

MODEL MATEMATIC AL UNUI DISPOZITIV ORIGINAL PENTRU DEBITARE DE PRECIZIE

MATHEMATICAL MODEL OF AN ORIGINAL PRECISION CUTTING DEVICE

Ruxandra CIOARĂ

S.C. CAMBRIC CONSULTING Romania S.R.L. Brasov, Romania

Rezumat. Modelarea și simularea în mediu virtual a sistemului tehnic ce constituie subiect al cercetării nu constituie argumente de necontestat, ci instrumente care contribuie la o proiectare de înalt nivel a produsului respectiv. Acestea sunt necesare cel puțin pentru optimizarea produsului și pentru minimizarea costurilor cercetării experimentale.

Familia de dispozitive compacte pentru debitarea de precizie a barelor cu strângere radială elastică de ambele părți ale planului de tăiere are la bază un concept nou, a cărui validare necesită atât modelare și simulare, cât și testarea unui model experimental.

Lucrarea de față prezintă soluția constructivă a modelului experimental, un model matematic extins și un model matematic restrâns, bazat pe particularități de funcționare și solicitare ale modelului.

Cuvinte cheie: model matematic, dispozitiv, debitare de precizie

1. Introducere

Cercetarea experimentală efectivă este cea care confirmă sau nu oricare dintre ipotezele de lucru vehiculate în etape anterioare ale cercetării [8], predominant teoretice. Cercetarea experimentală se impune de fiecare dată când este elaborat un produs original, inovativ, care nu este purtător al unei experiențe practice anterioare legată de realizarea și exploatarea sa. Modelarea și simularea în mediu virtual a sistemului tehnic ce constituie subiect al cercetării nu constituie argumente de necontestat, ci instrumente care contribuie la o proiectare de înalt nivel a produsului respectiv. Acestea sunt necesare cel puțin pentru optimizarea produsului și pentru minimizarea costurilor cercetării experimentale.

Obiectivele cercetării experimentale și resursele disponibile determină natura și complexitatea modelului în raport cu produsul integral [8].

Familia de dispozitive compacte pentru debitarea de precizie a barelor cu strângere radială elastică de ambele părți ale planului de tăiere [1, 2, 4] are la bază un concept nou, a cărui validare necesită atât modelare și simulare, cât și testarea unui model experimental. Reprezentativ pentru această familie de dispozitive este varianta 2Ab [3, 4]. Nu este prioritară cercetarea durabilității și a valorii maxime sau optime a frecvenței de lucru, ci validarea modului de funcționare estimat și

Abstract. Modelling and simulation in a virtual environment of the technical system that is the object of the ongoing research do not represent irrefutable arguments, but instruments facilitating high level designing of the product and minimization of experimental research costs.

The family of compact precision cutting devices of bars with elastic radial clamping on both sides of the cutting plane is based on a new concept, requiring validation by modelling and simulation, as well as the testing of an experimental model.

The paper presents the constructive solution of the experimental model, an extensive mathematical model as well as a restricted one, based on the operational and strain particularities of the model.

Key words: mathematical model, device, precision cutting

1. Introduction

It is the actual experimental research that confirms or not the working hypotheses used in previous, predominantly theoretical phases of the research [8]. Experimental research is called for every time an original, innovative product is conceived, that does not benefit from previous practical experience in relation to its achievement and deployment. Modelling and simulation in a virtual environment of the technical system that is the object of the ongoing research do not represent irrefutable arguments, but instruments facilitating high level designing of the product. Such instruments are required at least for product optimisation and minimisation of experimental research costs.

The objectives of the experimental research and the available resources determine the nature and complexity of the model in relation to the product [8].

The family of compact precision cutting devices of bars with radial elastic clamping on both sides of the cutting plane [1, 2, 4] is based on a novel concept, the validation of which requires modelling and simulation, as well as the testing of an experimental model. Variant 2Ab [3, 4] is representative for this family of devices. Priority is assigned not to the study of durability and maximum or optimum working frequency, but to the validation of the estimated operational model

obținerea de rezultate semnificative privind calitatea suprafețelor obținute în urma debitării unor bare din materiale cu caracteristici diferite.

and to obtaining significant results related to the quality of the surfaces achieved by cutting bars from materials with different characteristics.

2. Dispozitivul experimental. Particularități și solicitarea elementelor componente

Obiectivele cercetării experimentale, la care se adaugă faptul că resursele materiale destinate realizării unui model experimental sunt limitate, au determinat conceperea unui model experimental cât mai simplu, figura 1, dar care să conserve toate caracteristicile esențiale ale dispozitivului studiat. S-a renunțat la modulele laterale [5, 6] destinate reținerii săniilor în poziții ușor depărtate în vederea favorizării alimentării cu bară semifabricat, precum și la orice sistem de avans al barei. La modelul experimental alimentarea se va face numai manual, ca de altfel și depărtarea săniilor în vederea facilitării avansului barelor.

2. Experimental device. Particularities and strain of components

The objectives of the experimental research and the limited available material resources have determined the development of an experimental model as simple as possible (figure 1), while conserving all essential characteristics of the studied device. Thus the lateral modules [5, 6], designed for maintaining the slides slightly separated such as to facilitate the feeding of pellet bar, as well as any bar feeding system were eliminated. In the experimental model feeding is achieved only manually, as is the separation of the slides in order to facilitate bar feed.

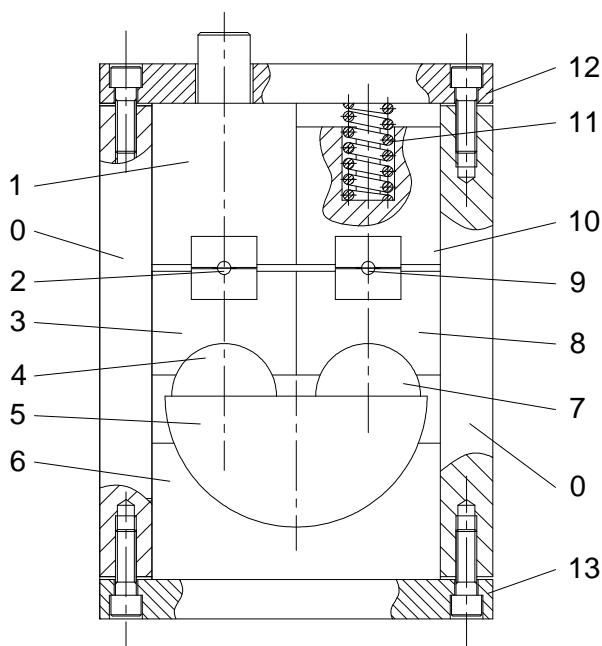


Figura 1. Model experimental de dispozitiv compact pentru debitare cu strângere radială elastică de ambele părți ale planului de tăiere. Principalele elemente componente

Figure 2. Experimental model of a compact cutting device with radial elastic clamping on both sides of the cutting plane. Main components

Prezența pastilelor dure în cadrul posturilor de presare este doar o opțiune, care ar permite studiul debitării unor bare cu diametre diferite.

The presence of hard inserts in the pressing posts is merely an option to allow the study of cutting of bars of different diameters.

Toate componentele unui mecanism component al modelului experimental, inclusiv semifabricatele supuse tăierii, se prezintă în figurile 2, ..., 11. În fiecare figură se indică mișcările efectuate de componentul respectiv, sensurile acestor mișcări, precum și forțele și momentele de torsiune ce solicită fiecare element în parte.

All elements of a component mechanism of the experimental model, including the pellets to be cut are presented in figures 2 to 11. Each figure highlights the motions and directions carried out by the respective component, as well as the forces and torques straining each of the elements.

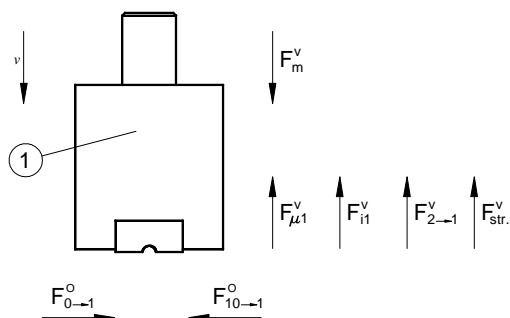


Figura 2. Sania superioară **1** a modelului experimental.
Sensul mișcării în timpul cursei active și solicitarea
Figure 2. Superior slide **1** of the experimental model.
Direction of motion and strain during the active stroke

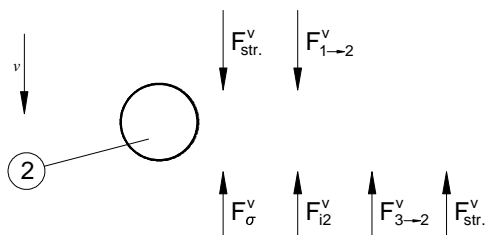


Figura 3. Piesa din postul de presare din stânga. Sensul mișcării în timpul cursei active și solicitarea
Figure 3. The part in the left hand pressing post.
Direction of motion and strain during the active stroke

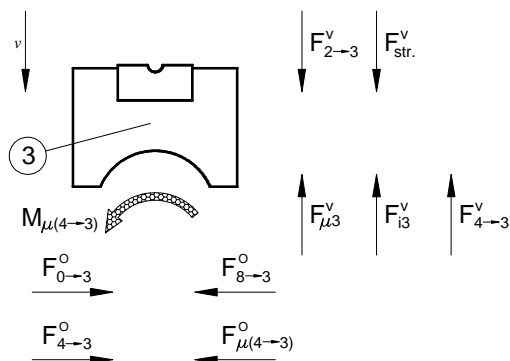


Figura 4. Sania inferioară **3** a modelului experimental.
Sensul mișcării în timpul cursei active și solicitarea
Figure 4. Inferior slide **3** of the experimental model.
Direction of motion and strain during the active stroke

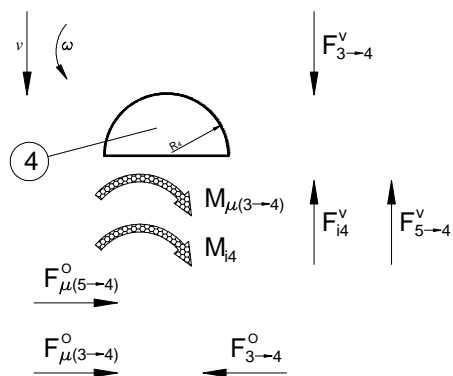


Figura 5. Semidiscul mic **4** al modelului experimental.
Sensul mișcărilor în timpul cursei active și forțele și
momentele de torsiune ce îl solicită
Figure 5. Small semi-disk **4** of the experimental model.
Direction of motion and strain during the active stroke

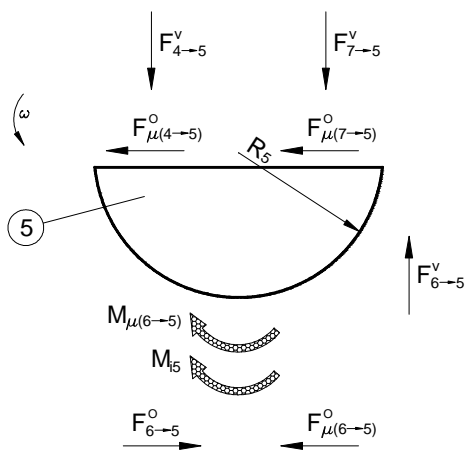


Figura 6. Semidiscul mare **5** al modelului experimental.
Sensul mișcării în timpul cursei active și forțele și
momentele de torsiune ce îl solicită
Figure 6. Large semi-disk **5** of the experimental model.
Direction of motion, strain forces and torques during the active stroke

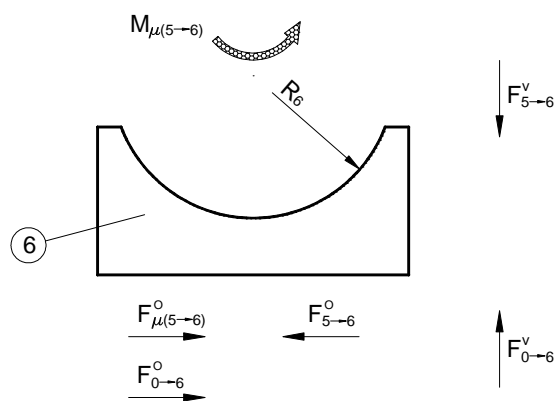


Figura 7. Scaunul semicircular plan **6** al modelului experimental. Acest reper este fix. Sunt precizate forțele și momentele de torsiune ce îl solicită
 Figure 7. Semi-circular plane seat **6** of the experimental model. This is a fixed element. Strain forces and torques are highlighted

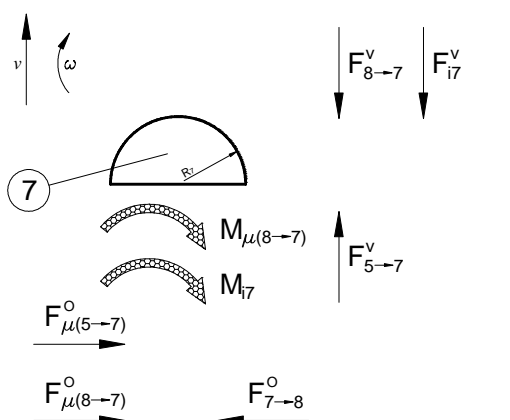


Figura 8. Semidiscul mic **7** al modelului experimental. Sensul mișcărilor în timpul cursei active și forțele și momentele de torsiune ce îl solicită
 Figure 8. Small semi-disk **7** of the experimental model. Direction of motion, strain forces and torques during the active stroke

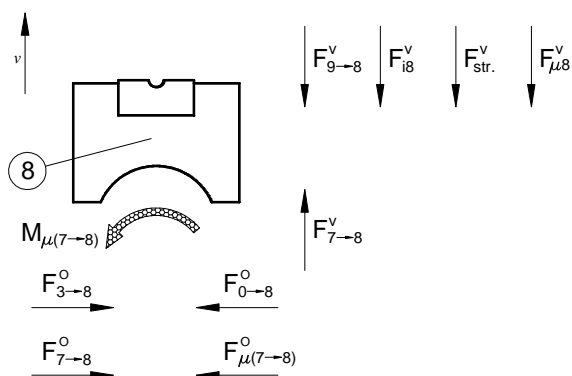


Figura 9. Sania inferioară **8** a modelului experimental. Sensul mișcării în timpul cursei active și forțele și momentele de torsiune ce o solicită
 Figure 9. Inferior slide **8** of the experimental model. Direction of motion and strain forces and torques during the active stroke

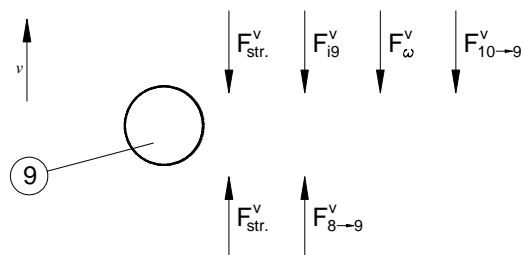


Figura 10. Piesa din postul de presare din dreapta. Sensul mișcării în timpul cursei active și forțele ce o solicită
 Figure 10. The part in the right hand pressing post. Direction of motion and strain forces during the active stroke

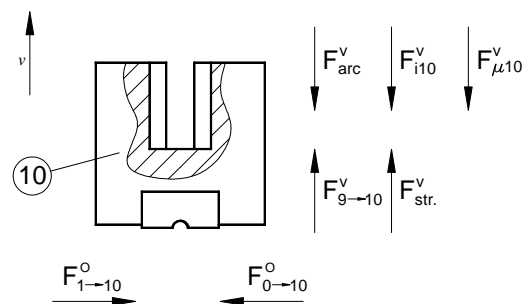


Figura 11. Sania superioară **10** a modelului experimental. Sensul mișcării în timpul cursei active și forțele ce o solicită
 Figure 11. Superior slide **10** of the experimental model. Direction of motion and strain forces during the active stroke

3. Modelul general de calcul al dispozitivului experimental

În strictă concordanță cu notațiile și sensurile pentru forțe și momente prezentate în figurile 2, ..., 11, ecuațiile de echilibru pentru ansamblul elementelor componente ale unui mecanism al modelului experimental sunt:

$$F_m^V = F_{\mu 1}^V + F_{i1}^V + F_{2 \rightarrow 1}^V + F_{str}^V \quad (1)$$

$$F_{i1}^V = m_1 \cdot (a_1)_{\max} \quad (2)$$

$$F_{0 \rightarrow 1}^O = F_{10 \rightarrow 1}^O \quad (3)$$

$$F_{1 \rightarrow 2}^V = F_{2 \rightarrow 1}^V \quad (4)$$

$$F_{str}^V + F_{1 \rightarrow 2}^V = F_{str}^V + F_{\sigma}^V + F_{i2}^V + F_{3 \rightarrow 2}^V \quad (5)$$

$$F_{i2}^V = m_2 \cdot (a_2)_{\max} \quad (6)$$

$$F_{2 \rightarrow 3}^V = F_{3 \rightarrow 2}^V \quad (7)$$

$$F_{2 \rightarrow 3}^V + F_{str}^V = F_{\mu 3}^V + F_{i3}^V + F_{4 \rightarrow 3}^V \quad (8)$$

$$F_{i3}^V = m_3 \cdot (a_3)_{\max} \quad (9)$$

$$F_{0 \rightarrow 3}^O + F_{4 \rightarrow 3}^O = F_{\mu(4 \rightarrow 3)}^O + F_{8 \rightarrow 3}^O \quad (10)$$

$$M_{\mu(4 \rightarrow 3)} = \mu \cdot R_3 \cdot F_{3 \rightarrow 4}^V = f(F_{0 \rightarrow 3}^O; F_{8 \rightarrow 3}^O; F_{4 \rightarrow 3}^O; \text{dim}.3) \quad (11)$$

$$F_{3 \rightarrow 4}^V = F_{4 \rightarrow 3}^V \quad (12)$$

$$F_{3 \rightarrow 4}^O = F_{4 \rightarrow 3}^O \quad (13)$$

$$F_{3 \rightarrow 4}^V = F_{5 \rightarrow 4}^V + F_{i4}^V \quad (14)$$

$$F_{i4}^V = m_4 \cdot (a_4)_{\max} \quad (15)$$

$$F_{\mu(3 \rightarrow 4)}^O + F_{\mu(5 \rightarrow 4)}^O = F_{3 \rightarrow 4}^O \quad (16)$$

$$M_{\mu(3 \rightarrow 4)} = M_{\mu(4 \rightarrow 3)} \quad (17)$$

$$M_{i4} + M_{\mu(3 \rightarrow 4)} = f\left(\sum_j F_{j \rightarrow 4}; \text{dim}.4\right) \quad (18)$$

$$M_{i4} = J_4 \cdot (\varepsilon_4)_{\max} \quad (19)$$

$$F_{5 \rightarrow 4}^V = F_{4 \rightarrow 5}^V \quad (20)$$

$$F_{\mu(4 \rightarrow 5)}^V = F_{\mu(5 \rightarrow 4)}^V \quad (21)$$

$$F_{4 \rightarrow 5}^V + F_{7 \rightarrow 5}^V = F_{6 \rightarrow 5}^V \quad (22)$$

3. General computational model of the experimental device

In strict accordance with the notations and senses for forces and torques indicated in figure 2 to 11, the equations of equilibrium for the assembly of components of an experimental mechanism are:

$$F_{\mu(4 \rightarrow 5)}^O + F_{\mu(7 \rightarrow 5)}^O + F_{\mu(6 \rightarrow 5)}^O = F_{6 \rightarrow 5}^O \quad (23)$$

$$M_{i5} + M_{\mu(6 \rightarrow 5)} = f\left(\sum_j F_{j \rightarrow 5}; \text{dim}.5\right) \quad (24)$$

$$M_{i5} = J_5 \cdot (\varepsilon_5)_{\max} \quad (25)$$

$$M_{\mu(6 \rightarrow 5)} = \mu \cdot R_5 \cdot F_{5 \rightarrow 6}^V \quad (26)$$

$$F_{6 \rightarrow 5}^V = F_{5 \rightarrow 6}^V \quad (27)$$

$$F_{6 \rightarrow 5}^O = F_{5 \rightarrow 6}^O \quad (28)$$

$$F_{\mu(6 \rightarrow 5)}^O = F_{\mu(5 \rightarrow 6)}^O \quad (29)$$

$$M_{\mu(6 \rightarrow 5)} = M_{\mu(5 \rightarrow 6)} \quad (30)$$

$$F_{5 \rightarrow 6}^V = F_{0 \rightarrow 6}^V \quad (31)$$

$$F_{0 \rightarrow 6}^O + F_{\mu(5 \rightarrow 6)}^O = F_{5 \rightarrow 6}^O \quad (32)$$

$$F_{5 \rightarrow 7}^V = F_{i7}^V + F_{8 \rightarrow 7}^V \quad (33)$$

$$F_{i7}^V = m_7 \cdot (a_8)_{\max} \quad (34)$$

$$F_{\mu(5 \rightarrow 7)}^O + F_{\mu(8 \rightarrow 7)}^O = F_{7 \rightarrow 8}^O \quad (35)$$

$$M_{i7} + M_{\mu(8 \rightarrow 7)} = f\left(\sum_j F_{j \rightarrow 7}; \text{dim}.7\right) \quad (36)$$

$$M_{i7} = J_7 \cdot (\varepsilon_7)_{\max} \quad (37)$$

$$M_{\mu(8 \rightarrow 7)} = \mu \cdot R_7 \cdot F_{7 \rightarrow 8}^V \quad (38)$$

$$F_{8 \rightarrow 7}^V = F_{7 \rightarrow 8}^V \quad (39)$$

$$F_{8 \rightarrow 7}^O = F_{7 \rightarrow 8}^O \quad (40)$$

$$F_{\mu(8 \rightarrow 7)}^O = F_{\mu(7 \rightarrow 8)}^O \quad (41)$$

$$M_{\mu(7 \rightarrow 8)} = M_{\mu(8 \rightarrow 7)} \quad (42)$$

$$F_{7 \rightarrow 8}^V = F_{9 \rightarrow 8}^V + F_{i8}^V + F_{str}^V + F_{\mu 8}^V \quad (43)$$

$$F_{i8}^V = m_8 \cdot (a_8)_{\max} \quad (44)$$

$$F_{3 \rightarrow 8}^O + F_{7 \rightarrow 8}^O = F_{\mu(7 \rightarrow 8)}^O + F_{0 \rightarrow 8}^O \quad (45)$$

$$F_{8 \rightarrow 9}^V = F_{9 \rightarrow 8}^V \quad (46)$$

$$F_{str.}^V + F_{8 \rightarrow 9}^V = F_{str.}^V + F_{i9}^V + F_{\sigma}^V + F_{10 \rightarrow 9}^V \quad (47)$$

$$F_{i9}^V = m_9 \cdot (a_9)_{\max} \quad (48)$$

$$F_{9 \rightarrow 10}^V = F_{10 \rightarrow 9}^V \quad (49)$$

$$F_{9 \rightarrow 10}^V + F_{str.}^V = F_{arc}^V + F_{i10}^V + F_{\mu10}^V \quad (50)$$

$$F_{i10}^V = m_{10} \cdot (a_{10})_{\max} \quad (51)$$

$$F_{1 \rightarrow 10}^O = F_{0 \rightarrow 10}^O \quad (52)$$

S-au folosit notațiile:

$(a_q)_{\max}$ – accelerația maximă a corpului „q”;

$(\varepsilon_q)_{\max}$ – accelerația unghiulară maximă a corpului „q”;

dim.q – dimensiuni ale corpului „q”.

Din ansamblul ecuațiilor anterioare, cele ce se manifestă pe direcție orizontală nu sunt determinante pentru dimensionarea componentelor dispozitivului. Valori mari au forțele cu care pereții laterali, notați cu „0”, apasă asupra unora dintre repererele mobile. Aceste forțe se dezvoltă la montaj. Ele se pot regla, însă strângerea dată de pereții laterali are în primul rând menirea de a minimiza în plan orizontal jocul dintre repererele translatabile ghidate ale mecanismului.

O atenție aparte ar merita acordată forțelor de frecare ce apar în planul de contact dintre semidiscurile mici 4 și 7 cu semidiscul 5, $F_{\mu(4 \rightarrow 5)}^O$ și $F_{\mu(7 \rightarrow 5)}^O$. Aceste forțe de frecare nu sunt reglabile, ci direct dependente de forțele de tăiere F_{σ}^V și de forțele de strângere $F_{str.}^V$, care se dezvoltă asupra semifabricatelor. Pentru minimizarea forțelor de frecare $F_{\mu(4 \rightarrow 5)}^O$ și $F_{\mu(7 \rightarrow 5)}^O$ și pentru a se evita o funcționare defectuoasă a mecanismului trebuie asigurat un coeficient de frecare μ cât mai mic. Pentru aceasta trebuie stabilită o rugozitate adecvată suprafețelor plane de contact ale semidiscurilor, precum și o bună lubrifiere a acestor suprafețe.

În mod normal valoarea coeficientului de frecare ar trebui să fie mică, $\mu < 0,05$, astfel că toate forțele de frecare, precum și momentele de frecare pe care acestea le generează, pot fi neglijate la elaborarea unui model de calcul al dispozitivului. Contribuția lor poate fi luată în considerare printr-un factor de amplificare. Acesta este însă suficient de mic, inclusiv față de coeficientul de siguranță avut de regulă în vedere la dimensionarea sistemelor mecanice, astfel că precizarea sa în mod explicit nu este neapărat necesară și nici nu ar conduce la creșteri cât de cât semnificative ale cotelor pieselor ce se dimensionează.

4. Condiții de lucru și ipoteze simplificatoare

Este de discutat dacă pot fi neglijate forțele și momentele de inerție ce solicită unele dintre componentele mecanismului dispozitivului.

The following notations were used:

$(a_q)_{\max}$ – maximum acceleration of body „q”;

$(\varepsilon_q)_{\max}$ – maximum angular acceleration of body „q”;

dim.q – dimensions of body „q”.

Of the above equations the ones acting along the horizontal are not decisive for the dimensioning of the components of the device. The high value forces are those by which the lateral walls, denoted by „0” press upon some of the mobile elements. These forces are developed during mounting and can be adjusted, but the pressure generated by the lateral walls is meant mainly to minimize the horizontal clearance between the guided parts of the mechanism.

Further, the friction forces need to be highlighted, generated in the contact plane between the small semi-disks 4 and 7 and semi-disk 5, namely $F_{\mu(4 \rightarrow 5)}^O$ and $F_{\mu(7 \rightarrow 5)}^O$. These friction forces are not adjustable, but directly dependent on the cutting forces F_{σ}^V and the clamping forces $F_{str.}^V$, acting upon the pellets. In order to minimize friction forces $F_{\mu(4 \rightarrow 5)}^O$ and $F_{\mu(7 \rightarrow 5)}^O$ and to avoid faulty operation of the mechanism, a small as possible friction coefficient μ needs to be ensured. For this an adequate roughness of the plane contact surfaces of the semi-disks has to be established, as well as their good lubrication.

Typically the value of the friction coefficient should be small, $\mu < 0.05$, so that all generated friction forces and friction torques can be neglected in developing a computational model of the device. Their contribution can be taken into consideration by means of an amplifying factor. This however, is sufficiently small also in relation to the safety coefficient included in the dimensioning of mechanical systems, so that its explicit mention is not required and would not cause significant increase in size of the parts to be dimensioned.

4. Working conditions and simplifying hypotheses

A point of discussion concerns the issue of negligibility of the inertia forces and torques

Masele m_j și momentele de inerție J_p ale componentelor dispozitivului sunt în toate cazurile mici, ceea ce conduce, din acest punct de vedere la valori mici ale forțelor și, respectiv, momentelor de inerție. Dacă și valorile accelerațiilor, liniare și unghiulare, sunt mici, atunci forțele și momentele de inerție se pot neglija.

Modelul experimental al dispozitivului este conceput pentru a realiza debitări asupra unor semifabricate bară având diametrul de 5 milimetri.

Forța necesară pentru tăiere este:

$$F = k \cdot A_s \cdot \tau, \quad (53)$$

unde k este un coeficient care ține seama de diverși factori (starea de uzură a muchiiilor tăietoare, variația grosimii materialului și a proprietăților fizico-mecanice ale acestuia, neuniformitatea jocului dintre elementele active și modificarea valorii acestuia prin uzura muchiiilor tăietoare) (se ia $k = 1,2 \dots 1,3$); A_s – aria secțiunii ce se taie (în mm^2); τ – rezistența la torsiune a materialului barei semifabricat (în N/mm^2).

Cum $A_s = \pi \cdot d^2/4$ și $\tau \approx 0,6 \cdot \sigma$ [7], relația (53) devine:

$$F_\sigma = 0,75 \cdot (\pi \cdot d^2/4) \cdot \sigma, \quad (54)$$

Pentru $d = 5 \text{ mm}$ și $\sigma = 1000 \text{ N/mm}^2$ se obține $F_\sigma = 14726 \text{ N} \approx 1,5 \text{ tf}$.

Cercetările experimentale se preconizează a se efectua pe o presă mecanică PAI 25, cu batiu deschis, cu arbore principal paralel cu fața frontală, modificată pentru a realiza o frecvență de lucru maximă de $n_{cd} = 50 \text{ cd/min}$ în regim automat. Lungimea cursei este reglabilă, valorile posibile ale acesteia fiind, conform datelor înscrise pe mașină: $H_j \in \{10; 16; 28; 40; 51; 61; 70; 79; 87; 92; 97; 99; 100\}$, în milimetri.

Pentru a realiza operația de tăiere, sania superioară 1 a dispozitivului trebuie să fie antrenată într-o cursă de aprox. 3 mm. Rezultă că PAI 25 poate fi utilizată pentru acționarea dispozitivului oricare ar fi reglajul lungimii cursei. Optând pentru diferite valori ale lungimii cursei se obțin valori diferite pentru valorile maxime ale accelerațiilor pieselor componente ale dispozitivului, rezultând implicit valori diferite ale forțelor de inerție ce se manifestă în sistem.

Pentru mecanismul manivelă-bielă-culisor de tip sumă, fără excentricitate, se cunosc expresiile de spațiu, viteză și accelerație [8]:

$$s(\alpha) = r_j \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]; \quad (55)$$

straining some of the components of the device mechanism.

The masses m_j and the moments of inertia J_p of the device components are small in all cases, what generates, from this point of view, small values of inertia forces and moments. If also the values of the linear and angular accelerations are small, then the inertia forces and moments can be neglected.

The experimental model of the device is conceived to achieve the cutting of bar pellets of 5 mm diameter. The necessary cutting force is:

where k is a coefficient taking into consideration several factors (wear of the cutting edges, variation of material thickness and physical-mechanical properties, non-uniformity of the clearance between the active elements and its modification due to cutting edge wear); (assumed value are $k = 1.2 \dots 1.3$); A_s – area of the cut section (in mm^2); τ – torsion strength of the pellet bar material (in N/mm^2).

As $A_s = \pi \cdot d^2/4$ and $\tau \approx 0.6 \cdot \sigma$ [7], equation (53) becomes:

For $d = 5 \text{ mm}$ and $\sigma = 1000 \text{ N/mm}^2$ the obtained value is $F_\sigma = 14726 \text{ N} \approx 1.5 \text{ tf}$.

Experimental research is envisaged to be carried out on a PAI 25 open frame mechanical press with the main shaft parallel to the front face, in order to achieve a maximum working frequency of $n_{cd} = 50 \text{ cd/min}$ (double strokes/min) in automatic mode. Stroke length is adjustable, its possible values being, as displayed on the machine: $H_j \in \{10; 16; 28; 40; 51; 61; 70; 79; 87; 92; 97; 99; 100\}$, in millimetres.

In order to perform cutting, the superior slide 1 of the device has to be driven such as to carry out a 3 mm stroke. It follows that PAI 25 can be used for driving the device, regardless of the adjusted stroke length. Selecting different strokes yields different maximum accelerations of the device components, hence different values of the inertia forces generated in the system.

For the crank – connecting rod – sliding block mechanism of summation type without eccentricity the following expressions for space, velocity and acceleration are known from literature [8]:

$$v(\alpha) = r_j \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right); \quad (56)$$

$$a(\alpha) = r_j \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \cos 2\alpha). \quad (57)$$

În relațiile anterioare r_j sunt valorile posibile ale razei cinematice a manivelei, $r_j = 0,5 \cdot H_j$, iar $\omega = \pi \cdot n_{cd}/30$, în s^{-1} , este viteza unghiulară a arborelui principal.

Pentru fiecare dintre valorile r_j , cu $j = 1 \dots 13$, în tabelul 1 se dau valorile unghiului curent la manivelă pentru care $s(\alpha_N) = 3$ mm și valoarea accelerației ce corespunde valorilor r_j și α_N respective.

In the previous equations r_j are the possible values for the crank kinematic radius, $r_j = 0.5 \cdot H_j$, and $\omega = \pi \cdot n_{cd}/30$, in s^{-1} , is the angular velocity of the main shaft.

For each of the values r_j , with $j = 1 \dots 13$, table 1 gives the values of the current crank angle for that $s(\alpha_N) = 3$ mm and the value of the acceleration corresponding to the respective values of r_j and α_N .

Tabelul 1. Unghiurile curente α_N ale manivelei și valorile accelerației culisorului ce corespund cursei sub sarcină $s(\alpha_N) = 3$ mm, pentru diferitele valori ale razei cinematice a manivelei
Table 1. Current crank angles α_N and accelerations of the sliding block corresponding to a load stroke of $s(\alpha_N) = 3$ mm, for various values of the kinematic radius of the crank

Nr. crt. No.	Cursa H_j , în mm Stroke H_j , in mm	Unghiul α_N , în grade Angle α_N , in degrees	Accelerația a_N , în m/s^2 Acceleration a_N , in m/s^2
1	10	64	0.118
2	16	49.2	0.220
3	28	36.55	0.410
4	40	30.37	0.594
5	51	26.81	0.762
6	61	24.5	0.914
7	70	22.82	1.050
8	79	21.45	1.187
9	87	20.43	1.307
10	92	19.86	1.383
11	97	19.33	1.459
12	99	19.13	1.489
13	100	19.035	1.504

Accelerația este minimă dacă raza cinematică a manivelei este minimă.

Foarte convenabilă, deoarece respectă aproape riguros „condiția” $\alpha_N = 30^\circ$, este situația ce corespunde razei cinematice $r_4 = 20$ mm, dar recomandabilă este utilizarea mașinii având cursa totală reglată la $H_2 = 2r_2 = 16$ mm.

Piesa din structura mecanismului dispozitivului care are masa cea mai mare este sania superioară **1**, cu masa $m_1 \cong 0,5$ kg. Dacă se adoptă cursa $H_4 = 40$ mm, forța de inerție maximă ce solicită această sanie este $F_{i1} = m_1 \cdot (a_1)_{\max} = 0,5 \cdot 0,594 = 0,297$ N, adică aproximativ 1/50.000 din valoarea forței de tăiere F_σ ($F_\sigma = 14726$ N). Dacă se adoptă cursa $H_2 = 16$ mm, forța de inerție maximă ce solicită sania **1** este $F_{i1} = m_1 \cdot (a_1)_{\max} = 0,5 \cdot 0,220 = 0,11$ N, ceea ce constituie aproximativ 1/134.000 din valoarea forței de tăiere F_σ . Aceste „detalii” constituie un argument suficient pentru a neglija forțele și momentele de inerție, consecința fiind

The acceleration is minimum for a minimum kinematic radius of the crank.

While a kinematic radius being $r_4 = 20$ mm represents a most convenient situation, as it satisfies almost precisely the “condition” of $\alpha_N = 30^\circ$, the recommended operation is that of a total adjusted stroke of the machine of $H_2 = 2r_2 = 16$ mm.

The part with the largest mass in the structure of the device mechanism is superior slide **1**, of mass $m_1 \cong 0.5$ kg. If a stroke of $H_4 = 40$ mm is adopted, the maximum inertia force straining the slide will be $F_{i1} = m_1 \cdot (a_1)_{\max} = 0.5 \cdot 0.594 = 0.297$ N, that is approximately 1/50000 of the cutting force F_σ ($F_\sigma = 14726$ N). If a stroke $H_2 = 16$ mm is adopted, the maximum inertia force straining slide 1 will be $F_{i1} = m_1 \cdot (a_1)_{\max} = 0.5 \cdot 0.220 = 0.11$ N, that is approximately 1/134000 of the value of the cutting force F_σ . These “details” represent a sufficient argument for neglecting inertia forces and moments, hence allowing the development of a mathematical

posibilitatea obținerii unui model matematic practic la fel de corect ca și cel extins, dar (mult) mai simplu și mai ușor de utilizat.

5. Graficul real al cursei săniilor dispozitivului

Luând $H_2 = 16$ mm, graficul cursei săniei superioară 1 este cel din figura 12. Se evidențiază clar că este utilizată efectiv doar partea inferioară, de înălțime 3 mm, a cosinusoidei ce reprezintă cursa unui punct solidar cu culisorul mașinii ce acționează asupra dispozitivului. Adoptându-se alte valori ale cursei totale a culisorului presei antrenoare aspectul general al graficului cursei rămâne același, modificându-se doar raportul dintre cursa totală și cursa sub sarcină.

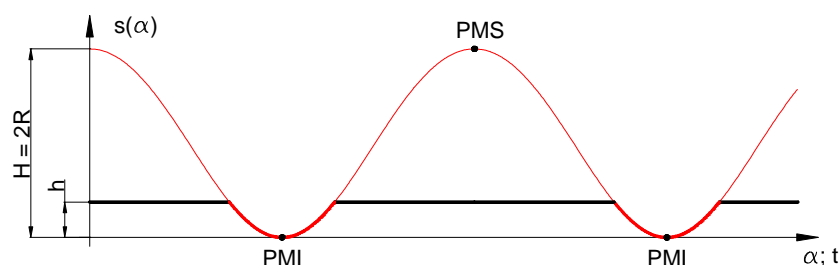


Figura 12. Graficul cursei saniei superioare 1, în funcție de timp.
Se preia doar o parte din graficul de spațiu al culisorului mașinii antrenoare
Figure 12. Graph of the stroke of superior slide 1 versus time.
Only part of the space graph of the driving machine sliding block is used

6. Modelul redus de calcul al dispozitivului experimental

Prin neglijarea forțelor de frecare și a celor de inerție, forțele pe direcție verticală ce soliciță componentele mecanismului dispozitivului sunt:

$$F_{10 \rightarrow 9}^V = F_{9 \rightarrow 10}^V = F_{arc}^V - F_{str}^V, \quad (58)$$

$$F_{9 \rightarrow 8}^V = F_{8 \rightarrow 9}^V = F_{\sigma}^V + F_{arc}^V - F_{str}^V, \quad (59)$$

$$F_{8 \rightarrow 7}^V = F_{7 \rightarrow 8}^V = F_{\sigma}^V + F_{arc}^V, \quad (60)$$

$$F_{7 \rightarrow 5}^V = F_{5 \rightarrow 7}^V = F_{\sigma}^V + F_{arc}^V, \quad (61)$$

$$F_{4 \rightarrow 5}^V + F_{7 \rightarrow 5}^V = F_{6 \rightarrow 5}^V, \quad (62)$$

În ipoteza solicițării egale a celor două semidiscuri mici, $F_{4 \rightarrow 5}^V = F_{7 \rightarrow 5}^V$, forța de antrenare pe care trebuie să o dezvolte mașina este

$$F_m^V = 2 \cdot F_{\sigma}^V + F_{arc}^V, \quad (67)$$

ceea ce înseamnă că mașina trebuie să învingă forțele de tăiere ce se manifestă în cele două posturi de presare și forța arcului, forță care asigură strângerea radială a semifabricatelor.

model practic și la fel de precis ca cel extins, dar (semnificativ) mai simplu și mai ușor de utilizat.

5. Real graph of the stroke of the slides

With $H_2 = 16$ mm the graph of the superior slide stroke is the one of figure 12. It is clearly highlights, that actually utilized is just the inferior part of 3 mm height of the cosine representing the stroke of a point attached to the machine sliding block that acts upon the device. For other values of the total stroke of the driving press sliding block, the general aspect of the stroke graph remains the same, while only the ratio of total to load stroke is modified.

6. Reduced computational model of the experimental device

Upon neglecting friction and inertia forces, the vertical forces straining the components of the device mechanism are:

$$F_{1 \rightarrow 2}^V = F_{2 \rightarrow 1}^V = F_m^V - F_{str}^V, \quad (63)$$

$$F_{2 \rightarrow 3}^V = F_{3 \rightarrow 2}^V = F_m^V - F_{str}^V - F_{\sigma}^V, \quad (64)$$

$$F_{3 \rightarrow 4}^V = F_{4 \rightarrow 3}^V = F_m^V - F_{\sigma}^V, \quad (65)$$

$$F_{4 \rightarrow 5}^V = F_{5 \rightarrow 4}^V = F_m^V - F_{\sigma}^V, \quad (66)$$

In the hypothesis of equal strain of the small semi-disks, $F_{4 \rightarrow 5}^V = F_{7 \rightarrow 5}^V$, the driving force be developed by the machine is

meaning that the force developed by the machine needs to overcome the cutting forces in the two pressing posts and the spring force ensuring the radial clamping force of the pellets.

Luarea în considerare și a frecărilor se poate face printr-un coeficient k_{μ} (se poate adopta $k_{\mu} = 1,1 \dots 1,2$). În acest fel relația (67) devine

$$F_m^V = k_{\mu} \cdot (2F_{\sigma}^V + F_{arc}^V). \quad (68)$$

Modelul permite determinarea solicitării în oricare dintre cuplele mecanismului dispozitivului. De exemplu, solicitarea din cupla formată de piesele 5 și 6, fără considerarea frecării, rezultă ținând cont de relațiile (61), (62), (66) și (67):

$$F_{5 \rightarrow 6}^V = F_{6 \rightarrow 5}^V = 2 \cdot F_{\sigma}^V + 2 \cdot F_{arc}^V. \quad (69)$$

7. Câteva concluzii

În modelul conceput s-a dorit în mod expres punerea în evidență a forței de strângere radială a semifabricatului. Această forță este dată de arcul 11, presolicitat corespunzător. În consecință, în modelele elaborate se poate elimina $F_{str.}^V$, urmând a considera $F_{arc}^V = F_{str.}^V$.

Modelul matematic extins, descris prin 52 ecuații, ia în considerare toate solicitările pieselor mobile ale dispozitivului experimental, inclusiv cele de natură dinamică. Se demonstrează însă că relevant este modelul restrâns, format doar din 9 ecuații de echilibru static.

Ca urmare dispozitivul se poate dimensiona din condiții de solicitări statice. Se determină valori minime pentru diametrul d_b al bolțului saniei superioare 1, pentru razele semidiscurilor mici, $R_3 = R_4 = R_6 = R_7$, pentru raza semidiscului mare, $R_5 = R_6$, și pentru lățimea b a tuturor cuplelor, această lățime fiind de altfel grosimea săniilor mecanismului.

References

1. Cioară, R., Cioară, Rx., Mărăscu-Klein, Vl.: *Family of compact devices for precision cutting, by linear motion*. 1st International Conference Virtual Design and Automation (VIDA), Poznan, Poland, 3-4 June 2004
2. Cioară, R., Cioară, Rx., Mărăscu-Klein, Vl.: *Family of compact devices for precision cutting, by linear motion with torsion*. 1st International Conference Virtual Design and Automation (VIDA), Poznan, Poland, 3-4 June 2004
3. Cioară, Rx., Cioară, R.: *Precision cutting die*. Invention patent application A/00174 of 16.03.2006 (in Romanian)
4. Cioară, Rx.: *Compact dies for precision cutting of bars. The typological set of solutions*. Bulletin of the Polytechnic Institute of Iasi, Tome LII (LVI), folder 5B, Machines Manufacturing Section, p. 469-472, ISSN 1011-2855, Iași, Romania, 25-27 May 2006
5. Cioară, Rx.: *Module-Subsystems Favouing Workpiece Feed in Compact Dies Used for the Precision Cutting of Bars*. Bulletin of the Polytechnic Institute of Iasi, Tome LII (LVI), folder 5B, Machines Manufacturing Section, p. 473-476, ISSN 1011-2855, Iași, Romania, 25-27 May 2006
6. Cioară, Rx., Cioară, R.: *Improved compact device for precision cutting by cold compressing*. **RECENT**, vol. 2(2001), no. 3(5), December 2001, p. 39-40, ISSN 1582-0246, Brasov, Romania (in Romanian)
7. Drăghici, I. ș.a.: Vol. I. *Designing Guide in Machines Manufacturing*. Vol. I., Publisher: Editura Tehnică, Bucharest, Romania, 1981 (in Romanian)
8. Popper, K.R.: *Logics of Research*. Publisher: Editura Științifică și Enciclopedică, Bucharest, Romania, 1981 (in Romanian)
9. Tabără, V., Tureac, I.: *Cold Forming Machines*. Publisher: Editura Didactică și Pedagogică, Bucharest, Romania, 1984 (in Romanian)

Lucrare primită în Septembrie 2008

Received in September 2008