

Българско списание за Инженерно ПРОЕКТИРАНЕ

брой №11, април 2012г.

ЦЕЛ И ОБХВАТ

„Българско списание за инженерно проектиране” е периодично научно списание с широк научен и научно-приложен профил. Целта му е да предостави академичен форум за обмен на идеи между учените, изследователите, инженерите, потребителите и производителите, работещи в областта на машиностроенето, транспорта, логистиката, енергетиката, технологиите, съвременното компютърно проектиране, а също така и в областта на различни интердисциплинарни научни и научно-приложни проблеми. Издателите приветстват научни публикации с високо качество и значими научни, научно-приложни и творчески приноси.

РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

Почетен председател

Л. Димитров, ТУ-София, България

Председател

Б. Григоров, ТУ-София, България

Членове

| | | | |
|-----------------------|------------------------------|-------------------------|-------------------------------------------------------|
| М. Георгиев | ТУ-София, България | К. Деметрашвили | ТУ, Тбилиси, Грузия |
| Д. Ралев | ТУ-София, България | С. Симеонов | ТУ, Бърно, Чехия |
| Г. Дюкенджиев | ТУ-София, България | В. Иванов | Одески национален политехнически университет, Украйна |
| М. Денчев | ТУ-София, България | А. Янакиев | Nottingham Trent University, UK |
| И. Малаков | ТУ-София, България | Н. Чернев | University of Auvergne, France |
| П. Петров | ТУ-София, България | В. Lepadatescu | Transilvania University of Brashov, Romania |
| В. Панов | ТУ-София, България | N. Zrnic | University of Belgrad, Serbia |
| М. Георгиев | ТУ-София, България | M. Jovanovic | University of Nish, Serbia |
| Ст. Карапетков | ТУ-Сливен, България | D. Michalopoulos | University of Patras, Greece |
| Б. Туджаров | ТУ-София, България | N. Kubota | Tokyo Metropolitan University, Japan |
| М. Вичева | ТУ-София, България | С. Емельянов | Юго-Западный гос. университет, Курск, Россия |
| Н. Николов | ТУ-София, България | Л. Червяков | Юго-Западный гос. университет, Курск, Россия |
| М. Георгиев | МГТУ Станкин, Москва, Россия | | |

Редактор

Р. Митрев, ТУ-София, България

Издател: Машиностроителен факултет, Технически университет-София. ISSN 1313-7530; **Адрес на редакцията:** София, бул. Климент Охридски №8, Технически Университет-София, бл.4, Машиностроителен факултет; **Електронна версия:** bjed.tu-sofia.bg.

Bulgarian journal for **Engineering Design**

issue №11, april 2012

AIM AND SCOPE

Bulgarian Journal for Engineering Design is a periodical scientific issue covering wide scientific and application areas of engineering activities. The aim of the journal is to provide an academic forum for exchange of ideas and information between scientists, engineers, manufacturers and customers working in the spheres of mechanical engineering, transport, logistics, power engineering, modern computer – aided design and technology and solving different interdisciplinary scientific and applied problems. The editors welcome articles of substantial quality bearing significant contribution to the engineering knowledge.

EDITORIAL BOARD

Honorable chairman

L.Dimitrov, TU-Sofia, Bulgaria

Chairman

B.Grigorov, TU-Sofia, Bulgaria

Members

| | | | |
|-----------------------|---------------------------------|------------------------|------------------------------------------------|
| M.Georgiev | TU-Sofia, Bulgaria | K.Demetrashvili | TU, Tbilisi, Georgia |
| D.Ralev | TU-Sofia, Bulgaria | S.Simeonov | TU, Brno, Czech Republic |
| G.Diukendzhiev | TU-Sofia, Bulgaria | V.Ivanov | Odessa national university, Ukraine |
| M.Denchev | TU-Sofia, Bulgaria | A.Ianakiev | Nottingham Trent University, UK |
| I.Malakov | TU-Sofia, Bulgaria | N.Chernev | University of Auvergne, France |
| P.Petrov | TU-Sofia, Bulgaria | B.Lepadatescu | Transilvania University of Brashov, Romania |
| V.Panov | TU-Sofia, Bulgaria | N.Zrnic | University of Belgrad, Serbia |
| M.Georgiev | TU-Sofia, Bulgaria | M.Jovanovic | University of Nish, Serbia |
| St.Karapetkov | TU-Sliven, Bulgaria | D.Michalopoulos | University of Patras, Greece |
| B.Tujarov | TU-Sofia, Bulgaria | N.Kubota | Tokyo Metropolitan University, Japan |
| M.Vicheva | TU-Sofia, Bulgaria | S.Emelianov | South West State University, Kursk, Russia |
| N.Nikolov | TU-Sofia, Bulgaria | L.Cherviakov | South West State University, Kursk, Russia |
| M.Georgiev | MGTU Stankin, Moscow, Russia | | |

Editor

R.Mitrev, TU-Sofia, Bulgaria

Publisher: Mechanical Engineering Faculty, Technical University-Sofia. ISSN 1313-7530; **Publisher Address:** Bulgaria, Sofia, Kliment Ohridski blvd. №8, Technical University-Sofia, Mechanical engineering faculty; **Electronic version:** bjed.tu-sofia.bg.

СЪДЪРЖАНИЕ

| | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Simulating the working process of the overspeed elevator governors using inventor dynamic simulator..... | 5 |
| B.Grigorov | |
| Приложение на аналитично – геометричен подход при анализа на пътно – транспортни произшествия | 11 |
| Б.Туджаров, В.Пенчев | |
| Приложение на метода на дискретните елементи при вибрационна сепарация на насипни зърнести материали по непефорирана повърхност..... | 17 |
| В.Панов, Н.Рачев | |
| Кинематика на кабина, хващач, носач и въже от едновъжен кабинков лифт в 3D пространството..... | 25 |
| В.Ахчийски, И.Ангелов, Г.Илиев | |
| Матрична кинематика на лек автомобил в тримерното пространство | 29 |
| И.Ангелов, В.Бачев, В.Ахчийски | |
| Високоскоростни навити маховици с предварително напрегната структура за оптимално напрегнато състояние в процес на експлоатация | 39 |
| Г.Чакмаков, В.Живков, Н.Николов, Г.Тодоров | |
| Автоматично откриване на излишни геометрични ограничения в модел на сглобена единица | 47 |
| П.Горанов, Е.Тодорова | |
| Структурно многообразие на интелектуална система – опит за обобщение | 51 |
| К.Крачунов | |
| Планиране на движението на манипулатор с циклово програмно управление | 55 |
| Р.Митрев, П.Петров, В.Панов | |

CONTENTS

| | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Simulating the working process of the overspeed elevator governors using inventor dynamic simulator | 5 |
| B.Grigorov | |
| Application of approach based on analitic geometry for the needs of vehicle crash accidents investigation | 11 |
| B.Tudjarov, V.Penchev | |
| Application of distinct element method in vibrational separation of grain materials | 17 |
| V.Panov, N.Rachev | |
| Kinematics of gondola, grip, hanger and rope from monocable gondola lift in 3d space | 25 |
| V.Ahchiyski, I.Angelov, G.Iliev | |
| Matrix kinematics of the automobile in the tree-dimensional space | 29 |
| I.Angelov, V.Bachev, V.Ahchiyski | |
| High-speed wounded prestressed flywheels for optimal stress distribution in the operating process | 39 |
| G.Chakmakov, V.Jivkov, N.Nikolov, G.Todorov | |
| Automatic detection of redundant geometric constraints in model of assembled unit | 47 |
| P.Goranov, E.Todorova | |
| Structural diversity of intellectual system – an attempt for generalization | 51 |
| K.Krachunov | |
| Trajectory planning of “pick and place” manipulator motion | 55 |
| R.Mitrev, P.Petrov, V.Panov | |

SIMULATING THE WORKING PROCESS OF THE OVERSPEED ELEVATOR GOVERNORS USING INVENTOR DYNAMIC SIMULATOR

Bojidar GRIGOROV

Department „Engineering Logistics”, Technical University – Sofia, Bulgaria

e-mail: b.grigorov@tu-sofia.bg

Abstract: The overspeed elevator governor is a safety mechanical device used to stop the installation when a preset exceeding of the car speed occurs. In the most cases such devices utilizes the principle of a rocker sliding along the rotating cam with special profile. The speed of the cam rotation is determined by the cabin speed. Here, the basic task is the proper device adjustment, which usually is performed experimentally and depends on the multitude of factors – the cam profile, rocker mass characteristics, spring force ext. The present article reveals the possibility of rocker motion simulation based on the geometrical 3D model and using Inventor dynamic simulator. Two scenarios of the simulation are presented allowing visualization and investigating of the working process. Such simulation will also assist the designer in examining different cam profiles as well as giving recommendations for the device set-up and, in particular precise determining of the spring force. Simulation of this kind will also provide possibilities for inspection and precise set-up of existing devices.

Keywords: passenger lifts, overspeed governor, dynamic simulation, geometrical model, Inventor dynamic simulator

1. INTRODUCTION

The overspeed elevator governors are safety mechanical devices used to initiate stopping the installation when a preset exceeding of the car speed occurs. Such devices are attached to the moving car of the elevator or are in static position coupled with the power station. Governors also utilize different working principles – in some cases centrifugal forces move weights (flyballs) which at overspeed locks the mechanism. Alternative design is shown in fig.1. It uses a roller (1) mounted on a pendular rocker (2) (arresting rocker), and pressed on the curve-shaped part (cam) of the governor wheel (3) by means of extended helical spring (4). The governor wheel is rotates by a rope passing through the V shaped rope groove (7), and attached firmly to the safety gear of the elevator’s car. When the preset release speed is exceeded, the curved surface assigns, at a certain point, sufficient initial speed to the rocker allowing it to be ejected off the surface of motion, overcoming the spring force. Thus the arresting pendulum is moved so far that its catch (5) engages in the stopper cams of the governor wheel (6), blocks the governor wheel and rope, and thus engages the safety gear on the car.

The latter designs are widely used in elevators, but require fine setting-up in order to assure the right

trajectory of the rocker after ejecting from the surface.

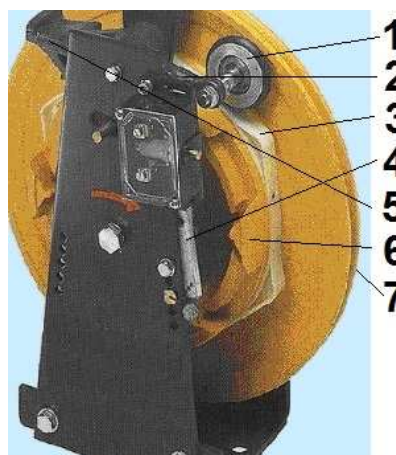


fig.1 Overall view of an overspeed elevator governor

Such a trajectory, at the release speed of the wheel (preset exceeded car speed), depends mostly on the particular geometry of the cam and the spring force. The rockers can also be changed (or counterweights used) in order to allow the same size of governor to be utilized for different nominal car speeds.

The tuning of the governors is done by trials using particular cam geometry, and changing the spring force by selecting a proper spring and adjust-

ing its length. This process requires multiple tests, time and effort even for skilled mechanics. In many cases however the efforts could greatly be reduced if some kind of simulation is made at the stage of design. Article [1] proposes one analytical solution which although yielding very precise results, requires certain mathematical knowledge and programming skills not anytime available at small producing companies.

Recently, the modern, integrated high level CAD systems offer a tool to overcome such a problem by providing the designers with means to perform dynamic investigations of assembled constructions using geometrical models created in virtual environment. Packages such as PTC Wildfire, Unigraphics NX6, Solidworks and others incorporate powerful kinematic and dynamic simulators capable for solving considerable scope of problems without the necessity of "in depth" knowledge and skills in theoretical mechanics and geometry.

The present work describes the utilisation of the Autodesk Inventor Dynamic Simulator for investigating the motion of the rocker for a particular design of overspeed governor as described above

2. GEOMETRICAL MODEL

The of a overspeed governor is shown in fig.2. It is a foundation of all design activities and has to be built with maximum details in order to create engineering documentation – drawings, bills of materials and other documents. For the purposes of dynamic simulation however the model must be considerably simplified living only the components under investigation which assembled models are in "rigid" status when inserted into the final assembly. In this particular case, the governor's frame is of sheet metal design shown partly in Figure 2 as semitransparent. The two other important components – assemblies of the rocker and the governor wheel are constrained to the frame using "insert with distance" mating condition. This allows such constraints to be automatically resolved as "rotational joints" in the Dynamic Simulator Environment.

The cam profile could be of different design and in the concrete case consists of one linear section and three arcs, all elements tangent at the neighboring points. This pattern repeats itself every 90° , so the cam has four identical sections.

3. SIMULATION

The overall purpose of the simulation is to determine the motion law (trajectory of motion) for the rocker when ejected off the profile of the cam at the preset angular speed of the governor's wheel. As it was mentioned above, this trajectory except for the car speed depends on the multitude of factors, some of which – mass characteristics of the rocker and cam profile are provided by the geometrical model.

Having relatively simple kinematics we can use the automatic conversion of the of the assembly constraints to standard joints after switching to simulation mode. In this case we obtain two joints of the type "Revolution" – between the grounded frame and the governor's wheel, and second – between the frame and the rocker, as shown in fig.2.

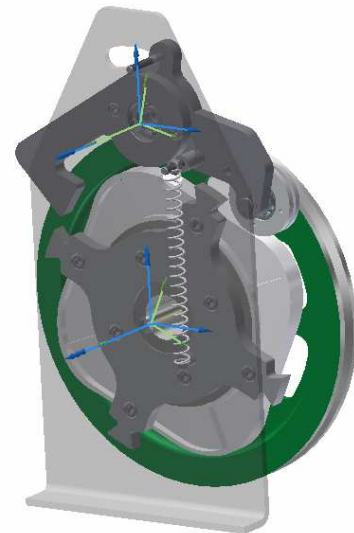


fig.2 Geometrical model

Without applying any customization or programming utilities, we have two scenarios to solve the task of simulating the working process of an overspeed governor.

The first scenario involves two-stage solution and could be considered as more precise.

On the first stage we simulate the wheel rotation and pendulum-like movement of the rocker forced by roller-cam sliding in order to determine the deviation and velocity of the rocker. In order to prepare the simulation on this stage we must:

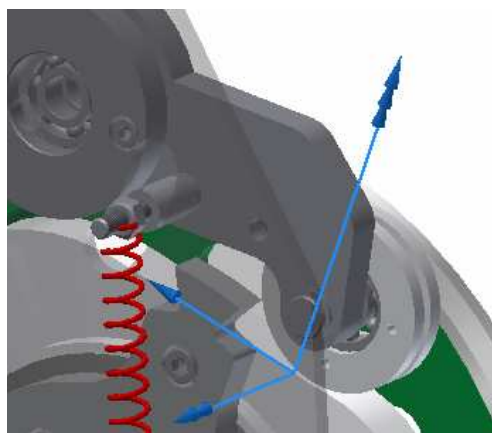


fig.3 Sliding and force (Spring/Damper/Jack) joints

| User Parame... | | | | | | | |
|----------------|-------|-----------------------------|------------|------|--------------------------|--------------------------|------------------------------------------|
| vl | m/s | 1.1 m/s | 1.100000 | 1... | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | Overspeed car velocity [m/s] |
| dw | m | 0.292 m | 0.292000 | 0... | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | Wheel diameter [mm] |
| omega | deg/s | $2 \cdot vl \cdot \pi / dw$ | 431.680531 | 4... | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | Wheel overspeed angular velocity [deg/s] |
| Lspr | mm | 65 mm | 65.000000 | 6... | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | The initial spring length |
| kspr | N/mm | 0.04 N/mm | 0.040000 | 0... | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | Spring stiffness |

fig.4 User parameters

- add the gravitational force. This force acts along the vertical edge of the frame in negative, in respect to the Y axis of the revolution joints, direction;

- add a sliding joint – “cylinder on curve” type between the roller and the cam as shown in fig.3. This will allow the roller to slide along the cam profile and hence simulate the pendulum-like motion of the rocker;

- define some constants – such as the elevator car’s admissible (arresting) speed and the wheel diameter. These values are set as user parameters with their measurement units and can be used to compute other parameters such as wheel’s angular speed ω (fig.4). Setting the constants as user parameters allows quick and easy change as further on all the different joint parameters could be set to correspond to these constants.

- define the joint properties. As the wheel rotates with constant speed, for the first revolute joint we specify the initial speed equal to ω as well as imposed motion – velocity as linear ramp with starting and ending values of the same magnitude. For better results it is advisable to simulate the turn of the wheel at least 180° which gives end time of

the simulation $180/\omega$. Here the measurement units for the angle [deg] must be specified implicitly.

Fig.5 displays the results of the simulation as shown by the output grapher (the values for the second joint positions (angle β) are multiplied in order to fit into the graphics). The grapher allows searching for maximum positive value of the second joint velocity ω_{max} at which value the roller is expected to be ejected off the cam. The values for the joints positions α_0 and β_0 at this moment should also be read.

The second part of the simulation investigates the motion of the rocker rotating freely, and the sliding joint must be suppressed for this purpose. We set initial position equal to α_0 for the first joint, and

the same imposed speed as for the first simulation. For the second revolution joint we specify β_0 as initial position and ω_{max} as initial velocity. Two more joints must be added:

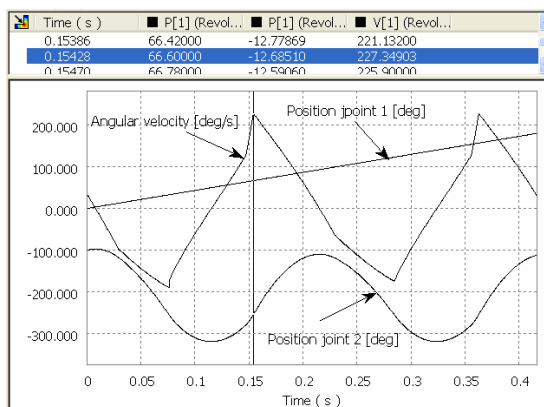


fig.5 Time change of positions and velocities in joints

- force (Spring/Damper/Jack) joint with spring force acting between the points of the spring attachment to the body and the rocker as shown in fig.2 and fig.3. Basic parameters for this joint are the stiffness and the free length of the spring, which can

also be specified as user parameters for convenient editing (fig.4).

- 2D contact joint between the catch part of the rocker and the stopper cams of the governor wheel (fig.6) in order to simulate the catch – cams engagements. If the rocker is moved back enough, the catch will engage, which stops the wheel rotation.

Such situation is shown in fig.6. Fig.7 shows the position of the rocker and the spring force until engaging the cams.

The precision of the simulation can be easily checked as the rocker motion after ejected off the surface can be described by simple second order differential equation, which can be written in vector form. Expressing all the acting forces in coordinate system connected firmly to the rocker $\{C\}$ we have:

$$\ddot{\beta} = \frac{-{}^C\mathbf{P}_{s1} \times {}^C\mathbf{F} + {}^C\mathbf{P}_G \times {}^C\mathbf{G}}{J} \quad (1)$$

$${}^C\mathbf{F} = \left(|{}^C\mathbf{P}_{s2} - {}^C\mathbf{P}_{s1}| - L_0 \right) \cdot c_s \cdot \frac{{}^C\mathbf{P}_{s2} - {}^C\mathbf{P}_{s1}}{|{}^C\mathbf{P}_{s2} - {}^C\mathbf{P}_{s1}|} \quad (2)$$

$${}^C\mathbf{G} = {}^C_A R \cdot {}^A\mathbf{G} = {}^C_A R \cdot [0 \quad -mg]^T \quad (3)$$

where: $\ddot{\beta}$ - angular acceleration of the rocker;
 J - inertial mass moment of the rocker in respect to the axis of rotation; ${}^C\mathbf{P}_{s1}$, ${}^C\mathbf{P}_{s2}$ - positional vectors of the spring attachment points in respect to rocker's coordinate system $\{C\}$; L_0 , c_s - initial length and stiffness of the spring; ${}^C\mathbf{G}$ - weight of the rocker expressed in the rocker's coordinate system; ${}^C\mathbf{P}_G$ - positional vector of the rocker's mass center; ${}^C_A R$ - rotational matrix describing an unmovable frame $\{A\}$ in respect to the coordinate system of the rocker $\{C\}$ (function of β - fig.8).

The above equation could be numerically solved with initial conditions $\beta_{t=0} = \beta$ and $\dot{\beta}_{t=0} = \omega_{r \max}$.

The second scenario presumes existing of two 2D contact joints – one between the catch part of the rocker and the stopper cams and second – between the roller and the leading curved surface of the governor wheel (position 3 in Figure 1).

In this case the simulation can be started at any position of the wheel as for the initial part of the first scenario.

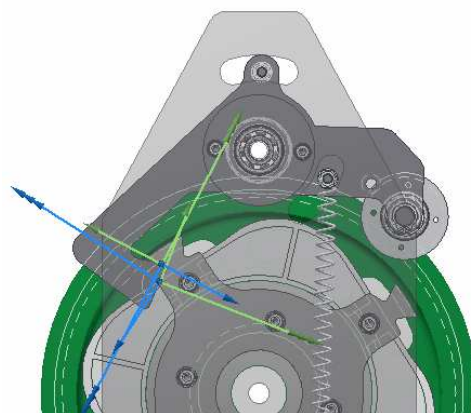


fig.6 Simulation of the rocker-wheel engagement

When applying such scenario however, certain small bumpings of the roller off the leading surface are observed, even with sufficient spring force applied. Such bumpings during the simulation eventually lead to engaging the mechanism. Such situation is not possible for a real design, as bumpings are sufficiently damped by the rubber roller coating as well as by the soft material of the cam itself. Nevertheless the second scenario gives very good insight and illustration of the process.

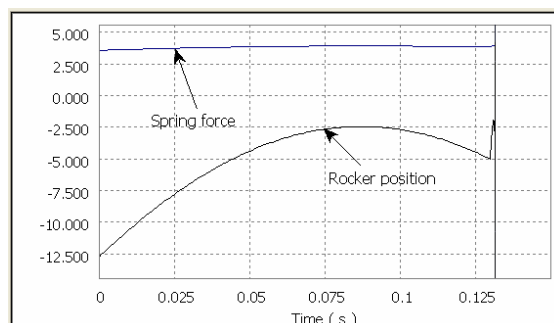


fig.7 Spring force and rocker position for the second part of the first scenario

4. CONCLUSIONS

Using the Inventor Simulator allows the working principle of the overspeed elevator governor to be simulated with great degree of precision as early as on the stage of design. The simulation allows, for a particular design, the necessary spring force to be determined for different working conditions – eleva-

tor speed or wheel diameter. Using such approach the designers can also:

- investigate the dynamic behavior of different rocker designs (some of them having counterweight) for operating with wider range of elevator car speeds;

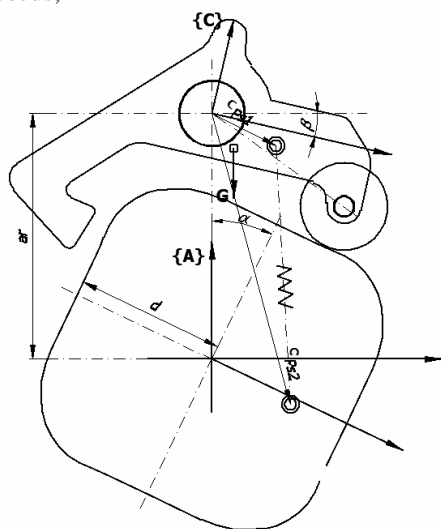


fig.8 Attachment of the local coordinate systems

- investigate different solutions for the curved leading surface upon the work of the mechanism. In this case the same arresting speed of the elevator in both directions must be assured, which is not exactly the case concerning the above described design.

References

1. Григоров, Б., Г. Илиев. Динамична симулация на асансьорен ограничител на скоростта. София, Българско списание за инженерно проектиране, брой 5, 2010;

ПРИЛОЖЕНИЕ НА АНАЛИТИЧНО – ГЕОМЕТРИЧЕН ПОДХОД ПРИ АНАЛИЗА НА ПЪТНО – ТРАНСПОРТНИ ПРОИЗШЕСТВИЯ

Борис ТУДЖАРОВ¹ Васил ПЕНЧЕВ²

¹катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет - София, България
e-mail: bntv@tu-sofia.bg

²катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет - София, България
e-mail: vasil_penchev@tu-sofia.bg

Резюме: В работата авторите са представили подход за решаване на задачи от автотехническата експертиза чрез аналитичната геометрия в комбинация с основните закони на механиката. Изготвен е теоретичен модел, въз основа на който могат да се извършват анализ и верификация на анализи на различни видове пътно – транспортни произшествия.

Ключови думи: пътно – транспортно произшествие (ПТП), автотехническа експертиза, теория на удара, аналитична геометрия

1. УВОД

Анализът и моделирането на пътно – транспортни произшествия е ресурсоемка задача, която често пъти поставя пред изготвящият го субект множество трудности.

Основен фактор за качеството на изготвения анализ е комплексното взаимодействие между знания, умения и опит на експерта.

Много често експертите прибегват, по една или друга причина, до използването на готови софтуерни продукти за анализ на ПТП, в които лесно и бързо могат да изготвят своите експертни заключения. В тези продукти се използват многообразни механо-математически модели, основаващи се на различни механични теории [1].

Авторите предлагат анализ на ПТП базиран на закона за запазване на импулса и изследването и моделирането на геометричните параметри на движението на участниците в тях, използвайки координатите на характерни точки от местопроизшествието.

В тази връзка целта на настоящата работа е представянето на подход и средство за анализ и моделиране на ПТП с помощта на аналитичната геометрия и векторната алгебра, както и са разгледани условията за приложимост на представения метод.

2. ПРОБЛЕМ И НАЧИН НА РЕШАВАНЕТО МУ

Движението на тяло или система от тела най – често в разглежданите случаи се извършва от гледна точка на механиката. Факт е, че движението е промяна на положението в пространството на разглеждания обект в течение на времето. Следователно движението на разглеждания обект може да се опише с помощта на геометрични параметри, които най – често са:

1. Координати на положението на обекта (в равнината или пространството) в различни моменти от време.

2. Траектория на движението на участника (участниците);

Траекторията на движението от своя страна също може да се представи като множество точки с техните координати в определени моменти от време.

Геометричните параметри на движението са неизменно свързани с кинематичните такива – скорости, ускорения, траектория и т.н – векторни величини, чието представяне е лесно чрез апарата на векторната алгебра и аналитичната геометрия.

Основна роля в предложението от авторите метод заема теорията на удара [2,3], в частност закона за запазване на импулса (количеството на движение) (1). Въз основа на него са изведени и формулите (2)...(9). В (1) основните съставни са маса и скорост на движение на участника в удара:

$$m_1 \vec{u}_1 + m_2 \vec{u}_2 = m_1 \vec{v}_1 + m_2 \vec{v}_2 \quad (1)$$

$$m_1 u_{1n} + m_2 u_{2n} = m_1 v_{1n} + m_2 v_{2n} \quad (2)$$

$$m_1 u_{1\tau} + m_2 u_{2\tau} = m_1 v_{1\tau} + m_2 v_{2\tau} \quad (3)$$

$$\frac{v_{1n} - v_{2n}}{u_{1n} - u_{2n}} = -k \quad (4)$$

$$\frac{v_{1\tau} - v_{2\tau}}{u_{1\tau} - u_{2\tau}} = 1 - \lambda \approx 1 \quad (5)$$

$$v_{1n} = u_{1n} - (1+k) \frac{m_2}{m_1 + m_2} (u_{1n} - u_{2n}) \quad (6)$$

$$v_{2n} = u_{2n} + (1+k) \frac{m_1}{m_1 + m_2} (u_{1n} - u_{2n}) \quad (7)$$

$$v_{1\tau} = u_{1\tau} \quad (8)$$

$$v_{2\tau} = u_{2\tau} \quad (9)$$

където: m_1 и m_2 са масите на участниците в произшествието; $u_{i,2}$ и $v_{i,2}$ са скоростите на движение на участниците, съответно преди и след момента на удара.

Чрез използването на зависимости между кинематични параметри на движението с тяхната геометрична интерпретация могат да се решават поставените задачи, отнасящи се до анализа на произшествието.

Задачата, която се поставя за решаване е: известни са началните условия. Търсим крайните условия.

В разглеждания случай се приемат за известни: марка и модел на автомобилите, направлението на движение на автомобилите преди удара, както и техните скорости. Мястото на удара също се приема за известно.

Приема се за “даден” коефициентът на еластичност k .

Задачата, която трябва да бъде решена, може да се нарече „права”, тъй като са зададени началните условия, а търсим крайния резултат.

За целите на настоящото изследване са направени следните допускания:

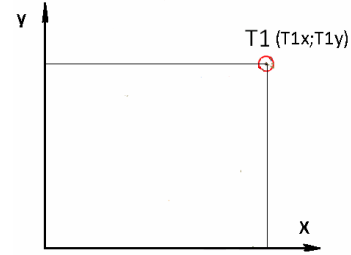
1. Участниците в произшествието се приемат за материални точки
2. Движението преди момента на удара е праволинейно, равномерно;
3. Времетраенето на удара е безкрайно малко;
4. След удара движението на участниците е праволинейно, равнозакъснително;
5. Не се отчитат влиянията на деформациите по каросерите на превозните средства, участващи

в произшествието върху тяхното движение по време на удара.

Решението на поставената задача се осъществява в равнинна координатна система (X-Y).

За решаване на задачата е предложен следният алгоритъм:

1. Известно е мястото на удара с неговите координати $T1x$ и $T1y$ (фиг.1).



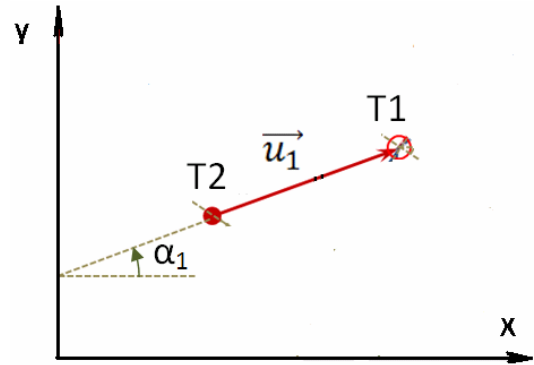
фиг.1 Място на удара с координатите му

2. Определяме положението на $T2$ (като вектора $\vec{T2T1} = \vec{u}_1$), отчитайки посоката на единичните вектори на $u_1 - eU1x$ и $eU1y$ и големината на $|u_1|$ (фиг.2):

$$T2x = T1x - eU1x \cdot \cos(\alpha_1) / u_1 \quad (10),$$

$$T2y = T1y - eU1y \cdot \sin(\alpha_1) / u_1 \quad (11),$$

където “ α_1 ” е ъгълът, който u_1 сключва с оста X.



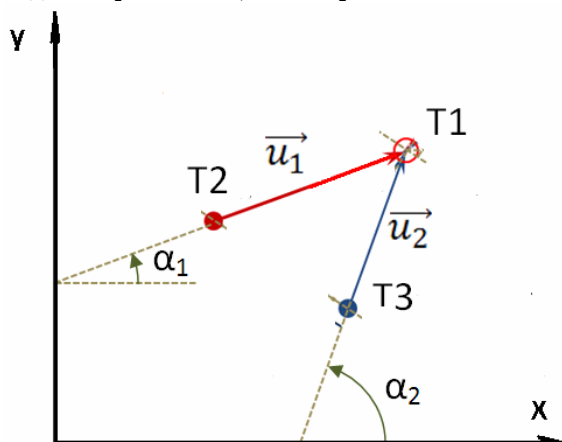
фиг. 2 Определяне на положението на T2

3. Определяме положението на $T3$ (като вектора $\vec{T3T1} = \vec{u}_2$), отчитайки посоката на единичните вектори на $u_2 - eU2x$ и $eU2y$ и големината на $|u_2|$ (фиг.3):

$$T3x = T1x - eU2x \cdot \cos(\alpha_2) / u_2 \quad (12)$$

$$T3y = T1y - eU2y \cdot \sin(\alpha_2) / u_2 \quad (13)$$

където “ α_2 ” е ъгълът, който \vec{u}_2 сключва с оста X.



фиг.3 Определяне на положението на T3

4. Построяваме нормалата “ \vec{n} ” – (приемаме я по посока на сближаването на двете превозни средства по време на съприкосновението между тях) т.е. разликата на векторите на скоростите преди съприкосновението между тях $\vec{u}_1 - \vec{u}_2$ – т.е. това е векторът $\vec{T2T3}$.

Определяме ъглите на нормалата “ \vec{n} ” и тангентата (правата перпендикулярна към нормалата) “ $\vec{\tau}$ ”, които те сключват с положителната посока на оста X. За целите на по – нататъшното приложение в софтуерна реализация на модела, ъглите са означени като „Angle...” – в смисъл Angle “ \vec{n} ” = $\arg(n) = \angle nX$:

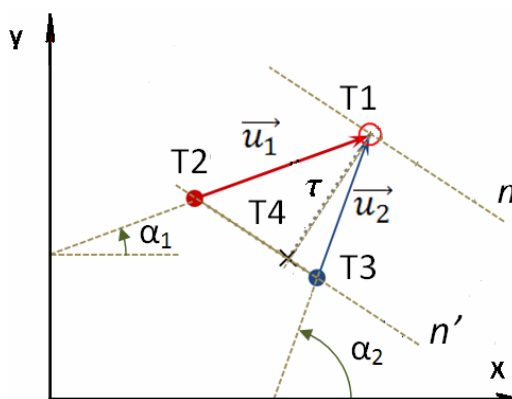
$$\text{Angle “n”} = \text{atan}((T3y - T2y) / (T3x - T2x)) \quad (14)$$

$$\text{Angle “\tau”} = \pi/2 + \text{Angle “n”}. \quad (15)$$

Правата “ \vec{n} ” е разположена между точките T2 и T3. Знаейки Angle “ $\vec{\tau}$ ” и фактът, че “ \vec{n} ” минава през точка T1 построяваме правата “ \vec{n} ”. Имайки вече уравненията на двете прави можем да намерим T4, която е пресечената точка на “ \vec{n} ” и “ $\vec{\tau}$ ”. (фиг.4)

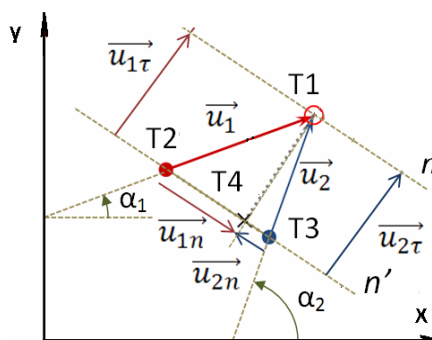
$$T4x = (T1y - T2y + \tan(\text{Angle “n”}) \cdot T2x - \tan(\text{Angle “\tau”}) \cdot T1x) / (\tan(\text{Angle “n”}) - \tan(\text{Angle “\tau”})) \quad (16)$$

$$T4y = T1y + \tan(\text{Angle “\tau”}) \cdot (T4x - T1x) \quad (17)$$



фиг. 4 Определяне на положението на T4, \vec{n} и $\vec{\tau}$

5. Намираме проекциите на \vec{u}_1 и \vec{u}_2 по \vec{n} и по $\vec{\tau}$. Това са съответно за \vec{u}_1 ($\vec{T2T4}$) и ($\vec{T4T1}$) и за \vec{u}_2 $\vec{T3T4}$ и $\vec{T4T1}$, т.е. $\vec{\tau}$ са еднакви, а за \vec{n} е важно да се определят също така и единичните вектори. Определянето на дължините на проекциите и посоките на единичните вектори, се извършва само чрез използване на координати на точките. Дължината на отсечката $|\vec{T2T4}|$ например е: $\sqrt{((T4x - T2x)^2 + (T4y - T2y)^2)}$ по подобен начин определяме и дължините на останалите проекции. С помощта на формулите от динамиката, изчисляваме проекциите на v_1 и v_2 след удара между участниците по правите \vec{n} и $\vec{\tau}$. При условие, че ъглите на \vec{n} и $\vec{\tau}$ спрямо X са известни, лесно можем да намерим проекциите на v_1 и v_2 , съответно върху X и Y, като отчитаме и посоките на единичните им вектори \vec{e}_x и \vec{e}_y . (фиг.5)

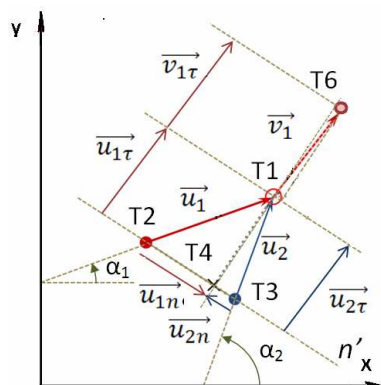


фиг.5 Определяне проекциите на \vec{u}_1 и \vec{u}_2 по \vec{n} и $\vec{\tau}$

6. Построяваме $T6$ като векторът $\overrightarrow{T1T6}$ е идентичен с вектора на скоростта v_1 (фиг.6):

$$T6x = T1x + |v_{1n} \cdot \cos(\text{Angle "n"})| \cdot v_{1n} e_x + |v_{1t} \cdot \cos(\text{Angle "tau"})| \cdot v_{1t} e_x \quad (18)$$

$$T6y = T1y + |v_{1n} \cdot \sin(\text{Angle "n"})| \cdot v_{1n} e_y + |v_{1t} \cdot \sin(\text{Angle "tau"})| \cdot v_{1t} e_y \quad (19)$$

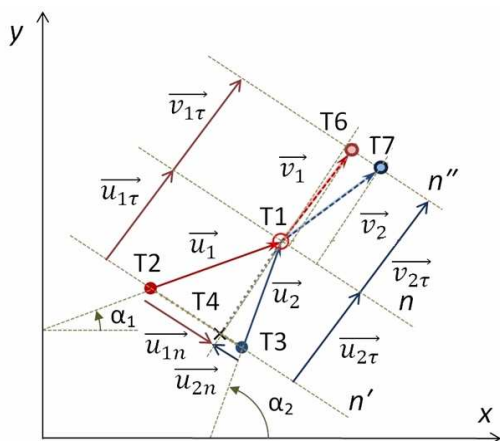


фиг.6 Определяне положението на $T6$

7. Построяваме $T7$ като векторът $\overrightarrow{T1T7}$ е идентичен с вектора на скоростта v_2 (фиг.7):

$$T7x = T1x + |v_{2n} \cdot \cos(\text{Angle "n"})| \cdot v_{2n} e_x + |v_{2t} \cdot \cos(\text{Angle "tau"})| \cdot v_{2t} e_x \quad (20)$$

$$T7y = T1y + |v_{2n} \cdot \sin(\text{Angle "n"})| \cdot v_{2n} e_y + |v_{2t} \cdot \sin(\text{Angle "tau"})| \cdot v_{2t} e_y \quad (21)$$



фиг.7 Определяне положението на $T7$

8. Определяме ъглите, които векторите на скоростите след момента на удара, сключват с оста X – β_1 и β_2 (фиг.8):

$$\beta_1 = \text{atan}((T6y - T1y) / (T6x - T1x)) \quad (22)$$

$$\beta_2 = \text{atan}((T7y - T1y) / (T7x - T1x)) \quad (23)$$

При известни горните ъгли (14) и (15) може да построим точки $T8$ и $T9$ – точките, до които участниците в произшествието достигат след съприкосновението между тях, при условие, че спиращото закъснение (отрицателното ускорение) е известно и е съответно a_1 и a_2 . Използвайки уравнения (2),..., (9) намираме положенията на точките $T8$ и $T9$:

$$T8x = T1x + e_x \cdot v_1^2 \cdot |\cos(\beta_1)| / a_1 \quad (24)$$

$$T8y = T1y + e_y \cdot v_1^2 \cdot |\sin(\beta_1)| / a_1 \quad (25)$$

$$T9x = T1x + e_x \cdot v_2^2 \cdot |\cos(\beta_2)| / a_2 \quad (26)$$

$$T9y = T1y + e_y \cdot v_2^2 \cdot |\sin(\beta_2)| / a_2 \quad (27)$$

За решаване на горната задача е разработен модул в програмен продукт "Excel" (фиг.9). След въвеждане на изходните данни на задачата се извършват пресмятанията, описани по – горе в настоящата работа, като въз основа на получените резултати се извършва визуализацията им. За целите на визуализацията на резултатите е разработен „макрос“ на „Visual basic“.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статията авторите са представили модел, използващ координатите на характерни точки от местопроизшествието и базиран на закона за запазване на механичния импулс, който чрез апарата на аналитичната геометрия може да се прилага успешно за изследване на удар между участници в пътно-транспортни произшествия.

Следва да се отбележи, че моделът дава възможни, решения, поради факта, че част от променливите във формулите са със стойности определени експертно. Чрез използването на данните, снети от местопроизшествието, лесно може да се решат задачите свързани с изследването на удара между участниците в него, които са поставени на експерта.

С помощта на разработения от авторите модул в “Excel” се визуализират посоката и големините на кинематичните параметри на движението в процеса на ПТП. Моделът е приложим при условията на удар между участници в ПТП, като резултатите са с достатъчна точност, необходима за нуждите на досъдебното и съдебно производство. Моделът е основа на по – нататъшна работа върху

изследването на ПТП в условията на неопределености от различен характер

Литература

1. **Пенчев В., Б. Туджаров**, Аспекти в развитието на АТЕ в България, част 2, БСИП, Бр.4/2010, стр.27-33,
2. **Белниколовски Б.**, Избрани глави от динамиката, ТУ София, 2004, стр. 133-146
3. **Писарев, Ал., Ц. Парасков, С. Бъчваров**. Курс по теоретична механика II част, С., Техника, 1988, стр. 483-495.

APPLICATION OF APPROACH BASED ON ANALYTIC GEOMETRY FOR THE NEEDS OF VEHICLE CRASH ACCIDENTS INVESTIGATION

Boris TUDJAROV¹ Vasil PENCHEV²

¹ Fundamentals of design department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: bntv@tu-sofia.bg

² Fundamentals of design department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: vasil_penchev@tu-sofia.bg

Abstract: In this paper the authors present an approach for solving the task about vehicle crash accident investigation by using analytic geometry and mechanics. The model can be used for investigation of different types of vehicle crash accidents and/or their verification.

Keywords: investigation of vehicle crash accident, vehicle crash accident, theory of impact, analytic geometry

ПРИЛОЖЕНИЕ НА МЕТОДА НА ДИСКРЕТНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ ПРИ ВИБРАЦИОННА СЕПАРАЦИЯ НА НАСИПНИ ЗЪРНЕСТИ МАТЕРИАЛИ ПО НЕПЕФОРИРАНА ПОВЪРХНОСТ

Веско ПАНОВ¹ Николай РАЧЕВ²

¹катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София,
България

e-mail: ypanov@tu-sofia.bg

²катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София,
България

e-mail: nikolayrachev@tu-sofia.bg

Резюме: Нарастващите изисквания към сепарирането на дребнозърнести инертни материали, налагат необходимостта да се търсят нови подходи и методи за разработването на ефективни машини. Известните аналитични, експериментални и симулационни методи за изследване процеса на сепариране на насипни зърнести материали, върху вибрираща наклонена неперфорирана повърхност, не отчитат напълно сложния характер на взаимодействие между частиците. Метода на дискретните елементи дава възможност да се симулира взаимодействието между твърди частици и между частици и работна повърхност, чрез задаване на реалните физико-механични свойства и геометрия на контактуващите тела. Целта на настоящата работа е да обоснове възможността за приложение на метода на дискретните елементи при симулирането на процеса на вибросепариране на насипни зърнести материали върху неперфорирана повърхност и да се предложи структурен подход за това приложение. В резултат са получени потвърдителни данни за приложното поле на метода на дискретните елементи и качествено новото ниво, което той поставя при изследване на вибросепарирането на насипни зърнести материали върху неперфорирана повърхност.

Ключови думи: вибрационно сепариране, насипни зърнести материали, метод на дискретните елементи

1. УВОД

Добиването и преработването на пясък е получило различни индустриални приложения в лятарската промишленост, стъклопроизводството, металургията, строителството и др. Съгласно статистика на Американските геоложки служби, годишно в САЩ се употребяват над 22 млн. тона пясък [25], като значителна част от тях се използва за производството на бетон. Според БДС171 за пясъка се предявяват конкретни изисквания за зърнометричния му състав като са определени шест различни класа едрини 0-0.063, 0.1-0.16, 0.2-0.25, 0.4-0.63, 0.8-2 и 2.5-4 при съответно процентно съдържание. Изискванията към процентното съдържание и допустимите примеси засягат пряко ефективността на машините за класифициране на насипни зърнести материали, както е и пясъка. Въпреки, че голяма част от класифициращите машини са получили широко промишлено приложение, все още инженерите и изследователите работят в посока на търсене на нови методи и технически средства за повишава-

не на производителността и качеството на крайния продукт.

Проблемът очевидно не засяга само пресяването на пясък, но и на широк клас инертни материал. За инертни материали с едрини над 4mm ефективно пресяване може да осъществи с вибрационни сита, с плетена пресевна повърхност [19], но при пресяване на пясък с вибрационно сито, производителността и качеството на изходния продукт са силно зависими параметри. Често при увеличаване на производителността, се понижава качеството на изходния продукт и обратно, което се дължи на влошената работа на класификатора, вследствие на запушване на отворите [1]. В практиката за пресяване на пясък, се използват и хидроциклони, които въпреки определени свои предимства имат съществен недостатък, че налагат допълнителни технически изисквания при експлоатация [2].

Сравнително нов и бързо развиващ се метод за класификация на насипни материали е вибрационното сепариране, чрез гладка неперфорирана работна повърхност [4]. Идеята на метода се зак-

лючава в подходящо генериране на технологични и конструктивни параметри на системата, така че да се осигурят различни контролирани траектории на движение на зърната, по наклонената вибрационна повърхност. Известни са аналитични [3], експериментални [2] и симулационни [1,6,7,10] подходи за решаване на проблема с различна точност, но при всички тях не се отчитат реалните взаимодействия между частиците с различна големина и форма, както помежду си, така и с работните повърхности на сепаратора. Такива възможности предоставя метода на дискретните елементи [8], който е намерил широко приложение за решаване на задачи в различни области [15,16,17], но все още не е използван за симулиране на процеса на сепариране по неперфорирани гладка повърхност.

Машините работещи на този принцип не са намерили широко индустриално приложение, поради недостатъчното изучаване на работните им процеси и незадоволителната им точност и производителност при сепариране [4], но тяхно сериозно предимство си остава простата конструкция и облекченото техническо обслужване, което ги прави атрактивни за изследване и иновации.

Целта на настоящата работа е да обоснове възможността за приложение на метода на дискретните елементи при симулирането на процеса на вибросепариране на насипни зърнести материали върху неперфорирани повърхности и да се предложи структурен подход за това приложение.

2. ТЕОРЕТИЧНИ ОСНОВИ НА СЕПАРИРАНЕТО НА ЗЪРНЕСТИ МАТЕРИАЛИ

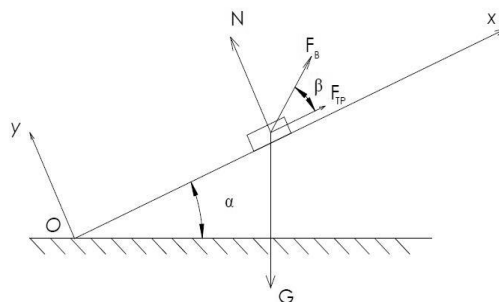
Известно е, че ефективността на стандартно вибрационно сито с пресежна мрежа е:

$$\varepsilon = \frac{C}{Q}, \quad (1)$$

където Q е масата на изходния продукт, C – масата на подситовия материал [1].

По подобен начин може да се определи производителността на машина с вибрираща неперфорирани повърхност. При повече от два продукта е необходимо да се направи ситов анализ, за да се определи качеството на пресяване като се получи сумарна кумулативна зърнометрична харак-

теристика [4]. Движението на дадена частица най-често се представя като движение на идеално твърдо тяло по гладка вибрираща наклонена повърхност (фиг.1) [2] с насочена вибрация F_B .



фиг.1 Движение на идеално твърдо тяло по гладка вибрираща наклонена неперфорирани повърхност

Уравненията на движение на частица спрямо подвижната координатна система Oxy , свързана с вибриращата повърхност, са:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= F_B \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \alpha + F_{TP} \\ m\ddot{y} &= F_B \cdot \sin \beta - G \cdot \cos \alpha + N \end{aligned} \quad (2)$$

където m е масата на частицата, G – земното ускорение, α и β – съответно ъгълът на наклона на повърхността и ъгълът на насочените трептения; F_{TP} – силата на сухо триене (знакът пред силата е минус, ако частицата се движи нагоре) и N – нормалната реакция.

Известно е, че вибропреместването може да се запише по следния начин:

$$s = A \cdot \sin \cdot \omega t, \quad (3)$$

където A е амплитудата и ω – честота на трептенията.

При определен ъгъл на вибрацията, различните по едрина частици ще се разделят – леките ще започнат да се движат в посока нагоре по повърхността и тежките надолу. Освен това пресяването може се извърши с подскачане на частиците по време на движение или без. За да подскачат частиците трябва да бъде изпълнено следното условие [3]:

$$\sin \omega t > \frac{g}{Aw^2} \frac{\sin(\alpha + \rho_1)}{\cos(\beta + \rho_1)} \quad (4)$$

където ρ_1 е статичният ъгъл на триене.

При сепариране на финозърнести материали се отчита и радиалното звуково налягане F_3 при вертикалните вибрации, както и съпротивлението на въздушната среда F_c [2]:

$$F_3 = \frac{zA^2w^2S}{v_3} \quad \text{и} \quad F_c = \psi d^2 v_4^2 \Delta \quad (5)$$

където v_3 е скоростта на звука в частицата и S – миндалевото сечение на частицата.

Същевременно трябва да се отбележат и факторите влияещи на формирането на зърнестия материал в естествени условия, както и инертните материали, от които се добива пясъка. Състоянието на земната маса обикновено се характеризира с [5] физико-механичните ѝ свойства.

Силите действащи на частица, върху вибрираща повърхност с общ наклон спрямо хоризонта, зависят от ефективния коефициент на триене. В зависимост от посоката на силата на насочената вибрация и тази на движението на частицата са възможни два случая:

- когато насочената вибрация Φ съвпада по посока S с движението на частицата

$$mw = -fN + S + \Phi_0 \sin wt \quad (6)$$

- когато Φ е перпендикулярна на S

$$mw = -f(N + \Phi_0 \sin wt) + s \quad (7)$$

При решаването на задачите за движение на частиците по гладки вибриращи повърхности се съставят нелинейни диференциални уравнения, което представлява основна трудност при изследването на този тип динамични взаимодействия.

Съществуват различни методи за решаване на уравненията на движение на частица по вибрираща повърхност. Такъв е методът на поетапно интегриране, при който се задават начални условия и се определя движението на частицата, след което се дефинира началното състояние за следващия етап движението на частицата.

Обратният метод за описване на движението на частица по вибрираща повърхност се използва предимно когато частицата извършва периодично движение. Разглеждат се 4 различни режима: първият - частицата се движи напред и назад в рамките на един период и се получава продължително триене на частицата по повърхността; вторият - частицата мигновено взаимодейства с повърхността напред и назад; третият - частицата се

движение напред и назад с едно мигновено и едно продължително докосване с вибриращата повърхност; четвъртият - частицата се движи в една посока с едно докосване до вибриращата повърхност за един период.

Чрез метода на точните преобразования може да се опише също движението на частица върху вибрираща повърхност [3].

Приблизителни методи за определяне динамичното поведение на частица са метода на хармоничния баланс и метода на разделната апроксимация. Уравнението на движение на частицата, при първия метод се представя в безразмерна форма [3]:

$$\eta'' = \sin \tau - z \sin \eta' \quad (8)$$

където

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{x}{A}, \tau = wt, z = \frac{gf}{Aw^2} \\ \text{sign} \eta' &= \begin{cases} 1.npu.\eta' > 0, \\ -1.npu.\eta' < 0 \end{cases} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Този метод е в сила, когато частицата е в установено движение, скоростта η' се явява периодичната функция на времето τ с период 2π .

Създадени са и редица аналитични методи [3] за определяне на закона на движение на частица в пространството. За изследване на устойчивото поведение на материала е приет термина устойчив момент:

$$|\tau_0 - t_0| < \eta, \quad (10)$$

който представлява особен интерес, когато се изследва преход между различни етапи от движението на частиците. Изведени са отношения описващи разликата във взаимодействието на частица с вибрираща повърхност, при наличие на сухо и течно триене. Предложен е експериментален метод за определяне на моментното контактно триене между частицата и повърхността. Получени са уравненията за движение на идеално кръгло тяло (сфера) по вибрираща повърхност:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_c &= -mg \sin \alpha + mA w^2 \cos \beta \cdot \sin wt + F \\ m\ddot{y}_c &= -mg \cos \alpha + mA w^2 \sin \beta \cdot \sin wt + N \\ I\ddot{\theta} &= -F \cdot r \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

където x_c и y_c са релативните премествания на центъра на тежестта на частицата спрямо вибриращата повърхност; O - ъгълът на завъртане на тялото около хоризонталната ос; r – радиусът на частицата и I – инерционният момент на частицата.

Изведени са зависимости описващи движението на частицата върху наклонена вибрираща повърхност с две разнопосочни насочени вибрации [3]:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= mg \sin \alpha + mA\omega^2 \cos \beta \cdot \sin \omega t + F_x \\ m\ddot{y} &= (-mg \cos \alpha + mA\omega^2 \sin \beta \sin \omega t) \cos \varepsilon + N \\ m\ddot{z} &= (mg \cos \alpha - mA\omega^2 \sin \beta \cdot \sin \omega t) \sin \varepsilon + F_z \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Поради това, че коефициентът на триене зависи съществено от параметрите на сепариращата повърхност, често в практиката се работи с ефективния коефициент на триене:

$$f = \frac{S_{\min}}{N} \quad (13)$$

където S_{\min} е силата действаща на тялото в хоризонтална посока.

Задоволителен за практиката резултат се получава, чрез използването на едномасов динамичен модел [3,6,7] като основно негово предимство е, че позволява сравнително лесно да се определят оптималните вибропараметри на сепариране по наклонена неперфорирана повърхност.

От изложеното по-горе може да се заключи, че класическите аналитични методи за описване на движението на частица, взаимодействаща с вибрираща повърхност, дават една обща представа за това взаимодействие. Чрез тях може да се изведат законите за движение на дадена частица, в зависимост от вибрациите приложени към повърхността. По този начин може със задоволителна точност да се прогнозира параметрите на дадена машина, така че за определен тип материал да се постигне желана производителност и ефективност. Тези методи обаче, разглеждат движението на частицата изолирано от останалата съвкупност, което не дава реална представа за общото поведение. Въпреки, че правят конкретни предложения за поведението на частица преминаваща от един в друг режим на взаимодействие, на практика трудно може да се идентифицира причината породила тази промяна.

3. ПРИЛОЖЕНИЕ НА МЕТОДА НА ДИСКРЕТНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ

3.1. Общи положения

Изложените класически методи за изследване и моделиране на сепариращия процес, очертават до голяма степен пътя на развитието на пресевателите на финни зърнести материали. Същевременно предлагат възможности за бъдещо развитие на този тип машини, чрез прилагане на съвременни изчислителни методи и симулационни програмни продукти за оптимизиране на работните им параметри.

Методът на дискретните елементи (МДЕ) се базира на идеята, че периодът от време, през който се движат твърдите тела се разделя на определен брой изчислителни интервали [8,9,10], които са достатъчно кратки за да могат да се приложат вече познатите закони за движение на твърдите тела и взаимодействието между тях. В общ вид изчислителният цикъл е представен на фиг. 2.



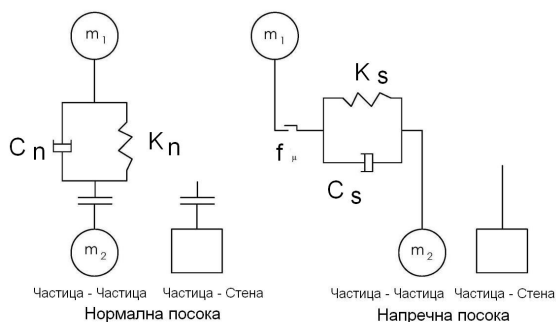
фиг. 2. Изчислителен цикъл при МДЕ.

Контактът между две частици може да се представи, чрез пружина и демпфер, приложени в нормална и напречна посоки (Фиг.3). С пружината се симулира деформирането на твърдите тела и евентуално нарасналата потенциална енергия на отблъскване на телата едно от друго. Демпферът моделира разсейването на кинетичната енергия. Така за всеки един интервал се прилагат законите на Нютон за ускоренията на телата. Силово-деформациония закон се прилага при контакт между две тела, като отчита нарастващата контактна сила.

Продължителността на един изчислителен интервал се определя от зависимостта:

$$t_{crit} = \sqrt{m/k} \quad (14)$$

където m е масата на тялото, а k - коравината на пружината.



Фиг. 3. Контактно взаимодействие между твърди тела при МДЕ

Изчислителната процедура се повтаря за всеки изчислителен интервал, докато кинетичната енергия се разсее напълно и телата останат в покой.

Контактната сила се определя по формулата:

$$F_i^{n(s)} = K_i^{n(s)} U_i^{n(s)} \quad (15)$$

където $n(s)$ е съответно нормална или напречна посоки на контакта; K – коравината на телата, U – съответната деформация.

Този тип (линеен) контактен модел се счита за основен, но той не винаги може да опише реалното взаимодействие между телата при решаване на различни инженерни проблеми. МДЕ може да използва и други контактни модели като този на Херц-Миндли, Бургер и др.

Скоростта породена при контакта може да бъде разложена в нормална и напречна посоки на контактната равнина между двете тела, като напречната компонента се представя във вид:

$$V_i^S = V_i - V_i^n \quad (16)$$

където V_i е общият вектор на скоростта, а V_i^n - нормалният.

Напречната компонента на контактно-деформационния нарастващ вектор, при интервала Δt , се определя чрез израза:

$$\Delta U_i^S = V_i^S \Delta t \quad (17)$$

и се използва за да се пресметне напречния еластично-силото нарастващ вектор:

$$\Delta F_i^S = -k^S \Delta U_i^S \quad (18)$$

където ΔU_i^S е изменението на контактната деформация, а k^S - коефициентът на коравина, определящ степента на деформация при определена сила.

Новата напречна контактна сила се получава, чрез сумиране на стария напречен силов вектор, съществуващ в началото на изчислителния интервал, с напречния еластично-силото нарастващ вектор:

$$F_i^S = \{F_i^S\}_{rot2} + \Delta F_i^S \quad (19)$$

където $\{F_i^S\}_{rot2}$ е напречният силов вектор, съществуващ в началото на изчислителния интервал, а ΔF_i^S - нарастващият вектор на напречната сила.

Законът за ротационно движение на частиците може да бъде записан в опростена векторна форма:

$$M_i = \dot{H}_i, \quad (20)$$

където M_i е резултантният момент действащ върху частицата, а \dot{H}_i - ъгловият момент действащ върху частицата.

За частици представени, чрез идеални сфери, равнодействащият момент е:

$$M_i = I \cdot \dot{w}_i = \left(\frac{2}{5} m R^2\right) \dot{w}_i \quad (12)$$

където I е инерционният момент на частицата, а \dot{w}_i - ъгловото ускорение на частицата.

Транслационното и ротационно ускорение на частица в конкретен изчислителен интервал са съответно:

$$\ddot{x}_i^j = \frac{1}{\Delta t} (\dot{x}_i^{j(t+\Delta t/2)} - \dot{x}_i^{j(t-\Delta t/2)}) \quad (13)$$

$$\dot{w}_i^j = \frac{1}{\Delta t} (w_i^{j(t+\Delta t/2)} - w_i^{j(t-\Delta t/2)}) \quad (14)$$

Триенето между частиците се представя във вида:

$$F_{max}^S = \mu |F_i^n| \quad (15)$$

където μ е коефициентът на триене на частиците, а F_i^n - нормалната реакция на опората.

При контакт на частици с различни физико-механични свойства и различни коефициенти на

триене се взема предвид коефициентът с по-малката стойност от двата.

3.2. Приложения

Очевидно е, че МДЕ предлага широк кръг възможности за инженерни приложения в областта на динамичните симулации на взаимодействие на голям брой твърди и деформируеми частици, което насърчава инженерите и изследователите, усилено да ги прилагат в симулирането на работни процеси при производството на инертни материали [11,12,13,14,15]. Важно приложение е симулирането на разрушението на монолитни тела, изградени от дискретни елементи, като пукнатини в бетон, подложен на натиск [16] и др.

Приложението на МДЕ се разпростира и в други области като фармацията, дизайна на сложни мостови конструкции и много други [17,18].

3.3. Възможности за приложение на МДЕ при вибрационно сепариране на зърнести материали по неперфорирана повърхност

Конкретно при симулирането на вибрационно сепариране на насипни зърнести материали могат да се получат адекватни зависимости, за повишаването на производителността и ефективността на такъв тип машини. МДЕ позволява да се симулират различни комбинации от две насочени вибрации и не на последно място да се симулират повърхнини с различни коефициенти на триене, разположение, вибровъзбуждане и геометрия. МДЕ позволява да се изследва и взаимодействието между частици с различни геометрични и физико-механични свойства, както и това между частици и вибриращата повърхност. При подходящ изчислителен капацитет, МДЕ позволява да се симулира движението на голям брой частици, като се отчетат техните действителни свойства и параметри.

3.4. Структурен алгоритъм

Изследването на вибросепарирането на насипни зърнести материали по гладка неперфорирана повърхност, не е просто прилагане само на МДЕ, а комплекс от дейности обвързани по между си функционално и методологично за постигането на тази цел. Алгоритмичното представяне

на такъв подход е показан на фиг.4. Предложеният алгоритъм е адаптивен и позволява алтернативни решения в случай, че някое условие не е постигнато.

4. ИЗВОДИ

В резултат на направените теоретични обобщения и анализи могат да се формулират следните по-важни изводи:

1.Класическите методи за описване на движението на частиците и техните взаимодействия при сепарирането им по вибрираща неперфорирана повърхност не предоставят достатъчно възможности за адекватно описване и изследване на тези процеси и създаване на ефективни машини.

2.Широките възможности, които предлага МДЕ за детайлно симулиране на процесите на сепариране, чрез отчитане на реалните геометрични характеристики на машината, коефициентите на триене, физико-механичните свойства на материала и работната повърхност, както и влиянието на околната среда могат да се използват за изучаването и развитието на този вид процеси и машини.

3.Приложението на МДЕ не е единствено и достатъчно условие за качествено изследване на тези процеси, ако не се съчетае и обвърже с комплекс от дейности, които да го допълнят функционално и методично.

4.Представеният адаптивен структурен алгоритъм предоставя едно обобщение на подход за ефективното изследване на гореспоменатите процеси и търсене на оптимални решения с цел създаване на ефективни машини.

Литература:

1. **Цветков Х. К.** Обогатителни машини. Техника. София. 1988.
2. **Стоев С. М.** Виброакустична техника при преработка на минералните суровини. Техника. София. 1978.
3. **Блехман И. И. Г. Ю. Дженелидзе.** Вибрационное перемещение. Наука. Москва. 1964.
4. **Жълтов А. Н.** Машини за строителни материали. Техника. София. 1980.
5. **Данчев Д. христов Д.** Основи на пътни и строителни машини. Техника. София. 1990
6. **Вражилски Д. Ц.** Изследване на работния процес и параметри на вибрационен сепаратор. Дисертация. ТУ-София. 2009.

7. **Митрев П. П.** Механо-математично моделиране на процес и машина за вибросепарация. Дисертация. ТУ-София. 2004.
8. **Cundall P. A., O.D.L. Strack**, A discrete numerical model for granular assemblies. *Geotechnique* 29, 1. P.47–65. 1979.
9. **Jing L. Stephansson O.** Fundamental of Discrete element methods rock engineering. Elsevier 2007
10. **Konietzky H.** Numerical modeling in micromechanics via particle methods. Taylor&Francis 2003
11. **Fernandez J. Cleary P. Sinnott M. Morrison R.** Using SPH one-way coupled to DEM to model wet industrial banana screens. Elsevier 2011
12. **Lichter J. Lim K. Potapov A. Kaja D.** New developments in cone crusher performance optimization.
13. **Balevicius R. Kacianaskas R. Mroz Z. Sielamowicz I.** Analysis and DEM simulation of granular material flow patterns in hopper models of different shapes. Elsevier 2010
14. **Chu K. Wang B. Xu D. Chen Y. Yu A.** CFD-DEM simulation of the gas –solid flow in a cyclone separator. Elsevier 2010
15. **Mishra B. Tripathy A.** A preliminary study of particle separation in spiral concentrators using DEM. Elsevier 2009
16. **Wang Z. Lin F. Xianglin G.** Numerical simulation of failure process of concrete under compression based on mesoscopic discrete element model. Tsinghua science and technology 2008
17. **Kwan C. Mio H. Chen Y.** and others. Analysis of the milling rate powders using DEM. Elsevier 2005
18. **Sun L. Zhou C. Qin D. Fan L.** Application of extended distinct element method with lattice model to collapse analysis of RC bridges. *Earthquake engineering and structural dynamics* 2003
19. Metso Minerals
20. Itasca Consulting Group, Inc.
21. <http://www.sciencedirect.com> Посетен на 09.10.2011г.
22. <http://apps.webofknowledge.com> Посетен на 11.10.2011г.
23. <http://www.proquest.co.uk> Посетен на 13.10.2011г.
24. <http://www.scopus.com> Посетен на 15.10.2011г.
25. <http://minerals.usgs.gov/minerals/> Посетен на 16.10.2011г.

APPLICATION OF DISTINCT ELEMENT METHOD IN VIBRATIONAL SEPARATION OF GRAIN MATERIALS

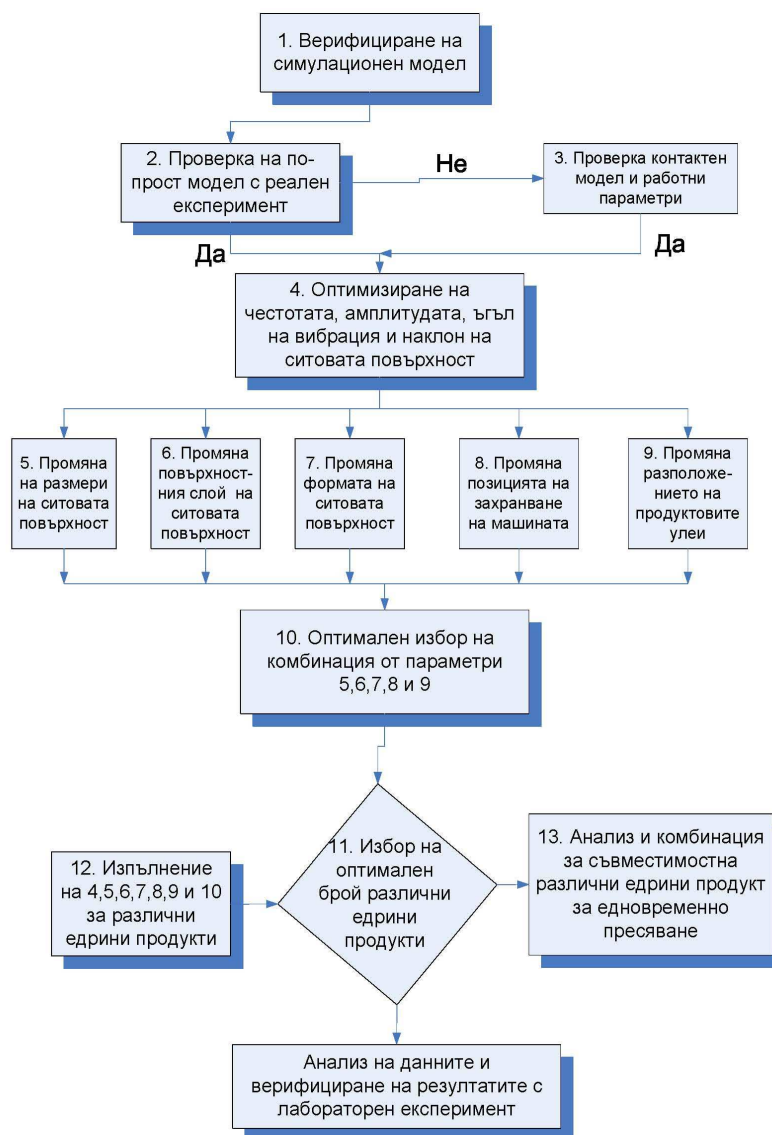
Vesko PANOV¹ Nikolay RACHEV²

¹Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: ypanov@tu-sofia.bg

²Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: nikolayrachev@tu-sofia.bg

Abstract: The increasing requirements regarding separation of fine grain materials demand new methods for development of efficient machines. Well-known analytical, experimental and simulation methods for examination of separation process of fine grain materials on flat vibrating surface, don't account the complex behavior of interaction between the grains. The Distinct element method gives the opportunity for simulation between grains, grains and vibrating surface, via applying real physical and mechanical properties of the material and the geometry of the contact bodies. The aim of this work is to substantiate the simultaneous implementation of distinct element method and simulative structural approach for vibration separation of fine grain materials. As a result of the research of this work confirmative data is collected, about the field of application of distinct element method, as it defines the new qualitative level for vibration separation research

Keywords: Vibration separation, grain materials, distinct element method



фиг. 4. Структурен алгоритъм за последователността на дейностите при изследването на сепариране на насипни зърнести материали по гладка наклонена неперфорирани повърхност

КИНЕМАТИКА НА КАБИНА, ХВАЩАЧ, НОСАЧ И ВЪЖЕ ОТ ЕДНОВЪЖЕН КАБИНКОВ ЛИФТ В 3D ПРОСТРАНСТВОТО

Васил АХЧИЙСКИ¹ Илия АНГЕЛОВ² Георги ИЛИЕВ³

¹катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: yaski@abv.bg

²Технически университет - София, България, e-mail: il.angelov@abv.bg

³катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: giliev@tu-sofia.bg

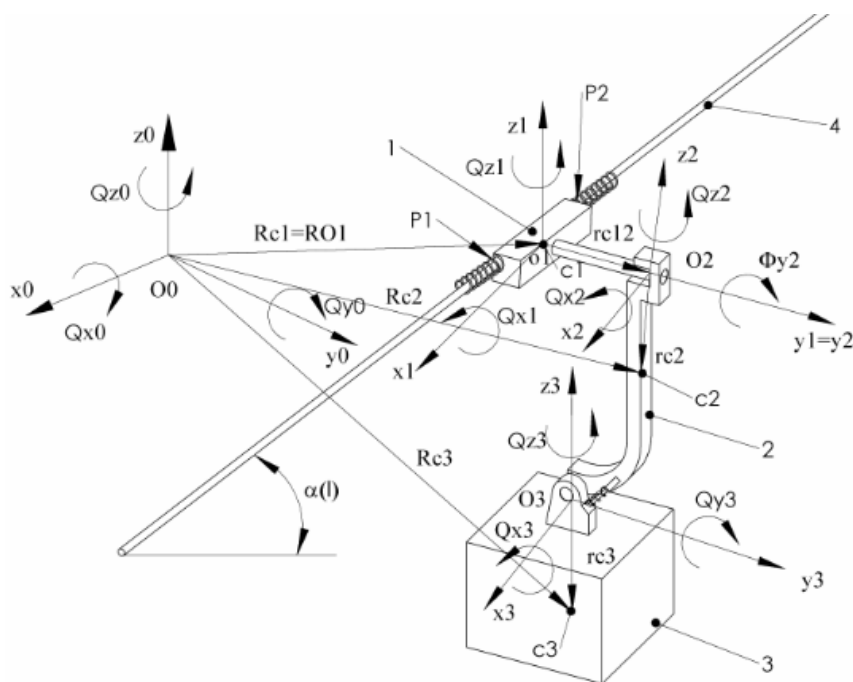
Резюме: В тази работа се изследва кинематиката на кабина, хващач, носач и въже в 3D пространството с методите на матричната механика [1]. Получени са формули за линейните скорости на масовите центрове на съответните възли в неподвижната координатна система и ъгловите им скорости спрямо свързаните с тях координатни системи. Получените формули се използват за изследване на динамиката и трептенията в 3D пространството на кабина и неговите възли, пътници и товар от едновъжен кабинков лифт. Изследвания случай е за вариант, когато в междустълбието има една кабина, в хоризонтална или наклонена равнина, като наклона може да бъде различен.

Ключови думи: едновъжен кабинков лифт, линейни скорости, матрици, формули

1. ВЪВЕДЕНИЕ

От познатата литература [3] не са известни формули за определяне кинематиката на кабина, хващач, носач и въже в 3D пространството. Из-

вестни са [3,6] формули за кинематиката на тази транспортна система, като са изследвани в равнината. В тази статия са представени действителните движения на системата в тримерното пространство.



фиг. 1 Кинематична схема на едновъжен кабинков лифт

На фиг.1 е даден кинематичен модел на транспортната системата в едно междустълбие, където 1- хващач на кабината, 2- носач на кабината, 3- кабина със седалки и пътници, 4- въже.

Извършени са следните означения: $O_0x_0y_0z_0$ – отправна координатна система, $O_i x_i y_i z_i$, $i=(1..3)$ – координатна система свързана неподвижно с съответното движещо се тяло, \mathbf{R}_{Ci}^0 – вектор на положението на масовия център на съответното тяло в неподвижната с тялото координатна система, \mathbf{r}_{Oi} – вектор на положението на произволна точка O_i в координатна система $(i -1,2,3)$, \mathbf{A}_i^0 – матрица на преход на i - тото тяло спрямо отправната координатна система, \mathbf{A}_i^{i-1} – матрица на преход на i - тата спрямо $i-1$ координатна система, \mathbf{U}_i^{i-1} – матрица на ротация от i - тата до $i-1$ координатна система, \mathbf{V}_{Ci} – линейната скорост на масовия център в неподвижната координатна система, $\mathbf{\Omega}_i^i$ – ъглова скорост на тялото в свързаната с него координатна система.

Вектор на обобщените координати на тялото има вида:

$$\mathbf{q} = [x_1 \quad y_1 \quad z_1 \quad \theta_{x1} \quad \theta_{y1} \quad \theta_{z1} \quad \Phi_{y2} \quad \theta_{x3}]^T \quad (1)$$

Матрици на преход между неподвижната и свързаната с тялото координатна система са от вида:

На тяло 1

$$\mathbf{A}_1^0 = \mathbf{A}t_1^0 \cdot \mathbf{A}u_1^0 = \begin{bmatrix} 1 & -\theta_{z1} & \theta_{y1} & x_1 \\ \theta_{z1} & 1 & -\theta_{x1} & y_1 \\ -\theta_{y1} & \theta_{x1} & 1 & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

На тяло 2

$$\mathbf{A}_2^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{A}_2^1 \quad (3)$$

където

$$\mathbf{A}_2^1 = \mathbf{A}t_2^1 \cdot \mathbf{A}u_2^1 = \begin{bmatrix} \cos \Phi_{y2} & 0 & \sin \Phi_{y2} & l_{O2x1} \\ 0 & 1 & 0 & l_{O2y1} \\ -\sin \Phi_{y2} & 0 & \cos \Phi_{y2} & l_{O2z1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} hy_2^I - hy_2^{II} \cdot \theta_{y2} & 0 & hy_2^{II} + hy_2^I \cdot \theta_{y2} & l_{O2x1} \\ 0 & 1 & 0 & l_{O2y1} \\ -hy_2^{II} - hy_2^I \cdot \theta_{y2} & 0 & hy_2^I - hy_2^{II} \cdot \theta_{y2} & l_{O2z1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

$$\cos \Phi_{y2} = \cos[\alpha(l) + \theta_{y2}] = \cos \alpha(l) \cdot \cos \theta_{y2} - \sin \alpha(l) \cdot \sin \theta_{y2} =$$

$$hy_2^I \cdot 1 - hy_2^{II} \cdot \theta_{y2},$$

$$\sin \Phi_{y2} = \sin[\alpha(l) + \theta_{y2}] = \sin \alpha(l) \cdot \cos \theta_{y2} + \cos \alpha(l) \cdot \sin \theta_{y2} = hy_2^{II} \cdot 1 + hy_2^I \cdot \theta_{y2}, \quad (6)$$

Положили сме:

$$hy_2^I = \cos \alpha(l), \quad hy_2^{II} = \sin \alpha(l), \quad \cos \theta_{y2} = 1$$

$$\sin \theta_{y2} = \theta_{y2} \quad (7)$$

Ъгълът $\Phi_{y2} = \pm \alpha(l) + \theta_{y2}$, като $\alpha(l)$ е ъгъл на наклона на въжето в даденото междустълбие, като може да бъде различен при различни междустълбия, но за конкретно междустълбие $\alpha(l)$ е приблизително равен на ъгъла на наклона на хордата, но може за по голяма точност да се отчита провисването. При малък участък от междустълбието можем да приемем $\alpha(l) = \text{const}$. θ_{y2} е ъгъл на трептене около ос y_2 и е по малък от θ^0 .
Тяло 3

$$\mathbf{A}_3^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{A}_2^1 \cdot \mathbf{A}_3^2 \quad (8)$$

където при малки ъгли

$$\mathbf{A}_3^2 = \mathbf{A}t_3^2 \cdot \mathbf{A}u_3^2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{O3x2} \\ 0 & 1 & -\theta_{x3} & l_{O3y2} \\ 0 & \theta_{x3} & 1 & l_{O3z2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Вектори на положенията на масовите центрове C_i в свързаната с тялото координатна система и точките pi на окачване на въжето към хващача, в координатна система $O_1x_1y_1z_1$

$$\mathbf{r}^1_{pi} = [l_{pix1} \quad l_{piy1} \quad l_{piz1} \quad 1]^T, \quad i=1,2 \quad (10)$$

Векторът на положението на точката O_2 в координатната система $O_1x_1y_1z_1$

$$\mathbf{r}^1_{O1O2} = [l_{O2x1} \quad l_{O2y1} \quad l_{O2z1} \quad 1]^T \quad (11)$$

Векторът на положението на точката O_3 в координатната система $O_2x_2y_2z_2$

$$\mathbf{r}_{O_2O_3}^2 = [l_{O_3x_2} \quad l_{O_3y_2} \quad l_{O_2z_2} \quad 1]^T \quad (12)$$

Векторът на положението на точката C_2 в координатната система $O_2x_2y_2z_2$

$$\mathbf{r}_{C_2}^2 = [l_{C_2x_2} \quad l_{C_2y_2} \quad l_{C_2z_2} \quad 1]^T \quad (13)$$

Векторът на положението на точката в координатна система $O_3x_3y_3z_3$ е равен на

$$\mathbf{r}_{C_3}^3 = [l_{C_3x_3} \quad l_{C_3y_3} \quad l_{C_3z_3} \quad 1]^T \quad (14)$$

Вектори на положенията на масовите центрове на телата в отправна координатна система $O_0x_0y_0z_0$:

$$\mathbf{R}_{C_1}^0 = \mathbf{R}_1^0 = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$\mathbf{R}_{C_2}^0 = \mathbf{A}_2^0 \cdot \mathbf{r}_{C_2}, \quad \mathbf{R}_{C_3}^0 = \mathbf{A}_3^0 \cdot \mathbf{r}_{C_3} \quad (16)$$

Вектори на ъгловите скорости на телата в свързаните с телата координатни системи:

$$\boldsymbol{\Omega}_1^1 = \mathbf{U}_1^{\Omega 1} \cdot \dot{\boldsymbol{\theta}} \quad (17)$$

където

$$\dot{\boldsymbol{\theta}} = [\dot{\theta}_{x_1} \quad \dot{\theta}_{y_1} \quad \dot{\theta}_{z_1}]^T, \quad \mathbf{U}_1^{\Omega 1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \sin \Phi_{y_1} \\ 0 & \cos \Phi_{x_1} & -\sin \Phi_{x_1} \cdot \cos \Phi_{y_1} \\ 0 & \sin \Phi_{x_1} & \cos \Phi_{x_1} \cdot \cos \Phi_{y_1} \end{bmatrix} \quad (18)$$

При малки ъгли :

$$\boldsymbol{\Omega}_1^1 = [\dot{\theta}_{x_1} \quad \dot{\theta}_{y_1} \quad \dot{\theta}_{z_1}]^T \quad (19)$$

$$\boldsymbol{\Omega}_2^2 = [\mathbf{U}_2^1]^T \cdot \boldsymbol{\Omega}_1^1 + \mathbf{U}_2^{\Omega 2} \cdot \dot{\boldsymbol{\theta}}_2 =$$

$$= \begin{bmatrix} \cos \Phi_{y_2} & 0 & -\sin \Phi_{y_2} \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \Phi_{y_2} & 0 & \cos \Phi_{y_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{x_1} \\ \dot{\theta}_{y_1} \\ \dot{\theta}_{z_1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\Phi}_{y_2} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (20)$$

където

$$\mathbf{U}_2^1 = \begin{bmatrix} \cos \Phi_{y_2} & 0 & \sin \Phi_{y_2} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \Phi_{y_2} & 0 & \cos \Phi_{y_2} \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$\boldsymbol{\Omega}_3^3 = [\mathbf{U}_3^2]^T \cdot [\mathbf{U}_2^1]^T \cdot \boldsymbol{\Omega}_1^1 + [\mathbf{U}_3^2]^T \cdot \boldsymbol{\Omega}_2^2 + \boldsymbol{\Omega}_3 \quad (22)$$

$$\mathbf{U}_2^1 = \begin{bmatrix} \cos \Phi_{y_2} & 0 & \sin \Phi_{y_2} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \Phi_{y_2} & 0 & \cos \Phi_{y_2} \end{bmatrix} \quad (23)$$

при малки ъгли $\mathbf{U}_3^2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -\theta_x \\ 0 & \theta_x & 0 \end{bmatrix}$ (24)

$\boldsymbol{\Omega}_3 = [\theta_{x_3} \quad 0 \quad 0]^T$ - относителна ъглова скорост на тяло 3 (кабина), спрямо тяло 2 (носач).

Векторите на ъгловите скорости $\boldsymbol{\Omega}_i^i$, в свързаните с телата координатни системи се определят със символно програмиране и извеждане с продукта "Mathematica" и компютър.

Вектори на скоростите на масовите центрове на телата в отправна координатна система C_i .

$$\mathbf{V}_{C_i}^0 = \frac{d\mathbf{R}_{C_i}^0}{dt}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (25)$$

Векторите на скоростите на масовите центрове $\mathbf{V}_{C_i}^0$, в отправната координатна система се определят със символно програмиране и извеждане с продукта "Mathematica" и компютър.

5. ИЗВОДИ

В тази работа е изследвана кинематиката на хващач, носач, кабина и въже от едновъжен кабинков лифт в 3D пространството с методите на матричната механика [1,2]. Получени са формули за линейните скорости на масовите центрове на съответните възли в неподвижната координатна система и ъгловите им скорости спрямо свързаните с тях координатни системи. Получените формули се използват от авторите за изследване на динамиката и трептенията в 3D пространството на превозното средство и неговите възли, пътници и товар.

Литература

1. **Ангелов, И.В.**, Матрична механика кинематика. Авангарт Прима, София, 2008
2. **Ангелов, И.В.**, Матрично моделиране в 3D пространството на кинематиката, динамиката и трептенията на механични модули и многомасови системи. Дисертация за присъждане на научната степен

тация за присъждане на научната степен “доктор на техническите науки”, ТУ, София, 2000

3. **Девизиев. В. Й.** Въжени линии и кабелни кранове. Издателство “Техника”, София, 1975

4. **Amiroche, F.** Computer – aided design and manufacturing. Prentice hall, Englewood Clifs, New Jersey, 1993.

5. **Beer F. P.**, E. R. Johnston. Vector Mechanics for Engineers. McGraw-Hill Book Company.

6. **Schneigert Z.** Aerial ropeways and funicular railways. 1966

KINEMATICS OF GONDOLA, GRIP, HANGER AND ROPE FROM MONOCABLE GONDOLA LIFT IN 3D SPACE

Vasil AHCHIYSKI¹ Iliya ANGELOV² George ILIEV³

¹Logistics engineering , material handling and construction equipment department, Technical University - Sofia, Bulgaria, e-mail: yaski@abv.bg

²Technical University -Sofia, Bulgaria, e-mail: il.angelov@abv.bg

³Logistics engineering , material handling and construction equipment department , Technical University - Sofia, Bulgaria, e-mail: giliev@tu-sofia.bg

Abstract: The kinematics of gondola, grip, hanger and rope in 3D space are studied in this paper with methods of the matrix mechanic [1]. Formulas are obtained for linear velocities of mass centers of relevant units in a fixed coordinate system and angular velocities are calculated to relate with the coordinate systems. The obtained formulas are used for studies of the dynamic and oscillations in the 3D space of a gondola and its units, passengers and load in a monocable gondola lift. Case study is for one column span with one gondola, in horizontal or inclined plane, as slope can differ .

Keywords: monocable gondola lift, line speed, matrices, formulas.

МАТРИЧНА КИНЕМАТИКА НА ЛЕК АВТОМОБИЛ В ТРИМЕРНОТО ПРОСТРАНСТВО

Илия АНГЕЛОВ¹ Валентин БАЧЕВ² Васил АХЧИЙСКИ³

¹катедра „Механика”, Технически университет - София, България, e-mail: il.angelov@abv.bg

²катедра „Машиностроене и уредостроене”, Технически университет - София, филиал Пловдив, България
e-mail: abc4@abv.bg

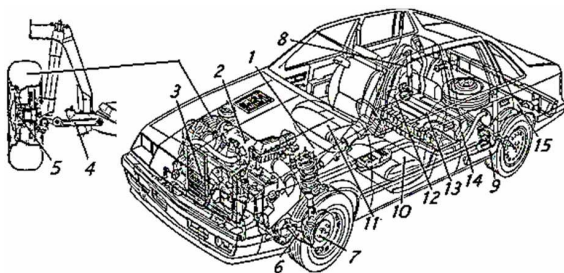
³катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София, България, e-mail: yaski@abv.bg

Резюме: В тази работа се изследва кинематиката на възлите и агрегатите на лек автомобил в тримерното пространство с методите на матричната механика [1,2,3]. Получени са формули за линейните скорости на масовите центрове на съответните възли от автомобила и ъгловите им скорости в свързаните с телата координатни системи. Получените формули се използват от авторите за изследване на динамиката и трептенията в тримерното пространство на лек автомобил и неговите агрегати, пътници и товар.

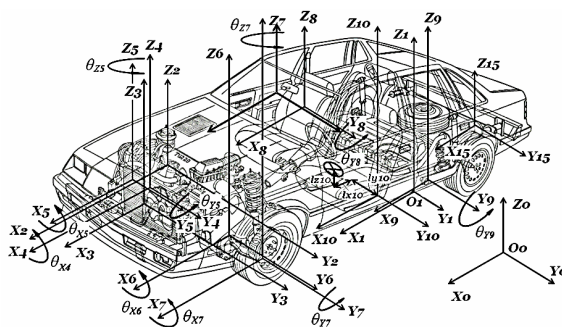
Ключови думи: матрична механика, кинематика, линейна, ъглова, скорост, автомобил.

1. КИНЕМАТИЧЕН МОДЕЛ

От познатата литература не са известни формули за определяне на кинематиката на автомобил и неговите части в тримерното пространство. Известни са формули за кинематика на автомобил при равнинно [4,5] изследване на динамиката и трептенията му. На фиг.1 е дадена схема на лек автомобил, за който: 1 - купе, 2 – силов агрегат с двигател с вътрешно горене (ДВГ), 3 – радиатор с охлаждаща течност и вентилатор, 4, 6 - шанга на окачване макферсон на предно колело съответно дясно и ляво, 5, 7 – шенкел с джантата и гума съответно на дясно и ляво колело, 8, 9 – заден мост с рамо, джантата и гума съответно на дясно и ляво колело, 10, 11, 12, 13, 14 – седалки, 15 - ауспух.



фиг. 1 Схема на възлите на автомобила



фиг. 2 Схема на координатните системи

На фиг. 2 са направени следните означения: $O_0x_0y_0z_0$ - отправна координатна система (КС), $O_i x_i y_i z_i$, ($i= 1, 2, \dots, 15$) – локална КС, неподвижно свързана с i -тото тяло.

В статията са ползвани следните символи: $\mathbf{R}_{O_i}^0$ - вектор на положението на началото O_i на i -тата координатна система в отправната КС, $\mathbf{R}_{C_i}^0$ - вектор на положението на центъра на тежестта C_i на i -тото тяло в локалната КС, \mathbf{r}_{O_i} - вектор на положението на произволна точка O_i в $(i-1)$ - та КС, \mathbf{A}_i^0 - матрица на преход на i - тото тяло към отправната КС, \mathbf{A}_i^{i-1} - матрица на преход на i -тата към $(i-1)$ - та КС, \mathbf{U}_i^{i-1} - матрица на

ротация от i – тата към $(i-1)$ – та КС, \mathbf{V}_{C_i} – вектор на линейната скорост на i – тия масов център, $\mathbf{\Omega}_i^i$ – вектор на ъгловата скорост на i – тото тяло в свързаната с него КС, $\tilde{\mathbf{\Omega}}_i^i$ – антисиметрична матрица на ъгловата скорост на i –тото тяло в свързаната с него КС.

Кинематичният модел на автомобила включва 15 тела. Наложените връзки са холономни и стационарни и определят 39 степени на свобода, дефинирани чрез обобщени координати. Векторът на обобщените координати, записан в матричен вид, е:

$$\mathbf{q} = [x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \theta_{z1} \ x_2 \ y_2 \ z_2 \ \theta_{x2} \ \theta_{y2} \ \theta_{z2} \ x_3 \ y_3 \ z_3 \ \theta_{x3} \ \theta_{y3} \ \theta_{z3} \ \Phi_{x4} \ \Phi_{y4} \ \Phi_{z4} \ \Phi_{x5} \ \Phi_{y5} \ \Phi_{z5} \ \Phi_{x6} \ \Phi_{y6} \ \Phi_{z6} \ \Phi_{x7} \ \Phi_{y7} \ \Phi_{z7} \ \Phi_{x8} \ \Phi_{y8} \ \Phi_{z8} \ \Phi_{x9} \ \Phi_{y9} \ \Phi_{z9} \ \Phi_{x10} \ \Phi_{y10} \ \Phi_{z10} \ \Phi_{x11} \ \Phi_{y11} \ \Phi_{z11} \ \Phi_{x12} \ \Phi_{y12} \ \Phi_{z12} \ \Phi_{x13} \ \Phi_{y13} \ \Phi_{z13} \ \Phi_{x14} \ \Phi_{y14} \ \Phi_{z14} \ \Phi_{x15} \ \Phi_{y15} \ \Phi_{z15} \ \theta_{x15} \ \theta_{y15} \ \theta_{z15}]^T_{39 \times 1} \quad (1)$$

където x_i, y_i, z_i са линейни премествания по осите $O_i x_i, O_i y_i, O_i z_i$; $\Phi_{x_i}, \Phi_{y_i}, \Phi_{z_i}$ са ъглови завъртания около осите $O_i x_i, O_i y_i, O_i z_i$; $\theta_{x_i}, \theta_{y_i}, \theta_{z_i}$ са малки ($< 6^\circ$) ъглови завъртания около осите $O_i x_i, O_i y_i, O_i z_i$.

Телата купе 1, двигател 2, радиатор с вентилатор 3, ауспух 15 са с по шест степени на свобода - три трансляции по координатните оси и три ротации около координатните оси. Телата 4, 6, 8, 9 са с една степен на свобода - ротация около ос, телата 5 и 7 са с три степени на свобода - ротация около три оси, телата от 10 до 14 са с една степен на свобода - трансляция по една ос.

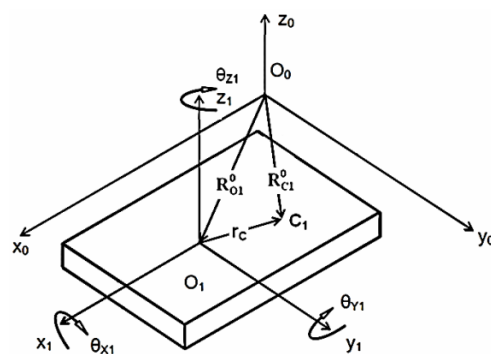
2. ЛИНЕЙНА СКОРОСТ НА МАСОВИЯ ЦЕНТЪР И ЪГЛОВА СКОРОСТ НА ТЕЛАТА

2.1 Тяло 1 – купе на автомобила

Векторът на обобщените координати на купето (фиг.3) има вида:

$$\mathbf{q} = [x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \theta_{z1}]^T \quad (2)$$

Матрицата на преход от локалната КС $O_1 x_1 y_1 z_1$, свързана неподвижно с купето към отправната КС $O_0 x_0 y_0 z_0$, е равна на:



фиг. 3 Схема на координатните системи на купето на автомобила

$$\mathbf{A}_1^0 = \mathbf{A}t_1^0 \cdot \mathbf{A}u_1^0 \quad (3)$$

където

$$\mathbf{A}t_1^0 = \begin{bmatrix} 0 & [\mathbf{R}_{O1}^0]_{3 \times 1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{R}_{O1}^0 = [x_1 \ y_1 \ z_1]^T \quad (5)$$

$$\mathbf{A}u_1^0 = \begin{bmatrix} [\mathbf{U}_1^0] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

При големи ъгли на ротация:

$$\mathbf{U}_1^0 = \mathbf{U}_{x1} \cdot \mathbf{U}_{y1} \cdot \mathbf{U}_{z1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \Phi_{x1} & -\sin \Phi_{x1} \\ 0 & \sin \Phi_{x1} & \cos \Phi_{x1} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \Phi_{y1} & 0 & \sin \Phi_{y1} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \Phi_{y1} & 0 & \cos \Phi_{y1} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \Phi_{z1} & -\sin \Phi_{z1} & 0 \\ \sin \Phi_{z1} & \cos \Phi_{z1} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

При малки ъгли на ротация $\sin \theta = \theta, \cos \theta = 1$ и за матрицата на преход от локалната КС към отправната КС се получава:

$$\mathbf{A}_1^0 = \mathbf{A}t_1^0 \cdot \mathbf{A}u_1^0 = \begin{bmatrix} 1 & -\theta_{z1} & \theta_{y1} & x_1 \\ \theta_{z1} & 1 & -\theta_{x1} & y_1 \\ -\theta_{y1} & \theta_{x1} & 1 & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Векторът на положението на масовия център C_1 на купето в КС $O_1 x_1 y_1 z_1$ е равен на:

$$\mathbf{r}_{C1} = [l_{C1x1} \ l_{C1y1} \ l_{C1z1} \ 1]^T \quad (9)$$

Векторът на положението на масовия център C_1 на купето в КС $O_0x_0y_0z_0$ е равен на:

$$\mathbf{R}_{C1}^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{r}_{C1} \quad (10)$$

Линейната скорост на масовия център на купето в отправната КС $O_0x_0y_0z_0$ е равна на:

$$\mathbf{V}_{C1}^0 = \frac{d\mathbf{R}_{C1}^0}{dt} \quad (11)$$

Векторите на скоростите на масовите центрове $\mathbf{V}_{C_i}^0$ в отправната координатна система $O_0x_0y_0z_0$ се определят със символно програмиране и извеждане с продукта Математика [6] и компютър.

При малки ъгли на ротации линейната скорост на масовия център на купето в КС $O_0x_0y_0z_0$ е равна на:

$$\mathbf{V}_{C1}^0 = \dot{\mathbf{A}}_1^0 \cdot \mathbf{r}_{C1} = \begin{bmatrix} 1 & -\dot{\theta}_{z1} & \dot{\theta}_{y1} & \dot{x}_1 \\ \dot{\theta}_{z1} & 1 & -\dot{\theta}_{x1} & \dot{y}_1 \\ -\dot{\theta}_{y1} & \dot{\theta}_{x1} & 1 & \dot{z}_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} l_{C1x1} \\ l_{C1y1} \\ l_{C1z1} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

Асиметричната матрица на ъгловата скорост в свързаната с тялото КС е равна на:

$$\tilde{\mathbf{\Omega}}_1^1 = \mathbf{A}\mathbf{u}_1^{0T} \cdot \dot{\mathbf{A}}\mathbf{u}_1^0 \quad (13)$$

а при малки ъгли на ротация -

$$\tilde{\mathbf{\Omega}}_1^1 = \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\theta}_{z1} & \dot{\theta}_{y1} \\ \dot{\theta}_{z1} & 0 & -\dot{\theta}_{x1} \\ -\dot{\theta}_{y1} & \dot{\theta}_{x1} & 0 \end{bmatrix} \quad (14)$$

Векторът на ъгловата скорост на купето в КС $O_1x_1y_1z_1$ е равен на:

$$\mathbf{\Omega}_1^1 = [\dot{\theta}_{x1} \quad \dot{\theta}_{y1} \quad \dot{\theta}_{z1}]^T \quad (15)$$

При големи ротации ъгловата скорост на купето в свързаната КС е равна на:

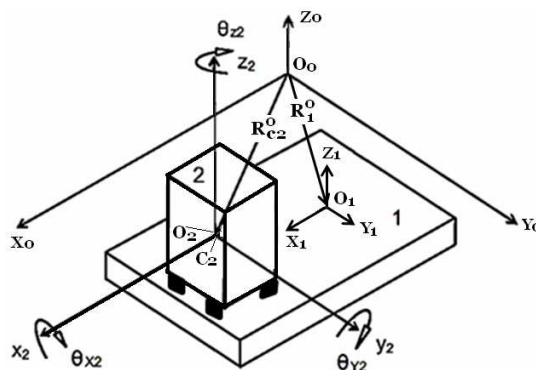
$$\mathbf{\Omega}_1^1 = \mathbf{A}_1^{\Omega 1} \cdot \dot{\mathbf{\theta}} \quad (16)$$

където

$$\mathbf{A}_1^{\Omega 1} = \begin{bmatrix} \cos \Phi_{y1} \cdot \cos \Phi_{z1} & \sin \Phi_{z1} & 0 & 0 \\ -\cos \Phi_{y1} \cdot \sin \Phi_{z1} & \cos \Phi_{z1} & 0 & 0 \\ \sin \Phi_{y1} & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

Векторите на ъгловите скорости $\mathbf{\Omega}_i^i$ в локалните координатни системи $O_i x_i y_i z_i$ се определят със символно програмиране и извеждане с продукта Математика [6] и компютър.

2.2 Тяло 2 – силов агрегат с ДВГ



фиг. 4 Схема на координатните системи на силов агрегат с ДВГ

Векторът на обобщените координати на тялото е равен на:

$$\mathbf{q} = [x_2 \quad y_2 \quad z_2 \quad \theta_{x2} \quad \theta_{y2} \quad \theta_{z2}]^T \quad (18)$$

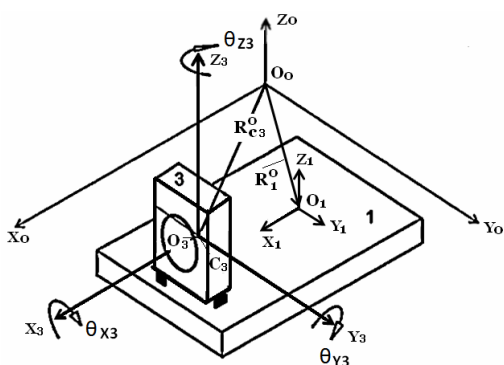
Тъй като центърът O_2 (фиг.4) на КС $O_2x_2y_2z_2$ съвпада с центъра на тежестта C_2 на двигателя, линейната скорост на масовия център на ДВГ е равна на:

$$\mathbf{V}_{C2} = \mathbf{V}_{O2} = [\dot{x}_2 \quad \dot{y}_2 \quad \dot{z}_2]^T \quad (19)$$

Векторът на ъгловата скорост на тяло 2 в свързаната КС $O_2x_2y_2z_2$ е равен на:

$$\mathbf{\Omega}_2^2 = [\dot{\theta}_{x2} \quad \dot{\theta}_{y2} \quad \dot{\theta}_{z2}]^T \quad (20)$$

2.3 Тяло 3 – радиатор с вентилатор



фиг. 5 Схема на координатните системи на радиатор с вентилатор

Векторът на обобщените координати на тяло 3 (фиг.5) е равен на:

$$\mathbf{q} = [x_3 \ y_3 \ z_3 \ \theta_{X3} \ \theta_{Y3} \ \theta_{Z3}]^T \quad (21)$$

Тъй като центърът O_3 на КС $O_3x_3y_3z_3$ съвпада с центъра на тежестта C_3 на радиатора, затова $\mathbf{V}_{C3}^0 = \mathbf{V}_{O3}^0$

Линейната скорост на масовия център на радиатора е равна на:

$$\mathbf{V}_{C3} = \mathbf{V}_{O3} = [\dot{x}_3 \ \dot{y}_3 \ \dot{z}_3]^T \quad (22)$$

Векторът на ъгловата скорост на радиатора в КС $O_3x_3y_3z_3$ е равен на:

$$\boldsymbol{\Omega}_3^3 = [\dot{\theta}_{X3} \ \dot{\theta}_{Y3} \ \dot{\theta}_{Z3}]^T \quad (23)$$

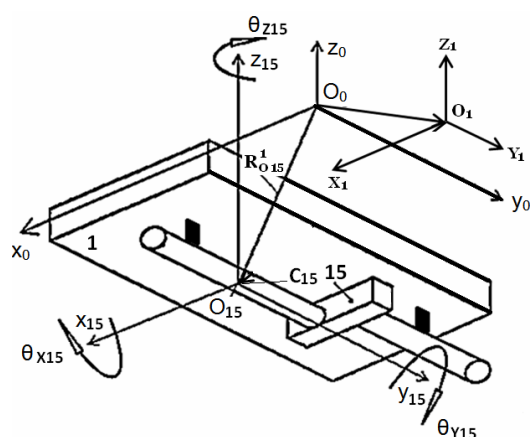
2.4 Тяло 15 – ауспух

Векторът на обобщените координати на тяло 15 (фиг.6) е равен на:

$$\mathbf{q} = [x_{15} \ y_{15} \ z_{15} \ \theta_{X15} \ \theta_{Y15} \ \theta_{Z15}]^T \quad (24)$$

Тъй като центърът O_{15} на КС $O_{15}x_{15}y_{15}z_{15}$ съвпада с центъра на тежестта C_{15} на ауспуха, затова $\mathbf{V}_{C15}^0 = \mathbf{V}_{O15}^0$. Линейната скорост на масовия център на ауспуха е равна на:

$$\mathbf{V}_{C15} = \mathbf{V}_{O15} = [\dot{x}_{15} \ \dot{y}_{15} \ \dot{z}_{15}]^T \quad (25)$$

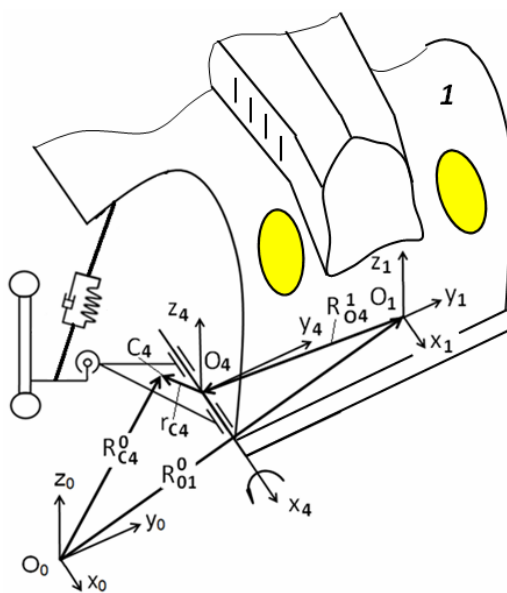


фиг. 6 Схема на координатните системи на ауспуха

Ъгловата скорост на тяло 15 спрямо свързаната с него координатна система е равна на:

$$\boldsymbol{\Omega}_{15}^{15} = [\dot{\theta}_{X15} \ \dot{\theta}_{Y15} \ \dot{\theta}_{Z15}]^T \quad (26)$$

2.5 Тяло 4 – рамо на дясно предното окачване



фиг. 7 Схема на координатните системи на рамото на дясно предното окачване (вид от пред)

Тяло 4 (фиг.7) се върти около ос O_4x_4 на ъгъл θ_{X4} . Векторът на положението на масовия център C_4 на шангата в отправна КС е равен на:

$$\mathbf{R}_{C4}^0 = \mathbf{A}_4^0 \cdot \mathbf{r}_{C4} \quad (27)$$

Векторът на положението на масовия център C_4 на тялото в локална КС $O_4x_4y_4z_4$ е равен на:

$$\mathbf{r}_{C4} = [l_{C4X4} \quad l_{C4Y4} \quad l_{C4Z4} \quad 1]^T \quad (28)$$

Матрицата на преход на тяло 4 от КС $O_4x_4y_4z_4$ към отправна КС е от вида:

$$\mathbf{A}_4^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{A}_4^1 \quad (29)$$

където \mathbf{A}_1^0 е дефинирана в (3),

$$\mathbf{A}_4^1 = \mathbf{A}t_4^1 \cdot \mathbf{A}u_4^1 \quad (30)$$

$$\mathbf{A}t_4^1 = \begin{bmatrix} 0 & [\mathbf{R}_{O4}^1]_{3 \times 1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (31)$$

$$\mathbf{R}_{O4}^1 = [l_{O4X1} \quad l_{O4Y1} \quad l_{O4Z1}]^T \quad (32)$$

$$\mathbf{A}u_4^1 = \begin{bmatrix} [\mathbf{U}_4^1] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (33)$$

$$\mathbf{U}_4^1 = \mathbf{U}_{X4} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\Phi_{X4} & -\sin\Phi_{X4} \\ 0 & \sin\Phi_{X4} & \cos\Phi_{X4} \end{bmatrix} \quad (34)$$

При малки ъгли на ротация

$$\mathbf{A}_4^1 = \mathbf{A}u_4^1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -\theta_{X4} \\ 0 & \theta_{X4} & 1 \end{bmatrix} \quad (35)$$

Линейната скорост на центъра на тежестта C_4 на рамото е равна на (36).

Векторът на абсолютната ъглова скорост на 4-то тяло $\mathbf{\Omega}_4^4$, проектиран върху осите на локалната КС $O_4x_4y_4z_4$, се получава от сумата на

проекциите на абсолютната ъглова скорост на тяло 1 и относителната ъглова скорост на тяло 4 върху осите на локалната координатна система.

$$\mathbf{V}_{C4}^0 = \frac{d\mathbf{R}_{C4}^0}{dt} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \mathbf{A}_4^0}{\partial x_1} \dot{x}_1 + \frac{\partial \mathbf{A}_4^0}{\partial y_1} \dot{y}_1 + \frac{\partial \mathbf{A}_4^0}{\partial z_1} \dot{z}_1 + \\ \frac{\partial \mathbf{A}_4^0}{\partial \Phi_{X1}} \dot{\Phi}_{X1} + \frac{\partial \mathbf{A}_4^0}{\partial \Phi_{Y1}} \dot{\Phi}_{Y1} + \\ \frac{\partial \mathbf{A}_4^0}{\partial \Phi_{Z1}} \dot{\Phi}_{Z1} + \frac{\partial \mathbf{A}_4^0}{\partial \Phi_{X4}} \dot{\Phi}_{X4} \end{bmatrix} \quad (36)$$

Това се осъществява с израза:

$$\mathbf{\Omega}_4^4 = [\mathbf{U}_4^1]^T \cdot \mathbf{\Omega}_1^1 + \mathbf{U}_4^{\Omega 4} \cdot \mathbf{\Omega}_4 \quad (37)$$

където \mathbf{U}_4^1 е дефинирана в (34), $\mathbf{\Omega}_1^1$ - в (15) или (16),

$$\mathbf{U}_4^{\Omega 4} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (38)$$

$$\mathbf{\Omega}_4 = [\dot{\theta}_{X4} \quad 0 \quad 0] \quad (39)$$

$$\mathbf{\Omega}_4^4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -\Phi_{X1} \\ 0 & \Phi_{X1} & 1 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{X1} \\ \dot{\theta}_{Y1} \\ \dot{\theta}_{Z1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{X4} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (40)$$

При големи ротации ъгловата скорост на купето в свързаната КС има вида (41).

Уравненията за рамо ляво на предното окачване са аналогични на изведените. За тях индексите със стойност 4 трябва да се заменят с индекси със стойност б.

$$\mathbf{\Omega}_4^4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\Phi_{X4} & -\sin\Phi_{X4} \\ 0 & \sin\Phi_{X4} & \cos\Phi_{X4} \end{bmatrix}^T \cdot$$

$$\begin{bmatrix} \cos\Phi_{Y1} \cdot \cos\Phi_{Z1} & \sin\Phi_{Z1} & 0 \\ -\cos\Phi_{Y1} \cdot \sin\Phi_{Z1} & \cos\Phi_{Z1} & 0 \\ \sin\Phi_{Y1} & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{X1} \\ \dot{\theta}_{Y1} \\ \dot{\theta}_{Z1} \end{bmatrix} +$$

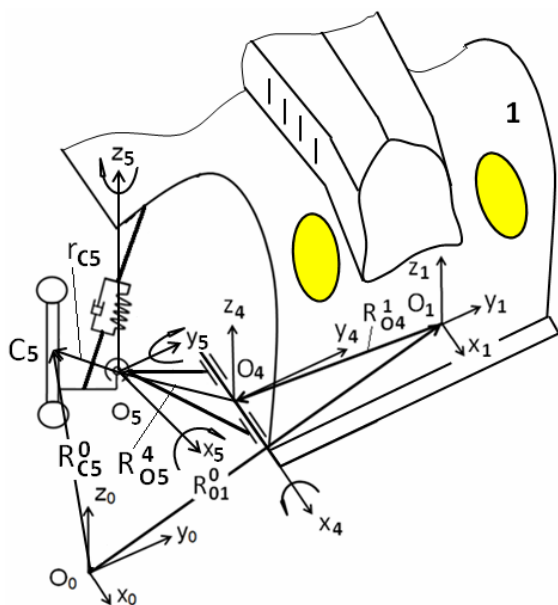
$$+ \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{X4} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (41)$$

2.6 Тяло 5 – шенкел на дясното предно колело

Тяло 5 (фиг.8) – шенкел се движи ротационно около осите O_5X_5 , O_5Y_5 , O_5Z_5 . Векторът на положението на точка O_5 в глобалната КС е равен на:

$$\mathbf{R}_{O5}^0 = \mathbf{A}_5^0 \cdot \mathbf{r}_{O5}^4 \quad (42)$$

$$\mathbf{r}_{O5}^4 = [l_{O5X4} \quad l_{O5Y4} \quad l_{O5Z4} \quad 1]^T \quad (43)$$



фиг. 8 Схема на координатните системи на шенкела на дясното предно колело (вид отпред)

Векторът на положението на центъра на тежестта C_5 на шенкела в отправната КС $O_0X_0Y_0Z_0$ е равен на:

$$\mathbf{R}_{C5}^0 = \mathbf{A}_5^0 \cdot \mathbf{r}_{C5} \quad (44)$$

Векторът на положението на центъра на тежестта C_5 на шенкела в локална КС $O_5X_5Y_5Z_5$ е равен на:

$$\mathbf{r}_{C5} = [l_{C5X5} \quad l_{C5Y5} \quad l_{C5Z5} \quad 1]^T \quad (45)$$

Матрицата на преход от локалната КС $O_5X_5Y_5Z_5$ на тяло 5 към отправна КС $O_0X_0Y_0Z_0$ е от вида:

$$\mathbf{A}_5^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{A}_4^1 \cdot \mathbf{A}_5^4 \quad (46)$$

където \mathbf{A}_1^0 е дефинирана в (3), \mathbf{A}_4^1 - в (30)

$$\mathbf{A}_5^4 = \mathbf{A}t_5^4 \cdot \mathbf{A}u_5^4 \quad (47)$$

$$\mathbf{A}t_5^4 = \begin{bmatrix} 0 & [\mathbf{R}_5^4]_{3 \times 1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (48)$$

$$\mathbf{R}_5^4 = [l_{O5X4} \quad l_{O5Y4} \quad l_{O5Z4}] \quad (49)$$

$$\mathbf{A}u_5^4 = \begin{bmatrix} [\mathbf{U}_5^4] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (50)$$

$$\mathbf{U}_5^4 = \mathbf{U}_{X5} \cdot \mathbf{U}_{Y5} \cdot \mathbf{U}_{Z5} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \Phi_{X5} & -\sin \Phi_{X5} \\ 0 & \sin \Phi_{X5} & \cos \Phi_{X5} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \Phi_{Y5} & 0 & \sin \Phi_{Y5} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \Phi_{Y5} & 0 & \cos \Phi_{Y5} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \Phi_{Z5} & -\sin \Phi_{Z5} & 0 \\ \sin \Phi_{Z5} & \cos \Phi_{Z5} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (51)$$

Линейна скорост на точка C_5 е равна на:

$$\mathbf{V}_{C5}^0 = \frac{\partial \mathbf{R}_{C5}^0}{\partial x_1} \dot{\Phi}_{X1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C5}^0}{\partial y_1} \dot{\Phi}_{Y1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C5}^0}{\partial z_1} \dot{\Phi}_{Z1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C5}^0}{\partial \Phi_{X1}} \dot{\Phi}_{X1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C5}^0}{\partial \Phi_{Y1}} \dot{\Phi}_{Y1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C5}^0}{\partial \Phi_{Z1}} \dot{\Phi}_{Z1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C5}^0}{\partial \Phi_{X4}} \dot{\Phi}_{X4} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C5}^0}{\partial \Phi_{X5}} \dot{\Phi}_{X5} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C5}^0}{\partial \Phi_{Y5}} \dot{\Phi}_{Y5} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C5}^0}{\partial \Phi_{Z5}} \dot{\Phi}_{Z5} \quad (52)$$

Векторът на абсолютната ъглова скорост на 5-то тяло Ω_5^5 , проектиран върху осите на ло-

калната координатна система $O_5x_5y_5z_5$, се получава от сумата на проекциите на абсолютната ъглова скорост на тяло 1, на тяло 4 и относителната ъглова скорост на тяло 5 върху осите на локалната координатна система. Това се осъществява с израза:

$$\Omega_5^5 = [U_4^1]^T \cdot \Omega_1^1 + [U_5^4]^T \cdot \Omega_4^4 + U_5^{\Omega 5} \cdot \Omega_5 \quad (53)$$

където U_4^1 е дефинирана в (34), Ω_1^1 - в (15) и (16), U_5^4 е дефинирана в (51), Ω_4^4 - в (37),

$$U_5^{\Omega 5} = \begin{bmatrix} \cos \Phi_{Y5} \cdot \cos \Phi_{Z5} & \sin \Phi_{Z5} & 0 \\ -\cos \Phi_{Y5} \cdot \sin \Phi_{Z5} & \cos \Phi_{Z5} & 0 \\ \sin \Phi_{Y5} & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (54)$$

$$\Omega_5 = [\dot{\theta}_{X5} \quad \dot{\theta}_{Y5} \quad \dot{\theta}_{Z5}] \quad (55)$$

$$\Omega_5^5 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -\Phi_{X1} \\ 0 & \Phi_{X1} & 1 \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{X1} \\ \dot{\theta}_{Y1} \\ \dot{\theta}_{Z1} \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{x4} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{X5} \\ \dot{\theta}_{Y5} \\ \dot{\theta}_{Z5} \end{bmatrix} \quad (56)$$

Уравненията за шенкела на лявото предно колело са аналогични на изведените. За тях индексите със стойност 4 и 5 трябва да се заменят с индекси със стойности 6 и 7.

2.7 Тяло 8 – задно дясно колело. Ротация около ос O_8y_8

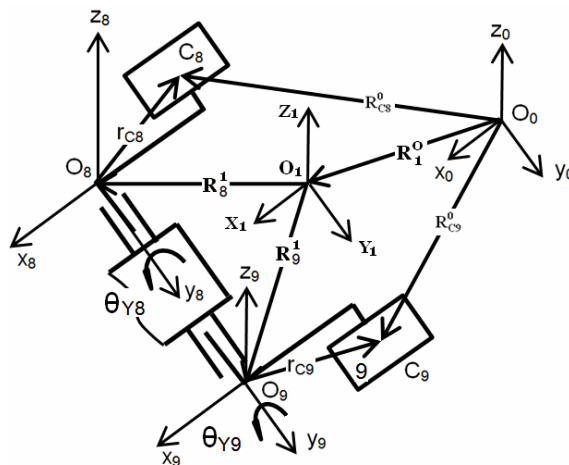
Тяло 8 (фиг.9) се движи ротационно около ос O_8y_8 .

Векторът на положението на масовия център C_8 на задно дясно колело в отправна КС $O_0x_0y_0z_0$ е равен на:

$$R_{C8}^0 = A_8^0 \cdot r_{C8} \quad (57)$$

Векторът на положението на центъра на тежестта C_8 на задно дясно колело в локална КС $O_8x_8y_8z_8$ е равен на:

$$r_{C8} = [l_{C8X8} \quad l_{C8Y8} \quad l_{C8Z8} \quad 1]^T \quad (58)$$



Фиг. 9 Схема на координатните системи на задно дясно колело. Ротация около ос O_8y_8

Матрицата на преход от локалната КС на тяло 8 към отправна КС $O_0x_0y_0z_0$ е от вида:

$$A_8^0 = A_1^0 \cdot A_8^1 \quad (59)$$

$$A_8^1 = A_{t8}^1 \cdot A_{u8}^1 \quad (60)$$

$$A_{t8}^1 = \begin{bmatrix} 0 & [R_{O8}^1]_{3 \times 1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (61)$$

$$R_{O8}^1 = [l_{O8X1} \quad l_{O8Y1} \quad l_{O8Z1}]^T \quad (62)$$

$$A_{u8}^1 = \begin{bmatrix} [U_8^1] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (63)$$

$$U_8^1 = U_{Y8} = \begin{bmatrix} \cos \Phi_{Y8} & 0 & \sin \Phi_{Y8} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \Phi_{Y8} & 0 & \cos \Phi_{Y8} \end{bmatrix} \quad (64)$$

При малки ъгли на ротация

$$\mathbf{A}_8^1 = \mathbf{A}t_8^1 \cdot \mathbf{A}u_8^1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \theta_{y8} & lx_8 \\ 0 & 1 & 0 & ly_8 \\ -\theta_{y8} & 0 & 1 & lz_8 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (65)$$

Линейната скорост на масовия център C_8 на задно дясно колело е равна на:

$$\mathbf{V}_{C8}^0 = \frac{d\mathbf{R}_{C8}^0}{dt} \quad (66)$$

Векторът на абсолютната ъглова скорост на 8-то тяло $\mathbf{\Omega}_8^8$, проектиран върху осите на локалната координатна система $O_8x_8y_8z_8$, се получава от сумата на проекциите на абсолютната ъглова скорост на тяло 1 и относителната ъглова скорост на тяло 8 върху осите на локалната координатна система. Това се осъществява с израза:

$$\mathbf{\Omega}_8^8 = [\mathbf{U}_8^1]^T \cdot \mathbf{\Omega}_1^1 + \mathbf{U}_8^{\Omega 8} \cdot \mathbf{\Omega}_8 \quad (67)$$

където \mathbf{U}_8^1 е дефинирана в (64), $\mathbf{\Omega}_1^1$ - в (15) и (16),

$$\mathbf{U}_8^{\Omega 8} = \begin{bmatrix} \cos \Phi_{Y8} \cdot \cos \Phi_{Z8} & \sin \Phi_{Z8} & 0 \\ -\cos \Phi_{Y8} \cdot \sin \Phi_{Z8} & \cos \Phi_{Z8} & 0 \\ \sin \Phi_{Y8} & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (68)$$

$$= \begin{bmatrix} \cos \Phi_{Y8} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \Phi_{Y8} & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{\Omega}_8 = [0 \quad \dot{\theta}_{Y8} \quad 0]^T \quad (69)$$

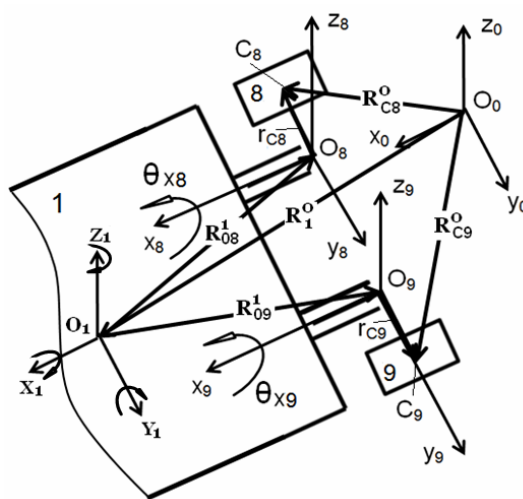
$$\mathbf{\Omega}_8^8 = \begin{bmatrix} \cos \Phi_{Y8} & 0 & \sin \Phi_{Y8} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \Phi_{Y8} & 0 & \cos \Phi_{Y8} \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{X1} \\ \dot{\theta}_{Y1} \\ \dot{\theta}_{Z1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \Phi_{Y8} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \Phi_{Y8} & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_{Y8} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (70)$$

За малки ъгли на ротация

$$\mathbf{\Omega}_8^8 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \Phi_{Y1} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\Phi_{Y1} & 0 & 1 \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{X1} \\ \dot{\theta}_{Y1} \\ \dot{\theta}_{Z1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_{Y8} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (71)$$

Уравненията за задно ляво колело – тяло 9 са аналогични на изведените. За тях индексите със стойност 8 трябва да се заменят с индекси със стойност 9.

2.8 Тяло 8 – задно дясно колело. Ротация около ос O_8x_8



Фиг. 10 Схема на координатните системи на – задно дясно колело. Ротация около ос O_8x_8

Тяло 8 (фиг.10) се движи ротационно около ос O_8x_8 . Векторът на положението на масовия център C_8 на задно дясно колело в отправна КС $O_0x_0y_0z_0$ е равен на:

$$\mathbf{R}_{C8}^0 = \mathbf{A}_8^0 \cdot \mathbf{r}_{C8} \quad (72)$$

Векторът на положението на центъра на тежестта C_8 на задно дясно колело в локална КС $O_8x_8y_8z_8$ е равен на:

$$\mathbf{r}_{C8} = [l_{C8x8} \quad l_{C8y8} \quad l_{C8z8} \quad 1]^T \quad (73)$$

Матрицата на преход от локалната КС на тяло 8 към отправна КС $O_0x_0y_0z_0$ е от вида:

$$\mathbf{A}_8^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{A}_8^1 \quad (74)$$

$$\mathbf{A}_8^1 = \mathbf{A}t_8^1 \cdot \mathbf{A}u_8^1 \quad (75)$$

$$\mathbf{A}t_8^1 = \begin{bmatrix} 0 & [\mathbf{R}_{O8Z1}^1]_{3 \times 1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (76)$$

$$\mathbf{R}_{O8}^1 = [l_{O8X1} \quad l_{O8Y1} \quad l_{O8Z1}]^T \quad (77)$$

$$\mathbf{A}u_8^1 = \begin{bmatrix} [\mathbf{U}_8^1] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (78)$$

$$\mathbf{U}_8^1 = \mathbf{U}_{X8} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\Phi_{X8} & -\sin\Phi_{X8} \\ 0 & \sin\Phi_{X8} & \cos\Phi_{X8} \end{bmatrix} \quad (79)$$

При малки ъгли на ротация

$$\mathbf{A}_8^1 = \mathbf{A}t_8^1 \cdot \mathbf{A}u_8^1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{X8} \\ 0 & 1 & -\theta_{X8} & l_{Y8} \\ 0 & \theta_{X8} & 1 & l_{Z8} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (80)$$

Линейната скорост на масовия център C_8 на задно дясно колело е равна на:

$$\mathbf{V}_{C8}^0 = \frac{d\mathbf{R}_{C8}^0}{dt} \quad (81)$$

Векторът на абсолютната ъглова скорост на 8-то тяло $\mathbf{\Omega}_8^8$, проектиран върху осите на локалната координатна система $O_8x_8y_8z_8$, се получава от сумата на проекциите на абсолютната ъглова скорост на тяло 1 и относителната ъглова скорост на тяло 8 върху осите на локалната координатна система. Това се осъществява с израза:

$$\mathbf{\Omega}_8^8 = [\mathbf{U}_8^1]^T \cdot \mathbf{\Omega}_1^1 + \mathbf{U}_8^{\Omega 8} \cdot \mathbf{\Omega}_8 \quad (82)$$

където \mathbf{U}_8^1 е дефинирана в (74), $\mathbf{\Omega}_1^1$ е дефинирана в (15)

$$\mathbf{\Omega}_8 = [\dot{\theta}_{X8} \quad 0 \quad 0] \quad (83)$$

$$\mathbf{U}_8^{\Omega 8} = \begin{bmatrix} \cos\Phi_{Y8} \cdot \cos\Phi_{Z8} & \sin\Phi_{Z8} & 0 \\ -\cos\Phi_{Y8} \cdot \sin\Phi_{Z8} & \cos\Phi_{Z8} & 0 \\ \sin\Phi_{Y8} & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (84)$$

$$= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{\Omega}_8^8 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\Phi_{X8} & -\sin\Phi_{X8} \\ 0 & \sin\Phi_{X8} & \cos\Phi_{X8} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{X1} \\ \dot{\theta}_{Y1} \\ \dot{\theta}_{Z1} \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{X4} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Уравненията за задно ляво колело – тяло 9 са аналогични на изведените. За тях индексите със стойност 8 трябва да се заменят с индекси със стойност 9.

2.9 Тяло 10 - седалка и водач

Седалката (фиг. 11) е монтирана неподвижно към купето. Приема се, че водача се движи транслационно по оста $O_{10}z_{10}$.

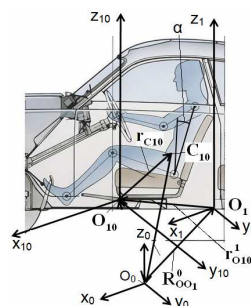
$$\mathbf{q}_{10} = [x_1 \quad y_1 \quad z_1 \quad \theta_{x_1} \quad \theta_{y_1} \quad \theta_{z_1} \quad z_{10}]^T \quad (86)$$

Вектор на положението на масовия център - точка C_{10} - в отпавна координатна система.

$$\mathbf{R}_{C10}^0 = \mathbf{A}_{10}^0 \cdot \mathbf{r}_{C10} \quad (87)$$

където

$$\mathbf{r}_{C10} = [l_{C10X10} \quad l_{C10Y10} \quad l_{C10Z10} \quad 1]^T \quad (88)$$



Фиг. 11 Схема на координатните системи на седалка и водач

Матрица на преход от локалната КС на тяло 10 към отправна КС $O_0x_0y_0z_0$ е:

$$\mathbf{A}_{10}^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{A}_{10}^1 \quad (81)$$

където

$$\mathbf{A}_{10}^1 = \mathbf{A}t_{10}^1 \cdot \mathbf{A}u_{10}^1 \cdot \mathbf{A}t_{10}^{10} \quad (82)$$

$$\mathbf{A}t_{10}^1 = \begin{bmatrix} 0 & [\mathbf{R}_{10}^1]_{3 \times 1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (83)$$

$$\mathbf{R}_{10}^1 = [l_{x10}^* \quad l_{y10}^* \quad l_{z10}^*]^T \quad (84)$$

$$\mathbf{A}u_{10}^1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \alpha_{y10}^* \\ 0 & 0 & 0 \\ -\alpha_{y10}^* & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (85)$$

Ъгълът α_{y10}^* е с постоянна стойност по време на движение на автомобила.

$$\mathbf{A}t_{10}^{10} = [0 \quad 0 \quad z_{10}^*]^T \quad (86)$$

Линейната скорост на масовия център C_{10} на седалката с водача е равна на:

$$\mathbf{V}_{C10}^0 = \frac{d\mathbf{R}_{C10}^0}{dt} \quad (87)$$

Вектор на ъгловата скорост в свързаната с тялото КС $O_{10}x_{10}y_{10}z_{10}$.

$$\mathbf{\Omega}_{10}^{10} = \mathbf{A}t_{10}^{10T} \cdot \mathbf{\Omega}_1^1 \quad (88)$$

където $\mathbf{\Omega}_1^1$ е дефинирана в (15).

Уравненията за седалки с номера 11, 12, 13, 14 са аналогични на изведените. За тях индексите със стойност 10 трябва да се заменят с индекси със стойност, равна на номера на седалката.

Литература

1. **Ангелов И.В.** Матрична механика Кинематика. София, Авангард Прима, 2008.
2. **Ангелов И.В.** Матрично моделиране в 3D пространството на кинематиката, динамиката и трептенията на механични модули и масови системи. Дисертация за присъждане на научна степен „доктор на техническите науки“. София, Технически Университет, 2000.
3. **Mirouche, F.** Computer – aided design and manufacturing. Prentice hall, Englewood Clifs, New Jersey, 1993.
4. **Beer F.P., E.R. Johnston.** Vector Mechanics for Engineers. Mc Graw – Hill Book Company.
5. **Abdel-Rahman E., Nayfeh A.** Pendulation reduction in boom cranes using cable length manipulation. Nonlinear Dynamics, 2002, vol.27, issue 3, p.255-269.
6. **Parker G. Petterson B., Dohrmann C., Robinett R.** Command shaping for residual vibration free crane maneuvers. Proceedings of the American Control conference, 1995, p.934-938.

MATRIX KINEMATICS OF THE AUTOMOBILE IN THE TREE-DIMENSIONAL SPACE

Илия АНГЕЛОВ¹ Валентин БАЧЕВ² Васил АХЧИЙСКИ³

¹ Department of mechasnics, Technical university -Sofia, Bulgaria

e-mail: il.angelov@abv.bg

² department of „Machine building and the instrument manufacture“, Technical university - Sofia, branch Plovdiv, Bulgaria

e-mail: abc4@abv.bg

³ department of „Logistics engineering“, Technical university - Sofia, Bulgaria

e-mail: vaski@abv.bg

Abstract: In this work is investigated the kinematics of the units of automobile in the three-dimensional space by the methods of matrix mechanics [1,2,3]. They are brought out the equation of the linear speed of the centers of the masses of the units of automobile and the angular velocities of units in body coordinate systems. The brought-out equations adapt by the authors for the study of dynamics and fluctuation of automobile, its units, passengers and loads.

Keywords: matrix mechanics, the kinematics, linear, angular, speed, automobile.

ВИСОКОСКОРОСТНИ НАВИТИ МАХОВИЦИ С ПРЕДВАРИТЕЛНО НАПРЕГНАТА СТРУКТУРА ЗА ОПТИМАЛНО НАПРЕГНАТО СЪСТОЯНИЕ В ПРОЦЕС НА ЕКСПЛОАТАЦИЯ

Георги ЧАКМАКОВ¹ Венелин ЖИВКОВ¹ Николай НИКОЛОВ¹ Георги ТОДОРОВ²

¹катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България
e-mail: chakmakov@gmx.de, jivkov@tu-sofia.bg, nickn@tu-sofia.bg

²лаборатория „CAD, CAM, CAE в индустрията”, Технически университет - София, България
e-mail: gdt@tu-sofia.bg

Резюме: В съвременното автомобилостроене маховик системи за акумулиране на кинетична енергия намират все по-широко приложение благодарение на по-високия си коефициент на полезно действие и дълъг живот в сравнение с електрическите акумулатори на енергия. Непрекъснатият стремеж за намаляване на масата налага използването на леки бързовъртящи ротори с висока енергийна плътност. Изключително подходящи за изработване на такива ротори са уякчените композитни материали, характеризиращи се с много висока специфична якост на опън. В работен режим съвременните бързовъртящи ротори достигат скорости на въртене от над 60000 min⁻¹. В следствие на натоварването от центробежните сили, в структурата на материала се получават високи опънови радиални и тангенциални напрежения, водещи до разслояване и разрушаване на навития композитен маховик. Противодействие на този негативен ефект се търси в процеса на изработване на маховик с предварително напрегната структура.

Ключови думи: Навит маховик, композитни материали, разслояване, предварително напрегане, параметрична оптимизация, метод на крайните елементи

УВОД

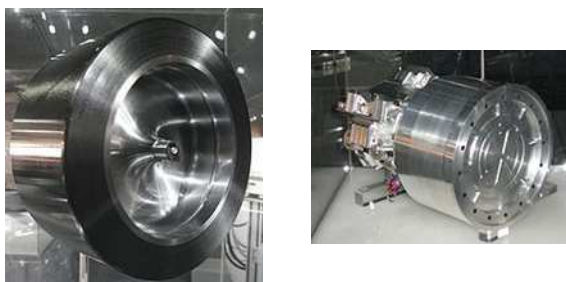
Кратък исторически преглед показва, че разработването на маховик системи като алтернативен метод за задвижване на машини и транспортни средства датира още от началото на миналия век. В транспортни средства маховик системата намира нагледно приложение при използвания през 50-те на миналия век години в транспортната мрежа на Цюрих „Жиро-бус”. Системата е разработена от швейцарската фирма Oerlikon и съдържа маховик от масивна стомата, тежащ 1,5 t. При 3000 min⁻¹ системата достига енергийно съдържание от 9,15 kWh, позволяващо пробег от 6 km при скорост от 50 до 60 km/h [1]. Повторното развъртане на маховика се осъществява с помощта на специални токоснематели, монтирани върху покрива на автобуса от 380 V мрежа при престой на спирка.

В съвременното автомобилостроене приложението на маховик системите претърпява известна промяна. Вместо пълното заместване на двигателя с вътрешно горене се разработват хибридни системи с участието на маховици, в които да се съхранява спирачна енергия. Така

полученият механичен акумулатор при нужда предоставя обратно съхранената енергия за задвижване на превозното средство. Две са основните насоки за използване на съхранената кинетична енергия при съвременните хибридни системи – за кратковременно заместване на основния двигател или за подпомагането му с допълнителна мощност.

Може би най-голяма популярност тези хибриди добиват в състезанията от съвременната Формула 1 чрез използването на системите за рекуперирани на кинетична енергия (KERS), изпълнението на една от разновидностите на които е именно с маховик. Използваната през 2009 г. от отбора на Williams система включва малък бързовъртящ маховик, изграден от композитен материал, уякчен с въглеродни нишки. При развъртане на ротора до 65000 min⁻¹ се създава възможност за рекуперирани на до 70% от спирачната енергия срещу стойности до 50% при използването на електрически акумулатори [2]. Системи за рекуперирани на кинетична енергия намират приложение и в автомобилния спорт извън Формула 1. В автомобила 911 GT3 R Hybrid Porsche използва маховик от композитен мате-

риал, уякчен с въглеродни нишки, чиято скорост на въртене достига 40000 min^{-1} . Пълно зареждане на този кинетичен акумулатор се постига само за 2 секунди спирачно време чрез генератори. По този начин се осигурява пълна мощност от по 60 kW за два електромотора, монтирани на предната ос на автомобила, за период от 6 до 8 секунди. Маховик системата, включваща всички компоненти, е с маса 150 kg и е монтирана на мястото до водача [3].



фиг.1 KERS Маховик и Flybrid KERS модул [4]

Освен описаните системи, осигуряващи допълнителна мощност на основния двигател, друго значимо приложение на маховик системата е за понижаване разхода на гориво. Особено в градски условия, това се осъществява при потегляне чрез използване предимно на съхранената в маховика енергия от спиране. В средата на тази година от шведския автомобилен производител Volvo обявяват, че ще бъде тествана нова система за рекуперирание на енергия, наречена *Flywheel KERS*. Системата включва скоростен маховик с обороти на въртене до 60000 min^{-1} , осигуряващ максимална мощност от 59 KW. Роторът е изграден от композитен материал с карбонови нишки, има размер от 20 cm и тежи около 6 kg [5].

Поради непрекъснатия стремеж за намаляване на теглото се използват нови материали за изработването на маховици, позволяващи изработването на системи с много висока енергийна плътност. От показаните примери става видно, че използваните в съвременното автомобилостроене маховици са изработени предимно от леки композитни материали, уякчени с карбонови нишки. За пълноценното използване на материала при тези ротори допринасят както материалните характеристики, така и в голяма степен процесът на

тяхното изработване. Процесът на предварително налягане на структурата при изработването на навити маховици спомага за допълнително оптимизиране на работните им условия, а така също възпрепятства и тяхното преждевременно разрушаване в следствие на експлоатация. Разработеният от *ETH Zürich* метод за изработване на маховик чрез навиване на лента от уякчен композитен материал дава възможност за предварително налягане на структурата на маховика чрез оказване на опън върху лентата в процеса на навиване. Получената по аналитичен метод картина на напрегнатото състояние на така изработения маховик показва наличието на натискови радиални напрежения по почти цялото протежение на неговия радиус. При разпределението на тангенциалните напрежения се забелязва преминаването им от опънови във външната част на ротора към натискови в най-вътрешната му част. Подобно разпределение на напреженията в предварително напрегнатата структура на маховика до голяма степен е в противовес в разпределението в следствие на натоварване от центробежните сили в процеса на експлоатация.

КРИТЕРИИ ЗА ИЗБОР НА МАТЕРИАЛА ПРИ ИЗРАБОТВАНЕ НА БЪРЗОВЪРТЯЩИ РОТОРИ

За да определим зависимостта на количеството съхранена енергия в кинетичния акумулатор от свойствата на материала, ще разгледаме случай на ротор с формата на тънък пръстен ($r_a \approx r_i$). Максималната кинетична енергия, която роторът може съхрани възлиза на

$$E_k = \frac{1}{2} m v_n^2$$

и зависи от периферната скорост v_n на пръстена [6]. Опънното напрежение при ротация за такъв ротор се изчислява на [6]

$$\sigma_o = \frac{\pi}{4} r^2 \omega^2 \rho$$

Оттук може да бъде изведена и специфичната якост на опън (максимално допустимото опъново напрежение) на материала в зависимост от периферната скорост на ротора [6]:

$$\frac{\sigma_{o,max}}{\rho} = \frac{1}{4} \pi (r^2 \omega^2)_{max} = \frac{1}{4} \pi v_{n,max}^2$$

От горната зависимост може да се заключи, че максималната енергийна плътност на ротора зависи изцяло от специфичната якост на използвания материал [6], а именно

$$\frac{E_{k,max}}{m} = \frac{1}{2} v_{n,max}^2 = \frac{2}{\pi} \frac{\sigma_{o,max}}{\rho}$$

В таб.1 са показани някои характеристики на материали, използвани за направа на бързовъртящи ротори. Ясно проличават предимствата на композитните материали с уякчаване от карбонови нишки, характеризиращи се с голяма специфична якост на опън.

табл.1 Характеристики на материали за изработване на маховици [6]

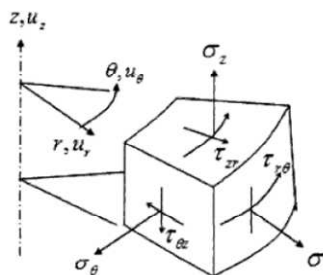
| Материал | | Плътност [kg/m³] | Якост на опън [MN/m²] | Спец. якост [kJ/kg] |
|------------------------------|-------------------|------------------|-----------------------|---------------------|
| Стомана | AlSi 4340 | 7830 | 1790 | 229 |
| | 18 Ni-250 | 8000 | 1860 | 233 |
| Алуминий | 2024 | 2650 | 450 | 170 |
| | Ergal 65 | 2720 | 600 | 221 |
| Титан | ZK 60 | 5100 | 1150 | 225 |
| | | | | |
| Уякчени композитни материали | E-Glas/EP 60% | 2020 | 960 | 475 |
| | Aramid 49/EP 60% | 1330 | 1120 | 842 |
| | C-Faser HT/EP 60% | 1480 | 2370 | 1601 |
| | C-Faser IM/EP 60% | 1480 | 3450 | 2331 |

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА НАПРЕГНАТОТО СЪСТОЯНИЕ В МАХОВИК ПОД ДЕЙСТВИЕТО НА ЦЕНТРОБЕЖНИ СИЛИ

Аналитичният метод за структурен анализ ни предоставя сравнително лесен и бърз начин за пресмятане на напреженията в маховик под действието на центробежни сили в следствие на въртенето му. Напреженията и деформациите във въртящ диск с вътрешен радиус r_i и външен радиус r_a могат да бъдат получени от уравненията за примерно равновесно състояние на принципа на закона за запазване на импулса [7].

На фиг.2 са показани компонентите на напрежението върху сегмент от ротора в цилиндрична координатна система. Аналитичните методи допускат се, че плътността на материала е

константна и не се изменя аксиално или спрямо радиуса.



фиг.2 Напрежения и деформации на елемент от маховик [7]

Друго общо за повечето аналитични методи е, че се позовават на теорията за *plane-stress*. Състоянието на *plane-stress* съществува, когато едно от трите главни напрежения (σ_1 , σ_2 или σ_3) е равно на нула [8]. В случая методът допуска, че дължината на цилиндъра е малка в сравнение с радиуса и аксиалното напрежение σ_z е равно на нула. Ако разгледаме маховик, изработен от уякчен композитен материал с анизотропна характеристика, се получават уравненията за радиалното и тангенциално напрежение като функция на радиуса, където с k се отбелязва факторът на анизотропност [7]:

$$\sigma_r = \frac{3 + \nu_r}{9 - k^2} \rho \omega^2 \left[\frac{1 - \left(\frac{r_i}{r_a}\right)^{3+k}}{1 - \left(\frac{r_i}{r_a}\right)^{2k}} \left(\frac{r}{r_a}\right)^{k-1} - \frac{\left(\frac{r_i}{r_a}\right)^{2k} - \left(\frac{r_i}{r_a}\right)^{3+k}}{1 - \left(\frac{r_i}{r_a}\right)^{2k}} \left(\frac{r}{r_a}\right)^{-k-1} - \left(\frac{r}{r_a}\right)^2 \right]$$

$$\sigma_t = \frac{3 + \nu_t}{9 - k^2} \rho \omega^2 \left[k \frac{1 - \left(\frac{r_i}{r_a}\right)^{3+k}}{1 - \left(\frac{r_i}{r_a}\right)^{2k}} \left(\frac{r}{r_a}\right)^{k-1} - \right]$$

$$\left. -k \frac{\left(\frac{r_i}{r_a}\right)^{2k} - \left(\frac{r_i}{r_a}\right)^{3+k}}{1 - \left(\frac{r_i}{r_a}\right)^{2k}} \left(\frac{r}{r_a}\right)^{-k-1} - \frac{k^2 + 3\nu_t}{3 + \nu_t} \left(\frac{r}{r_a}\right)^2 \right]$$

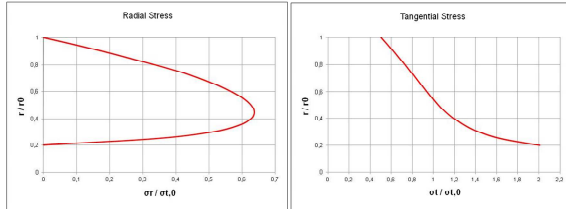
Ако опростим представените уравнения за случай на материална изотропност и заместим $k=1$, получаваме следната зависимост за радиалните и тангенциални напрежения:

$$\sigma_r = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 \left(r_a^2 + r_i^2 - r^2 - \frac{r_a^2 r_i^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_t = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 \left(r_a^2 + r_i^2 - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 + \frac{r_a^2 r_i^2}{r^2} \right)$$

където ν - коефициент на Поасон; ρ - плътност на материала.

Отнесени към произволно опъново тангенциално напрежение $\sigma_{t,0}$ във външния радиус на ротора, се получава следното разпределение на напреженията спрямо радиуса:



фиг.3 Разпределение на относителните радиални и тангенциални напрежения в маховик под действието центробежни сили

Наред с ограничаването на максимално допустимото напрежение в маховика, при оптимизирането на маховици може да се вземе под внимание и получаването на специфично разпределение на напреженията спрямо неговия радиус. Отговорни за разрушаването на изработения от уякчен композитен материал ротор са тангенциалните опънови напрежения. Не без значение обаче са и радиалните напрежения, които при натоварване в следствие на ротация също са опънови (фиг.3). Изработените от уякчени композити навити маховици притежават висока специфична якост в посока на фазерите, т.е. в

тангенциална посока. Поради ниската специфична якост на материала в радиална посока опъновите радиални напрежения могат да доведат до разслояване на навития. Оттук произтичат две условия за напреженията в оптимизирания маховик:

- По възможност константно разпределение на тангенциалните напрежения спрямо радиуса;
- Всички радиални напрежения да бъдат натискови.

Възможност за активно влияние върху разпределението на напреженията в навити маховици предоставя процесът на предварително налягане на структурата на маховика при неговото изработване.

ПРЕДВАРИТЕЛНО НАПРЯГАНЕ НА МАХОВИК В ПРОЦЕСА НА НЕГОВОТО ИЗРАБОТВАНЕ

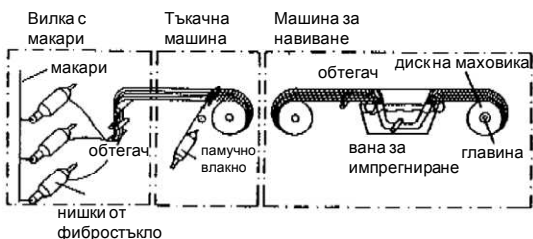
Съществуват няколко начина за противодействие на разслояването на навития маховик. Една от възможностите представлява вариране на материалните свойства спрямо радиуса на навиване и може от своя страна да бъде реализирана по няколко начина [8]:

- Променлива материална плътност като функция от радиуса
- Променливо съдържание на уякчаващи нишки спрямо радиуса на навиване
- Променлив ъгъл на навиване на нишките спрямо радиуса
- Разделяне на маховика на няколко концентрични пръстена от различни материали

Всеки от посочените методи предлага както намаляване на радиалните напрежения, така и отрицателни ефекти например върху разпределението на тангенциалните напрежения и води и до редица други ограничения, например в геометрията на ротора. За разлика от тях методът на предварително налягане на уякчаващите нишки при изработване на маховика позволява директен контрол над разпределението на напреженията спрямо радиуса на навиване [8].

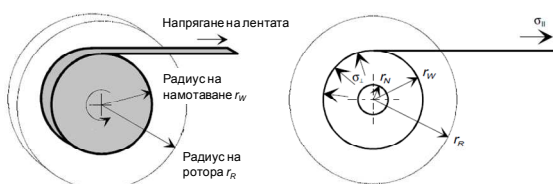
Ефективен метод за изработване на навит маховик представлява въведеният от *ETH Zürich* метод *WRWP* (*woven ribbon winding process*). При този метод маховикът се изработва чрез навиване на изтъкана от уякчаващи нишки лента. За полу-

чаване на предварително напрегнатата структура навиването се извършва между придържащи плочи при зададен опън на лентата [8]. Принципна скица на процеса е показана на фиг.4.



фиг.4 Схема на процеса на изработване на навит маховик с предварително напрегане по метода WRWP [8]

Резултат от предварителното напрегане на лентата в процеса на навиване на маховика е образуването на радиални напрежения на натиск (фиг.5). Оптимизиране на разпределението на радиалните и тангенциални напрежения спрямо радиуса на навиване може да бъде получено чрез вариране на зададения опън на лентата.



фиг.5 Схема на предварително напрегане на навит маховик [6]

Ще разгледаме картината на напрегнатото състояние на маховик в процес на навиване при постоянен, линейно и квадратно изменящ се с радиуса опън. За улеснение се допуска изотропност на материала. Ако разгледаме сектор от диска на маховика и елементарен участък от навитата лента, след множество математически трансформации стигаме до следното диференциално уравнение [9], при което радиалното напрежение е функция на радиуса на намотаване:

$$r^2 \sigma_r'' + r \sigma_r' (3 - 2\nu) + 2(1 - \nu) \sigma_r = \sigma_r = -\sigma_t$$

Тук със σ_t бележим напрежението на опън в лентата в процеса на навиване. След полагане ($t = \ln r - \ln r_a$) и заместване на $\nu = 0,3$ горното

уравнение може да бъде трансформирано във вида

$$\ddot{\sigma}_r + 1,4\dot{\sigma}_r + 1,4\sigma_r = -\sigma_t$$

а след Ойлерова субституция $\sigma_r = Ze^{-0,7t}$ в горното уравнение:

$$\ddot{Z} + \omega^2 Z = -\sigma_{t,0} e^{at}$$

където $\omega = 0,954$. Тук със $\sigma_{t,0}$ бележим напрежението на опън в лентата при външния радиус на навиване на ротора. Коефициентът a за различните функции на опън се получава при изразяването на произволно σ_t като функция на $\sigma_{t,0}$ и отношението на моментния радиус на навиване r към външния радиус r_a

$$\sigma_t = \sigma_{t,0} e^{xt}$$

където $t = \ln r - \ln r_a$, а x заема стойност 0,1,2,... съответно при постоянна, линейна, квадратна и т.н. функция на изменение на опъна в лентата спрямо радиуса на навиване. Така за коефициента a се получават стойности

- $a = 0,7$ при постоянен опън $\sigma_t = const$;
- $a = 1,7$ при линейно изменящ се опън

$$\sigma_t = \sigma_{t,0} \left(\frac{r}{r_a} \right);$$

- $a = 2,7$ при квадратно изменящ се опън

$$\sigma_t = \sigma_{t,0} \left(\frac{r}{r_a} \right)^2$$

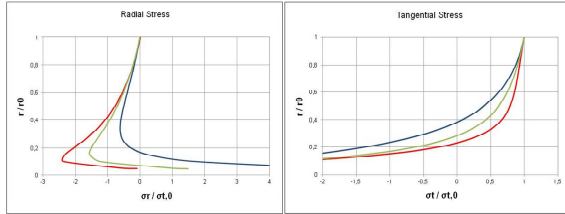
След нова поредица от преобразувания стигаме до крайния вид на уравненията на напрегнатото състояние на маховика [9]:

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_{t,0}} = e^{-0,7t} \left\{ \frac{1}{\omega^2 + a^2} \cos \omega t + \frac{1}{\omega} \left[\frac{0,3 + a}{\omega^2 + a^2} - 1 \right] \sin \omega t \right\} - \frac{e^{(a-0,7)t}}{\omega^2 + a^2}$$

$$\frac{\sigma_t}{\sigma_{t,0}} = \frac{0,3 + a}{\omega^2 + a^2} e^{(a-0,7)t} + e^{-0,7t} \left\{ - \left[\frac{0,3 + a}{\omega^2 + a^2} - 1 \right] \cos \omega t + \frac{\omega}{\omega^2 + a^2} \sin \omega t \right\}$$

Разпределението на радиалните и тангенциални напрежения спрямо радиуса на маховика, отнесени към произволно $\sigma_{t,0}$ на външния радиус за случаите на постоянно, линейно и квадратно

изменящо се налягане на лентата при навиване на ротора е показано на фиг.6.

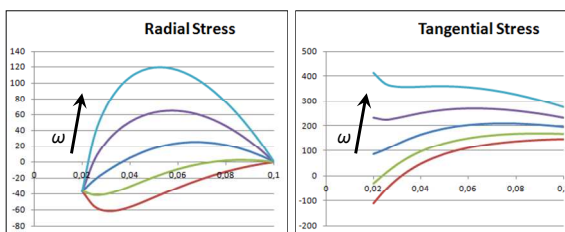


фиг.6 Разпределение на относителните радиални и тангенциални напрежения в предварително напрегнат маховик

Ако сравним получената в следствие на предварително налягане на маховика картина на напреженията с показаното на фиг.3 разпределение на относителните радиални и тангенциални напрежения под действието центробежни сили, забелязваме две основни тенденции:

- с подходяща функция на изменение на налягането на лентата спрямо радиуса на навиване могат да бъдат получени изцяло натискови радиални напрежения;
- Тангенциалните напрежения във вътрешната част на напрегнатия ротор са натискови и могат да балансират високите опънови напрежения от центробежни сили в тази част на ротора.

Пример за резултантното разпределение на напреженията при комбинация от натоварване в следствие на въртене и предварително налягане на маховика [8] е показано на фиг.7 за различни ъгли скорости. Ясно личи, че за по-ниски ъгли скорости с определена сила на предварително налягане радиалните напрежения са изцяло в областта на натиска



фиг.7 Разпределение на относителните радиални и тангенциални напрежения в предварително напрегнат маховик под действието центробежни сили

МЕТОДИ ЗА ОПТИМИЗИРАНЕ НА РАЗПРЕДЕЛЕНИЕТО НА НАПРЕЖЕНИЯТА В ПРЕДВАРИТЕЛНО НАПРЕГНАТ НАВИТ МАХОВИК

От изведеното разпределение на радиалните и тангенциални напрежения при предварително налягане на навит маховик става ясна тяхната зависимост от коефициента a , описващ функцията на опън в лентата спрямо радиуса на навиване. Този коефициент е приложим само при ясно дефинирани и сравнително прости функции. За постигане на сравнително константни тангенциални натискови радиални напрежения е необходимо директно параметризиране на силите на предварително налягане спрямо радиуса на навиване на лентата при изработване на маховика. Целта е, чрез параметрична оптимизация да бъде намерена и приблизително описана такава функция на налягащата сила от радиуса на навиване, която да удовлетвори условията за налягане.

Картината на напрегнатото състояние на маховика под действието на различни натоварвания досега бе описана използвайки аналитичния метод за структурен анализ. Значително по-сложно обаче е използването на този метод за параметрична оптимизация на разпределението на налягане в навит маховик. Под внимание трябва да бъдат взети редица допълнителни фактори, като например анизотропност на материала при изчисляване на състоянието на предварително налягане. Сложна е и процедурата за аналитично извеждане на директна зависимост на силата на опън в лентата в процеса на навиване от радиуса на навиване. При моделиране на ротори, в чието изграждане участват например слоеве с различна материална структура използването на аналитичния метод също е свързано с ограничения [6]. От описаните съображения личи необходимостта от универсален подход за структурен анализ. За реалистично описване на напрегнатото състояние на маховици под действието на различни натоварвания се използва методът на крайните елементи. Използването на метода на крайните елементи при числена оптимизация на маховици улеснява значително моделирането на допълнителни натоварвания и гранични условия за решаването на комплексни оптимизационни задачи.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разпределението и големината на напреженията в предварително напрегнатия навит маховик е директна функция на приложената при изработването му сила на опън в лентата. По този начин описаният метод предлага възможност за директен контрол на напрегнатото състояние за оптимално използване на материала. Оттук произтичат две основни предпоставки за оптималното разпределение на напреженията в ротора при развъртането му: наличие на изцяло натискови радиални напрежения за предотвратяване на разслояването му и хомогенно разпределение на опъновите тангенциални напрежения спрямо радиуса на навиване.

Постигането на описаното оптимално разпределение на радиалните и тангенциални напрежения в навития маховик може да бъде постигнато с помощта на методите за параметрична оптимизация. Целта е да се намери подходяща функция на силата на опън в лентата спрямо радиуса на навиване, която да изпълнява поставените условия за разпределение на напреженията. Подходящ за максимално реалистично пресъздаване на напрегнатото състояние на маховика в

комбинации от комплексни натоварвания е методът на крайните елементи.

Благодарности

Публикуването на настоящата статия е финансирано по договор 112пд048-5/2011г. между МТФ и НИС при ТУ-София.

Литература

1. <http://www.energyprofi.com/jo/Speicher-fuer-mechanische-Energie-im-Nahverkehr.html>
2. <http://www.heise.de/tr/artikel/Geborgter-Schwung-403877.html>
3. <http://www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/1/11565/>
4. <http://en.wikipedia.org/wiki/KERS>
5. <http://auto-clever.de/22383-volvo-testet-innovative-schwungrad-speichertechnik>
6. **Von Burg, Peter**, Schnelldrehendes Schwungrad aus Faserverstärktem Kunststoff, *Diss. ETH Nr. 11'444*, 1996
7. **Ren, Z., Liu, J., Li, Q., Li, K.**, Finite Element Analysis of Composite Flywheel with Two-layered Pre-stressed Rotor Structure, *Key Engineering Materials Vols. 488-489 (2012) pp 134-137*
8. **Thoolen, F.**, Development of an Advanced High Speed Flywheel Energy Storage System, *Eindhoven University of Technology Thesis*, 1993
9. **Живков, В.**, Динамика на задвижването, устойчивост и управляемост на транспортни средства с КАЕ, София, дисертация ДТН, 2000

HIGH-SPEED WOUNDED PRESTRESSED FLYWHEELS FOR OPTIMAL STRESS DISTRIBUTION IN THE OPERATING PROCESS

Georgi CHAKMAKOV¹ Venelin JIVKOV¹ Nikolay NIKOLOV¹ Georgi TODOROV²

¹ Department of TMM, TU – Sofia, 8, Kl. Ohridski Blvd., 1000 Sofia, Bulgaria

e-mail: chakmakov@gmx.de, jivkov@tu-sofia.bg, nickn@tu-sofia.bg

²“CAD, CAM, CAE in Industry” lab, MTF, TU – Sofia, 8, Kl. Ohridski Blvd., 1797 Sofia, Bulgaria

e-mail: gdt@tu-sofia.bg

Abstract: In the modern automotive industry flywheel kinetic energy storage systems are becoming more widely used thanks to their higher efficiency and better endurance than electric batteries. Continuing desire for mass reduction requires the use of high-speed light rotors with high energy density. Extremely suitable for manufacturing such rotors are fiber-reinforced composite materials characterized by a very high specific tensile strength. In the operating process modern high-speed flywheels reach rotating speeds of over 60 000 min⁻¹. As a result of loading from the centrifugal forces high tensile radial and tangential stresses occur in the structure leading to delamination and destruction of the wounded composite flywheel. Countering this negative effect is sought in a manufacturing of a composite flywheel with prestressed structure.

Keywords: Wounded Flywheel, Composite Flywheel, Delamination, Pretension, Parameter Based Optimization, Finite Elements Method

АВТОМАТИЧНО ОТКРИВАНЕ НА ИЗЛИШНИ ГЕОМЕТРИЧНИ ОГРАНИЧЕНИЯ В МОДЕЛ НА СГЛОБЕНА ЕДИНИЦА

Петър ГОРАНОВ¹ Елена ТОДОРОВА²

¹катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет - София, България
pvgor@tu-sofia.bg

²катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет - София, България
etodorova@tu-sofia.bg

Резюме: CAD системите създават модела на сглобена единица като предлагат „математически“ ограничения за ориентация на детайлите. Това в много случаи води до преограничаване на модела и възникване на проблеми при решаване на системата от геометрични ограничения. В настоящата работа се предлага възможен подход за откриване на излишни геометрични ограничения, което опростява модела и намалява вероятността от възникване на проблеми при неговото редактиране.

Ключови думи: сглобена единица, геометрични ограничения за позициониране

1. УВОД

Обикновено в модел на сглобена единица детайлите се ориентират посредством геометрични ограничения. Сглобената единица най-често съдържа значителен брой детайли. Като следствие може да се появят проблеми при решаване на системата от геометрични ограничения. Ситуацията се влошава, ако се наложат повече геометрични ограничения за ориентиране от необходимото.

CAD системите предлагат „математически“ геометрични ограничения. При използване на тези ограничения практически само в определени случаи може да се създаде модел на сглобена единица, който не е преограничен. За създаване на модел, който съдържа само реалните връзки между детайлите е необходимо да се разработят „инженерни“ геометрични ограничения. Този въпрос е дискутиран в [1].

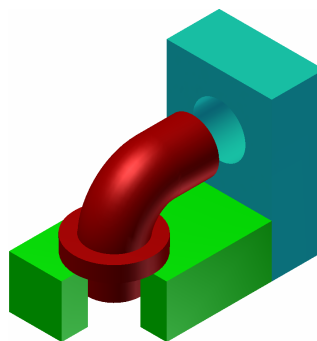
Когато се конструира механично изделие, обикновено се налага да се извършват множество промени, които последователно водят до получаване на решение, което най-добре удовлетворява поставените изисквания. При тези промени се изтриват и добавят детайли и съответно се налагат нови геометрични ограничения. С премахването на компонент CAD системата изтрива всички геометрични ограничения, които са свързани с него. Независимо от това, при добавяне на нов компонент може да се наложат връзки, които напълно повтарят вече наложени

ограничения. По принцип новите геометрични ограничения са съвместими с вече наложените, но излишъкът от геометрични ограничения може да създаде проблеми при преизчисляването на модела.

В настоящата работа се предлага възможен подход за откриване на излишни геометрични ограничения. За повече конкретност, разсъжденията се отнасят за Autodesk Inventor [2].

2. ИЗЛИШНИ ГЕОМЕТРИЧНИ ОГРАНИЧЕНИЯ В МОДЕЛ НА СГЛОБЕНА ЕДИНИЦА

След като взаимно се фиксират двете плочи, върху тръбата от модела на сглобена единица, показан на фиг.1, се налагат следните ограниче-



фиг.1 Примерна сглобена единица



фиг.2 Индикация на Autodesk Inventor за излишно ограничение

ния:

- съвпадане на оста на вертикалната част на тръбата с оста на отвора в долната плоча;
- съвпадане на двете чела на тръбата и долната плоча;
- съвпадане на оста на хоризонталната част на тръбата с оста на отвора в страничната плоча.

След поставяне на първите две геометрични ограничения тръбата все още има една степен на свобода – въртене около оста на отвора в долната плоча. Това налага поставянето на третото геометрично ограничение, което прави едно от трите ограничения излишно – фиксирането на осите на двата цилиндрични елемента на тръбата напълно определя нейното положение в пространството. В случая е излишно ограничението, което налага съвпадане челата на тръбата и горната плоча.

Autodesk Inventor извършва анализ на сглобената единица и открива наложени излишни геометрични ограничения, което се отбелязва в графа на структурата на сглобената единица – фиг.2а. На фиг.2б е показан графът на структурата на същата сглобена единица, върху компонентите на която са наложени същите геометрични ограничения, но в друга последователност – в този случай Autodesk Inventor не открива излишни ограничения.

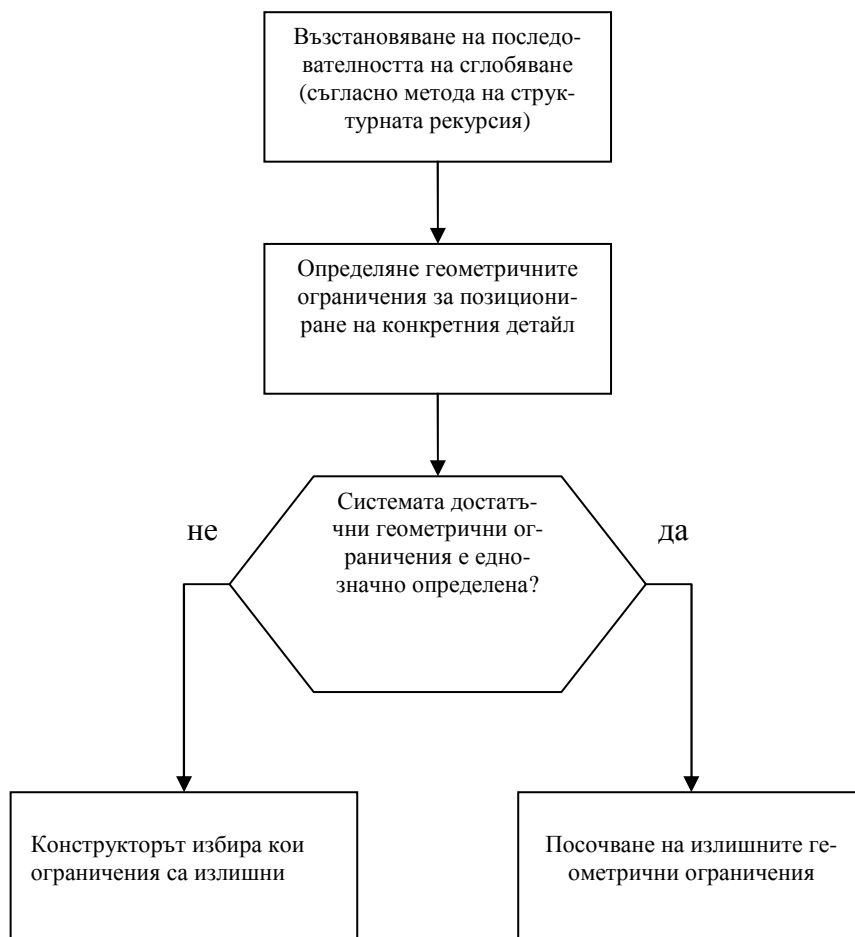
Не е известен начинът, по който Autodesk Inventor извършва анализ на модела на сглобената единица, но както се вижда от фиг.2 не винаги се откриват излишните ограничения. От друга страна, като излишно е посочено ограничението, което налага страничните повърхнини на двете плочи да лежат в една равнина, което не изглежда обосновано от инженерна гледна точка. Това налага разработване на подход за откриване на излишните геометрични ограничения.

3. ПОДХОД ЗА АВТОМАТИЧНО ОТКРИВАНЕ НА ИЗЛИШНИ ГЕОМЕТРИЧНИ ОГРАНИЧЕНИЯ

Проблемът за излишните геометрични ограничения е разискван в [3]. Там са посочени комбинациите от наложени ограничения върху равнини и оси, които фиксират детайл в пространството – всяко друго наложено геометрично ограничение може да се разглежда като излишно.

Комбинациите от достатъчни геометрични ограничения, предложени в [3] се отнасят за случая, при който сглобената единица се състои само от 2 детайла. Напр. на фиг.1 върху долната плоча са наложени общо 5 геометрични ограничения, но не може да се твърди, че плочата е преограничена. Наложените геометрични ограничения всъщност служат за ориентиране на другите два детайла, а не на самата плоча. Анализът на сглобената единица е възможен ако за всеки детайл се определят кои от наложените геометрични ограничения служат за неговото ориентиране, или ако се използва терминологията от [1] – детайлите да се разделят на базирани и базирани.

В [5] разглежданият проблем е решен, като се поддържа списък на ограниченията, които ориентират детайла при неговото вмъкване в сглобената единица. Тук се предлага подход, който позволява автоматично да се анализира съществуващ модел на сглобена единица, създаден по традиционния начин, без записана предварително допълнителна информация за последователността на вмъкване на детайлите и въведените геометрични ограничения.



фиг.3 Диаграма на дейностите

Обобщената схема на предложения подход е представена на фиг.3. Анализът на модела на сглобената единица се извършва в следната последователност:

1) Възстановява се последователността на сглобяване на изделието съгласно метода на структурната рекурсия [4]. Последователността на сглобяване позволява да се установят базирите и базираните детайли на всяка стъпка от сглобяването на изделието.

2) Последователно се разглеждат всички стъпки на сглобяване на изделието и се определят геометричните ограничения, които служат за ориентиране на всеки от детайлите (това са геометричните ограничения, наложени върху детайла, когато той е базиран и съответните базирани детайли).

3) За всеки детайл се прави анализ на наложените геометрични ограничения, които служат за неговото позициониране и съгласно предложените в [5] критерии. Ако прилагането на кри-

териите води до еднозначно определяне на излишните геометрични ограничения, те се отбелязват на екрана; ако съгласно формалните критерии не може да се получи еднозначно решение, се предоставя възможност конструкторът да избере кои геометрични ограничения са излишни. В последния случай конструкторът избира излишните геометрични ограничения въз основа на инженерни съображения, като целта е CAD моделът да се доближава максимално до реалното изделие.

4. ИЗВОДИ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложен е подход за автоматичен анализ на съществуващ модел на сглобена единица и определяне на излишните геометрични ограничения за позициониране. Премахването на излишните геометрични ограничения опростява модела и намалява вероятността от възникване на проблеми при неговото редактиране. От друга страна моделът на сглобената единица по-точно описва реалното изделие, което опростява и повишава точността на инженерните анализи.

Бъдещите изследвания на авторите в тази насока предвиждат създаване на практическа реал-

лизация, която ще позволи да се направи оценка на ефикасността на предложения подход.

Литература

1. **Горанов П.**, Относно инженерно ориентиран геометричен модел на сглобена единица, Българско списание за Инженерно Проектиране, бр.2, март 2009, стр. 39-45, ISSN 1313-7530.
2. **Autodesk Inventor Professional 2012.** User guide. Autodesk, 2011.
3. **Stoiev A., Elena Todorova, Petar Goranov**, Generalized topological model of mechanical assembly, The 3rd international conference "Challenges in Higher Education and Research in the 21st Century", June 1-3, 2005, Sozopol, Bulgaria, pp. 227-230.
4. **Todorova E.**, A method of structural recursion for synthesis of mechanical assembly, The 3rd international conference "Challenges in Higher Education and Research in the 21st Century", June 1-3, 2005, Sozopol, Bulgaria, pp.185-188.
5. **Y. Wang, U. Jayaram, S. Jayaram S. Intiyaz**, Methods and Algorithms for Constraint-based Virtual Assembly, Virtual Reality (2003), Volume 6, Number 4, 229-243, DOI: 10.1007/s10055-003-0106-9, ©Springer-Verlag London Ltd

AUTOMATIC DETECTION OF REDUNDANT GEOMETRIC CONSTRAINTS IN MODEL OF ASSEMBLED UNIT

Petar GORANOV¹ Elena TODOROVA²

¹Fundamentals and Techniques of Design, Technical University-Sofia, Bulgaria, pvgor@tu-sofia.bg

²Fundamentals and Techniques of Design, Technical University-Sofia, Bulgaria, etodorova@tu-sofia.bg

Abstract: CAD systems create the assembled unit models by offering "mathematical" constraints for parts orientation. This in many cases leads to creating of redundant constraints in the model and problems arise during solving systems of geometric constraints. In this work offers an approach to detect redundant geometric constraints, which simplifies design and reduces the likelihood of creating redundant constraints and to help editing assembled unit model.

Keywords: assembled unit, geometric constraints positioning

СТРУКТУРНО МНОГООБРАЗИЕ НА ИНТЕЛЕКТУАЛНА СИСТЕМА – ОПИТ ЗА ОБОБЩЕНИЕ

Красномир КРАЧУНОВ

Нов български университет - София, България

e-mail: kkrachunov@nbu.bg

Резюме: В различни материални обекти може да има наличие на интелектуални системи. Такива, според различните определения, са компютри, роботи, автоматизирани системи, живи организми, хора. Възможно ли е да се намери такава обобщаваща схема, която да обхване в идеализиран вид цялото възможно многообразие. В статията се прави опит за подобно обобщаване.

Ключови думи: изкуствен интелект, роботи, моделиране, триз

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Предложени са доста определения за интелектуална система (ИС) и за изкуствен интелект (ИИ).

Според Люгер: „Изкуствен интелект може да се определи като област на компютърните науки, занимаваща се с автоматизация на разумното поведение“ [3].

Друго определение, този път за интелектуална система: „Интелектуална се нарича такава система, способна целенасочено, в зависимост от състоянието на информационните входове, да изменя не само параметрите на функциониране, но и самият начин на своето поведение, при това начинът на поведение зависи не само от текущото състояние на информационните входове, но и от предишното състояние на системата“ [2].

По-стройно и по-общо е следното определение: „Под интелектуални системи се разбират всякакви биологични, изкуствени или формални системи, проявяващи способност към целенасочено поведение“ [1].

Като според авторите интелектуални системи могат да бъдат животни, хора, компютри, роботи, автоматизирани системи, свръхкомпютри и др.

Съществуват още много определения, но и тези три стигат да се определи и ограничи средата или множеството обекти, които да бъдат подложени на анализ и изграждане на определена начална структура, която да обхваща всички възможни варианти.

От посочените няколко определения за интелектуални системи и изкуствен интелект не става

ясно какво всъщност е интелект (поне не напълно). Нека приемем, че интелект съществува.

2. КАКВО Е ИНТЕЛЕКТ СПРЯМО СИСТЕМАТА?

Нека има някакво тяло (може и система) – живо или машина, апаратура и т.н. Нека това тяло проявява интелектуални свойства. Нека предположим, че интелектът е всъщност качество на тази система или това тяло.

Наличието на интелект се разпознава по проявените свойства. А такива са способностите на системата да произвежда на изходите си (според две от посочените определения) целесъобразна информация или (според третото определение) да автоматизира разумното поведение.

Извод: интелектът е качество, което се изявява чрез изходните сигнали на разглежданата система.

Следователно всяка интелектуална система представлява някакво материално тяло или съвкупност от тела, с качество интелект. По тези два показателя може да се направи опит за начално подреждане и опит за формализиране на получения резултат.

Разбира се, всяка ИС притежава и други качества, но в случая те се пренебрегват.

Характерна черта е, че всяка ИС има определена интелектуална или изчислителна мощност. Най-лесно се определя при компютрите – по брой извършени изчисления за единица време.

3. ОПИТ ЗА ФОРМАЛИЗАЦИЯ

Може ли да се направи формализация на структурата на невероятното разнообразие от природни и технически системи, притежаващи качеството интелект?

За подобна формализация е необходимо предварително да се извършат определени идеализации и обобщения.

Нека отначало разгледаме най-простия случай: има някаква система от n на брой материални тела, притежаващи качеството интелект. Тяло и интелект са елементите на системата. Приемаме, че на всяко тяло отговаря един интелект. За опростяване на задачата приемаме, че телата са еднакви помежду си – поне по отношение на масата (или на някаква друга характеристика). Интелектите също са еднакви. Съществува някаква величина (материална или интелектуална), чрез която се променят елементите.

t – тялото, съоръжението; m – интелектуалната част; n – брой на обектите;

Структурата е следната – едно тяло, един интелект. Ако са хора – един човек, един мозък (по точно казано – един разум; една личност). За идеализиране на системата приемаме, че съществува минимално тяло t_{min} , което притежава минимално възможния интелект m_{min} . Броят на обектите означаваме с n .

Нека $t_{min} = t_1$; $m_{min} = m_1$. По тях дефинираме следните множества:

$$T_1 = \sum n t_1$$

$$M_1 = \sum n m_1$$

С увеличаването интелектуалността на системата (производителността ѝ) се увеличава и тялото на системата. Това означава, че броят на елементите намалява.

За общия случай може да се напише:

$$T_i = \sum_{i=n}^1 t_i$$

$$M_i = \sum_{i=n}^1 m_i$$

където n се мени от някакво крайно число; в идеалният случай – от безкрайност до 1. Когато се стигне максимума на интелектуалност има само една ИС. Тогава:

$$T_{max} = T_n$$

Физически интелектуална система е някаква апаратура, съоръжение, машина, която притежава качеството интелект. Може да се приеме, че съществува минимална физическа система, която притежава минимален по производителност интелект. Означаваме ги с t_{min} и m_{min} .

Означенията от вида t или T съответстват на материалната част на системата.

Означенията от вида m или M съответстват на качеството интелект.

Нека приемем най-елементарния случай – на една физическа система отговаря един интелект.

Да предположим, че при нарастване на интелекта с V_m изисква нарастване на системата с V_t .

При някакъв голям интелект m_{max} – тялото на системата е t_{max} . Тогава имаме една машина и един интелект. Извършваната максимална работа от подобна машина може да се извърши и от множество по-малки машини.

Да означим: $t_{min} = t_1$; $m_{min} = m_1$; $t_{max} = t_m$; $m_{max} = m_m$

където n – брой на машините.

Тогава работата с минимални ще изисква наличието на известен брой n .

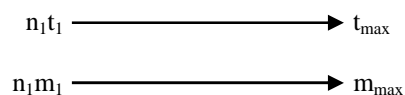
$$T_1 = n_1 t_1; M_1 = n_1 m_1$$

Ако изменим интелектът с V_m , то броят на машините ще намалее с V_n или:

$$n_2 = n_1 - V_n$$

Така се получава редица, която завършва с t_{max} и m_{max} , където $n = 1$.

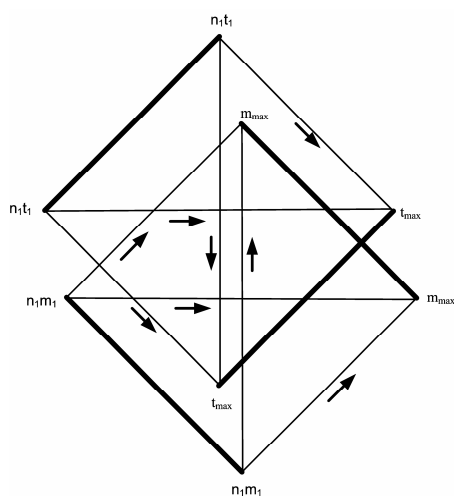
Графично това може да се представи така:



В техническите системи с лекота (при това не само теоретически, но и практически) може да се осъществи наличието на повече от един интелект в една машина, и обратното – с повече машини да се оформи един интелект.

Примери – многопроцесорните системи или работа на компютри паралелно; така наречените клъстерни системи.

Схемата може да се развие в следния вид:



По същество (чисто геометрично) схемата представлява два квадрата с прекарани диагонали. По страните и диагоналите се отчита промяната или постоянството в съответните структури.

4. ПРИМЕРИ:

1. Хората по тази схема са от вида $[n_1t_1; n_1m_1]$ - или се намират в началната точка.

2. Големите компютри са от вида $[t_{max}; m_{max}], [n_1t_1; m_{max}], [t_{max}; n_1m_1]$.

Схемата показва пътищата на преминаване на телата (системите) и интелектите от една структура в друга. Ако нещата се гледат в развитие за изграждане на сложни и съставни машини (или на следващи нива на развитие) става чрез различни комбинации на структури от тази основна схема.

Същественото е, че всяка реална интелектуална система може да намери своето място в тази схема – било направо в квадратичната структура, било като съставна структура, изградена от множество първични структури.

Като пример за съставна система може да се посочи следната: има система от вида $[n_1t_1; n_1m_1]$, но е необходим интелект от вида m_{max} . Него го прибавяме към първата система и получаваме съставна схема от вида $[n_1t_1; n_1m_1; m_{max}]$.

Така разработването на необходимите ни схеми преминава в друг етап – в зависимост от нашите желания и потребности.

5. ОСНОВНИ ВИДОВЕ ИНТЕЛЕКТУАЛНИ СИСТЕМИ

Могат да се разгледат различни по вид ИС спрямо следните две качества с техните противоположности:

1. Интелект: интелект – разум;

2. Естественост: естествено – изкуствено.

Спрямо интелекта – системите биват интелектуални и разумни.

Спрямо естествеността – естествени интелектуални системи и изкуствени интелектуални системи.

Могат да се означат по следния начин:

1. Естествени системи:

а) ЕИ – естествени интелектуални системи;

б) ЕР – естествени разумни системи.

2. Изкуствени интелектуални системи:

а) ИИ – изкуствен интелект;

б) ИР – изкуствен разум.

Следователно всяка система, притежаваща интелект, може да бъде съставена от неопределен брой от тези видове. Обобщената формула ще е от вида:

$$ИС = \sum EI + \sum ER + \sum IИ + \sum IR$$

Формално погледнато една пълна интелектуална система се състои или по точно се изгражда от тези четири вида интелекти, като всеки вид на свой ред се изгражда от съответни елементи. По колко елемента от всеки вид ще се използват зависи от обстоятелствата и, разбира се, от човека.

Което е по същество тази формула показва непълнотата и ограничеността на човешките възможности (засега):

1. Съществува или познаваме един вид естествен разум – човешкия разум; и той се състои само от изходните елементи (колкото и да са различни) от вида $[t_{min}; m_{min}]$.

2. Има множество видове естествен интелект – различните животни, но и те са от същия вид.

3. Не е изобретен изкуствен разум.

Тази непълнота показва и възможните насоки на развитие на интелектуалните системи – при дейното участие на човека.

И ако за самия човек, като обект на творческа интервенция) развитието на структурните квадрати засега е трудно, да не казваме невъзможно, то за изкуствените системи е далеч по-лесно и

зависи единствено от възможностите и желанието на различните хора.

Литература

1. Башмаков И. А., Башмаков А. И., „Интеллектуални информационни технологии“, Москва, Издателство МГТУ имени Баумана, 2005, стр. 17

2. Люгер Д. „Искусственный интеллект“, Изд. дом „Вильямс“, 2003, стр 27

3. Смолин Д. В. „Введение в искусственный интеллект“, Москва, Физматлит, 2004, стр. 15

STRUCTURAL DIVERSITY OF INTELLECTUAL SYSTEM – AN ATTEMPT FOR GENERALIZATION

Krasnomir KRACHUNOV

New Bulgarian university - Sofia, Bulgaria

e-mail: kkrachunov@nbu.bg

Abstract: In different material objects the presence of intellectual systems could be detected. According to various definitions they are: computers, robots, automated systems, living organisms, human-beings. Is it possible to find such a generalized scheme which to cover in an idealized form all possible diversity. This article attempts to such generalization.

Keywords: artificial Intelligence, robots, modeling, TRIZ.