

УДК 631.3(075.8)

## Способ согласования показателей тракторных дизелей и коробок передач

Д-р техн. наук К. И. ГОРОДЕЦКИЙ, канд. техн. наук В. В. СЕРЕБРЯКОВ,  
инж-ры А. Ю. МЕЛЬНИКОВ, С. К. МУРАТОВА (Университет машиностроения (МАМИ),  
kg1101@yandex.ru), Е. М. АЛЕНДЕЕВ (ОАО "НИИ стали")

**Аннотация.** Изложен вариант электронного бесступенчатого управления скоростью движения трактора путем регулирования подачи топлива при ступенчатых изменениях передаточных чисел трансмиссии.

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, коробка передач, коробка диапазонов, передаточные числа, геометрическая прогрессия, гидророджимные мокрые фрикционные муфты.

## Way of indicators matching of tractor diesel engines and transmissions

K. I. GORODETSKIY, V. V. SEREBRYAKOV, A. Yu. MELNIKOV, S. K. MURATOVA  
(University of Mechanical Engineering (MAMI), kg1101@yandex.ru),  
Ye. M. ALENDEYEV (Research Institute of Steel, PLC)

**Summary.** A version of electronic stepless control of tractor motion speed by means of fuel feeding regulation under step changes of transmission ratios is described.

**Keywords:** diesel engine, transmission, range box, transmission ratios, geometric progression, hydraulic pressure wet friction clutches.

Согласование характеристик дизелей с показателями коробок передач (КП) необходимо, например, при создании моторно-трансмиссионных установок, обеспечивающих возможность бесступенчатого управления скоростью движения тракторов путем электронного регулирования подачи топлива. В связи с этим закономерен интерес к двигателям постоянной мощности.

Современные дизельные двигатели по характеристикам существенно отличаются от прежних из-за того, что имеют турбонаддув, электронное управление подачей топлива, аппараты топливopодачи с высокими параметрами впрыска и др.

Характеристики современных двигателей в табличной форме регулярно публикуются в Интернете лабораторией испытаний тракторов Университета штата Небраска в Линкольне (США) [1]. Практически все новые модели тракторов, выпускаемые в мире, проходят

стандартный цикл испытаний в данной лаборатории. К настоящему времени собран достаточно большой объем материалов, касающихся современных внешних скоростных характеристик (ВСХ) тракторных дизельных двигателей.

Применение имеющихся сведений в сочетании с техническими возможностями их реализации позволит обеспечить работу трактора в более выгодной области корректорной характеристики двигателя и исключить регуляторную ветвь [2, 3]. Наиболее показателен комплекс ВСХ (рис. 1—3), полученных в результате стендовых испытаний тракторного дизеля John Deere [1]: тип — рядный 6-цилиндровый с турбонагнетателем, диаметр 106,5 мм, ход поршня 127 мм, степень сжатия 17, рабочий объем 6,788 л.

При механическом приводе вала отбора мощности (ВОМ) скорость его вращения и скорость движения трактора одновременно зависят от частоты вращения вала дизеля. Чтобы исключить эту двойную зависимость, в кинематической схеме (рис. 4) предусматривается привод ВОМ посредством бесступенчатой объемной гидропередачи, чем обеспечиваются независимое управление скоростью движения трактора при помощи дизеля и требования к ВОМ. Преимущества данного варианта заключаются в небольшом времени использования ВОМ. Таким образом, при бесступенчатом управлении скоростями движения трактора за счет дизеля обеспечивается поддержание постоянных скоростей ВОМ, регламентированных ГОСТами [4, 5].

Подчеркнем, что большинство требований к ВОМ проще, чем к основной трансмиссии трактора. В частности, продолжительность работы ВОМ и нагрузка на

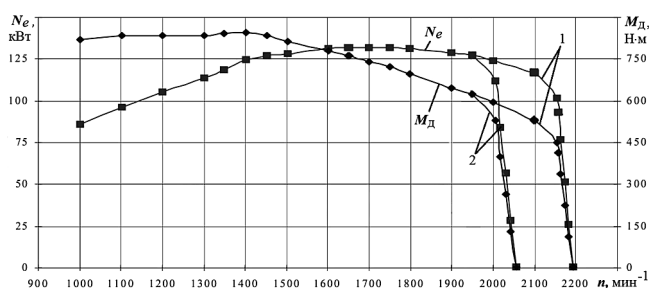


Рис. 1. Зависимости мощности  $N_e$  и крутящего момента  $M_d$  вала дизеля от частоты его вращения:

1 — внешняя характеристика; 2 — частичный режим

него значительно меньше, так как ВОМ включается одновременно с движением трактора, например при выполнении транспортных работ с активным прицепом. В основном же ВОМ используется на уборочных работах, которые занимают часть времени использования трактора. Кроме того, объемный привод ВОМ легко автоматизируется и становится независимым для автоматического поддержания скорости вращения и, например, частоты приводимых генераторов переменного тока.

В соответствии с кинематической схемой (см. рис. 4) управление скоростью движения трактора может выполняться с помощью:

- 1) электронного бесступенчатого регулирования частоты вращения вала дизеля за счет подачи топлива;
- 2) ступенчатого изменения передаточного числа удвоителя или другого аналогичного устройства при помощи гидropоджимных фрикционных муфт, обеспечивающих относительно плавное переключение;
- 3) ступенчатого традиционного переключения шестерен с помощью синхронизаторов механическими или электронными устройствами.

Применение трех упомянутых устройств в различных сочетаниях расширяет возможности управления.

Количество скоростей трактора или фиксированных ступеней КП обозначим как  $n$ . Тогда число промежуточных (поддиапазонов) между смежными скоростями будет равно  $n - 1$ . В результате с учетом разбивки передаточных чисел в КП по геометрической прогрессии имеем:

$$D = q^n, \quad (1)$$

где  $D = V_{\max}/V_{\min}$  — диапазон изменения скоростей трактора;  $q$  — диапазон бесступенчатого управления частотой вращения вала дизеля.

После логарифмирования выражения (1) получим:

$$n = \ln D / \ln q. \quad (2)$$

Для примера проведем вспомогательный расчет, при котором примем максимальную транспортную скорость трактора  $V_{\max} = 40$  км/ч и минимальную рабочую скорость  $V_{\min} = 5$  км/ч. Тогда  $D = 8$ . По рис. 1 и 2 выберем  $q = 1,5$ . В результате при расчете по выражению (2) получим  $n = 5,134$ .

Число передач  $n$  в КП не может быть дробным. При округлении числа передач в КП в меньшую сторону потребуется увеличить диапазон  $q$  бесступенчатого управления частотой вращения вала дизеля на его ВСХ. При увеличении количества передач в данном примере до шести диапазон  $q$  на ВСХ дизеля уменьшится. В этом и заключается согласование характеристики дизеля и трансмиссии трактора. Приняв  $n = 6$ , из выражения (2) получим  $q = 1,39$ .

Таким образом, уменьшение диапазона  $q$  бесступенчатого управления частотой вращения вала дизеля с 1,5 до 1,39 облегчит его регулировку и настройку на постоянную мощность, величина которой должна несколько увеличиться.

Согласование упомянутых показателей дизеля и трансмиссии может быть выполнено в нескольких вариантах, отличающихся последовательностью включения разных устройств изменения скорости — дизеля, удвоителя и КП.

Первый вариант отражен на рис. 5, где представлены лучевые графики, исходящие из начала координат и пе-

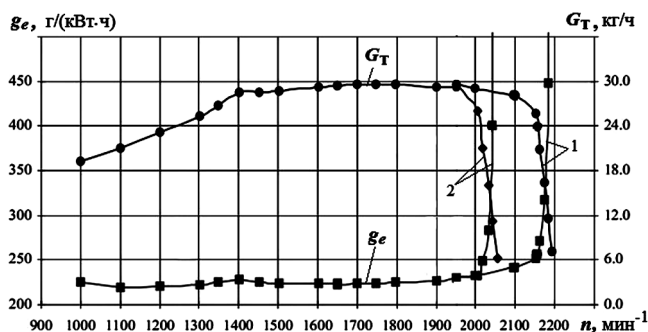


Рис. 2. Зависимости часового  $G_T$  и удельного  $g_e$  расходов топлива от частоты вращения вала дизеля:

1 — внешняя характеристика; 2 — частичный режим

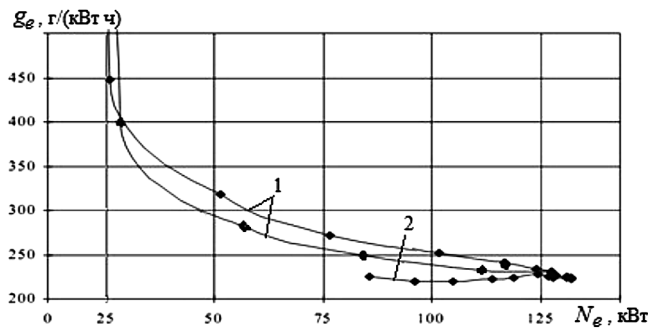


Рис. 3. Зависимость удельного расхода топлива от мощности дизеля:

1 — в области регуляторной характеристики при  $n = 2010 \dots 2200 \text{ мин}^{-1}$ ; 2 — в области максимального крутящего момента при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$

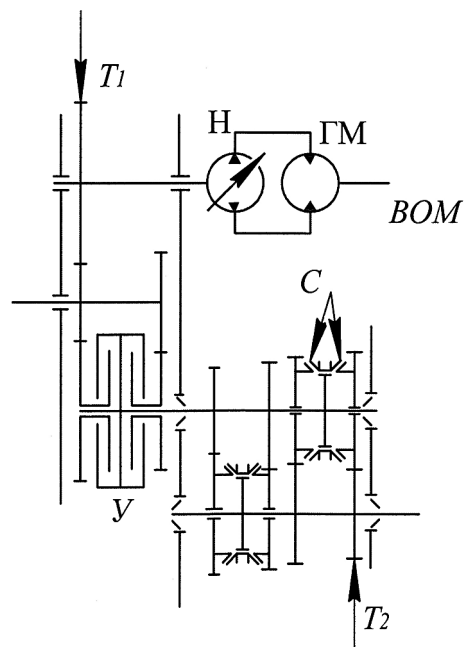


Рис. 4. Одна из возможных кинематических схем с бесступенчатым управлением частотой вращения вала тракторного дизеля:

$T_1, T_2$  — тахометры для регистрации частот вращения валов КП; Н — гидравлический насос; ГМ — гидромотор; С — синхронизатор включения передач; ВОМ — вал отбора мощности; У — удвоитель числа передач

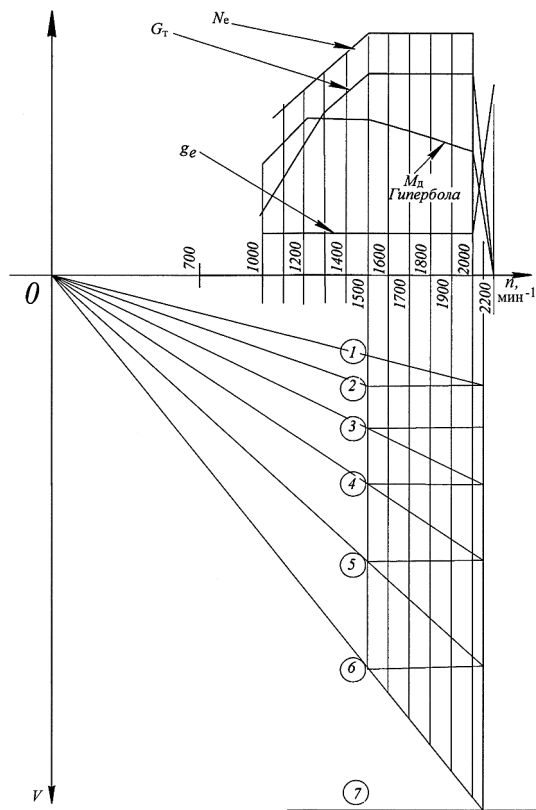


Рис. 5. Согласование показателей дизеля и КП трактора

ресекающие линии частот вращения вала дизеля на его ВСХ. ВСХ дизеля представлена в теоретическом варианте, отражающем его линеаризованные характеристики мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива. На рис. 5 изображено шесть лучей. Каждому лучу на кинематической схеме (см. рис. 4) соответствует одна пара шестерен с одним передаточным числом. Общее количество фиксированных скоростей — семь. При построении рис. 5 скоростной диапазон  $q$  дизеля определен по выражению (2). При этом минимальная частота вращения вала двигателя равна  $1500 \text{ мин}^{-1}$ , а номинальная —  $2100 \text{ мин}^{-1}$ .

На входных и соединительных валах на рис. 4 показаны тахометры  $T_1$  и  $T_2$ , с высокой точностью регистрирующие в цифровом формате частоты вращения этих валов.

Наименьшая скорость образуется лучом 1, построенным при самом большом передаточном числе в КП трактора и минимальной частоте вращения вала дизеля. Дальнейшее увеличение скорости движения трактора возможно двумя путями: 1) за счет бесступенчатого возрастания частоты вращения вала дизеля; 2) за счет ступенчатого включения второй фрикционной муфты, связанной с более высокой передачей в КП, и одновременного обратного уменьшения частоты вращения вала дизеля. Чтобы переходный динамический процесс при втором способе был относительно спокойным, необходимо уравнивать время управления уменьшением частоты вращения вала дизеля с  $2100$  до  $1500 \text{ мин}^{-1}$  и время переключения фрикционных муфт. Переключение с 1-й на 2-ю передачу изменяет передаточное число транс-

миссии в  $q$  раз и образует группу передач, управляемых двумя фрикционными муфтами.

Представленная на рис. 4 кинематическая схема — пример конкретного выполнения общих требований, предъявляемых к скоростям движения тракторов. В частности, при бесступенчатом регулировании скорости движения трактора с помощью дизеля необходимо согласовывать его показатели с трансмиссией, т. е. определять число ступеней КП, которое должно быть согласовано с диапазоном изменения частоты вращения вала дизеля. При большом диапазоне количество ступеней может быть меньше, и наоборот. Во всех случаях общие диапазоны скоростей движения трактора могут быть примерно одинаковыми. Ориентировочно могут приниматься наибольшая скорость около  $40 \text{ км/ч}$  и наименьшая  $3\text{—}5 \text{ км/ч}$ . Подчеркнем, что наименьшая скорость трактора должна ограничиваться настолько хорошими условиями сцепления его движителей, что возможно возникновение перегрузки деталей трансмиссии, ходовой системы и др.

Некоторое усложнение кинематической схемы возможно также при реализации заднего хода. Удвоители во всех вариантах схем независимо от числа ступеней КП достаточно просты, содержат четыре шестерни, две самоподжимные мокрые фрикционные муфты и отличаются передаточными числами, значения которых должны соответствовать одинаковым интервалам частот вращения вала двигателя на ВСХ независимо от включенной передачи КП.

В результате расчета с использованием выражений (1) и (2) для КП, имеющей не три, а четыре ступени для того же диапазона скоростей движения трактора  $D = 8$ , получено  $q = 1,35$ .

Таким образом, переключение с 3-й на 4-ю передачу и далее на 5-ю изменяет передаточное число КП в  $q^2$  раз (с 3-й на 4-ю передачу — в  $q$  раз, с 4-й на 5-ю передачу — еще в  $q$  раз). При этом образуется вторая группа передач, управляемая синхронизаторами КП при выключении обеих фрикционных муфт первой группы.

Вернемся к рис. 4 и рассмотрим распределение передаточных чисел между синхронизированными передачами. Отношение передаточных чисел 3-й и 5-й передач КП должно составить  $q^2$ , отчего их передаточные числа могут быть взаимнообратными величинами, а передаточное число 4-й передачи равно единице. Однако при других требованиях, например когда скорость выходного вала будет задана, передаточные числа КП следует корректировать пропорционально требуемому варианту, чтобы соотношение передаточных чисел между собой обязательно составило указанную ранее последовательность. Подчеркнем, что описанный процесс во многом аналогичен предыдущему. Дальнейшее переключение с 5-й на 6-ю передачу производится аналогично переключению с 1-й на 2-ю передачу. Включение максимальной скорости движения производится бесступенчато путем регулирования скорости дизеля на включенной 6-й передаче.

В этих случаях передаточные числа КП будут отличаться от рассмотренного варианта. Если исходить из того, что перепады между всеми смежными ступенями равны  $q$ , то их соотношения между собой будут  $1/q \dots 1 \dots q \dots q^2$ . Отношение передаточных чисел 3-й и 6-й передач составит  $q^3$ . Возможен вариант  $1/q^2 \dots 1/q \dots 1 \dots q$ ,

в котором такое соотношение тоже составит  $q^3$ , а также другие несимметричные аналогичные варианты.

Предлагаемый способ бесступенчатого управления скоростью трактора основан на применении известных технических решений и новых алгоритмов их взаимодействия. К известным относим тракторный дизель с электронным управлением подачей топлива, способный изменять крутящий момент по ВСХ, близкой к гиперболе, в ограниченном диапазоне частот вращения коленчатого вала, равном ориентировочно 1,3—1,5 по отношению к номинальному. В отмеченных диапазонах мощность и удельный расход топлива будут оставаться примерно постоянными.

### **Заключение**

Предложенный способ бесступенчатого управления скоростью трактора во многом аналогичен распростра-

ненным в настоящее время автомобильным трансмиссиям с двумя сцеплениями, что способствует его внедрению.

### **Литература и источники**

1. **Tractor test reports** // Nebraska Tractor Test Laboratory [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://tractortestlab.unl.edu/testreports> (дата обращения 28.10.2015).
2. **Львов Е. Д.** Теория трактора. — М.: Машгиз, 1960.
3. **Городецкий К. И.** и др. Согласование характеристики двигателя постоянной мощности со ступенчатыми трансмиссиями сельскохозяйственных тракторов // Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров: Мат-лы 65-й междунар. науч.-техн. конф. ААИ. — М.: МГТУ "МАМИ", 2009.
4. **Шарипов В. М.** Конструирование и расчет тракторов. — М.: Машиностроение, 2009.
5. **Шарипов В. М.** и др. Тракторы. Конструкция / Под общ. ред. В. М. Шарипова. — М.: Машиностроение, 2012.