

# ОСНОВНИ НАСОКИ ПРИ ИЗСЛЕДВАНЕ НА ПОКАЗАТЕЛИ НА АВТОМОБИЛ ПРИ ИЗУЧАВАНЕТО НА ДИСЦИПЛИНАТА АВТОМОБИЛНА ТЕХНИКА

## BASIC GUIDELINES IN THE STUDY OF CAR INDICATORS IN THE STUDY OF THE DISCIPLINE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**Raycho Minchev,**  
 ПУ „Паисий Хилендарски“  
 E-mail: r\_a\_m@abv.bg

### Abstract

*The intensive development of automotive technology over the last century has significantly expanded the possibilities for modeling and researching the behavior of the car and its systems. As part of this development, the issue of obtaining accurate analytical expressions and estimates of parameters of a highly statistical nature was raised, in part the main points in their calculations. Because the evaluation of the car is most often performed by applying comparative methods, the essence of which is to determine the value of the object on the basis of data on similar parameters and characteristics. The exhibition discusses the theoretical foundations in the field of dynamic calculation of the car, as well as basic guidelines and sequence of actions used in training.*

**Keywords:** characteristic, parameters, car

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Една от основните групи свойства на автомобилите са динамичните. Времето за равномерно движение на автомобила в градски условия е  $15\div 25\%$ , а времето за ускоряване  $30\div 45\%$  от общото време. Изменения на скоростта на движение на автомобила се налагат често при потегляне от място и ускоряване, при изпреварване, при движение по инерция и при спиране. Завишената мощност на двигателя подобрява динамичните свойства на автомобилите при ускоряване, като намалява времето и пътя за ускоряване. Затова в някои нови конструкции двигатели на леки и товарни автомобили показателите на динамичните свойства са по-високи.

В доклада са посочени въпросите и подходите при изчисляване на основни параметри за изследване на динамичните качества на автомобила.

**Целта на материала в доклада** е читателите да получат знания, нагледност и последователност на действията за понататъшно проектиране в автомобилната техника.

Показан е подход за определяне на основни параметри, използвани при проектиране както следва:

1. Избор на техническо задание.
2. Определяне и разпределяне на масата на автомобила.
3. Избор на гуми.

4. Определяне на необходимата мощност и избор на двигател.
5. Определяне на предавателните числа в силовото предаване.
6. Мощностен баланс на автомобила.

## 2. ИЗЛОЖЕНИЕ

### 2.1. Техническо задание

На базата на проучвания за проектиране се стига до следното техническо задание:

1. В случая избираме – лек автомобил с каросерия тип седан, намиращ приложение в областта на транспорта като автомобил за превоз на 5 пътника на средни и дълги разстояния.
2. Основание на разработката – лек автомобил с каросерия тип седан с 4+1 места.
3. Източници на разработката – техническо проучване и анализ на проспектни и фирмени материали, техническа литература.
4. Технико-икономически показатели и изисквания.

Обща характеристика - избор в случая:

|   |                        |            |
|---|------------------------|------------|
| – | дължина на автомобила  | 5,029 m;   |
| – | ширина на автомобила   | 1,900 m;   |
| – | височина на автомобила | 1,490 m;   |
| – | база                   | 2,990 m;   |
| – | собствена маса         | 1945 kg;   |
| – | пълна маса             | 2312 kg;   |
| – | максимална скорост     | 69,44 m/s. |

### 2.2. Определяне и разпределяне на масата на автомобила

Пълната маса е масата на напълно заредена и оборудвана съгласно техническата и конструктивна документация транспортна машина, плюс масата на водача (обслужващия персонал), плюс номиналната или максимално допустима маса на полезния товарообработван товар, пътници, плюс част от цялата маса на агрегатираната работна машина.

Определя се по следния начин [1,2]:

$$m = m_c + m_T + m_B = 1945 + 297 + 70 = 2312 \text{ kg} \quad (1)$$

където:

$m$  - пълната маса;

$m_c$  – собствена (конструктивна) маса на автомобила; тя представлява масата на незаредена и необорудвана транспортна машина плюс масата на течността в амортизаторите, хидравличните спирачки, кормилното управление и акумулатора:

$$m_c = 1945 \text{ kg} \quad (2)$$

$m_B$  – масата на водача (обслужващия персонал):

$$m_B = 70 \text{ kg}$$

$m_T$  – масата на полезния товар (товароносимост):

$$m_T = 68n + 5(n+1) = 68.4 + 5(4+1) = 297 \text{ kg} \quad (3)$$

$n=4$  – брой пътници без водача.

### Разпределение на масите между преден и заден мост:

Приемам при номинално натоварване на предния мост да се пада 51%, а на задния – 49% от масата на автомобила. Следователно при пълно тегло на автомобила:

$$G = m \cdot g = 2312.9 \cdot 9.81 = 22673 \text{ N}, \quad (4)$$

където  $g = 9.81 [m/s]$  е земното ускорение.

Теглото, падащо се върху всяка ос, ще бъде:

теглото, падащо се върху предната ос на автомобила:

$$G_1 = 0.51 \cdot G = 0.51 \cdot 22673 = 11563.23 \text{ N} \quad (5)$$

натоварването на задния мост на автомобила:

$$G_2 = 0.49 \cdot G = 0.49 \cdot 22673 = 11109.77 \text{ N} \quad (6)$$

### 2.3. Избор на гуми

Гумите се избират от каталози или други проспектни материали, където са указани: означението и размерът на гумите и съответстващата джанта или няколко типоразмера на джанти, към което е възможно да бъде монтирана гумата, външен диаметър, широчина на профила, статичен или динамичен радиус, номинално натоварване при съответстващото му налягане на въздуха, тип или шарка на протектора, допустима скорост на движението и изчисленото статично натоварване на едно колело:

– за предно колело [1,2]:

$$G_{H1} = \frac{G_1}{2} = \frac{11563.23}{2} = 5781.615 \text{ N} \quad (7)$$

– за задно колело:

$$G_{H2} = \frac{G_2}{2} = \frac{11109.77}{2} = 5554.885 \text{ N} \quad (8)$$

От каталози и проспектни материали, избирам като имам предвид по-голямото натоварване: 245/50 R 17 102W .

$$r_{\text{НОМ}} = \left( \frac{d}{2} + H \right) = \frac{17.25 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2} + 245.0 \cdot 50 \cdot 10^{-3} = 0.338 \text{ m}$$

Условието  $r_{CT} \cong r_K \cong r_D$  е изпълнено в случаите, когато колелата не блокират и не се плъзгат.

В действителност:

$$r_{ct} = r_{\text{ном}} - \frac{G_k}{C_{CT}} = 0.338 - \frac{5554.885}{125000} = 0.328 \text{ m}, \text{ където}$$

$G_k = 5554.885 \text{ N}$  - статично натоварване на гумата,

$CCT=(100-250)kN/m$  - коефициент на нормална (радиална) коравина на гумата.

Приемаме  $CCT=125kN$ .

$r_d = 1,05.r_{ст}=1,05.0,328 = 0,345 m$  –динамичен радиус.

#### 2.4. Определяне на необходимата мощност и избор на двигател

Необходимата мощност на двигателя на автомобила се определя в зависимост от параметрите, предписани в техническото задание, по формулата [2]:

$$P_e = r \frac{\sum F_c}{\eta_T} v_{\max}, kW, \quad (9)$$

където  $r$  е коефициентът на запаса на мощност;  $r = 1$ ;

$\sum F_c$  - сумата от съпротивителните сили за самопридвижване;

$\eta_T$  - общият к.п.д. на силовото предаване.

При определяне на необходимата мощност на двигателя обикновено се разглежда случаят на движение с постоянна скорост по хоризонтален път. Тогава

$$\sum F_c = F_f + F_w, kN, \quad (10)$$

където  $F_f$  е силата на съпротивление от придвижване в  $kN$ ;

$F_w$  - силата на съпротивление от въздуха в  $kN$ .

Силата на съпротивление от придвижване  $F_f$  се определя по формулата

$$F_f = fG = 0,0508.22,673 = 1,151 kN, \quad (11)$$

където  $f$  е коефициентът на съпротивление при търкаляне. Изчислява се по формулата

$$f = f_0(1 + 65 \cdot 10^{-5} \cdot v_{\max}^2), \quad (12)$$

където  $f_0$  е коефициент на съпротивление при търкаляне при малка скорост. Като се има предвид методическите указания за проектиране на автомобили, приемам  $f_0 = 0,015$ .

Следователно,

$$f = f_0(1 + k_v \cdot v^2) = 0,015(1 + 0,00065 \left(\frac{250}{3,6}\right)^2) = 0,0508.$$

Силата на съпротивление от въздуха  $F_w$  се определя по формулата

$$F_w = \frac{1}{2} C_x \cdot \rho \cdot S v^2, kN, \quad (13)$$

$\rho_B = 1,225 kg/m^3$  - плътност на въздуха

$C_x = 0,29$  - коефициент на въздушно съпротивление

$S$  - площта на проекцията на транспортната машина върху равнина, перпендикулярна на нейната надлъжна ос. За проектирания лек автомобил

$$S = 0,78BH = 0,78.1,492.1,902 = 2,202 m^2, \quad (14)$$

Където:

$B = 1,902 \text{ m}$  е габаритната ширина на автомобила,  
 $H = 1,492 \text{ m}$  – габаритната височина на автомобила.

$$F_w = \frac{1}{2} C_x \cdot \rho \cdot S v^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,29 \cdot 1,225 \cdot 2,202 \cdot 69,44^2 = 1,8838 \text{ kN}$$

Сумата от съпротивителните сили за самопридвижване  $\sum F_c$  е равна на

$$\sum F_c = F_f + F_w = 1,151 + 1,8838 = 3,0348 \text{ kN}.$$

Съпротивителна мощност от търкаляне и въздушно съпротивление:

$$P_c = P_f + P_w = F_f \cdot V_{\max} + F_w \cdot V_{\max} = 1,151 \cdot 69,44 + 1,8838 \cdot 69,44 = 210,736 \text{ kW}$$

Общият к.п.д. на силовото предаване  $\eta_T$  е

$$\eta_T = \eta_c \cdot \eta_n \cdot \eta_k \cdot \eta_e = 0,995 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,93 \quad (15)$$

В тази формула  $\eta_c$ ,  $\eta_n$ ,  $\eta_k$ ,  $\eta_e$  са к.п.д. съответно на съединителя, предавателната кутия, карданиния вал, главното предаване.

След заместване на получените стойности на  $P_c$  и  $\eta_T$  във формулата за необходимата мощност на двигателя, се получава

$$P_e = \frac{P_c}{\eta_T} = \frac{210,736}{0,93} = 226,63 \text{ kW}$$

На базата на получения резултат избирам двигател: с максимална ефективна мощност  $P_{e \max} = 245 \text{ kW}$  при ъглова скорост  $\omega_p = 628,31 \text{ s}^{-1}$  (честота на въртене на колянвия вал  $n_p = 6100 \text{ min}^{-1}$ ) и максимален ефективен въртящ момент  $M_{d \max} = 450 \text{ Nm}$  при ъглова скорост  $\omega_M = 370,82 \text{ s}^{-1}$  (честота на въртене  $n_M = 3600 \text{ min}^{-1}$ ) [5].

Избраният двигател се характеризира със следните показатели:

-коэффициент на приспособяемост по въртящ момент

$$k_M = \frac{M_{e \max}}{M_{ep}} = \frac{450}{389,93} = 1,1733 \quad (16)$$

където  $M_{ep}$  е ефективен въртящ момент при максимална ефективна мощност

$$M_{ep} = \frac{P_{e \max}}{\omega_p} = \frac{245000}{628,31} = 389,93 \text{ Nm}; \quad (17)$$

- коэффициент на приспособяемост по ъглова скорост

$$k_\omega = \frac{\omega_p}{\omega_M} = \frac{6100}{3600} = 1,6944; \quad (18)$$

- коэффициент на пьргавина

$$k_n = k_M \cdot k_\omega = 1,6944 \cdot 1,1733 = 1,988 \quad (19)$$

- коэффициент на енергозапасеност:

$$E = \frac{P_{e \max}}{G} = \frac{245}{22,673} = 10,8 \quad (20)$$

За избрания бензинов двигател без ограничител на ъгловата скорост, външната скоростна характеристика може да бъде построена по формулите на Лейдърман:

$$P_e = P_{e \max} \left[ a \frac{\omega}{\omega_p} + b \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 - c \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^3 \right] \quad (21)$$

$$M_\delta = M_p \left[ a + b \frac{\omega}{\omega_p} - c \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 \right] \quad (22)$$

Където:

$\omega$  - текуща ъглова скорост на колянвия вал,

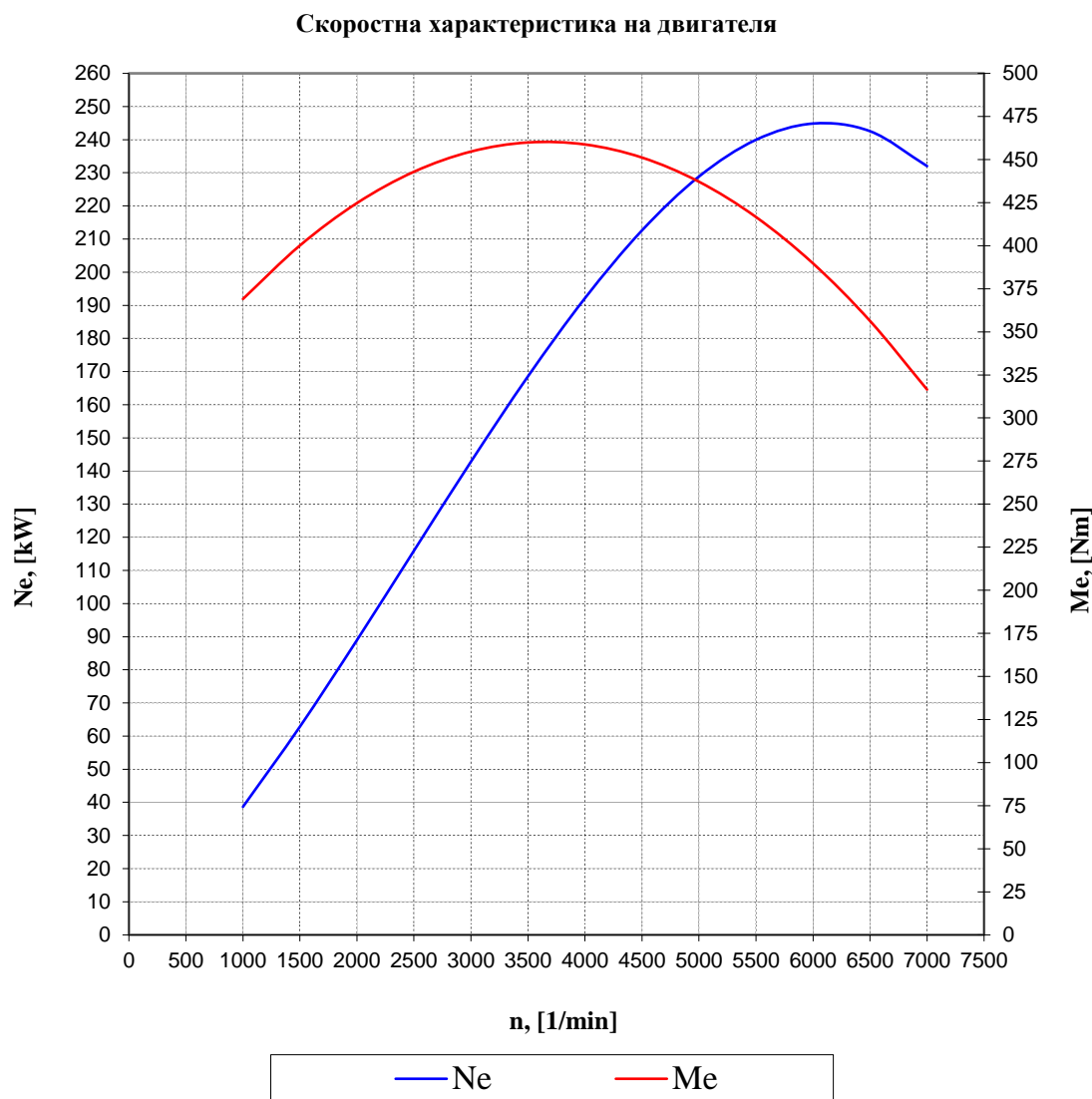
$a, b, c$  – коефициенти, зависещи от типа на двигателя

$a = 0,75$ ;  $b = 1,5$ ;  $c = 1,25$ .

Резултатите от изчислената на външната скоростна характеристика са подредени в таблица 1. На фиг.1 е показана скоростната характеристика на двигателя.

**Таблица 1.** Външна скоростна характеристика на двигателя

| n, 1/min | Me, Nm | Ne, kW |
|----------|--------|--------|
| 0        | 287,6  | 0,00   |
| 500      | 331,6  | 17,36  |
| 1000     | 369,1  | 38,65  |
| 1500     | 400,1  | 62,85  |
| 2000     | 424,7  | 88,96  |
| 2500     | 442,9  | 115,95 |
| 3000     | 454,6  | 142,83 |
| 3500     | 459,9  | 168,57 |
| 4000     | 458,7  | 192,16 |
| 4500     | 451,1  | 212,60 |
| 5000     | 437,1  | 228,87 |
| 5500     | 416,6  | 239,96 |
| 6000     | 389,7  | 244,85 |
| 6500     | 356,3  | 242,54 |
| 7000     | 316,5  | 232,02 |



**Фиг. 1.** Скоростна характеристика на двигателя

## 2.5. Определяне на предавателните числа в силовото предаване

На базата на предварителните проучвания, предавателната кутия е тривална, несъосна. Броят на предавките в предавателната кутия ще бъде 6.

Предавателното число на пета предавка се приема  $i_5=0,87$ .

Предавателното число на главното предаване  $i_0$  се определя от условието при ъглова скорост на двигателя  $\omega_{eP}$ , да се постигне зададената максимална скорост на движение

$$i_0 = \frac{\omega_{e,P} \cdot r_k}{V_{\max} \cdot i_5} = \frac{628,310,345}{69,440,87} = 4,175. \quad (23)$$

Предавателното число на първа предавка  $i_1$  се определя от условието за преодоляване на максималното пътно съпротивление

$$i_{1\psi} \geq \frac{\psi_{\max} \cdot G \cdot r_g}{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot \eta_a} = \frac{0,45 \cdot 22673,0 \cdot 345}{450,4 \cdot 175,0 \cdot 93} = 2,013 \quad (24)$$

където  $\psi_{\max}$  е максимален коефициент на пътно съпротивление, зависещ от максималния преодоляван наклон

$$\psi_{\max} = D_{\max} \approx f_{\psi} + i_{\max} = 0,45. \quad (25)$$

В тази зависимост  $f_{\psi}$  е коефициент на съпротивление при търкаляне при скорост на движение  $v_{\psi}$ , с която се преодолява максималното пътно съпротивление  $\psi_{1,\max}$ , а  $i_{\max}$  е максималният преодоляван наклон [2].

Съгласно заданието за дипломната работа  $D_{\max} = 0,45$ .

Проверка на стойностите на  $i_{1\psi}$  /проверка на буксуване/:

$$i_{1\varphi} \leq \frac{\varphi_{\max} \cdot \xi_{c\psi} \cdot G_{c\psi} \cdot r_g}{M_{e\max} \cdot i_0 \cdot \eta} = \frac{0,8 \cdot 1,2 \cdot 11563,0 \cdot 345 \cdot 1000}{450,4 \cdot 17,0 \cdot 93} = 2,105, \quad (26)$$

където  $\varphi_{\max} = 0,7 \div 0,8$  е максимален коефициент на сцепление на задвижващите колела на автомобила с пътя.

Приемам  $\varphi_{\max} = 0,8$ .

$\xi_{c\psi}$  – коефициент на преразпределяне на теглото върху задвижващия мост. За заден задвижващ мост  $\xi_{c\psi} = 1,1-1,2$ .

Приемам  $\xi_{c\psi} = 1,2$ .

$G_{c\psi}$  – статично натоварване (сцепно тегло) на задвижващия мост:

$$G_{c\psi} = F_{z2} = 11,563 \text{ kN}.$$

$$\text{тоест } 2,105 > i_1 > 2,013$$

За средно и голямолитражните леки автомобили, условието е желателно, но не и задължително.

Приемам  $i_1 = 2,05$ .

Предавателните числа на междинните предавки ( $i_2, i_3, i_4$ ) се изчисляват по закона на геометричната прогресия (т.н. геометричен ред).

- определяне на частното на геометричната прогресия :

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{n1}}{i_{m1}}} = \sqrt[4]{\frac{2,05}{0,87}} = 1,2389$$

- определяне на предавателните числа на междинните предавки :

$$i_{nk} = i_{m1} \cdot q^{(n-k)}$$



$$i_2 = 1,65$$

$$i_3 = 1,34$$

$$i_4 = 1,08$$

За 6-та икономична предавка приемам стойността от реалния автомобил:

$$i_6 = 0,65$$

Определяне на коефициента, отчитащ влиянието на въртящите се части:

$$\delta_{ai} = 1 + \delta_1 \cdot i_i^2 + \delta_2, [-], \delta_1=0,04; \delta_2=0,04$$

$$\delta a1=1,2081$$

$$\delta a2=1,1489$$

$$\delta a3=1,1118$$

$$\delta a4=1,0866$$

$$\delta a5=1,0703$$

$$\delta a6=1,0569$$

## 2.6. Мощностен баланс на автомобила

Построява се зависимостта на мощността на задвижващите колела и съпротивителната мощност от търкаляне и въздушно съпротивление като функция на скоростта на движение.

- мощност на задвижващите колела:

$$P_k = P_e \cdot \eta_{TP}, \text{ Kw} \quad (27)$$

- сумарна съпротивителна мощност:

$$P_c = P_f + P_w, \text{ kW}; \quad (28)$$

- мощност от съпротивление на търкаляне:

$$P_f = G \cdot f \cdot V, \text{ kW}; \quad (29)$$

- мощност от въздушно съпротивление:

$$P_w = W \cdot V^3, \text{ kW}; \quad (30)$$

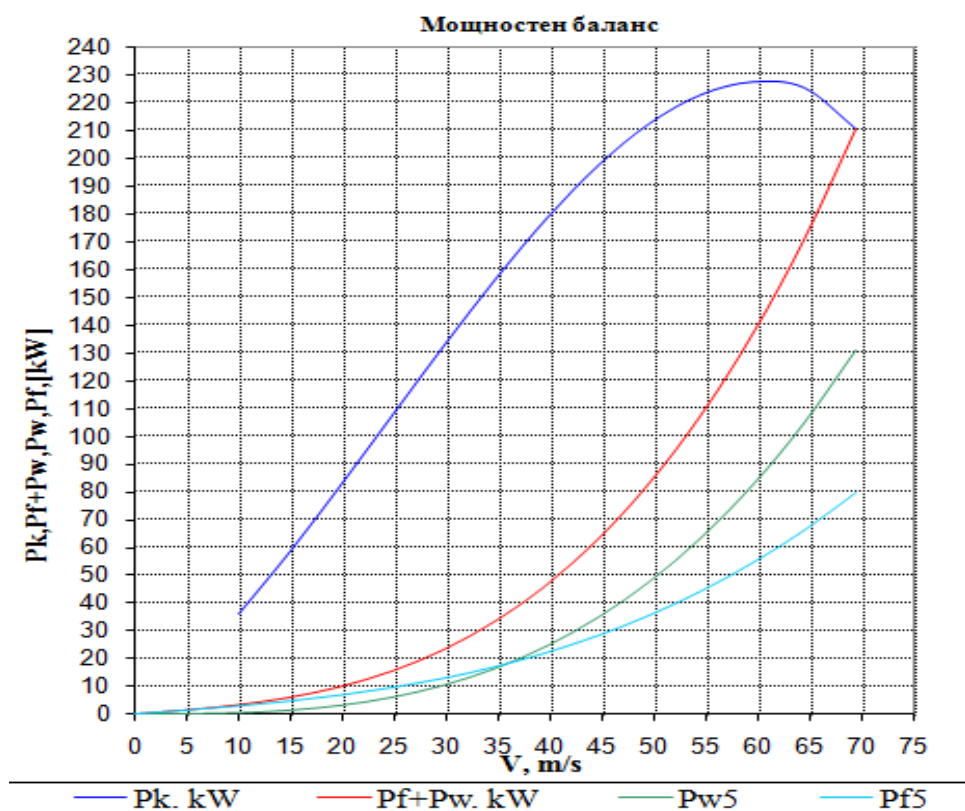
- скорост на движение:

$$V = \frac{\omega_{\partial} \cdot r_k}{i_i \cdot i_0}, \text{ m/s} \quad (31)$$

Пресечната точка на графиката на мощността на задвижващите колела с графиката на сумарната съпротивителна мощност определят максималната скорост на движение. Разчетите са представени в таблица 2. На фиг.2. е снета графичната зависимост на мощностния баланс [1, 2].

Таблица 2. Мощностен баланс на автомобила

| n, 1/min | Me, Nm | Pe, kW | V, m/s | Pk, kW | Pf+Pw, kW |
|----------|--------|--------|--------|--------|-----------|
| 0        | 287,6  | 0      | 0      | 0      | 0         |
| 500      | 331,6  | 17,362 | 4,9603 | 16,1   | 1,4       |
| 1000     | 369,1  | 38,65  | 9,9206 | 35,9   | 3,3       |
| 1500     | 400,1  | 62,853 | 14,881 | 58,5   | 5,9       |
| 2000     | 424,7  | 88,958 | 19,841 | 82,7   | 9,9       |
| 2500     | 442,9  | 115,95 | 24,802 | 107,8  | 15,5      |
| 3000     | 454,6  | 142,83 | 29,762 | 132,8  | 23,2      |
| 3500     | 459,9  | 168,57 | 34,722 | 156,8  | 33,4      |
| 4000     | 458,7  | 192,16 | 39,683 | 178,7  | 46,6      |
| 4500     | 451,1  | 212,6  | 44,643 | 197,7  | 63,1      |
| 5000     | 437,1  | 228,87 | 49,603 | 212,8  | 83,4      |
| 5500     | 416,6  | 239,96 | 54,563 | 223,2  | 107,9     |
| 6000     | 389,7  | 244,85 | 59,524 | 227,7  | 137,0     |
| 6500     | 356,3  | 242,54 | 64,484 | 225,6  | 171,2     |
| 7000     | 316,5  | 232,02 | 69,444 | 210,8  | 210,8     |



Фиг. 2. Графична зависимост на мощностния баланс

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В доклада са показани подходите при изчисляване на основни параметри за изследване на динамичните качества на автомобила.

Читателите, използващия този материал ще получат знания, нагледност и последователност на действията за понататъшно проектиране в автомобилната техника.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Й. Н. Димитров, Г. Д. Георгиев, Е. П. Морчев, Ст. Ст. Димитров. (1980). “Ръководство по проектиране, конструиране и изчисляване на АТК”. София, Техника.
- [2] Е. П. Морчев, (1983). “Проектиране и конструиране на автомобила”. София, Техника,
- [3] Л. К. Найденов, С. А. Нейков, Г.Д. Генев. (1990). “Автомобили”. София, Техника
- [4] Й. Раймпел, (1983). „Шаси автомобилей”. М., Машиностроение.
- [5] [www.BMW.bg](http://www.BMW.bg)
- [6] [www.carfolio.com](http://www.carfolio.com)
- [7] [www.auto.ru](http://www.auto.ru)