

МЕТОД ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЯ И ТРАНСМИССИИ

Умер Абдулгазис*, Азиз Абдулгазис*, Михаил Подригало**, Александр Полянский**,
Надежда Подригало**

*Крымский инженерно-педагогический университет

**Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
Адрес: Украина, 95015, г. Симферополь, Учебный пер., 8

Аннотация. Предложен метод диагностирования технического состояния двигателя и трансмиссии по величине приведенного к ведущим колесам моменту инерции вращающихся масс.

Ключевые слова: техническое состояние, метод диагностирования трансмиссии, диагностирование двигателя.

ВВЕДЕНИЕ

Обеспечение надежности и функциональной стабильности автомобилей неразрывно связано со своевременным и качественным диагностированием их агрегатов и узлов в эксплуатационных условиях.

В настоящее время диагностирование технического состояния трансмиссии и двигателя автомобиля наиболее точно можно осуществить на стенде с беговыми барабанами, однако для индивидуальных владельцев, это представляет определенную трудность. Бортовые контрольно-диагностические системы в настоящее время устанавливаются на дорогих автомобилях зарубежного производства. Метод выбега автомобиля прост в реализации, но неточен и не позволяет определить причину ухудшения технического состояния машины.

В настоящей статье предложены метод и схема устройства для проведения диагностирования трансмиссии и двигателя с достаточной для оценки технического состояния точностью, не требующие использования стационарного оборудования.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ДОСТИЖЕНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Опыт эксплуатации автомобилей с СССР показал, что методы и средства комплексной диагностики автомобилей являются наиболее эффективным и достоверным источником информации об их техническом состоянии [1,2,3,4,5,6]. Однако реализация метода комплексной диагностики предусматривает наличие стендов с беговым барабаном и многочисленного дополнительного оборудования.

Для оценки технического состояния двигателя и трансмиссии возможны альтернативные, более простые методы, не требующие применения громоздкого стационарного оборудования. К одному из данных методов относится метод выбега, позволяющий оценить техническое состояние трансмиссии и, отчасти, ходовой части автомобиля по длине

свободного выбега автомобиля. Длина свободного выбега автомобилей, по данным работы [1] составляет от 350м до 650м и это затрудняет оценку его изменения, вследствие ухудшения технического состояния машины. Кроме того, метод выбега не позволяет оценить изменение максимальной мощности двигателя вследствие ухудшения его технического состояния.

В последние годы на автомобилях широко используются различного типа бортовые системы диагностирования, однако их нет на автомобилях более ранних годов выпуска. Дополнительная установка бортовых систем контроля и диагностики, пропагандируемая в настоящее время [8] интересна, но требует значительных средств. Диагностирование двигателя предусматривает определение его эффективных, крутящего момента и мощности, что требует установки датчиков крутящего момента и угловой скорости на его выходном валу. Такие решения интересны [9], но их реализация возможна либо на стационарных двигателях, либо на двигателях тракторов или сельхозмашин, имеющих независимый вал отбора мощности (ВОМ). Если тормозить двигатель через ВОМ (как это делают при определении мощности двигателя) то необходимо учитывать потери на трение при передаче крутящего момента от двигателя к хвостовику ВОМ.

Таким образом, представляет интерес разработка метода диагностирования технического состояния трансмиссии и двигателя автомобиля без использования стендов с беговыми барабанами, выбега машины и установки дорогостоящей бортовой контрольно-диагностической аппаратуры.

Для разработки метода диагностирования технического состояния двигателя и трансмиссии целесообразно использовать метод парциальных ускорений [12-15], использование которого позволило решить ряд задач динамики автомобиля и трактора.

ЦЕЛЬ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью исследования является разработка метода диагностирования технического состояния двигателя и трансмиссии автомобиля в эксплуатационных условиях. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать метод определения приведенных к ведущим колесам моментов инерции вращающихся масс трансмиссии и двигателя, а также моментов сухого и вязкого трения в трансмиссии;
- определить эффективные крутящий момент и мощность двигателя.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННЫХ К ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ И ТРЕНИЯ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Для проведения измерений необходимо ведущие колеса автомобиля (передние или задние) поднять домкратом и установить под кузов автомобиля опору 3 (рис.1). К оси взвешенных ведущих колес 2 необходимо присоединить датчик угловой скорости 1 (рис.1а). После этого необходимо запустить двигатель и разогнать ведущие колеса до некоторой заданной угловой скорости ω_k . К датчику подключен компьютер, на который подается сигнал ω_k от датчика угловой скорости. Затем двигатель отключается (возможные варианты: прекращение подачи топлива, выключение сцепления или переход на нейтральную передачу в коробке передач). Компьютер с шагом $\Delta t = t_2 - t_1$ снимает с датчика угловой скорости значения скоростей $\omega_{k1}(t_1)$ и $\omega_{k2}(t_2)$. Эти значения дифференцируются в компьютере; при этом получаем значения $\frac{d\omega_{k1}}{dt}$ и $\frac{d\omega_{k2}}{dt}$.

Составляем уравнение динамики вращательного движения при выбеге

$$I_{PP} \dot{\omega}_k = -K_0 - K_1 \omega_k, \quad (1)$$

где I_{PP} - приведенный момент инерции трансмиссии автомобиля;

ω_k ; $\dot{\omega}_k$ - угловая скорость и угловое ускорение взвешенных ведущих колес.

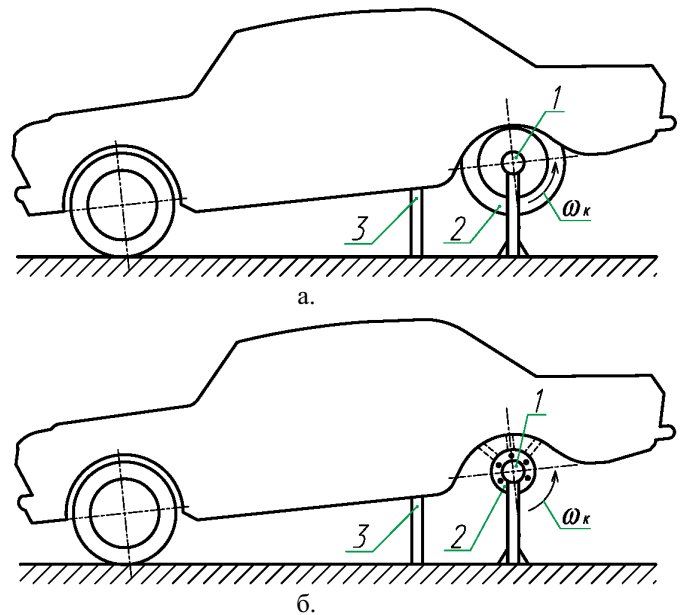


Рис. 1. Схема проведения измерений на автомобиле
 1- датчик угловой скорости; 2- колесо автомобиля;
 3 – опора; 4 – фланец ступицы колеса; а – с колесами; б – без колес.

Fig. 1. Chart of leadthrough of measurements on the car of 1- sensor of angular velocity; 2- wheel of car; 3 is support; 4 is flange of stupicy of wheel; and – with the ko-forests; á – without wheels.

K_0 - момент сопротивления в трансмиссии, обусловленный силами сухого трения и приведенный к ведущим колесам;

K_1 - коэффициент пропорциональности между моментом вязкого (жидкого) трения в трансмиссии, приведенный к ведущим колесам, и угловой скоростью ведущих колес.

Разделив левую и правую часть (1) на I_{PP} , получим уравнение парциальных ускорений

$$\dot{\omega}_k = -\frac{K_0}{I_{PP}} - \frac{K_1}{I_{PP}} \omega_k. \quad (2)$$

Для моментов времени t_1 и t_2 ($t_2 - t_1 = \Delta t$ - шаг времени).

$$\dot{\omega}_{k1}(t_1) = -\frac{K_0}{I_{PP}} - \frac{K_1}{I_{PP}} \omega_{k1}(t_1), \quad (3)$$

$$\dot{\omega}_{k2}(t_2) = -\frac{K_0}{I_{PP}} - \frac{K_1}{I_{PP}} \omega_{k2}(t_2). \quad (4)$$

Решая систему двух уравнений с двумя неизвестными, определим

$$\frac{K_0}{I_{PP}} = \frac{\omega_{k1}(t_1) \cdot \dot{\omega}_{k2}(t_2) - \dot{\omega}_{k1}(t_1) \cdot \omega_{k2}(t_2)}{\omega_{k2}(t_2) - \omega_{k1}(t_1)} = A_1, \quad (5)$$

$$\frac{K_1}{I_{ПП}} = \frac{\dot{\omega}_{k1}(t_1) - \dot{\omega}_{k2}(t_2)}{\omega_{k2}(t_2) - \omega_{k1}(t_1)} = A_2. \quad (6)$$

Получаем массив значений A_1 и A_2 при последовательном попарном составлении и решении уравнений (3) и (4) по формулам (5) и (6). Среднее значение параметров A_1 и A_2

$$\bar{A}_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n A_{1i} \quad (7)$$

$$\bar{A}_2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n A_{2i} \quad (8)$$

Число реализаций зависимостей от времени $T_{выб}$ выбега и шага времени Δt

$$n = \frac{T_{выб}}{\Delta t}. \quad (9)$$

Следует отметить, что шаг времени Δt необходимо выбирать таким образом, чтобы в пределах этого шага можно было сделать малые шаги $\Delta \tau$ для численного дифференцирования угловой скорости ω_k . Для того, чтобы разделить параметры K_0 и $I_{ПП}$, а также K_1 и $I_{ПП}$ необходимо провести второй цикл выбега трансмиссии автомобиля, но при этом нужно снять ведущие колеса и датчик угловой скорости присоединить непосредственно к оси фланца ведущей полуоси (см. рис.1б). Уравнение (3) и (4) в этом случае примет вид

$$\dot{\omega}'_{k1}(t'_1) = -\frac{K_0}{I_{ПП} - I_K} - \frac{K_1}{I_{ПП} - I_K} \omega'_{k1}(t'_1), \quad (10)$$

$$\dot{\omega}'_{k2}(t'_2) = -\frac{K_0}{I_{ПП} - I_K} - \frac{K_1}{I_{ПП} - I_K} \omega'_{k2}(t'_2). \quad (11)$$

где I_K - суммарный момент инерции двух ведущих колес.

Решение уравнений (10) и (11) имеем в виде

$$\frac{K_0}{I_{ПП} - I_K} = \frac{\omega'_{k1}(t'_1) \cdot \dot{\omega}'_{k2}(t'_2) - \dot{\omega}'_{k1}(t'_1) \cdot \omega'_{k2}(t'_2)}{\omega'_{k2}(t'_2) - \omega'_{k1}(t'_1)} = B_1, \quad (12)$$

$$\frac{K_1}{I_{ПП} - I_K} = \frac{\dot{\omega}'_{k1}(t'_1) - \dot{\omega}'_{k2}(t'_2)}{\omega'_{k2}(t'_2) - \omega'_{k1}(t'_1)} = B_2. \quad (13)$$

Значение I_K можно измерить или взять по справочнику. Составим две системы уравнений

$$\begin{cases} \frac{K_0}{I_{ПП}} = A_1; \\ \frac{K_0}{I_{ПП} - I_K} = B_1; \end{cases} \quad (14)$$

и

$$\begin{cases} \frac{K_1}{I_{ПП}} = A_2; \\ \frac{K_1}{I_{ПП} - I_K} = B_2. \end{cases} \quad (15)$$

Решая системы уравнений (14) и (15), определим

$$I_{ПП} = \frac{I_K}{1 - \frac{A_1}{B_1}}; \quad (16)$$

$$K_0 = \frac{I_K}{\frac{1}{A_1} - \frac{1}{B_1}}; \quad (17)$$

$$K_1 = A_2 I_{ПП} = \frac{A_2 I_K}{1 - \frac{A_1}{B_1}}. \quad (18)$$

Блок – схема алгоритма решения поставленной задачи на компьютере приведена на рис. 2.

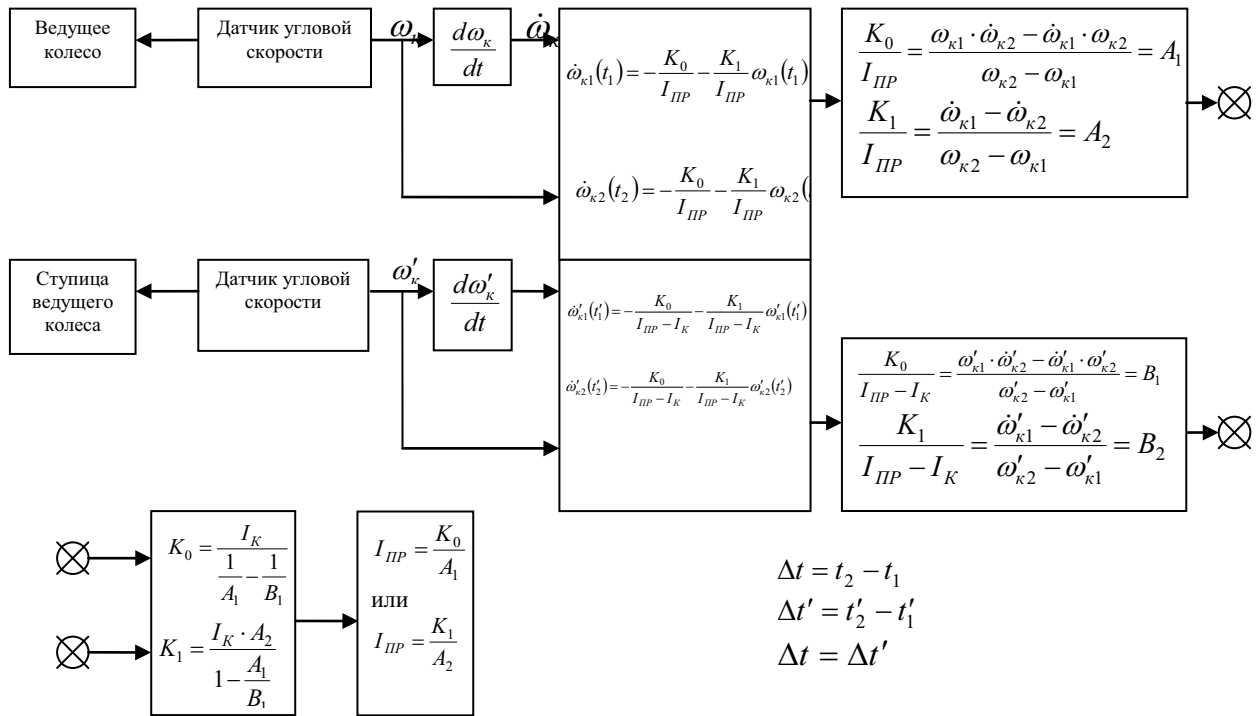


Рис.2. Блок-схема измерения параметров трения в трансмиссии и приведенного момента инерции трансмиссии.
 Fig. 2. Flow-chart of measuring parameters of friction in a transmission and resulted moment of inertia of transmission.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА И МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Определив параметры I_{PP}, K_0, K_1 можно диагностировать двигатель, определив развиваемые эффективный крутящий момент и эффективную мощность. Для этого составили уравнение динамики разгона ведущих колес при максимальной (до упора педали) подачи топлива.

$$I_{PP} \dot{\omega}_k = M_e u_0 u_k - K_0 - K_1 \omega_k, \quad (19)$$

где M_e – эффективный крутящий момент двигателя;

u_0 – передаточное число главной передачи;

u_k – передаточное число коробки передач.

Отсюда находим

$$M_e = \frac{I_{PP} \dot{\omega}_k + K_0 + K_1 \omega_k}{u_0 u_k}. \quad (20)$$

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = M_e \omega_e = M_e \omega_k u_0 u_k = I_{PP} \dot{\omega}_k \omega_k + K_0 \omega_k + K_1 \omega_k^2. \quad (21)$$

Коэффициент полезного действия трансмиссии

$$\eta_{TP} = \frac{I_{PP} \dot{\omega}_k}{I_{PP} \dot{\omega}_k + K_0 + K_1 \omega_k} = \frac{1}{1 + \frac{K_0 + K_1 \omega_k}{I_{PP} \dot{\omega}_k}}. \quad (22)$$

Коэффициент полезного действия трансмиссии η_{TP} является диагностическим показателем, изменение которого характеризует техническое состояние автомобиля. На рис. 3 приведена блок – схема определения на компьютере эффективных крутящего момента и мощности двигателя.

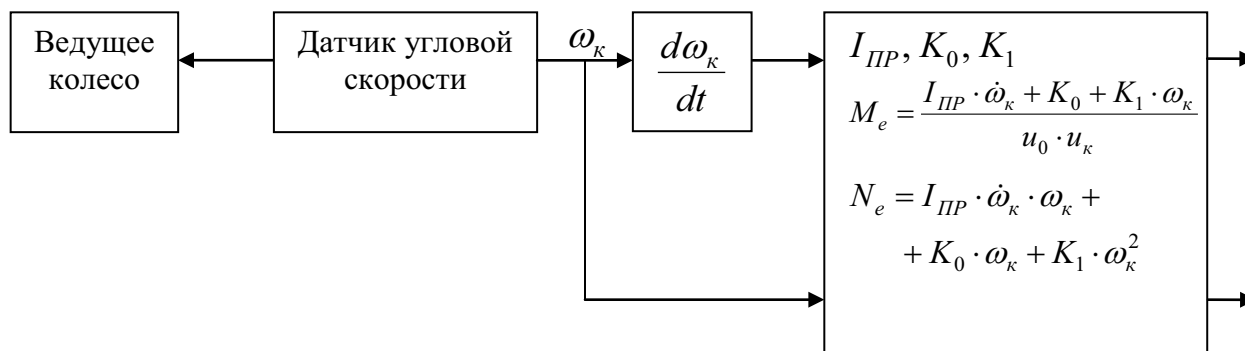


Рис. 3. Блок – схема измерения эффективного крутящего момента и эффективной мощности автомобиля.

Fig. 3. A block is a chart of measuring of effective twisting moment and effective power of car.

ВЫВОДЫ

Предложенный метод позволяет осуществлять диагностирование трансмиссии и двигателя автомобиля в эксплуатационных условиях с высокой точностью без использования стационарных тормозных стендов с беговыми барабанами. При этом определяются приведенный к ведущим колесам момент инерции вращающихся масс двигателя и трансмиссии, а также – приведенные моменты сухого и вязкого трения в трансмиссии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Несвитский Я., 1971.: Техническая эксплуатация автомобилей. – К.: Вища школа. – 428.
2. Крамаренко Г., 1972.: Техническая эксплуатация автомобилей. – М.: Транспорт. – 440.
3. Говорущенко Н., 1990.: Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. – М.: Транспорт. – 135.
4. Говорущенко Н., 1970.: Диагностика технического состояния автомобиля. – М.: Транспорт. – 254.
5. Борц А. и др., 1979.: Диагностика технического состояния автомобиля. – М.: Транспорт. – 158.
6. Фламиш О., 1983.: Диагностика автомобилей/ Пер. с венгерск. – М.: Транспорт. – 206.
7. Plizga K., 2008. Eksploatacja i diagnostyka urzadzen technicznych// MOTROL. – №10A, 150 – 162.
8. Говорущенко Н. и др., 1967.: Основы эксплуатационной диагностики автомобилей. – М.: Харьков: Изд-во ХГУ. – 181.
9. Евсеев П., 2006.: Некоторые вопросы энергетики автомобиля.- К.: Вікон. – 236.
10. Пат. России № 2266527, 2005.: МПК G01L3/24, G01M15/00./ Способ определения мощности двигателя внутреннего сгорания /Щетинин Н. и др. – Бюл. №24.
11. Кривошапов С., 1996.: Оценка автомобиля и коэффициента полезного действия//Вестник

ХГАДТУ. Сб. науч. трудов.- Харьков: ХГАДТУ. – Вып. 4, 12 – 15.

12. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин, 2012.: Артемов Н. и др. – Харьков: Міськдрук. – 220.

13. Метод парциальных ускорений при исследовании динамики мобильных машин, 2011.: / Артемов Н. и др.// Тракторы и сельхозмашины.– №1, 16 – 18.

14. Метод визначення сумарної сили опору руху автомобіля за допомогою датчиків лінійних прискорень, 2010/ Подригало М. и др.// Наукові нотатки ЛНТУ. Міжвузівський зб. – Луцьк. – Вип. 78, 432 – 434.

15. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань шляхово-транспортних машин, 2009/ Подригало М. и др.// Вісник ХНТУСГ ім. П Василенка. Тракторна енергетика в рослинництві. – Вип. 89, 87 – 99.

16. Сукач М., Литвиненко І., Бондар Д., 2009.: Система автоматизованого керування та вимірювання параметрів технологічних процесів// MOTROL. – №11A, 186 – 190.

17. Лебедев А., 2010.: Оценка управляемости методом парциальных ускорений// Праці ТДАТУ. Матеріали міжн. наук.-пр. конф. «Моделювання технологічних процесів в АПК». – Мелітополь. – Вип. 10. – Том 7, 65 – 71.

METHOD OF DIAGNOSTICATING OF THE TECHNICAL STATE OF ENGINE AND TRANSMISSION

Summary. The method of diagnosticating of the technical state of engine and transmission is offered on a size resulted to the driving-wheels to the moment of inertia of revolved the masses.

Keywords: technical state, method of diagnosticating of transmission, diagnosticating of engine.