

## ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА КПД АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Подригало Н.М., к.т.н.

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

*На эффективную мощность двигателя оказывает влияние неравномерность индикаторного крутящего момента. В статье рассмотрено влияние указанного фактора на динамический КПД и эффективную мощность двигателя. С увеличением приведенных к коленчатому валу моментов инерции трансмиссии и массы автомобиля (трактора), а также при увеличении передаточного числа трансмиссии происходит увеличение динамического КПД двигателя.*

**Введение.** Потери мощности автотракторных двигателей на разгон их поступательно движущихся и вращающихся масс можно учесть с помощью динамического коэффициента полезного действия (КПД). Наряду с другими компонентами механического КПД, учитывающими потери на сухое и вязкое (гидравлическое сопротивление) трение, указанный динамический КПД также влияет на эффективную мощность двигателя.

Паспортная мощность автотракторных двигателей внутреннего сгорания определяется в настоящее время на тормозных стендах. При установившемся режиме движения коленчатого вала с циклически изменяющимся крутящим моментом и угловой скоростью часть мощности теряется на торможение и последующий разгон вращающихся и поступательно движущихся масс самого двигателя.

Неравномерность хода зависит от величины приведенных к коленчатому валу двигателя моментов инерции вращающихся масс трансмиссии и поступательно движущихся масс автомобиля (трактора). Этот фактор, при существующих методах определения мощности автотракторных двигателей на стендах не учитывается.

В настоящей статье приведены результаты исследования динамического КПД автотракторных двигателей при известной степени (коэффициенте) неравномерности крутящего момента. Определено, что на динамический КПД и общий механический КПД автотракторного двигателя оказывают влияние общая масса автомобиля (трактора), кинематический радиус колес, передаточные числа трансмиссии и собственный, приведенный к коленчатому валу, момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс двигателя.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Впервые понятие о динамическом КПД было упомянуто в работе Н.К.Куликова [1]. В работе [2] динамический КПД получил свое определение и применение для оценки непроизводительных потерь в трансмиссии дорожно-строительной техники.

Динамический КПД трансмиссии учитывает потери мощности двигателя (при передаче ее к ведущим колесам), обусловленные разгоном вращающихся масс. Наряду с потерями на сухое трение (статический КПД трансмиссии [2]), гидравлическими потерями или потерями на вязкое трение, пропорциональными угловой скорости вращения валов (кинематический КПД трансмиссии [1]), динамический КПД является компонентом общего КПД трансмиссии.

При испытаниях на стенде и определении эффективной мощности двигателя моделируется только нагрузочный момент на коленчатом валу. Приведенная масса автомобиля или трактора на стенде не имитируется, а, следовательно, и неравномерность хода вала двигателя не соответствует реальной неравномерности для условий эксплуатации. При этом допускается ошибка в определении механического КПД двигателя (частью которого является динамический КПД двигателя) и эффективной мощности двигателя.

Причиной неравномерности вращения коленчатого вала автотракторного двигателя внутреннего сгорания (ДВС) является неравномерность крутящего момента, характеризуемая либо степенью неравномерности крутящего момента [3]

$$K = \frac{M_{i \max}}{M_i} \quad (1)$$

либо коэффициентом неравномерности крутящего момента [3]

$$K_1 = \frac{M_{i \max} - M_{i \min}}{M_i} = K - \frac{M_{i \min}}{M_i}, \quad (2)$$

где  $M_{i \max}$ ;  $M_{i \min}$  – максимальное и минимальное значения индикаторного крутящего момента двигателя;

$\overline{M}_i$  – среднее значение индикаторного крутящего момента двигателя,

$$\overline{M}_i = \frac{M_{i \max} + M_{i \min}}{2}, \quad (3)$$

Известно, что с увеличением числа цилиндров двигателя коэффициенты  $K$  и  $K_1$  уменьшаются [3].

Для двигателя с идеально равномерной работой  $K = 1$ , индикаторный момент двигателя ( $M_i$ ) является суммой моментов от сил давления газов ( $M_r$ ) и учитывает инерционность возвратно-поступательно движущихся масс двигателя.

При неравномерном вращении коленчатого вала уравнение динамики имеет вид [3]

$$M_i = M_{\text{сопр}} + I_{\text{пр}}^{\text{ДВ}} \frac{d\omega_e}{dt}, \quad (4)$$

где:  $M_{\text{сопр}}$  – суммарный момент сопротивления, учитывающий механические потери в двигателе и сопротивление движению автомобиля (трактора);

$I_{\text{пр}}^{\text{дв}}$  – приведенный момент инерции всех вращающихся и движущихся возвратно-поступательно масс;  
 $\omega_e$  – угловая скорость коленчатого вала.

Изменение  $M_i$ ,  $M_{\text{сопр}}$  и  $I_{\text{пр}}^{\text{дв}}$  в течение рабочего цикла ДВС и приводит к появлению неравномерности хода коленчатого вала.

**Цель и постановка задачи исследования.** Целью исследования является оценка влияния неравномерности крутящего момента, изменения приведенного к коленчатому валу момента инерции на неравномерность хода и динамический КПД автотракторного двигателя.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:  
получить эмпирическую зависимость степени неравномерности крутящего момента от числа цилиндров двигателя;  
определить динамический КПД автотракторного двигателя.

При проведении исследования принимается постоянным приведенный момент инерции двигателя.

**Определение эмпирической зависимости степени неравномерности крутящего момента от числа цилиндров двигателя.** Установившийся режим движения характеризуется движением с постоянной средней скоростью, а равномерный режим движения – постоянной мгновенной скоростью. Поэтому при установившемся режиме работы двигателя всегда возникает циклически изменяющееся угловое ускорение коленчатого вала. Одной из причин возникновения колебаний  $d\omega_e/dt$  является степень неравномерности индикаторного крутящего момента. На рис. 1 показан график зависимости  $K = f(i_{\text{ц}})$ , построенный по приведенным в таблице 1 данным источника [3], и график аппроксимирующей зависимости  $\hat{K} = f(i_{\text{ц}})$ , полученной методом наименьших квадратов.

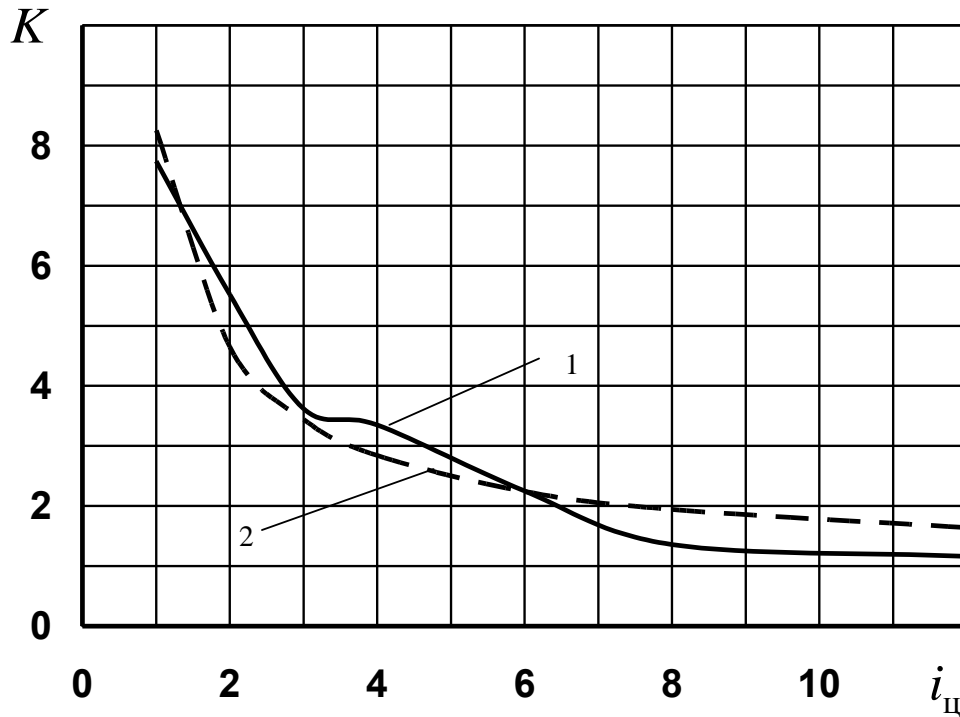


Рисунок 1 – Зависимость степени неравномерности крутящего момента от числа цилиндров двигателя:

1 – построенная по данным источника [3]; 2 – аппроксимирующая кривая

Для получения аппроксимирующей зависимости был предложен следующий вид регрессионной зависимости

$$\hat{K} = B + \frac{A}{i_{ц}}. \quad (5)$$

Коэффициенты регрессии  $A$  и  $B$  найдены методом наименьших квадратов. Функция цели оптимизации имеет вид

$$\min \left\{ u = \sum (K_i - \hat{K})^2 \right\}, \quad (6)$$

откуда, после подстановки (5) в (6), получим

$$\min \left\{ u = \sum \left( K_i - B - \frac{A}{i_{цi}} \right)^2 \right\}. \quad (7)$$

Результатами определения первых частных производных ( $\partial u / \partial A$  и  $\partial u / \partial B$ ) являются

$$B = \frac{\sum K_i - A \sum \frac{1}{i_{цi}}}{n}; \quad (8)$$

$$A = \frac{\sum K_i \cdot \sum \frac{1}{i_{\text{ц}i}} - n \sum \frac{K_i}{i_{\text{ц}i}}}{\left( \sum \frac{1}{i_{\text{ц}i}} \right)^2 - n \sum \frac{1}{i_{\text{ц}i}^2}}. \quad (9)$$

Обе вторые частные производные ( $\partial^2 u / \partial A^2$  и  $\partial^2 u / \partial B^2$ ) дают положительный знак, что означает выполнение условия минимума.

Произведя расчет по данным, приведенным в таблице 1 [3], получим:  $A = 7,22$ ,  $B = 1,04$

Таким образом, аппроксимирующая (регрессионная) зависимость примет вид

$$\widehat{K} = 1,04 + \frac{7,22}{i_{\text{ц}}}. \quad (10)$$

В таблице 1 также приведены результаты расчета  $\widehat{K}$  по формуле (10).

Таблица 1 – Оценка погрешности, создаваемой при аппроксимации зависимостью (10)

$i_{\text{ц}}, [3]$	1	2	3	4	8	8	12
$K, [3]$	7,74	5,52	3,62	3,35	2,25	1,36	1,16
$\widehat{K}$	8,25	4,65	3,44	2,84	2,24	1,94	1,64
$\delta K$	-0,066	0,158	0,049	0,152	0,004	-0,426	-0,413

Если преобразовать зависимость (3) к виду

$$\frac{M_{i_{\min}}}{M_i} = 2 - \frac{M_{i_{\max}}}{M_i}, \quad (11)$$

то, подставляя (11) в (2) с учетом (1), получим:

$$K_1 = 2(K - 1). \quad (12)$$

Принимая  $K = \widehat{K}$ , получим после подстановки (10) в (12)

$$\widehat{K}_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i_{\text{ц}}}. \quad (13)$$

### Определение динамического КПД автотракторного двигателя.

Выражение (4) можно уточнить, учтя влияние трансмиссии и приведенных масс автомобиля (трактора), а также то, что в установившемся режиме движения  $M_{\text{сопр}} = \overline{M}_i$

$$M_i = \overline{M}_i + (I_{\text{пр}}^{\text{дв}} + I_{\text{пр}}^{\text{тр}}) \frac{d\omega_e}{dt}, \quad (14)$$

где:  $I_{\text{пр}}^{\text{тр}}$  – приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции вращающихся масс трансмиссии и поступательно движущейся массы автомобиля (трактора).

Предположим, что индикаторный крутящий момент за цикл измеряется по гармоническому закону, описываемому выражением

$$M_i = \overline{M}_i + \frac{M_{i\max} - M_{i\min}}{2} \sin(\Omega t), \quad (15)$$

где:  $\Omega$  – круговая частота изменения гармоники индикаторного крутящего момента двигателя.

Очевидно, что период  $T$  изменения функции (15) соответствует углу поворота коленчатого вала, равному  $4\pi$ . Из условий

$$\Omega T = 2\pi, \quad (16)$$

и

$$\omega_e T = 4\pi, \quad (17)$$

определим

$$\Omega = \frac{\omega_e}{2}, \quad (18)$$

Уравнение (15) с учетом (2) и (18) примет вид

$$M_i = \overline{M}_i \left[ 1 + \frac{K_1}{2} \sin\left(\frac{\omega_e}{2} t\right) \right]. \quad (19)$$

Приведенный момент инерции трансмиссии и поступательно движущейся массы автомобиля (трактора) можно представить в виде

$$I_{\text{пр}}^{\text{тр}} = I_{\text{прI}}^{\text{тр}} + I_{\text{прII}}^{\text{тр}}, \quad (20)$$

где:  $I_{\text{прI}}^{\text{тр}}$  – приведенный момент инерции вращающихся масс трансмиссии, связанных с коленчатым валом постоянным передаточным отношением;  
 $I_{\text{прII}}^{\text{тр}}$  – приведенный момент инерции вращающихся масс трансмиссии и поступательно движущейся массы автомобиля (трактора), связанных с коленчатым валом переменным передаточным отношением.

$$I_{\text{прII}}^{\text{тр}} = \frac{mr_{\kappa}^2}{u_o^2 u_{\kappa}^2}, \quad (21)$$

где:  $m$  – общая масса автомобиля или трактора;

$r_{\kappa}$  – кинематический радиус колес;

$u_o, u_{\kappa}$  – передаточные отношения главной передачи и коробки передач.

Из выражения (14), подставляя в него соотношения (19), (20), (21) и (20), определим угловое ускорение коленчатого вала

$$\frac{d\omega_e}{dt} = 0,5K_1 \frac{\sin\left(\frac{\omega_e t}{2}\right)}{I_{\text{пр}}^{\text{дв}} + I_{\text{прI}}^{\text{тр}} + \frac{mr_{\text{к}}^2}{u_o^2 u_{\text{к}}^2}} \overline{M}_i. \quad (22)$$

Подставляя (13) в (22), получим

$$\frac{d\omega_e}{dt} = \left(0,04 + \frac{7,22}{i_{\text{ц}}}\right) \frac{\sin\left(\frac{\omega_e t}{2}\right)}{I_{\text{пр}}^{\text{дв}} + I_{\text{прI}}^{\text{тр}} + \frac{mr_{\text{к}}^2}{u_o^2 u_{\text{к}}^2}} \overline{M}_i. \quad (23)$$

Мгновенный динамический КПД двигателя

$$\eta_{\text{м}}^{\text{дин}} = 1 - \frac{I_{\text{пр}}^{\text{дв}}}{M_i} \frac{d\omega_e}{dt}. \quad (24)$$

Подставляя (22) в (24), получим после преобразований с учетом (19)

$$\eta_{\text{м}}^{\text{дин}} = 1 - \left[ \left( 1 + \frac{I_{\text{прI}}^{\text{тр}}}{I_{\text{пр}}^{\text{дв}}} + \frac{mr_{\text{к}}^2}{I_{\text{пр}}^{\text{дв}} u_o^2 u_{\text{к}}^2} \right) \left[ 1 + \frac{2}{K_1} \operatorname{cosec}\left(\frac{\omega_e t}{2}\right) \right] \right]^{-1}. \quad (25)$$

Анализ зависимости (25) показывает, что с ростом  $I_{\text{прI}}^{\text{тр}}$ ,  $m$ ,  $r_{\text{к}}$  происходит увеличение динамического КПД автотракторного двигателя и, следовательно, эффективной мощности двигателя, которую можно определить как

$$N_e = N_i \eta_{\text{м}}^{\text{ст}} \eta_{\text{м}}^{\text{кин}} \eta_{\text{м}}^{\text{дин}}. \quad (26)$$

где:  $N_e$  – эффективная мощность двигателя;

$N_i$  – индикаторная мощность двигателя;

$\eta_{\text{м}}^{\text{ст}}$ ,  $\eta_{\text{м}}^{\text{кин}}$  – статический и кинематический компоненты механического КПД двигателя.

Очевидно, что выражение для механического КПД автотракторного двигателя можно уточнить

$$\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{м}}^{\text{ст}} \eta_{\text{м}}^{\text{кин}} \eta_{\text{м}}^{\text{дин}}. \quad (27)$$

Из выражения (25) также видно, что с ростом  $I_{\text{пр}}^{\text{дв}}$ ,  $u_o$ ,  $u_{\text{к}}$ ,  $K_1$  происходит уменьшение  $\eta_{\text{м}}^{\text{дин}}$ . Следует сделать вывод о том, что при проектировании автотракторных двигателей можно уменьшить момент инерции маховика  $I_{\text{пр}}^{\text{дв}}$ , если учесть приведенный момент инерции, создаваемый поступательно движущейся массой  $m$  при максимальном передаточном числе трансмиссии

$(u_o u_k)_{\max}$ .

**Выводы.** Динамический КПД автотракторного двигателя определяется неравномерностью индикаторного крутящего момента, неравномерностью вращения коленчатого вала в установившемся режиме работы и оказывает влияние на величину эффективной мощности.

С увеличением приведенных к коленчатому валу моментов инерции трансмиссии и массы автомобиля (трактора), а также с уменьшением передаточного числа трансмиссии происходит увеличение динамического КПД двигателя.

При проектировании автотракторных двигателей можно уменьшить момент инерции маховика (при условии обеспечения требуемых показателей неравномерности хода коленчатого вала) за счет учета приведенного момента инерции, создаваемого поступательно движущейся массой  $m$  при максимальном передаточном числе трансмиссии  $(u_o u_k)_{\max}$ .

### Список использованных источников

1. Куликов, Н.К. Элементы научной технологии исследований в автотракторостроении [Текст] / Н.К. Куликов. Тезисы докладов Всесоюзного семинара «Проблемы совершенствования автомобильной техники». – М.: МВТУ. – 1986. – С.62-63.
2. Подригало, Н.М. Обоснование и выбор структуры и основных параметров трансмиссии модульных землеройно-транспортных и погрузочных машин [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 /Подригало Надежда Михайловна. – Харьков, 2001. – 222 с.
3. Попык, К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / К.Г. Попык. – М.: Высшая школа, 1970. – 328 с.

### Анотація

#### ВПЛИВ НЕРІВНОМІРНОСТІ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТУ НА ККД АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

Подригало Н.

*На ефективну потужність двигуна впливає нерівномірність індикаторного крутного моменту. У статті розглянуто вплив зазначеного чинника на динамічний ККД і ефективну потужність двигуна. Зі збільшенням наведених до колінчастого валу моментів інерції трансмісії і маси автомобіля (трактора), а також при збільшенні передавального числа трансмісії відбувається збільшення динамічного ККД двигуна.*



## **Abstract**

### **EFFECT OF NONUNIFORM TORQUE EFFICIENCY AUTOMOTIVE ENGINES**

N. Podrigalo

*The effective power of the engine affects uneven torque indicator. In this paper we consider the influence of this factor on the dynamic efficiency and the effective power of the engine. With the increase given to the crankshaft moment of inertia of the powertrain and vehicle weight (tractor), as well as an increase in transmission gear ratio is increased dynamic efficiency of the engine.*