

# МАШИНО-<sup>®</sup> СТРОЕНИЕ

№ 5-6

ГОДИНА LI

2002



ИЗДАНИЕ НА МАШИНИТЕЛЕКТ - ЕООД

## АВТОМОБИЛЕН САЛОН СОФИЯ 2002

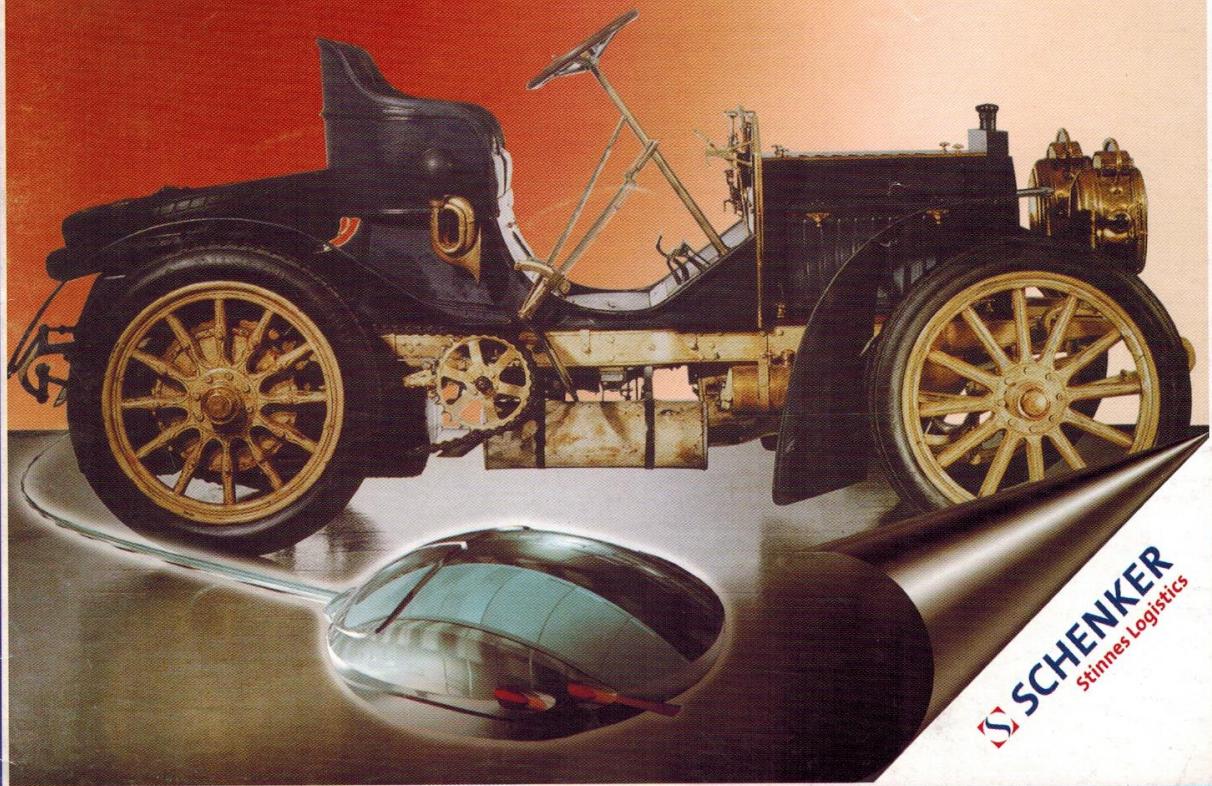
SAMSON - вашият партньор за успех



31-ва Международна специализирана изложба  
БУЛКОНТРОЛА-БУЛЕКОЛОГИЯ-БУЛЛАБОР  
и Бултерм - нефт и газ.

I-ва международна изложба ЕЛТЕХ

Видяно на индустриалния панаир в Хановер 2002



## СЪДЪРЖАНИЕ

Изследване на мажещите свойства на хранителни продукти И. Янчев, Г. Йорданов . . . . .	2
Ванадий в сферографитен чугун, предназначен за изотермично закаляване Г. Рашев . . . . .	5
Методика за измерване на параметрите пълна повърхнина и маслозадържаща способност на повърхнини, обработени посредством вибрационно повърхностно пластично деформиране (ВППД) Д. Георгиев, К. Кръстев, С. Славов . . . . .	8
Верижен електромотелфер с компенсиране на "полигонния ефект" И. Балашев . . . . .	13
Върху деформационното оразмеряване на телескопични вилици за трансманипулятори Д. Караванов . . . . .	15
Възможност за оценка на увеличаването на колелата в съвременното транспортно средство. Част I: геометричен кинетостатичен модел В. Драганов, Б. Гигов . . . . .	17
Автоматизиран избор на търкалящи лагери по показател дълготрайност И. Ковачев . . . . .	20

Редакционна колегия: проф. д-р инж. Владимир Костов, доц. д-р инж. Георги Попов, проф. д-р инж. Георги Цветков, проф. д-р инж. Димитър Стоянов, доц. д-р инж. Жулиета Калейчева, проф. д-р инж. Иван Коларов, проф. д-р инж. Йордан Димитров, доц. д-р инж. Камен Веселинов, проф. д-р инж. Кирил Ариандов, проф. д.т.н. Mumko Mihovski, доц. д-р инж. Наско Начев, доц. д-р Йор. Стефан Стефанов, доц. д-р инж. Тодор Нешков, проф. д.т.н. инж. Христо Шехтев, проф. д.т.н. инж. Виктор Анчев

Списанието се издава със съдействието на Българската браншова камара по машиностроение, Научно-техническият съюз по машиностроение и Българска браншова камара на електротехниката

The Magazine is published with assistance of the Bulgarian Branch Chamber - Machine Building, The Scientific - Technical Union of Machine Building and Bulgarian Branch Chamber of Electrical Engineering

обработки. С определената по този начин минимална стойност на  $f_\delta$  да се получи по (3) допустима стойност на  $f_Q$  и от там да се търсят (2) подходящи инерционни моменти на сеченията на секциите.

#### ПРАКТИЧЕСКО ПРИЛОЖЕНИЕ

При използването на предложената методика е удобно да се работи с готовите формули за определяне на провисването на секциите [4] от които се получават следните зависимости

$$f_{Q1} = \frac{Q(l-a-l_0)^3}{3EJ_1} + l_0 J g \frac{Q(l-a-l_0)^2}{2EJ_1} + (l-a) g \frac{Q(l-a-l_0)a}{3EJ_1}$$

$$f_{Q2} = \frac{F_A(l-a)^3}{3EJ_2} + (l-a) g \frac{Q(2l-2a-l_0)a}{3EJ_2} - \frac{F_R(l-2a)^3}{3EJ_2} - l g \frac{F_R(l-2a)^2}{2EJ_2} \quad (5)$$

$$f_{KQ} = \frac{F_A}{6EJ_2} [a(l-a)(l-2a)^2 - (l-2a)^3] + (l-a) g \frac{Q(2l-2a-l_0)a}{3EJ_2} - \frac{F_R(l-2a)}{3EJ_2}$$

където

$E$  е модулът на линейна деформация на материала,  $Pa$ ;

$J_1$  и  $J_2$  са инерционните моменти на сеченията съответно на носещата и средната секция.

Когато се разглежда виличен механизъм с 5 ролки (фиг. 1) с достатъчна за инженерната практика точност може да се приеме, че  $l = 4a$  и  $l_0 = a$ , при което

$F_A = 3Q$  и  $F_R = 2Q$ . В този случай изрази (5) добавят следния вид

$$f_{Q1} = \frac{20 Q a^3}{3 E J_1}; f_{AQ} = \frac{68 Q a^3}{3 E J_2};$$

$$f_{BQ} = 12 \frac{Q a^3}{E J_2}. \quad (6)$$

След заместване на (6) в (2) за провисването, предизвикано от натоварването се получава

$$f_Q = \frac{Q a^3}{3E} \left( \frac{20}{J_1} + \frac{164}{J_2} \right). \quad (7)$$

ПРИ СЪЩИТЕ ПРЕДПОСТАВКИ ПРОВИСВАНЕТО, ПРЕДИЗВИКАНО ОТ ХЛАБИННИТЕ В РОЛКОВИТЕ ОПОРИ ЩЕ БЪДЕ

$$f_\delta = 9\delta_p \quad (8)$$

При направените преобразувания на (5) в (6) максималната и вероятната грешка се увеличават главно за сметка на грешката при определяне на приложната точка на силата на тежестта на товара  $Q$ . Като се има предвид характера на товарните единици в стелажните складове [1] може да се достигне до извода, че при направеното приемане  $l_Q = a$ , грешката е в полза на сигурността (т.е. съществува малка вероятност машината да обработва товар с големина  $Q$ , при който  $l_Q < a$ ).

Ако в (7) и (8) се заместват реални стойности на параметрите на виличен механизъм на едноколонен трансманипулятор с товароподемност 2 тона и широчина на стелажния коридор 1600 mm:  $Q = 10 kN$ ;  $a = 0,35 m$ ;  $\delta_p = 0,001 m$ ;  $J_1 = 9,4 \cdot 10^{-6} m^4$ ;  $J_2 = 2,1 \cdot 10^{-5} m^4$  се получава  $f_\delta = 9 mm$  и  $f_Q = 7 mm$ .

От получения резултат се вижда, че значително намаляването на общото провисване може да се осъществи с намаляване на хлабините в ролковите опори, които в крайна сметка се оказват меродавни.

#### ИЗВОДИ

РАЗГЛЕДАНИ СА ДВОЙНО ТЕЛЕСКОПИЧНИ РОЛКОВИ ВИЛИЦИ ЗА ИЗНАСЯНЕ НА ТОВАРА НА ТРАНСМИПУЛАТОР.

ПРЕДЛОЖЕНА Е МЕТОДИКА ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПРОВИСВАНЕТО В КРАЯ НА ВИЛИЦИТЕ С ОТЧИТАНЕ НА ХЛАБИННИТЕ МЕЖДУ РОЛКИТЕ И НАПРАВЛЯВАЩИТЕ ПРОФИЛИ И ДЕФОРМАЦИИТЕ НА НОСЕЩАТА И СРЕДНАТА СЕКЦИЯ.

АНАЛИЗИРАНО Е ВЛИЯНИЕТО НА ГОЛЕМИНАТА НА ХЛАБИННИТЕ И ИНЕРЦИОННИТЕ МОМЕНТИ НА СЕЧЕНИЯТА НА СЕКЦИИТЕ ВЪРХУ ПРОВИСВАНЕТО. ДАДЕНИ СА ПРЕПОРЪКИ ЗА ИЗБОР НА ПРАВИЛЕН ПОДХОД ПРИ КОНСТРУИРАНЕ НА ВИЛИЧЕН МЕХАНИЗЪМ.

ИЗВЕДЕНИТЕ ЗАВИСИСТВИ (7) И (8) ДАВАТ ВЪЗМОЖНОСТ ЗА БЪРЗО ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПРОВИСВАНЕТО НА ВИЛИЦИТЕ В ПРОЦЕСА НА ПРОЕКТИРАНЕ.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Дивизиев, В. и др. Подемно-транспортни машини и системи. София, Техника, 1993.
2. Документация на "ИНТРАНСМАШ"- София, "Складова техника"- Горна Оряховица.
3. Караванов, Д. Особености при силовите пресмятания на механизъм за изнасяне на вилиците на трансманипулятор.
4. Кислов, И. Наръчник на инженера. София, Техника, 1960.
5. Мандичев, Г. Съпротивление на материалите. София, Изд. Технически университет, 1996.

## Възможност за оценка на увличаването на колелата в съвременното транспортно средство. Част I: двупорен кинетостатичен модел

Вътко Драганов  
Бойко Гигов

**Abstract.** Average values of entrainments of rear and front axles are determined in case of vehicle movement in curve. The analysis is made on the basis of information

received from ABS sensors in wheels and from a lateral acceleration sensor. An ideal vehicle model with "zero" width is used.

### 1. Увод.

Електронните системи за управление на тяговата динамика и устойчивост представляват неотделима част от съвременните транспортни средства (ТС). Бързодействието на изпълнителните елементи и скоростта на обмен на голямото количество информация между отделните системи превръщат ТС в типичен мекатронен обект [8].

Безопасността в експлоатацията на ТС е един от основните фактори, влияещи върху усъвършенстването на съществуващите системи, като например ABS, TCS, ASR системите. В последните изследвания особено внимание се обръща на пневматичната част от колелото като ключов елемент в поведението на ТС в реалните пътни условия [7]. Сцеплението на колелото с пътя зависи в голяма степен от самото му увеличане в процеса на движение на ТС [4]. Прогнозирането на увеличането на колелата в завой на едно ТС позволява допълнително прецизиране в работата на изпълнителните елементи на системите, следящи за поведението на ТС на пътя.

**ЦЕЛ НА НАСТОЯЩАТА РАБОТА Е ОПРЕДЕЛЕНИЕТО НА УСРЕДНЕННИТЕ СТОЙНОСТИ НА ЪГЛИТЕ НА УВЛИЧАНЕ НА КОЛЕЛАТА НА ДВАТА МОСТА НА ТС, ДВИЖЕЩО СЕ В ЗАВОЙ, НА ОСНОВАТА НА ИНФОРМАЦИЯТА, ПОЛУЧАВАНА ОТ СЕНЗОРИТЕ НА ABS СИСТЕМАТА В КОЛЕЛАТА И ИНЕРЦИОНЕН ДАТЧИК, РЕАГИРАЩ В НАПРАВЛЕНИЕ, ПЕРПЕНДИКУЛЯРНО НА НАДЛЪЖНАТА ОС НА ТС.**

### 2. Използвани обозначения.

$w_i$  - реални ъглови скорости на колелата,  $[s^{-1}]$ ;

$w_a$  - ъглова скорост на ТС в завой,  $[s^{-1}]$ ;

$r_d$  - динамичен радиус на колелата,  $[m]$ ;

$a_f$  - реално напречно ускорение на ТС,  $[m/s^2]$ ;

$m_a$  - обща маса на ТС,  $[kg]$ ;

$R$  - радиус на завоя,  $[m]$ ;

$L, B$  - надлъжна база и колея на ТС,  $[m]$ ;

$a$  - изместване на центъра на завоя,  $[m]$ ;

$\alpha_s$  - среден ъгъл на отклоняване на

управляемите колела,  $[rad]$ :

$\delta_f, \delta_r$  - усреднени ъгли на увеличане на предните, resp. задните колела,  $[rad]$ ;

$k_{\delta_i}$  - приведени коефициенти на странично увеличане,  $[N/rad]$ ;

$Y_f^\Sigma, Y_r^\Sigma$  - усреднени странични реакции в предните, resp. задните колела,  $[N]$ ;

$\Phi$  - центробежна сила,  $[N]$ .

### 3. Кинематика на модела.

В условията на чисто търкаляне на колелата по пътната настилка се използват познатите от литературата зависимости за определяне на скоростите на центровете на задните колела:

$$v_{ro} = w_{ro} \cdot r_d = w_a (R + B/2) \quad (1)$$

$$v_{ri} = w_{ri} \cdot r_d = w_a (R - B/2) \quad (1)$$

съответно за външното, респективно вътрешното задно колело, по отношение на завоя.

При известни ъглови скорости на задните колела  $w_{ro}$  и  $w_{ri}$  е удобно да се използва тяхното

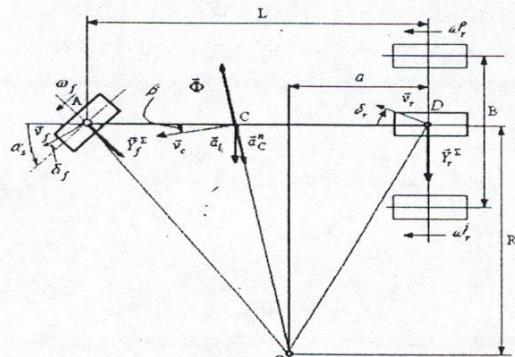
$$\text{отношение във вида: } i_v^r = w_{ro} / w_{ri}. \quad (2)$$

Самото отношение дефинира работата на задния мост и в условията на чисто търкаляне варира в тесни граници ( $i_v^r \in [1.0, 1.5]$ ), в зависимост от геометричните характеристики на самото ТС.

Отчитайки  $i_v^r$ , след почленното разделяне на зависимостите (1) и известна колея  $B$ , е възможно изразяването на радиуса на завой:

$$R = \frac{1 + i_v^r}{i_v^r - 1} \frac{B}{2}. \quad (3)$$

С цел опростяване на разсъжденията е възприет широко разпространеният модел на ТС с "нулева" широчина (фиг.1), използван за изследване на управляемостта и устойчивостта на различни ТС [1]. Въпреки приблизителния линеен характер на получаваните резултати, последните следва да се разглеждат като прогнози в системата "предиктор - коректор", каквито са по-голямата част от съвремените адаптивни системи за стабилизирането на ТС при движение в завой. Съгласно възприетия модел скоростите на предния и задния мост се



Фиг.1 Теоретичен модел /двуопрен/ на ТС.

представят посредством усреднените стойности на ъгловите скорости на колелата и лежат в равнини, успоредни на равнините на ротация на колелата:

$$v_f = \frac{w_{fo} + w_{fi}}{2} r_d \text{ и } v_r = \frac{w_{ro} + w_{ri}}{2} r_d. \quad (4)$$

Използването на теоремата за проекциите на скоростите на т. A и т. B от двата моста върху правата AB [9] позволява намирането на ъгъла на отклоняване на управляемите колела, а именно:

$$v_f \cos \alpha_s = v_r \quad (5)$$

При известни ъглови скорости на колелата на предния и задния мост се въвежда кинематичното отношение:

$$i_v^{rf} = \frac{w_{ro} + w_{ri}}{w_{fo} + w_{fi}}$$

и след заместване на (5) в (6) с отчитане на отношението  $i_v^{rf}$  се получава:

$$|\cos \alpha_s| = i_v^{rf}. \quad (6)$$

Анализът на данните, касаещи съвременните леки ТС [4,6], показва, че при условията на чисто търкаляне на гумите  $i_v^{rf}$  се изменя в тесни граници ( $i_v^{rf} \in [1.0, 0.8]$ ), които съответстват на ъгли на отклонение  $|\alpha_s| = 0^\circ \dots 36^\circ$ .

В близка околност на масовия център на ТС е монтиран датчик за ускорение [6] (т.  $C$  на фиг.1, лежаща на правата  $AB$ ). Последният реагира в направление, перпендикулярно на надлъжната ос на ТС и еднозначно определя вътрешното, респективно външно, спрямо завоя колело. От теоремата за проектиранието скорости за т.  $B$  и т.  $C$  се получава, че

$$v_c = v_r / \cos \beta. \quad (7)$$

Нормалното ускорение на т.  $C$  може да се представи чрез:

$$a_c^n = w_a^2 l_{OC} = w_a v_c,$$

а след заместване на (7) и втората зависимост от (4):

$$a_c^n = \frac{(w_{ro} + w_{ri}) r_d}{2 \cos \beta} w_a. \quad (8)$$

Проекцията на  $a_c^n$  в направление, перпендикулярно на надлъжната ос на ТС е:

$$a_l = a_c^n \cos \beta$$

и след заместване на (8) се получава:

$$a_l = \frac{(w_{ro} + w_{ri}) r_d}{2} w_a.$$

При движение с постоянна скорост регистрирането на  $a_l$  от датчика за ускорение позволява получаването на ъгловата скорост на ТС в завоя:

$$w_a = \frac{2a_l}{(w_{ro} + w_{ri}) r_d}, \quad (9)$$

а чрез нея и зависимостите (1) и възможността за оценка на заложената предпоставка за чисто търкаляне на колелата по пътната настилка.

#### 4. Определяне на ъглите на увличане на колелата.

Условието за равновесие в направление перпендикулярно на надлъжната ос на ТС има вида [1]:

$$Y_f^\Sigma \cos \alpha_s + Y_r^\Sigma = a_l m_a, \quad (10)$$

където сумарните странични реакции в двата моста  $Y_f^\Sigma$  и  $Y_r^\Sigma$  могат да се представят чрез [1,5]:

$$Y_f^\Sigma = -2k_{\delta f}\delta_f \text{ и } Y_r^\Sigma = -2k_{\delta r}\delta_r.$$

Приведените коефициенти на странично увличане  $k_{\delta i}$  зависят от редица фактори, по-важните от които са съответното вертикално натоварване на колелото, типа на гумата и налягането в нея, състоянието на пътната настилка и скоростта на движение [3]. При малки стойности за  $\delta_i$  и ТС с класическа компоновка (единакво разпределение на

$m_a$  върху двата моста) може да се приеме, че  $k_{\delta f} = k_{\delta r} = k_\delta$  [2,6]. Отчитайки зависимост (6) и условиято за равновесие добива вида:

$$\delta_f i_v^{rf} + \delta_r = -\frac{a_l m_a}{2k_\delta}. \quad (11)$$

Уравненията на геометричните връзки, съгласно фиг.1, са:

$$\frac{L-a}{R} = \tan(\alpha_s - \delta_f) \text{ и } \frac{a}{R} = \tan \delta_r.$$

Тъй като реално  $\alpha_s < 40^\circ$  и  $\delta_i < 10^\circ$  се приема, че  $\tan \delta_i \approx \delta_i$  и  $\tan \alpha_s \tan \delta_i \approx 0$ . При тези условия от първата геометрична зависимост се получава:

$$\delta_f = \tan \alpha_s + \delta_r - L/R. \quad (12)$$

След заместване на (12) в условиято за равновесие (11) се получава:

$$\delta_r (1 + i_v^{rf}) = -\frac{a_l m_a}{2k_\delta} + \frac{L}{R} i_v^{rf} - \sin \alpha_s.$$

а след отчитане на зависимости (4) и (6) и съответни преобразувания за ъгъла на странично увличане на задния мост окончателно се получава:

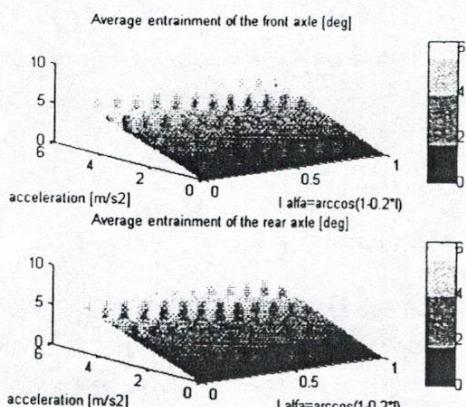
$$\delta_r = \left( -\frac{a_l m_a}{2k_\delta} + 2 \frac{i_v^r - 1}{i_v^r + 1} \frac{L}{B} i_v^{rf} - \sqrt{1 - i_v^{rf 2}} \right) / (1 + i_v^{rf}). \quad (13)$$

#### 5. Резултати от численото моделиране.

На фиг.2 са представени ъглите на увличане на предните, респективно задните колела, във функция на страничното ускорение  $a_l$  и отклонението на управляемите колела  $\alpha_s$ . Самото отклонение е представено в безразмерен вид според зависимостта  $\alpha_s = \arccos(1 - 0.2I)$  при  $I \in [0.0, 1.0]$ , като  $I = 1.0$  съответства на  $\alpha_s^{\max}$ . Параметрите на ТС, заложени в модела, са съответно  $m_a = 2100 \text{ kg}$ ,  $L = 2450 \text{ mm}$  и  $B = 1540 \text{ mm}$ . Приведеният коефициент на странично увличане е приет  $k_\delta = 25.5 \text{ kN/rad}$ , съответстващ на линеаризираната характеристика на гума 235/R16 при  $\delta = 10^\circ$  и радиално натоварване от  $5 \text{ kN}$ . Почти линейният характер на зависимостите  $\delta_i = \delta_i(a_l, i_v^r, i_v^{rf})$  е обусловен от заложените предпоставки за равномерно разпределение на масата върху двата моста, еднаква напречна еластичност на колелата и спазване на условиято за чисто търкаляне на колелата по пътната настилка.

#### 6. Заключение

Представен е теоретичен модел за определяне на ъглите на увличане на колелата при движение на ТС в завой. Самият модел се основава на величини, получавани от сензорите на ABS системата в колелата и от датчик за напречно ускорение, монтиран в самото ТС. Анализът е направен при условиято за равномерно разпределение на вертикалните натоварвания върху



Фиг.2 Резултати от численото моделиране при изпълнение на условиято за чисто търкаляне на колелата.

двета моста и номинално налягане в колелата. Посредством въвеждането на подходящо дефиниран коефициент за преразпределение на вертикалните натоварвания между двета моста (например от регулатора за преразпределение на спирачните усилия) е възможна корекция на резултатите в

динамичен режим. Получените резултати могат да бъдат използвани за оценка на възможностите на отделните колела (предни и задни) да понасят движещи, респективно спирачни сили в условията на движение на ТС.

### Използвана литература

1. Б. Петков, Теория на автомобила, трактора и кара, С., Техника, 1979;
2. П. Аксенов, Многоосные автомобили, М., Машиностроение, 1989;
3. И. Рампель, Шаси автомобиля, М., Машиностроение, 1983;
4. И. Рампель, Шаси автомобилия, Амортизаторы, шины, колеса, М., Машиностроение, 1987;
5. И. Рампель, Шаси автомобиля, Рулевое управление, М., Машиностроение, 1987;
6. Каталожни материали на фирмите Ford Motor Corp., Daimler-Chrysler AG;
7. Материалы на фирмата Continental tires, публикувани в сп. Popular Science N4, 2001г;
8. J. Daniels, Automotive Technology. Engineering the Future, FT Automotive Report, 1999;
9. S. Targ, Theoretical Mechanics, A short course, М., Мир, 1976.

## Автоматизиран избор на търкалящи лагери по показател дълготрайност

д-р инж. Ивайло Ковачев

**Par rapport ou choix automatise des roulements en utilisant le logiciel "Mechanical Desktop 6"**

ing. Ivaylo Kovatchev Pч.D.

L'article montre les differences des caractéristiques ( $L$  et  $L_h$  – duree de vie des roulements en millions de tours ou en heures, les coefficients radial  $X$  et axial  $Y$  du roulement) parmi un roulement choisi avec l'aide des catalogues (SKF et FAG) et un roulement qui travaille sous les memes charges ( $F_r$ ,  $F_a$ ,  $n$ ) et qui est propose et choisi par le logiciel "Mechanical Desktop 6".

В последните години, вече не и толкова отскоро, във функция от развитието на компютърната техника, на ниво компоненти и програмно осигуряване, се заговори за т. нар. "глобални компютърни модели на сложни механизми" [5]. Това означава създаването на цялостен компютърен модел на механизма и изследването му на всеки етап от конструкторските работи с отделни софтуерни продукти, работещи в обща среда. Така например, моделирането на отделните елементи може да се извърши на един продукт, изследването на напреженията и деформациите /изключително по метода на крайните елементи/ на втори, симулацията на работата на механизма и динамичния анализ на трети и т. н.

"Mechanical Desktop 6" [3] е програмен продукт за параметрично тримерно моделиране при конструиране в областта на машиностроенето. Построен е на платформата на "Autocad" /броят на потребителите на "Autocad" значително превишава

този на всяка друга CAD-система/. Съчетава чертането в две измерения с мощното тримерно моделиране. Съществено предимство е включването на т. нар. генератори на машиностроителни възли, библиотеки и модули за инженерни пресмятания, които спомагат за избор на конкретен типоразмер от съществуваща библиотека елементи или анализ на разпределението на напреженията и деформациите.

Генераторът на валове позволява създаването на тримерни търдотелни валове, включващи центрови отвори, резби, профилни съединения, стандартизирана изделия като търкалящи лагери, зъбни колела и др. По данни [3] използването само на единият модул, спестява до 95% от необходимото време при обичайните процедури при избор на лагери и получаване на конструкторска документация на валове. Използването на програмни приложения в конструкторската работа, съществено подобрява културата на работното място на инженерите и чертожниците, като способства за създаване на полезни навици, от които ефекта може да се мултиплицира, тъй като логиката на работа с голяма част от актуалните CAD-системи е подобна и прехода в използването от един на друг програмен продукт е по-бързо.