

Таким образом, учитывая конструктивные параметры их влияние на колебания и принимая рациональные величины, можно достичь минимальных колебательных процессов и уровня шума при работе зубчато-ременных передач.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ременные передачи.: – Минск: Навука и тэхніка, 1995.- 383с.;
2. Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Никончук А.Н. Разработка и исследование принципов формирования новых типов передач из неметаллических материалов. Разработка теоретических основ инженерного расчета механических приводов с улучшенными экологическими характеристиками. – М., 2000.;
3. Krause W., Metner D. Zahnriemengetrieben.: – Berlin: VEB Verlag Technik, 1998. – 120s.;
4. Schulze Franz. Bewertbare Kriterien für die Auswahl von Riementrieben in der Antriebstechnik/Maschinenmarkt. – 1997. – Vol. 83, №58. – p.1134-1137.;
5. Cyrumo Fydzio. Борьба с шумом в зубчато-ременных передачах// Machine Design. – 1985. – p.19-81.;
6. Сабанчиев Х.Х. Исследование давлений в контакте зубьев зубчато-ременной передачи// Вестник машиностроения. – 1988. - №8. – с.26-28.;
7. Авсиевич В.Н., Баханович А.Г. Колебания – как источник возникновения шума в зубчато-ременной передаче// НИРС 2003: Тез.докл.науч.-техн.конф., Минск, 9-10 декаб.2003г. – Минск, 2003. – с.188-189.

УДК 621.2

**О.В. Брилевский, А.В. Королькевич, В.М.Резвинский, В.С.Шевченко**

## **СОГЛАСОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА**

*Институт механики и надежности машин НАНБ  
Минск, Беларусь*

Свойство системы двигатель-трансмиссия мобильной машины определяется основными факторами:

- топливная экономичность;
- надежность;
- приспособленность системы к переменным нагрузкам;
- простота управления;
- энергетические и тяговые характеристики системы.

Для тракторов с гидрообъемной трансмиссией (ГОТ), очень важными условиями является обеспечение стационарного режима работы двигателя в возможно большем диапазоне скоростей и нагрузок, а также эффективного управления тягой на низких скоростях движения и скоростью — на высоких. Мощность, отбираемая трансмиссией от двигателя, должна поддерживаться постоянной на необходимом уровне при любых всплесках тяговой нагрузки. Возможность управления величиной тягового усилия, должна обеспечить его стабильность при запуске, разгоне, а также при движении трактора с разными скоростями. Такое обеспечение режимов называется регулированием режимов работы двигателя.

Управление полнопоточной гидрообъемной трансмиссией трактора, то есть изменение рабочих объемов ее гидромашин, может быть ручным или автоматическим. ГОТ составной частью входит в систему автоматического регулирования режимов

работы двигателя. Объектом регулирования этой системы служит двигатель, а ГОТ является вспомогательным элементом, осуществляющим изменение момента нагрузки двигателя и обеспечивающим его работу на заданном режиме.

При разработке малогабаритного трактора «МТЗ-082», оснащенного ГОТ, были проведены работы по согласованию режимов работы двигателя и трансмиссии, получению регуляторной и тяговой характеристик. Малогабаритный трактор мощностью 12 л.с., частота вращения выходного вала двигателя - 3000 об/мин, масса составляет 700 кг, развивает скорость до 18,7 км/ч.

Регуляторная характеристика двигателя отражала зависимость изменения мощности  $N$  и крутящего момента двигателя  $M$  от частоты вращения  $n$  вала и определяла режимы из условия получения минимального расхода топлива.

Для расчета характеристики минимального расхода топлива использовалась экспериментальная зависимость крутящего момента  $M$  двигателя и часового расхода топлива  $G_t$  от угловой скорости  $\omega$  или частоты вращения  $n$  вала двигателя (рис. 1). На график наносились кривые равных значений мощности двигателя  $N_i$ . По заданной частоте вращения  $n_i$  на каждой кривой устанавливался крутящий момент  $M_i$ , а по значениям  $n_i$  и  $M_i$  - расход топлива  $G_t$ . В результате были построены кривые изменения расхода топлива от частоты вращения  $G_t=f(n)$  для заданных постоянных значений мощности  $N$ . При построении этих кривых использовались значения расхода топлива, соответствующие внешней кривой крутящего момента двигателя.

Точки минимума кривых  $G_t=f(n)$ , снесенные на кривые постоянных значений мощности, позволили получить кривую  $ab$  минимального расхода топлива. Здесь точка  $b$  соответствует максимальной мощности двигателя (Рис.2).

Применение характеристики минимального расхода топлива ограничивается устойчивой минимальной частотой вращения вала двигателя  $n_{min}$ , а также режимами, при которых начинается повышенный износ двигателя. Режимы с повышенным износом двигателя наблюдаются при малой частоте вращения и большом крутящем моменте, когда создаются неблагоприятные условия для образования масляного клина между парами трения, а также при высокой частоте вращения, когда имеют место значительные

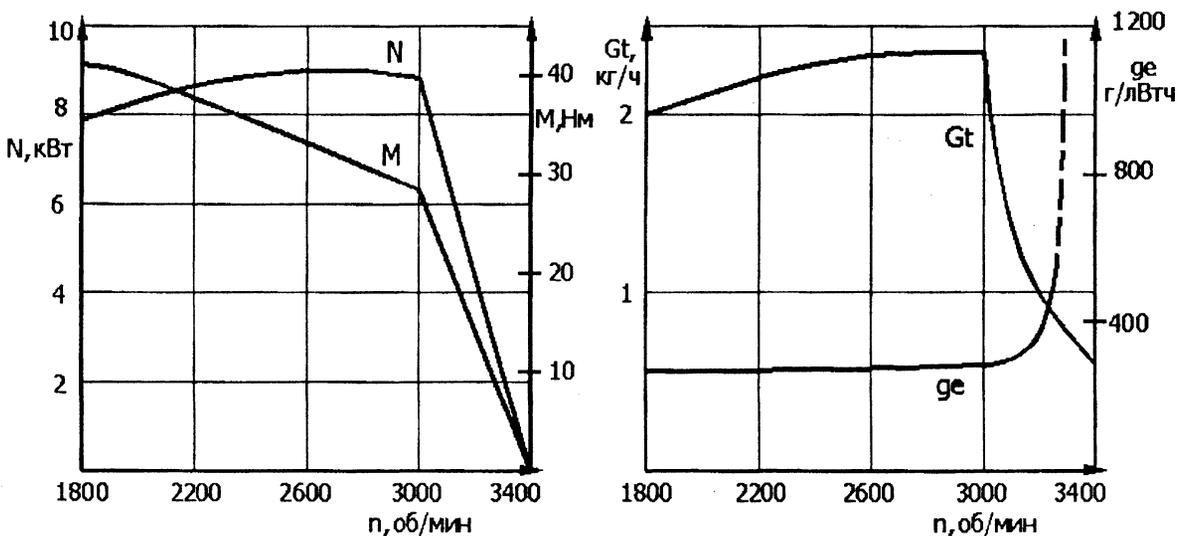


Рис.1. Графические зависимости начальных данных двигателя трактора

линейные скорости пар трения и высокие инерционные нагрузки, действующие на детали двигателя. Поэтому оптимальные режимы работы двигателя определялись некоторой кривой, на значительном участке совпадающей с кривой  $ab$ .

Точка *a* соответствует частоте вращения, приблизительно на 30..35% превышающей частоту вращения холостого хода двигателя, а точка *b* – частоте вращения, приблизительно на 10-12% меньшей частоты вращения двигателя при его максимальной мощности. Для модели трактора «МТЗ-082» частота вращения вала двигателя принималась равной 2950 об/мин.

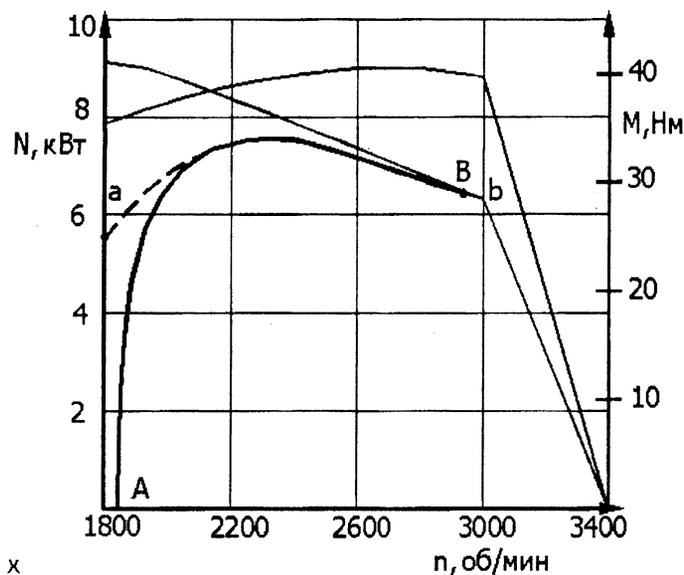


Рис. 2 Оптимальная регуляторная характеристика трактора Беларус

Для получения тяговой характеристики трактора, снабженного ГОТ, использовались экспериментальные данные, в результате чего была построена зависимость изменения коэффициента буксования ведущих колес  $\delta$  от силы тяги на крюке трактора  $P_{кр}$ . Затем для различных значений скорости движения  $V$  определялось кинематическое передаточное отношение ГОТ

$$i_k = \frac{2,65V}{n_1 r_k (1 - \delta)},$$

Здесь  $r_k$  – радиус качения колеса в свободном режиме (обычно принимается равным радиусу качения колеса в ведомом режиме).

Поскольку тяговая характеристика строилась для работы двигателя в режиме максимальной мощности, принимаем  $n_f = n_B$ .

Приняв определенные значения коэффициента сопротивления качению трактора  $f$  и КПД  $\eta_f$ , учитывающего потери на качение, и задаваясь значениями  $V$ , находили силу тяги на крюке по формуле

$$P_{кр} = \frac{3600 N_{1д} \eta \eta_f (1 - \delta)}{V} H,$$

где  $G$  – вес трактора.

Характер зависимости изменения скорости трактора от силы тяги на крюке представлен на рис.3 (кривая *ab*). Точке *b* здесь соответствует максимальное расчетное передаточное отношение  $i_{max}$ , а точке *c* – минимальное расчетное передаточное отношение  $i_{min}$ .

В дальнейшем, для расчета тяговой и топливно-экономической характеристик при работе двигателя на заданных режимах, принималось, что в составе трансмиссии отсутствуют шестеренные редукторы, ее передаточное отношение было равно передаточному отношению ГОТ, а частота вращения и крутящий момент гидромотора равны соответственно частоте вращения и крутящему моменту на колесах трактора.

При необходимости учет передаточных отношений зубчатых редукторов обычно не вызывал каких-либо затруднений.

Кривая  $cd$  относится к работе ГОТ с постоянным предельно допустимым давлением при уменьшающейся мощности двигателя в результате уменьшения подачи

топлива и уменьшающимся расчетным передаточным отношением ГОТ.

Участку  $ab$  соответствует постоянное передаточное отношение ГОТ  $i_{max}$  и работа двигателя по регулярной ветви, ограничивающей ее максимальную частоту вращения. Для точки  $a$  мощность двигателя равна мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления качению.

По частоте вращения  $n$  определили скорость  $V$  движения трактора. Удельный расход топлива  $g_e$  на участке  $b'c'$  соответствует

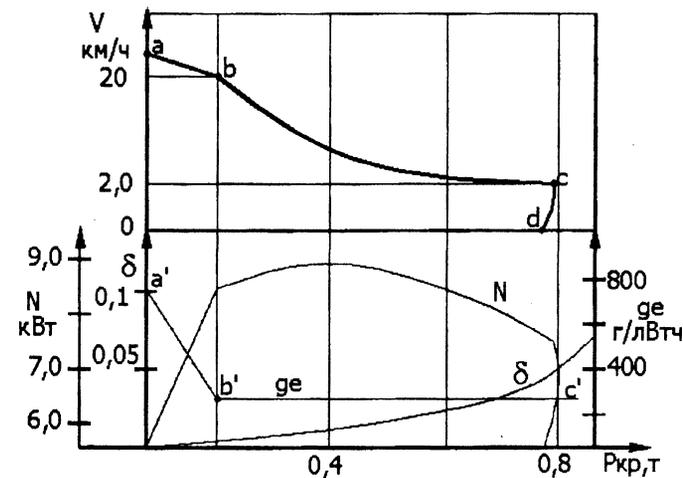


Рис. 3 Тяговая характеристика трактора

работе двигателя на режиме максимальной мощности  $N$ . На участке  $a'b'$  расход топлива соответствует работе двигателя по регуляторной ветви на заданных в процессе расчета режимах.

При использовании ГОТ на мобильной машине важно правильно выбрать ее максимальное передаточное отношение  $i_{max}$ . В идеальном случае оно должно при движении без груза на горизонтальной дороге обеспечивать работу двигателя по регуляторной характеристике АВ (рис.1). Для определения такого максимального передаточного числа использовалось соотношение:

$$i_{max} = \frac{V}{0,377 \cdot n_i \cdot r_k \cdot \eta},$$

где  $\eta$  - приближенно заданный объемный к.п.д. ГОТ.

Минимальное нагрузочное передаточное отношение  $i_{min}$  ГОТ принималось равным передаточному отношению обычной механической трансмиссии на первой передаче.

Диапазон изменения передаточного отношения ГОТ получился значительно больше диапазона изменения передаточного отношения механической трансмиссии трактора. Однако стоит отметить, что увеличение диапазона вызывает значительное увеличение рабочих объемов гидромашин ГОТ, а следовательно, ее массы и стоимости. Поэтому необходимо исследовать возможность уменьшения передаточного отношения  $i_{max}$ , построив для различных значений  $i_{max}$  топливно-экономические характеристики трактора, и выявить влияние передаточного отношения на расход топлива.

Для трактора целесообразно иметь два диапазона изменения передаточного отношения: один транспортный, другой рабочий. Рабочий диапазон должен быть примерно таким же, как и рабочий диапазон механической трансмиссии. А для уменьшения расхода топлива на транспортных работах передаточное отношение транспортного диапазона ГОТ должно быть больше, чем максимальное передаточное отношение механической трансмиссии.

Таким образом, для трактора «МТЗ-082» с гидрообъемной трансмиссией мощностью равной 12 л.с., оптимальным диапазоном работы двигателя, на котором будет обеспечен стационарный режим работы двигателя, является диапазон 2900-2950 об/мин. В этой зоне будет обеспечена наилучшая согласованность работы двигателя и трансмиссии трактора. В гидрообъемной трансмиссии использовались аксиально-

поршневые гидромашины с наклонной шайбой и рабочим объемом 23,6 см<sup>3</sup> для регулируемого насоса, 32,9 см<sup>3</sup> - для нерегулируемого гидромотора, максимальная частота вращения 3600 об/мин, номинальное давление 21 МПа.

Говоря о преимуществах использования, ГОТ для мобильных машин, следует отметить, что на первый взгляд к.п.д. мобильной машины при использовании ГОТ ниже, чем обычной механической. Однако нельзя сравнивать только значения к.п.д. Применение ГОТ позволяет работать двигателю на постоянных режимах при воздействии на мобильную машину перепадов внешних тяговых нагрузок и при этом расход топлива остается постоянным на минимальном уровне. Поэтому к.п.д. мобильной машины, на которой установлена такая трансмиссия будет значительно выше, чем у машины с использованием механической трансмиссии.

При выборе параметров гидрообъемных трансмиссий нельзя руководствоваться одной лишь регуляторной характеристикой. Следует учитывать и другие важные факторы, влияющие на ее работу. Так, обеспечение плавности переключения передач и согласование двигателя и трансмиссии с возможностью максимальной передачи мощности значительно увеличит к.п.д. системы трактора в целом.

Применение гидрообъемной трансмиссии на мобильных машинах позволяет с наибольшей эффективностью использовать мощность двигателя и, благодаря упрощенному управлению при ее использовании улучшаются динамические свойства машины, при этом машина становится более маневренной и подвижной, а долговечность элементов привода возрастает в несколько раз.

## ЛИТЕРАТУРА

1.Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин.: М.: Машиностроение, 1988. – 244с.; 2. Ксенович И.П. Механические трансмиссии с бесступенчатым регулированием передаточных чисел между смежными ступенями коробки передач// Мобильная техника. – 2004. - №1. – С.12 – 21.; 3. Кальбус Г.Л., Шевченко В.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания для сельхозмашин и автомобилей. Теория и расчет. Алматы, 2000г. 368с.

УДК 625.7.08.004.67

В.А. Довгяло, Д.И. Бочкарёв, В.М. Власенко

## МОДЕРНИЗАЦИЯ УНИВЕРСАЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ЯМОЧНОГО РЕМОНТА АСФАЛЬТОБЕТОННЫХ ПОКРЫТИЙ АВТОДОРОГ

*Белорусский государственный университет транспорта  
Гомель, Беларусь*

На состояние автомобильных дорог оказывают влияние не только транспорт, но и природно-климатические условия. Наиболее интенсивно воздействию динамических нагрузок и погодно-климатических факторов подвержено покрытие. Климат Беларуси по условиям содержания покрытий является неблагоприятным: влажная зима, частые перепады температуры в комплексе с транспортными нагрузками оказывают разрушительное воздействие [1]. В автомобильной дороге, находящейся под воздействием природно-климатических факторов, внешних транспортных и внутренних, обусловленных физико-химическими свойствами материалов, нагрузок,