирующая шайба гидромотора 2 переведена в нулевое положение, и он механически отключён его за счет размыкания фрикционной муфты.

Работа такой гидростатической трансмиссии аналогична работе роботизированной коробки передач с двумя сцеплениями, применяемой в настоящее время на грузовых и легковых автомобилях.

Гидростатическая трансмиссия с 3-ступенчатой коробкой передач и двумя гидромоторами имеет ряд преимуществ по сравнению с гидростатической трансмиссией с 3-ступенчатой планетарной коробкой передач. К ним относятся:

- более простая конструкция редукторной части коробки передач;
- возможность получения более высокого крутящего момента, используя гидромоторы меньшего объема;
- возможность перевода регулирующей шайбы одного из двигателей в нулевое положение и механического отключения его за счет размыкания фрикционной муфты при движении погрузчика на высоких скоростях. Это позволяет повысить топливную экономичность погрузчика;
- возможность оптимизировать процесс переключения передач за счет сокращения времени переключения передачи и уменьшением потерь крутящего момента.

Для сравнения на рисунке 7 показана кинематическая схема трансмиссии колесного погрузчика с гидродинамической трансмиссией типа ZF Ergopower 4WG.

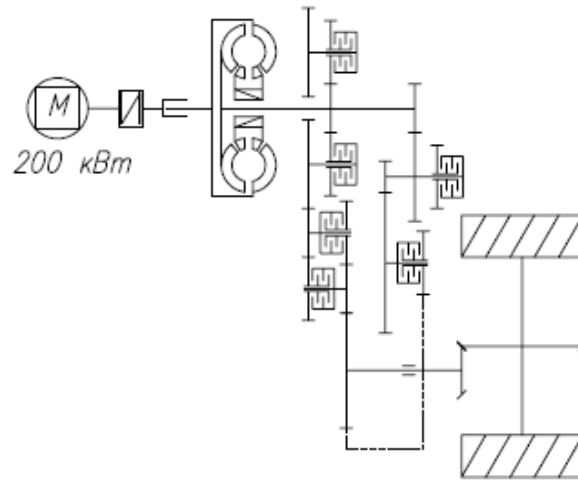


Рисунок 6 – Кинематическая схема гидродинамической трансмиссии с 4-х ступенчатой коробкой передач

Анализ рисунка показывает, что для обеспечения реализации требований по тяговому усилию и максимальной скорости движения погрузчика применяемая гидродинамическая трансмиссия имеет более сложную редукторную часть коробки передач и оборудована большим числом фрикционных муфт.

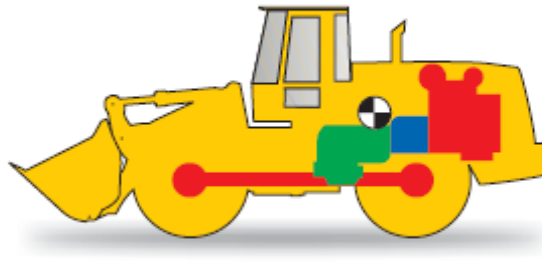
Заключение

Все вышеизложенное позволяет однозначно сделать вывод о том, что для использования в конструкции колесного погрузчика гидростатическая трансмиссия более предпочтительна по сравнению с гидродинамической. Кроме очевидных преимуществ, таких как:

- возможность реверсирования без применения дополнительной механической передачи;
- возможность реализации максимального тягового усилия в стоп-режиме с очень высокой эффективностью;
- ограничение максимального крутящего момента путем ограничения высокого давления;
- возможность реализации концепции двойного двигателя.

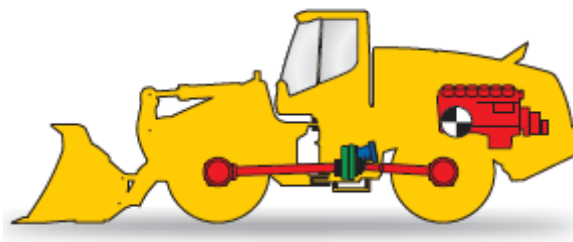
Гидростатическая трансмиссия позволяет обеспечить принцип модульной компоновки агрегатов погрузчика.

Компоновка агрегатов погрузчика, оборудованного гидродинамической трансмиссией, такова, что на «корме» располагается радиатор с вентилятором, далее, ближе к центру погрузчика, размещается двигатель, к маховику которого крепится гидротрансформатор, а к нему, в свою очередь, крепится коробка передач. Все эти агрегаты соединены между собой механически, что исключает вариации в компоновке этих агрегатов. Коробка передач находится в центре погрузчика. Как следствие, все указанные агрегаты размещены ближе к геометрическому центру погрузчика, в результате чего центр тяжести также находится близко к нему. Для увеличения грузоподъемности ковша такого погрузчика необходимо установить на «корме» дополнительный балласт, при этом центр тяжести все равно находится между геометрическим центром и задней осью погрузчика (рисунок 7).



*Рисунок 7 – Компоновочная схема погрузчика
оборудованного гидродинамической трансмиссией*

На погрузчике с гидростатической трансмиссией, за счет отсутствия механической связи между двигателем и трансмиссией, есть возможность модульно варьировать компоновку агрегатов, например, развернуть дизельный двигатель в сборе с гидронасосами и радиатором на 180° , сместив тем самым радиатор, как более легкий агрегат, к центру погрузчика, а дизельный двигатель с гидронасосами, как более тяжелые элементы, – назад, к «корме» погрузчика. Это смещает центр тяжести погрузчика назад и вниз, увеличивая его грузоподъемность на ковше и устойчивость на пересеченной местности без возрастания общей массы самого погрузчика (рисунок 8).



*Рисунок 8 – Компоновочная схема погрузчика
оборудованного гидростатической трансмиссией*

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Hydrostatik Transmission / From: Biermanns Handbook of Pulp and Paper (Third Edition), 2018.
2. Альгин, В. Б. Ресурсная механика трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин, С. Н. Поддубко. – Минск : Беларуская навука, 2019. – 549 с.
3. Альгин, В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин. – Минск : Навука и тэхніка, 1995. – 256 с.
4. Альгин, В. Б. Высокомощные гидромеханические передачи: патентно-информационное и расчетное исследование. Часть 1. Методика / В. Б. Альгин, Е. Н. Боковец, Е. В. Кузнецов // Механика машин, механизмов и материалов: международный научно-технический журнал. – 2015. – № 2. – С. 5–14.
5. Прочностная доводка гидромеханических коробок передач в условиях стендовых испытаний / А. Т. Скойбеда [и др.] // Международный научно-

УДК 621.113

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕИСПРАВНОСТЕЙ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С РАСПРЕДЕЛЁННЫМ ВПРЫСКОМ ПО КОРРЕКЦИИ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

Кострицкий В. В.

*Полоцкий государственный университет имени Евфросинии Полоцкой;
г. Новополоцк, Республика Беларусь*

Введение

Благодаря совершенствованию электронных систем управления двигателя получили большую мощность и крутящий момент при неизменной конструкции и геометрических размерах кривошипно-шатунного и газораспределительного механизма. На всех режимах работы двигателя значительно снизился расход топлива за счет возможности точного дозирования и своевременной подачи к месту воспламенения топлива и воздуха. Кроме того, электронная система управления двигателем (ЭСУД) позволяет автомобильному транспорту становиться все более экологичным. За последние годы концентрация таких токсичных веществ как CO, CH и NO_x в отработавших газах автомобиля снизилась в несколько раз [1].

Однако одновременное получение максимальных мощностных, экономических и экологических показателей невозможно, так как они являются противоречащими друг другу. Достижение цели управления возможно только на основе компромисса. ЭСУД современного ДВС стремится обеспечить максимально безопасную работу двигателя, при приемлемых мощности и топливной экономичности. Основное назначение ЭСУД при этом состоит в обеспечении оптимального состава рабочей смеси в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и воспламенение её в определенный момент времени [2].

В Республики Беларусь около 70 % всех легковых автомобилей являются автомобилями с бензиновым двигателем. Это связано с тем, что на протяжении последних 8 лет наиболее популярные марки автомобилей были представлены моделями в основном с бензиновыми двигателями. К этим моделям можно отнести: Volkswagen Polo, Lada Vesta, Lada Granta, Lada Largus, Renault Logan, Renault Logan Stepway, Renault Sandero Stepway, Renault Kaptur, Renault Duster, Kia Rio, Hyundai Solaris, а также автомобили белорусского производства: Geely Atlas, Geely Emgrant, Geely Coolray. Причем модельный ряд представлен 23-мя бензиновыми двигателями и только 4 из них имеют систему непосредственного впрыска. На всех остальных используется система с распределенным впрыском Multi Point Injection (MPI). Поэтому разработка метода по определению неисправностей бензинового двигателя и электронной системы управления с распределённым впрыском является актуальной задачей.