

УДК 629.113.004

А. С. Полянский, Н. М. Подригало, Р. И. Топчий

**МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ И КПД ТРАНСМИССИИ  
АВТОМОБИЛЯ ПРИ ИЗМЕРЕНИИ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ НА ЛЮБОМ ВАЛУ  
ТРАНСМИССИИ**

*Предложен метод, основанный на методе парциальных ускорений, позволяющий производить диагностику технического состояния моторно-трансмиссионных установок автомобилей путем измерения угловой скорости любого вала трансмиссии.*

*К л ю ч е в ы е с л о в а:* метод парциальных ускорений, диагностика, угловая скорость, трансмиссия.

**Постановка проблемы.** Своевременное и точное диагностирование состояния моторно-трансмиссионных установок обеспечивает длительное сохранение автомобилем работоспособности.

Разработка простых и удобных методов и средств диагностирования указанных установок является актуальной научно-технической задачей.

В настоящей статье предложен метод определения мощности двигателя и КПД трансмиссии автомобиля, базирующийся на результатах измерения изменения угловой скорости любого из ее валов.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Известные методы диагностирования технического состояния двигателя и трансмиссии [1, 2], использующие метод парциальных ускорений [3], реализуются при установке датчиков угловой скорости на ведущих колесах автомобиля. Метод, предложенный в работе [1], предназначен для диагностики автомобилей в эксплуатационных условиях, а метод, представленный в исследовании [2] – в условиях сборки автомобилей на заводском конвейере.

В работе [1] для диагностики моторно-трансмиссионной установки автомобиля используется уравнение динамики при выбеге:

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

где  $I_{\text{пр}}$  – момент инерции двигателя и трансмиссии, приведенный к ведущим колесам автомобиля;  $\omega_k$ ,  $\dot{\omega}_k$  – угловая скорость и угловое ускорение взвешенных ведущих колес;  $K_0$  – момент сопротивления в трансмиссии, обусловленный силами сухого трения и приведенный к ведущим колесам;  $K_1$  – коэффициент пропорциональности между моментом вязкого (жидкостного) трения в трансмиссии, приведенный к ведущим колесам, и угловой скоростью ведущих колес.

Из уравнения (1), путем деления левой и правой частей на  $I_{\text{пр}}$ , было получено уравнение парциальных ускорений (угловых) ведущих колес при выбеге моторно-трансмиссионной установки:

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

Проведя измерения величин  $\omega_k$  и  $\dot{\omega}_k$  в моменты времени  $t_1$  и  $t_2$ , отличающиеся друг от друга на величину  $\Delta t$ , получим систему двух уравнений [1]:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_{k1}(t_1) = -\frac{K_0}{I_{\text{пр}}} - \frac{K_1}{I_{\text{пр}}} \omega_{k1}(t_1); \\ \dot{\omega}_{k2}(t_2) = -\frac{K_0}{I_{\text{пр}}} - \frac{K_1}{I_{\text{пр}}} \omega_{k2}(t_2). \end{cases} \quad (3)$$

$$\quad (4)$$

Решение этой системы уравнений позволяет определить следующие величины:

$$A_1 = \frac{K_0}{I_{\text{пр}}} = \frac{\omega_{\text{к1}}(t_1) \cdot \dot{\omega}_{\text{к2}}(t_2) - \dot{\omega}_{\text{к1}}(t_1) \cdot \omega_{\text{к2}}(t_2)}{\omega_{\text{к2}}(t_2) - \omega_{\text{к1}}(t_1)}, \quad (5)$$

$$A_2 = \frac{K_1}{I_{\text{пр}}} = \frac{\dot{\omega}_{\text{к1}}(t_1) - \dot{\omega}_{\text{к2}}(t_2)}{\omega_{\text{к2}}(t_2) - \omega_{\text{к1}}(t_1)}. \quad (6)$$

Для определения приведенного момента инерции трансмиссии в работе [1] предложено повторить выбег, сняв предварительно ведущие колеса, имеющие известный суммарный момент инерции  $I_{\text{к}}$ . Для этого случая уравнения (3) и (4) примут вид:

$$\begin{cases} \dot{\omega}'_{\text{к1}}(t'_1) = -\frac{K_0}{I_{\text{пр}} - I_{\text{к}}} - \frac{K_1}{I_{\text{пр}} - I_{\text{к}}} \omega'_{\text{к1}}(t'_1); \\ \dot{\omega}'_{\text{к2}}(t'_2) = -\frac{K_0}{I_{\text{пр}} - I_{\text{к}}} - \frac{K_1}{I_{\text{пр}} - I_{\text{к}}} \omega'_{\text{к2}}(t'_2). \end{cases} \quad (7)$$

$$\quad (8)$$

Решение этой системы уравнений позволило определить величины  $B_1 = \frac{K_0}{I_{\text{пр}} - I_{\text{к}}}$  и  $B_2 = \frac{K_1}{I_{\text{пр}} - I_{\text{к}}}$ , аналогично тому, как это было получено в уравнениях (5) и (6).

Совместное решение полученных уравнений для величин  $A_1$ ,  $B_1$ ,  $A_2$  и  $B_2$  позволило найти зависимости для определения параметров  $K_0$ ,  $K_1$  и  $I_{\text{пр}}$ , которые в дальнейшем использовались при составлении уравнения динамики разгона ведущих колес автомобиля:

$$I_{\text{пр}} \dot{\omega}_{\text{к}} = M_e u_0 u_{\text{к}} - K_0 - K_1 \omega_{\text{к}}, \quad (9)$$

где  $M_e$  – эффективный крутящий момент двигателя;  $u_0$  – передаточное число главной передачи трансмиссии;  $u_{\text{к}}$  – передаточное число коробки передач.

Из уравнения (9) были определены:

$$M_e = \frac{I_{\text{пр}}}{u_0 u_{\text{к}}} \left( \dot{\omega}_{\text{к}} + \frac{K_0}{I_{\text{пр}}} + \frac{K_1}{I_{\text{пр}}} \omega_{\text{к}} \right), \quad (10)$$

$$N_e = I_{\text{пр}} \omega_{\text{к}} \left( \dot{\omega}_{\text{к}} + \frac{K_0}{I_{\text{пр}}} + \frac{K_1}{I_{\text{пр}}} \omega_{\text{к}} \right), \quad (11)$$

а также мгновенный КПД трансмиссии  $\eta_{\text{тр}}$ .

Метод, приведенный в работе [2], аналогичен методу, изложенному в работе [1], с той лишь разницей, что измерения проводятся на испытательном стенде, где вместо ведущих колес используются маховые массы.

В случае, когда необходимо регулярно диагностировать моторно-трансмиссионную установку, использовать приведенные в работах [1, 2] методы не совсем удобно. Гораздо удобнее измерять угловые скорости (или угловые ускорения) с помощью датчиков, предварительно установленных на валах трансмиссии, связанных с ведущими колесами (или двигателем) известным передаточным отношением.

**Целью статьи** является разработка метода определения мощности двигателя и КПД трансмиссии автомобиля при измерении угловой скорости на любом валу трансмиссии.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить мощность двигателя и КПД трансмиссии при установке датчика угловой скорости на валах, расположенных после коробки передач;
- определить мощность двигателя и КПД трансмиссии при установке датчика угловой скорости на валах, расположенных перед коробкой передач.

**Изложение основного материала.** При установке датчика угловой скорости после коробки передач уравнение (1) примет вид:

$$I_{\text{пр}} \dot{\omega}_{\text{д}} = -K_0 u_{\text{д-к}} - K_1 \omega_{\text{д}}, \quad (12)$$

где  $\omega_{\text{д}}$ ,  $\dot{\omega}_{\text{д}}$  – угловые скорость и ускорение вала, на котором установлен датчик угловой скорости;  $u_{\text{д-к}}$  – передаточное отношение трансмиссии от вала, на котором установлен датчик угловой скорости, до колес.

$$u_{\text{д-к}} = \frac{\omega_{\text{д}}}{\omega_{\text{к}}} = \frac{\dot{\omega}_{\text{д}}}{\dot{\omega}_{\text{к}}}. \quad (13)$$

Уравнение парциальных ускорений будет иметь вид:

$$\dot{\omega}_{\text{д}} = -\frac{K_0 u_{\text{д-к}}}{I_{\text{пр}}} - \frac{K_1}{I_{\text{пр}}} \omega_{\text{д}}. \quad (14)$$

Запишем уравнения (3) и (4) для этого случая:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_{\text{д}1}(t_1) = -\frac{K_0 u_{\text{д-к}}}{I_{\text{пр}}} - \frac{K_1}{I_{\text{пр}}} \omega_{\text{д}1}(t_1), & (15) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{\omega}_{\text{д}2}(t_2) = -\frac{K_0 u_{\text{д-к}}}{I_{\text{пр}}} - \frac{K_1}{I_{\text{пр}}} \omega_{\text{д}2}(t_2). & (16) \end{cases}$$

Решение системы уравнений (15) и (16) представляется следующими зависимостями:

$$\frac{K_0 u_{\text{д-к}}}{I_{\text{пр}}} = \frac{\omega_{\text{д}1}(t_1) \cdot \dot{\omega}_{\text{д}2}(t_2) - \dot{\omega}_{\text{д}1}(t_1) \cdot \omega_{\text{д}2}(t_2)}{\omega_{\text{д}2}(t_2) - \omega_{\text{д}1}(t_1)} = A_1, \quad (17)$$

$$\frac{K_1}{I_{\text{пр}}} = \frac{\dot{\omega}_{\text{д}1}(t_1) - \dot{\omega}_{\text{д}2}(t_2)}{\omega_{\text{д}2}(t_2) - \omega_{\text{д}1}(t_1)} = A_2. \quad (18)$$

Получив массив значений  $A_1$  и  $A_2$  при последовательном попарном составлении уравнений (15), (16) и решении, приводя к формулам (17) и (18).

При следующем цикле испытаний для рассматриваемого случая уравнения (7) и (8) примут вид:

$$\begin{cases} \dot{\omega}'_{\text{д}1}(t'_1) = -\frac{K_0 u_{\text{д-к}}}{I_{\text{пр}} - I_{\text{к}}} - \frac{K_1}{I_{\text{пр}} - I_{\text{к}}} \omega'_{\text{д}1}(t'_1), & (19) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{\omega}'_{\text{д}2}(t'_2) = -\frac{K_0 u_{\text{д-к}}}{I_{\text{пр}} - I_{\text{к}}} - \frac{K_1}{I_{\text{пр}} - I_{\text{к}}} \omega'_{\text{д}2}(t'_2). & (20) \end{cases}$$

Решение уравнений (19) и (20) получим в виде:

$$\frac{K_0 u_{д-к}}{I_{пр} - I_k} = \frac{\dot{\omega}'_{д1}(t'_1) \cdot \dot{\omega}'_{д2}(t'_2) - \dot{\omega}'_{д1}(t'_1) \cdot \dot{\omega}'_{д2}(t'_2)}{\dot{\omega}'_{д2}(t'_2) - \dot{\omega}'_{д1}(t'_1)} = B_1, \quad (21)$$

$$\frac{K_1}{I_{пр} - I_k} = \frac{\dot{\omega}'_{д1}(t'_1) - \dot{\omega}'_{д2}(t'_2)}{\dot{\omega}'_{д2}(t'_2) - \dot{\omega}'_{д1}(t'_1)} = B_2. \quad (22)$$

В дальнейшем расчете для определения  $I_{пр}$ ,  $K_0$  и  $K_1$  можно использовать следующие зависимости:

$$I_{пр} = \frac{I_k}{1 - \frac{A_1}{B_1}}, \quad (23)$$

$$K_0 = \frac{I_k}{\frac{1}{\frac{A_1}{B_1}} - 1}, \quad (24)$$

$$K_1 = A_2 I_{пр} = \frac{A_2 I_k}{1 - \frac{A_1}{B_1}}. \quad (25)$$

Выражение (9) принимает следующий вид:

$$I_{пр} \dot{\omega}_д = (M_i u_0 u_k - K_0) u_{д-к} - K_1 \omega_д. \quad (26)$$

Из уравнения (26) определяем индикаторный крутящий момент двигателя:

$$M_i = \frac{I_{пр} \dot{\omega}_д + K_1 \omega_д + K_0 u_{д-к}}{u_0 u_k u_{д-к}}. \quad (27)$$

Индикаторная мощность двигателя:

$$N_i = M_i \omega_e = M_i \omega_k u_0 u_k = M_i \omega_д \frac{u_0 u_k}{u_{д-к}}. \quad (28)$$

Подставляя (27) в (28), получим:

$$N_i = \frac{I_{пр} \dot{\omega}_д + K_1 \omega_д + K_0 u_{д-к}}{u_{д-к}^2} \omega_д. \quad (29)$$

При отключении муфты сцепления или переходе на нейтральную передачу приведенный момент инерции двигателя  $I_{пр}^{ДВ}$  не учитывается, поэтому величины  $I_{пр}$ ,  $K_0$ ,  $K_1$  заменяем показателями  $I_{пр}^{ГР}$ ,  $K_0^{ГР}$  и  $K_1^{ГР}$ . В этом случае:

$$I_{пр}^{ГР} = \frac{I_k}{1 - \frac{A_1^{ГР}}{B_1^{ГР}}}, \quad (30)$$

$$K_0^{ГР} = \frac{I_k}{\frac{1}{\frac{A_1^{ГР}}{B_1^{ГР}}} - 1}, \quad (31)$$

$$K_1^{TP} = \frac{A_2^{TP} I_K}{1 - \frac{A_1^{TP}}{B_1^{TP}}} \quad (32)$$

Эффективные крутящий момент и мощность двигателя в этом случае:

$$M_e = \frac{I_{пр}^{TP} \dot{\omega}_d + K_1^{TP} \omega_d + K_0^{TP} u_{д-к}}{u_0 u_k u_{д-к}}; \quad (33)$$

$$N_e = \frac{I_{пр}^{TP} \dot{\omega}_d + K_1^{TP} \omega_d + K_0^{TP} u_{д-к}}{u_{д-к}^2} \omega_d. \quad (34)$$

Механический КПД двигателя:

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{I_{пр}^{TP} \dot{\omega}_d + K_1^{TP} \omega_d + K_0^{TP} u_{д-к}}{I_{пр} \dot{\omega}_d + K_1 \omega_d + K_0 u_{д-к}}. \quad (35)$$

При установке датчика угловой скорости на валах, расположенных между сцеплением и коробкой передач, определение рассматриваемых параметров можно осуществить в приведенной выше последовательности. Отключение коленчатого вала двигателя от трансмиссии в этом случае можно осуществить путем выключения сцепления.

В случае установки датчика угловой скорости на валах двигателя (коленчатом, распределительном, привода гидронасоса и прерывателя-распределителя) определение параметров  $K_0$ ,  $K_1$  и  $I_{пр}$  также осуществляется в приведенной выше последовательности. При установке указанного датчика на коленчатом валу  $u_d = u_k u_0$ .

Вместо выбега трансмиссии (с отключением от нее коленчатого вала) на втором этапе испытаний необходимо произвести выбег двигателя (при отключенной трансмиссии). В первом цикле выбег осуществляют, включая нейтральную передачу. В этом случае уравнение (12) примет вид:

$$(I_{пр}^{ДВ} + I_{к1}) \dot{\omega}_d = -K_0^{ДВ} u_{д-кв} - K_1^{ДВ} \omega_d, \quad (36)$$

где  $I_{к1}$  – момент инерции первичного вала коробки передач;  $u_{д-кв}$  – передаточное отношение трансмиссии от вала, на котором установлен датчик угловой скорости, до коленчатого вала двигателя.

Уравнение парциальных ускорений примет вид:

$$\dot{\omega}_d = -\frac{K_0^{ДВ} u_{д-кв}}{I_{пр}^{ДВ} + I_{к1}} - \frac{K_1^{ДВ}}{I_{пр}^{ДВ} + I_{к1}} \omega_d, \quad (37)$$

а уравнения (15) и (16) будут выглядеть так:

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{\omega}_{д1}(t_1) &= -\frac{K_0^{ДВ} u_{д-кв}}{I_{пр}^{ДВ} + I_{к1}} - \frac{K_1^{ДВ}}{I_{пр}^{ДВ} + I_{к1}} \omega_{д1}(t_1), \end{aligned} \right. \quad (38)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{\omega}_{д2}(t_2) &= -\frac{K_0^{ДВ} u_{д-кв}}{I_{пр}^{ДВ} + I_{к1}} - \frac{K_1^{ДВ}}{I_{пр}^{ДВ} + I_{к1}} \omega_{д2}(t_2). \end{aligned} \right. \quad (39)$$

При решении системы уравнений (38) и (39) получим:

$$\frac{K_0^{ДВ} u_{д-кв}}{I_{пр}^{ДВ} + I_{кл}} = \frac{\omega_{д1}(t_1) \cdot \dot{\omega}_{д2}(t_2) - \dot{\omega}_{д1}(t_1) \cdot \omega_{д2}(t_2)}{\omega_{д2}(t_2) - \omega_{д1}(t_1)} = A_1, \quad (40)$$

$$\frac{K_1^{ДВ}}{I_{пр}^{ДВ} + I_{кл}} = \frac{\dot{\omega}_{д1}(t_1) - \dot{\omega}_{д2}(t_2)}{\omega_{д2}(t_2) - \omega_{д1}(t_1)} = A_2. \quad (41)$$

После получения массива значений  $A_1$  и  $A_2$  определяются средние значения параметров  $\bar{A}_1$  и  $\bar{A}_2$ .

В следующем цикле испытаний отсоединяют коленчатый вал от трансмиссии путем выключения сцепления. При этом коробка передач остается включенной на нейтральной передаче.

Выражения (40) и (41) в этом случае примут следующий вид:

$$\frac{K_0^{ДВ} u_{д-кв}}{I_{пр}^{ДВ}} = \frac{\omega_{д1}(t_1) \cdot \dot{\omega}_{д2}(t_2) - \dot{\omega}_{д1}(t_1) \cdot \omega_{д2}(t_2)}{\omega_{д2}(t_2) - \omega_{д1}(t_1)} = B_1, \quad (42)$$

$$\frac{K_1^{ДВ}}{I_{пр}^{ДВ}} = \frac{\dot{\omega}_{д1}(t_1) - \dot{\omega}_{д2}(t_2)}{\omega_{д2}(t_2) - \omega_{д1}(t_1)} = B_2. \quad (43)$$

Используя зависимости (16) и (18), определим параметры  $I_{пр}^{ДВ}$  и  $K_1^{ДВ}$ . Зависимость (24) для рассматриваемого случая примет вид:

$$K_0^{ДВ} = \frac{I_{пр}^{ДВ}}{\frac{u_{д-кв}}{A_1} - \frac{1}{B_1}}. \quad (44)$$

Из уравнения разгона двигателя с подключенной трансмиссией

$$I_{пр} \dot{\omega}_д = (M_i u_0 u_k - K_0) u_{д-кв} - K_1 \omega_д \quad (45)$$

определяем индикаторный крутящий момент двигателя

$$M_i = \frac{I_{пр} \dot{\omega}_д + K_1 \omega_д + K_0 u_{д-кв}}{u_0 u_k u_{д-кв}}. \quad (46)$$

Индикаторная мощность двигателя:

$$N_i = M_i \omega_e = M_i \frac{\omega_д}{u_{д-кв}} = \frac{I_{пр} \dot{\omega}_д + K_1 \omega_д + K_0 u_{д-кв}}{u_0 u_k u_{д-кв}^2} \omega_д. \quad (47)$$

Суммарный момент сопротивления в двигателе:

$$M_{сопр\Sigma}^{ДВ} = K_1^{ДВ} \omega_д + K_0^{ДВ} u_{д-кв} \quad (48)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления вращению вала двигателя:

$$N_{сопр\Sigma}^{ДВ} = N_M = M_{сопр\Sigma}^{ДВ} \cdot \omega_e = M_{сопр\Sigma}^{ДВ} \cdot \frac{\omega_д}{u_{д-кв}} = \frac{K_1^{ДВ} \omega_д + K_0^{ДВ} u_{д-кв}}{u_{д-кв}} \omega_д \quad (49)$$

Эффективная мощность двигателя:

$$N_e = N_i - N_M = \frac{\omega_д}{u_{д-кв}} \left( \frac{I_{пр} \dot{\omega}_д + K_1 \omega_д + K_0 u_{д-кв}}{u_0 u_k u_{д-кв}} - K_1^{ДВ} \omega_д - K_0^{ДВ} u_{д-кв} \right). \quad (50)$$

Механический КПД двигателя:

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{N_M}{N_i} = 1 - \frac{K_1^{ДВ} \omega_d + K_0^{ДВ} u_{д-кв}}{I_{пр} \dot{\omega}_d + K_1 \omega_d + K_0 u_{д-кв}} u_0 u_k u_{д-кв}. \quad (51)$$

Суммарный момент сопротивления вращению валов трансмиссии, приведенный к ведущим колесам:

$$\begin{aligned} M_{сопр\Sigma}^{тр} &= M_{сопр\Sigma} - M_{сопр\Sigma}^{ДВ} u_0 u_k = \\ &= K_1 \omega_d + K_0 u_{д-кв} u_0 u_k - K_1^{ДВ} u_0 u_k \omega_d + K_0^{ДВ} u_{д-кв} u_0 u_k = \\ &= \omega_d (K_1 - K_1^{ДВ} u_0 u_k) + u_{д-кв} u_0 u_k (K_0 - K_0^{ДВ}), \end{aligned} \quad (52)$$

где  $M_{сопр\Sigma}$  – суммарный момент сопротивления в трансмиссии и двигателе, приведенный к ведущим колесам.

Мощность потерь в трансмиссии:

$$N_{сопр\Sigma}^{тр} = M_{сопр\Sigma}^{тр} \omega_k = M_{сопр\Sigma}^{тр} \frac{\omega_d}{u_{д-кв} u_0 u_k} = \omega_d \left[ \frac{K_1 - K_1^{ДВ} u_0 u_k}{u_{д-кв} u_0 u_k} + (K_0 - K_0^{ДВ}) \right]. \quad (53)$$

КПД трансмиссии:

$$\eta_{тр} = N_e - \frac{N_{сопр\Sigma}^{тр}}{N_e} = 1 - \frac{\frac{K_1 - K_1^{ДВ} u_0 u_k}{u_0 u_k} + (K_0 - K_0^{ДВ}) u_{д-кв}}{\frac{I_{пр} \dot{\omega}_d + K_1 \omega_d + K_0 u_{д-кв}}{u_0 u_k u_{д-кв}} - K_1^{ДВ} \omega_d - K_0^{ДВ} u_{д-кв}}. \quad (54)$$

### Выводы

1. Предложен метод, позволяющий производить диагностику технического состояния моторно-трансмиссионных установок автомобилей путем измерения угловой скорости любого вала трансмиссии.
2. Описанный метод позволяет определять приведенные моменты инерции двигателя и трансмиссии, индикаторные момент и мощность двигателя, эффективную мощность и механический КПД двигателя, мгновенный КПД трансмиссии.

### Список использованных источников

1. Метод диагностирования технического состояния двигателя и трансмиссии [Текст] / Умер Абдулгасис, Азиз Абдулгасис, Михаил Подригало, Александр Полянский, Надежда Подригало // MOTROL commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and argy-food industry machinery/ Vol/ 14, № 1. Lublin – Simferopol – Mykolayiv – Kiev – Lviv – Rzeszow, 2012. – P. 37–42.
2. Абдулгасис, У. А. Метод определения мощности двигателя и КПД трансмиссии на конвейере сборки автомобилей [Текст] / У. А. Абдулгасис, А. У. Абдулгасис, М. А. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Симферополь, 2012. – Вып. 36. – С. 6–8.
3. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин [Текст] / Н. П. Артемов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало и др. : под ред. М. А. Подригало. – Х. : Міськдрук, 2012. – 220 с.

*Стаття надійшла до редакції 21.02.2014 р.*