

## THEORETICAL STUDY ON FEEDING THE TANGENTIAL THRESHING SYSTEM OF CONVENTIONAL COMBINE HARVESTERS

### STUDIUL TEORETIC PRIVIND ALIMENTAREA CU MASA VEGETALĂ A APARATULUI DE TREIER TANGENTIAL AL COMBINELOR DE RECOLTAT CEREALE

Ph.D. Eng. Ivan Gh.<sup>1)</sup>, Ph.D. Usenko M.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>INMA Bucharest / Romania; <sup>2)</sup> Lutsk National Technical University / Ukraine  
Tel: 021.269.32.55; Fax: 021.269.32.73; E-mail: geoivan2006@yahoo.com

**Abstract:** The working capacity of conventional cereal combine harvesters is mainly determined by the working capacity of tangential threshing system. This depends on the technical and functional characteristics of the threshing system itself, the characteristics of the harvested vegetal matter and the characteristics of the feeding threshing system with vegetal matter. The feeding threshing system is made of the feeder house which is composed of a conveyor with chains and slats. The objective of this study is to develop a mathematical model for feeding threshing system with vegetal matter in order to determine the technical and functional characteristics of the conveyor with chains and slats of the feederhouse. Theoretical research in this area did not fully complete the mathematical model.

**Keywords:** cereal combine harvester, feederhouse

#### INTRODUCTION

The tangential threshing system capacity is affected by the uniformity and speed of feeding with vegetal matter of the threshing system, made by the conveyor with chains and slats of feederhouse, by the technical and functional characteristics of the threshing system itself and the characteristics of the harvested vegetal matter.

The feederhouse is positioned in the combine harvester technological flow between the header and the threshing system (Fig.1).

**Rezumat:** Capacitatea de lucru a combinelor convenționale de recoltat cereale este determinată în principal de capacitatea de lucru a aparatului de treier tangențial. Aceasta depinde de caracteristicile tehnice și funcționale ale aparatului de treier propriu-zis, de caracteristicile masei vegetale recoltate și de caracteristicile alimentării aparatului de treier cu masă vegetală. Alimentarea aparatului de treier este realizată de elevatorul central care are în componență un transportor cu lanțuri și raclete. Obiectivul studiului este realizarea unui model matematic privind alimentarea aparatului de treier cu masă vegetală în vederea determinării caracteristicilor tehnice și funcționale optime ale transportorului cu lanțuri și raclete al elevatorului central. Cercetările teoretice din acest domeniu nu realizează în totalitate acest model matematic.

**Cuvinte cheie:** combina de recoltat cereale, elevatorul central.

#### INTRODUCERE

Capacitatea de lucru a aparatului de treier tangențial depinde de uniformitatea și viteza alimentării cu masă vegetală a aparatului de treier, realizate de transportorul cu lanțuri și raclete al elevatorului central, de caracteristicile tehnice și funcționale ale aparatului de treier propriu-zis și de caracteristicile masei vegetale recoltate.

Elevatorul central este poziționat în cadrul fluxului tehnologic al combinei de recoltat cereale între heder și aparatul de treier (Fig.1).

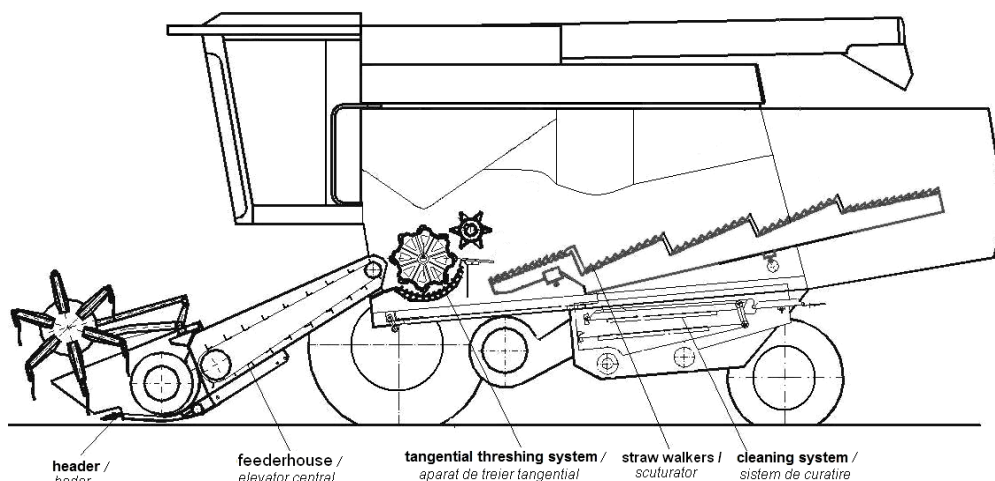


Fig. 1 - The main components of a conventional combine harvester / Organele principale de lucru ale unei combine de recoltat cereale

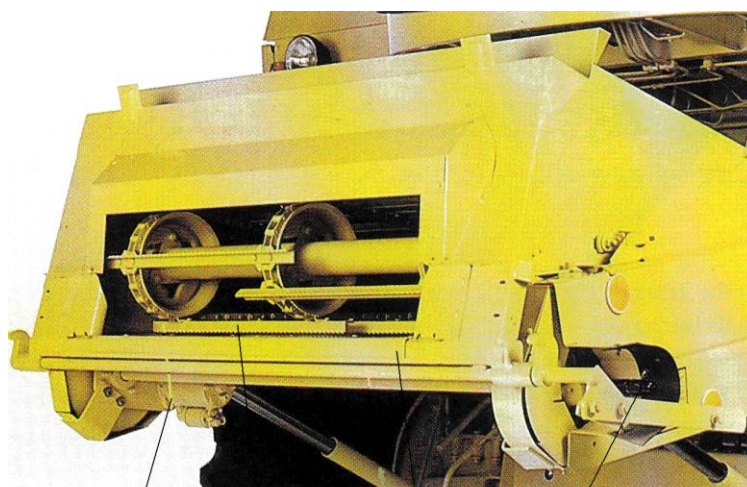
The feederhouse is composed of a housing, a conveyor with chains and slats, a chain stretching system, a system of lifting the fore axle of the conveyor, an assembly of supporting the upper branch of the conveyor, a mechanical transmission for driving conveyor positioned on the drive shaft and an external transmission for driving the header or other equipment (Fig. 2 and Fig. 3).

Elevatorul central este compus dintr-o carcasă, un transportor cu lanțuri și raclete, un sistem de întindere a lanțurilor, un sistem de ridicare a axului anterior al transportorului, un ansamblu de susținere a ramii superioare a transportorului, o transmisie mecanică pentru acționarea transportorului poziționată pe axul de antrenare și o transmisie exterioară pentru acționarea hederului sau altui echipament (fig. 2 și fig. 3).



chains stretching system / lifting system of conveyor fore axle /  
sistem de întindere lanțuri / sistem de ridicare ax anterior transportor

**Fig. 2 –** Systems of chains stretching and lifting the fore axle of conveyor for Laverda combines /  
*Sistemele de întindere a lanțurilor și ridicare a axului anterior ale transportorului la combinele Laverda*

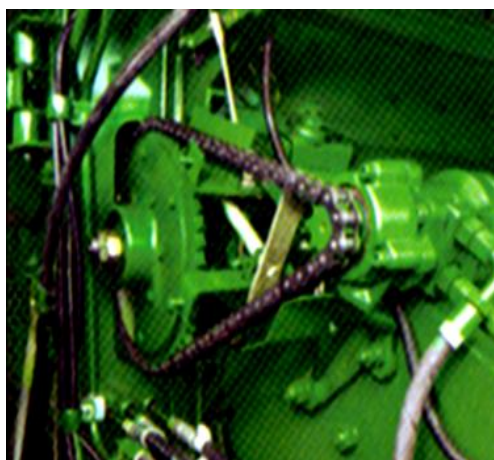


reversor / conveyor with chains and slats / housing / external transmission /  
inversor / transportor cu lanțuri și raclete / carcasa / transmisie exterioară

**Fig. 3 –** Reversor, conveyor with chains and slats, housing and external transmission at New Holland combines /  
*Inversorul, transportorul cu lanțuri și raclete, carcasa și transmisia externă la combinele New Holland*

At some combine harvesters, the feederhouse has a mechanical hydrostatic or electromechanical transmission for reversing the conveyor's motion , in case of clogging (Fig. 4)

La unele combine, elevatorul central are o transmisie mecanohidrostatica sau electromecanica pentru inversarea mișcării transportorului, in caz de înfundare (Fig. 4)



**Fig. 4 -** Mechanical hydrostatic reverser of the CWS Series combine harvesters (John Deere firm) /  
*Inversor mecanohidrostatic al combinelor din Seria CVS (firma John Deere)*

**MATERIAL AND METHOD**

The harvested vegetal matter from the header of the combine harvester is taken by a conveyor with chains and slats of the feederhouse, ideally oriented with ears forward (Fig.4).

**MATERIAL ȘI METODĂ**

Masa vegetală recoltată de hederul combinei este preluată de transportorul cu lanțuri și raclete al elevatorului central, ideal cu spicele orientate înainte (fig.4).

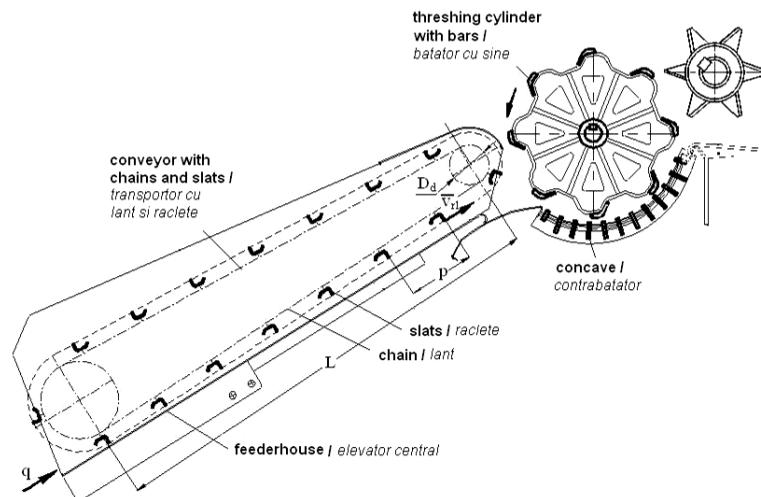


Fig. 4 - The vegetal matter transport scheme in feederhouse and the feeding of threshing system of the combine harvester / Schema transportului masei vegetale în elevatorul central și alimentarea aparatului de treier al combinei de recoltat

Each slat is loaded with a quantity of material based on the vegetal mass flow supply of combine harvester, chains speed and the distance between the conveyor chain slats. The vegetal mass transported by one slat is calculated with the relation 1.

$$m_r = \frac{qp}{v_{r1}} \tag{1}$$

where  $m_r$  is the vegetal mass transported by one slat;  
 $q$  – the combine harvested vegetal matter flow;  
 $p$  – the distance between the slats;  
 $v_{r1}$  – the slat speed.  
 The slat speed can be calculated with the relation 2.

$$v_{r1} = \omega \frac{D_d}{2} = \frac{\pi n_{tr} D_d}{60} \tag{2}$$

where  $\omega$  is the angular speed of the conveyor chain sprocket;  
 $n_{tr}$  – conveyor drive speed;  
 $D_d$  – chain sprocket pitch diameter.

The vegetal matter transported by a slat between the two conveyor shafts moves with friction on the slat and feederhouse active surface. In position  $A_1$  of the slat the transported material is in contact with the feederhouse active surface and travels relatively to the slat under the forces represented in figure 5.

Fiecare raclete se încarcă cu o cantitate de material în funcție de debitul de alimentare cu masă vegetală al combinei, viteza lanțurilor și pasul racletelor transportorului. Masa vegetală transportată de un raclete este calculată cu relația 1.

unde  $m_r$  este masa vegetală transportată de un raclete;  
 $q$  – debitul de alimentare cu masă vegetală al combinei;  
 $p$  – pasul racletelor;  
 $v_{r1}$  – viteza racletelui.  
 Viteza racletelui se calculează cu relația 2

unde  $\omega$  este viteza unghiulară a roții de lanț a transportorului;  
 $n_{tr}$  – turația de antrenare a transportorului cu raclete;  
 $D_d$  – diametrul de divizare al roții de lanț.

Masa vegetală transportată de un raclete între cei doi arbori ai transportorului se deplasează cu frecare pe partea activă a racletelui și pe carcasa elevatorului. În poziția  $A_1$  a racletelui materialul transportat se află în contact cu carcasa și se deplasează în raport cu racletele sub acțiunea forțelor reprezentate în figura 5.

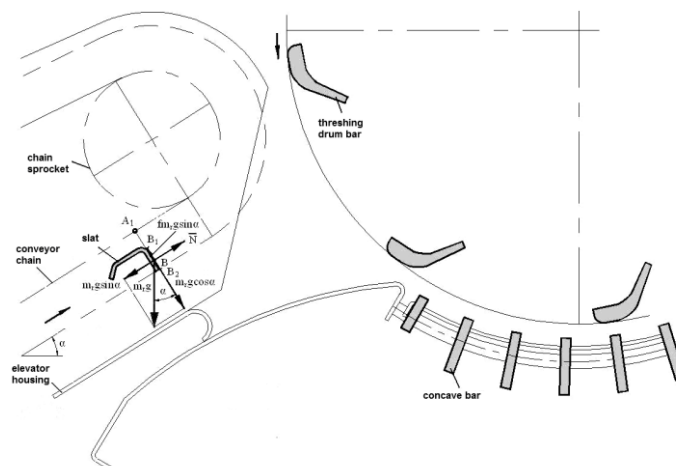


Fig. 5 - Diagram of forces acting on a material particle driven by slat, positioned in point  $A_1$  / Diagrama forțelor care acționează asupra unei particule materiale antrenată de raclete, aflat în poziția  $A_1$

Transported material moves along the slat active surface from the position  $B_1$  to  $B_2$ . The force acting on a material particle positioned in  $B$ , along the active part of the slat surface is given by the relation 3.

Materialul transportat se deplasează de-a lungul părții active a racletelui de la  $B_1$  la  $B_2$ . Forța care acționează asupra particulei materiale aflată în poziția  $B$ , pe direcția părții active a racletelui este dată de relația 3.

$$F_1 = m_r \cdot g(\cos\alpha - f\sin\alpha) \tag{3}$$

where  $F_1$  is the force acting on a material particle driven by the slat, located in the position  $A_1$ ;  
 $m_r$  – the material mass transported by one slat;  
 $g$  – the gravitational acceleration;  
 $\alpha$  – the conveyor angle measured from the horizontal plane;  
 $f$  – the coefficient of friction of the material in contact with the components of elevator.

The material particle acceleration is given by the relation 4.

$$a_1 = g(\cos\alpha - f\sin\alpha) \tag{4}$$

where:

$a_1$  is the acceleration of material particle moving along the active surface of the slat, located in the position  $A_1$ ;

The material particle speed along the active surface of the slat is given by the relation 5.

$$v_{m1} = \frac{Lg}{\omega r}(\cos\alpha - f\sin\alpha) \tag{5}$$

where  $v_{m1}$  is the speed of the material particle moving along the active surface of the slat, located in the position  $A_1$ ;

$L$  – the distance between the two conveyor shafts.

The material particle speed driven by the slat between the two conveyor shafts is given by the relation 6.

$$\overline{V}_1 = \overline{v}_{r1} + \overline{v}_{m1} \tag{6}$$

where  $V_1$  is the speed of the material particle driven by the slat between the two conveyor shafts.

The material particle speed angle  $\delta_1$  related to the perpendicular to the active surface of the slat is given by the relation 7.

$$\delta_1 = \arctg \frac{4Lg}{\omega^2 D^2}(\cos\alpha - f\sin\alpha) \tag{7}$$

where  $\delta_1$  is the particle speed angle in relation to the perpendicular of the active surface slat, located in position  $A_1$ .

unde  $F_1$  este forța care acționează asupra particulei materiale antrenată de raclete, aflat în poziția  $A_1$ ;  
 $m_r$  – masa materialului transportat de un raclete;  
 $g$  – accelerația gravitațională;  
 $\alpha$  – unghiul de înclinare al transportorului în raport cu orizontala;  
 $f$  – coeficientul de frecare al materialului pe componentele elevatorului.

Accelerația punctului material este dată de relația 4.

unde:

$a_1$  este accelerația de deplasare a materialului pe partea activă a racletelui, aflat în poziția  $A_1$ ;

Viteza materialului de-a lungul părții active a racletelui este dată de relația 5.

unde  $v_{m1}$  este viteza de deplasare a materialului pe partea activă a racletelui, aflat în poziția  $A_1$ ;

$L$  – distanța între cei doi arbori ai transportorului.

Viteza materialului antrenat de raclete între cei doi arbori ai transportorului este dată de relația 6.

unde  $V_1$  este viteza materialului antrenat de raclete între cei doi arbori ai transportorului.

Unghiul vitezei  $V_1$  a materialului în raport cu perpendiculara pe partea activă a racletelui este dat de relația 7.

unde  $\delta_1$  este unghiul vitezei materialului în raport cu perpendiculara părții active a racletelui, aflat în poziția  $A_1$ .

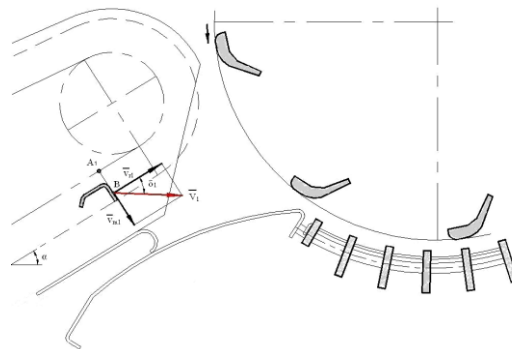


Fig. 6 - The speed of the material driven by the conveyor slat, located in the position  $A_1$  /  
 Viteza materialului transportat de racletele transportorului, aflat în poziția  $A_1$

When the slat is in the position  $A_2$ , the material driven by slat is still in contact with the feederhouse housing and is moving relatively to the active surface of the slat under the forces presented in figure 7.

Când racletul este în poziția  $A_2$ , materialul transportat de raclete se mai află în contact cu carcasa elevatorului central și se deplasează în raport cu racletele sub acțiunea forțelor reprezentate în figura 7.

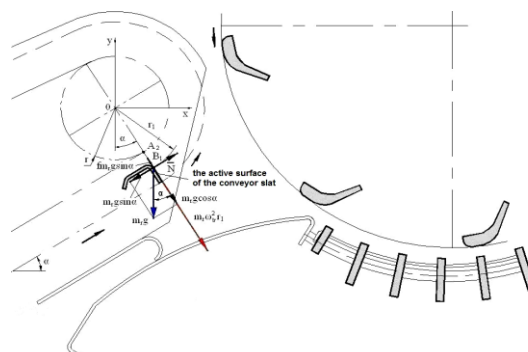


Fig. 7 - The diagram of forces acting on a material particle, on the active surface of the slat, located in the position  $A_2$  /  
 Diagrama forțelor care acționează asupra unei particule materiale pe partea activă a racletelui, aflat în poziția  $A_2$



The force acting on the material particle along the active surface of the slat, located in position  $A_2$ , is given by the relation 8.

$$F_2 = m_1 [\omega^2 r_1 + g(\cos\alpha - f\sin\alpha)] \quad (8)$$

Where:  $F_2$  is the force acting on a material particle on the active surface of the slat, located in the position  $A_2$ ;  
 $r_1$  – the circle radius of the material particle, located in the position  $B_1$ .

Forța care acționează asupra particulei materiale pe direcția părții active a racletelui, aflat în poziția  $A_2$ , este dată de relația 8.

Unde:  $F_2$  este forța care acționează asupra particulei materiale pe partea activă a racletelui, aflat în poziția  $A_2$ ;  
 $r_1$  – raza de dispunere a particulei materiale, aflată în poziția  $B_1$ .

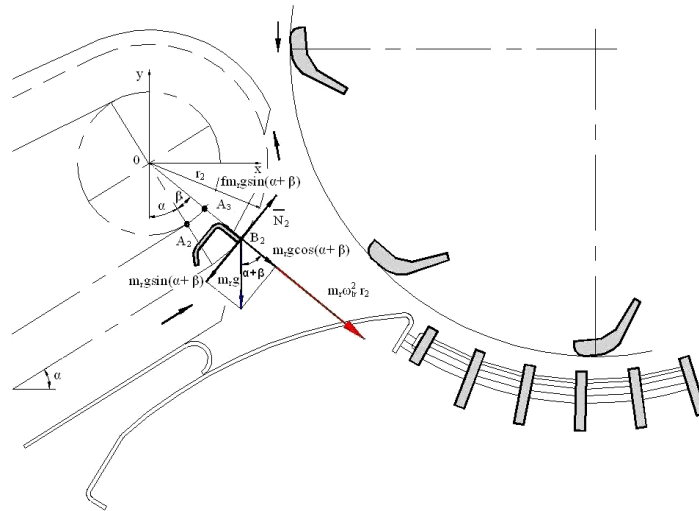


Fig. 8 - The diagram of forces acting on a material particle, on the active surface of the slat, located in the position  $A_3$  /  
 Diagrama forțelor care acționează asupra unei particule materiale, pe partea activă a racletelui, aflat în poziția  $A_3$

The force acting on the material particle along the active surface of the slat, located in position  $A_3$ , is given by the relation 9.

$$F_3 = m [g\cos(\alpha + \beta) + \omega^2 r_2 - fg\sin(\alpha + \beta)] \quad (9)$$

where:

$F_3$  - the force acting on a material particle on the active surface of the slat, located in the position  $A_3$ ;  
 $\beta$  - the conveyor slat discharge angle.  
 $r_2$  - the circle radius of the material particle, located in the position  $B_2$ ;

The average acceleration of the moving material is given by the relation 10.

$$a_m = \frac{1}{2} \{ \omega^2 (r_2 + r_1) + g [\cos(\alpha + \beta) + \cos\alpha - f\sin(\alpha + \beta) - f\sin\alpha] \} \quad (10)$$

where:

$a_m$  is the average acceleration of the moving material on the active surface of the slat, while it is in a rotation movement.

The slat discharge angle could be calculated with the relation 11.

$$\beta = 2\omega \sqrt{\frac{r_2 - r_1}{\omega^2 (r_2 + r_1) + g [\cos(\alpha + \beta) + \cos\alpha - f\sin(\alpha + \beta) - f\sin\alpha]}} \quad (11)$$

where:

$\beta$  is the slat discharge angle, while in a rotation movement.

The material speed along the slat active surface is given by the relation 12.

$$v_{m2} = \sqrt{\omega^2 (r_2^2 - r_1^2) + g(r_2 - r_1) [\cos(\alpha + \beta) + \cos\alpha - f\sin(\alpha + \beta) - f\sin\alpha]} \quad (12)$$

where:

$v_{m2}$  is the speed of the material on the active surface of slat, while in a rotation movement.

In the position  $A_3$ , the feeding speed  $V_2$  of the threshing system is a combination of the conveyor slat speed  $v_{r1}$  and the material speed  $v_{m2}$  given by slat while in a rotation movement, as figure 9 and the relation 13.

unde:

$F_3$  - forța care acționează asupra particulei materiale pe partea activă a racletelui, aflat în poziția  $A_3$ ;  
 $\beta$  – unghiul de descărcare a racletelui;  
 $r_2$  – raza de dispunere a particulei materiale, aflată în poziția  $B_2$ .

Accelerația medie de deplasare a materialului este dată de relația 10.

unde:

$a_m$  este accelerația medie de deplasare a materialului pe partea activă a racletelui, aflat în mișcare de rotație.

Unghiul de descărcare a racletelui poate fi calculat cu relația 11.

unde:

$\beta$  este unghiul de descărcare a racletelui, aflat în mișcare de rotație.

Viteza materialului de-a lungul părții active a racletelui este dată de relația 12.

unde:

$v_{m2}$  - viteza de deplasare a materialului pe partea activă a racletelui, aflat în mișcare de rotație.

În poziția  $A_3$ , viteza  $V_2$  de alimentare a aparatului de trier este compusă din viteza  $v_{r1}$  a racletelui și viteza  $v_{m2}$  a materialului imprimată de raclete, aflat în mișcare de rotație, conform figurii 9 și relației 13.

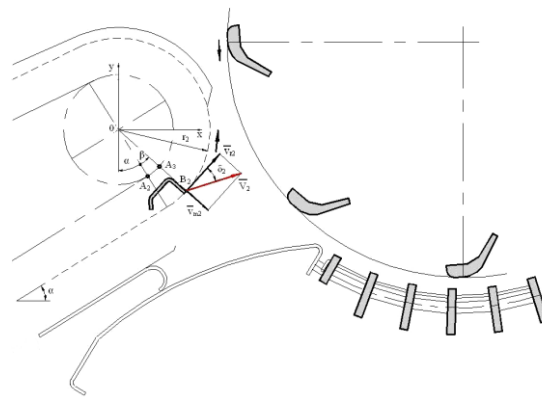


Fig. 9 - The material speed transported by the conveyor slat, located in position  $A_3$  / *Viteza materialului transportat de racletele transportorului, aflat în poziția  $A_3$*

$$\begin{aligned} \overline{V_2} &= \overline{v_{r2}} + \overline{v_{m2}} \\ v_{r2} &= \omega r_2 \end{aligned} \tag{13}$$

where:

$V_2$  - the feeding speed of the threshing system;  
 $v_{r2}$  – speed of the slat in the position  $B_2$ .

The material speed angle  $\delta_2$  measured from the perpendicular to the slat active surface is given by the relation 14.

unde:

$V_2$  - viteză de alimentare a aparatului de treier;  
 $v_{r2}$  - viteza racletelui în punctul  $B_2$ .

Unghiul  $\delta_2$  al vitezei materialului în raport cu perpendiculara pe partea activă a racletelui este dat de relația 14.

$$\delta_2 = \arctg \frac{\sqrt{\omega^2 (r_2^2 - r_1^2) + g(r_2 - r_1) [\cos(\alpha + \beta) + \cos\alpha - f\sin(\alpha + \beta) - fsin\alpha]}}{\omega r_2} \tag{14}$$

In the transition zone from the feederhouse to the threshing system, the vegetal mass is moving along an articulated plate to concave, which seals this area. The articulated plate also has the role to reduce the feeding angle with material of the threshing system for its taking over by the bars of threshing cylinder, its configuration being that of the material trajectory discharged by the conveyor slat.

The transition zone, the trajectory and the material speed direction when the material is discharged by the slats are presented in figure 10.

În zona de trecere de la elevatorul central la aparatul de treier, masa vegetală se deplasează pe o placă articulată la contrabătător, care etanșează această zonă. Placa reglabilă are și rolul de a micșora unghiul de alimentare cu material a aparatului de treier în vederea preluării materialului de șinele bătătorului, configurația ei fiind aceea a traiectoriei materialului descărcat de racletele transportorului.

Zona de trecere, traiectoria și direcția vitezei de deplasare a materialului în momentul descărcării de material a racletelor sunt prezentate în figura 10.

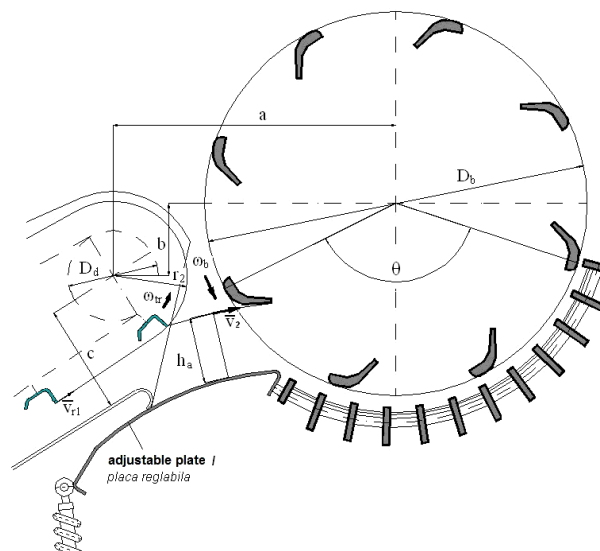


Fig.10 - The transition zone configuration and the crop material speed profile in the moment when the crop material is being discharged by the conveyor slat / *Configurația zonei de trecere și epura vitezelor de deplasare a straturilor de material în momentul descărcării de material a racletelor*

The crop material height when feeding the threshing system, could be calculated with the relation 15.

Grosimea materialului la alimentarea aparatului de treier se calculează cu relația 15.

$$h_a = \frac{q}{l_{ev} V_2 \gamma} \quad (15)$$

where:

$h_a$  - the thickness of the crop material feeding the threshing system, in m;  
 $q$  - combine crop material flow, kg/s;  
 $l_{ev}$  - internal width of feeder housing, m;  
 $V_2$  - the crop material speed entering the threshing system, m/s;  
 $\gamma$  - the crop material bulk density, kg/m<sup>3</sup>.

For an optimal feeding of threshing system, the material feeding time must be equal to the material takeover time and its passage through the threshing space, according to the relation 16.

$$t_{alim.} = t_{tr.} \quad (16)$$

where:

$t_{alim}$  is the material feeding time;  
 $t_{tr}$  - the material takeover time and its passage through the threshing space.

The material feeding time of the threshing system is calculated with the relation 17.

$$t_{alim.} = \frac{p}{v_r} = \frac{60p}{\pi n_r D_d} \quad (17)$$

The material takeover time and its passage through the threshing space is calculated with the relation 18.

$$t_{tr.} = \frac{30\theta}{\pi n_b} \quad (18)$$

where:

$\theta$  - the angle of the bar which takes over the material and the bar which comes out of the threshing space;  
 $n_b$  - the threshing cylinder speed.

Starting from the relation 16, it follows that the conveyor drive speed depends on the threshing cylinder speed corresponding to the harvest vegetal matter and can be calculated with the relation 19.

$$n_{tr} = \frac{2p}{\theta D_d} n_b \quad (19)$$

unde:

$h_a$  - grosimea materialului la alimentarea aparatului de treier, în m;  
 $q$  - debit alimentare cu masă vegetală combină, kg/s;  
 $l_{ev}$  - lățime interioară carcasă elevator central, m;  
 $V_2$  - viteza de alimentare a aparatului de treier, m/s;  
 $\gamma$  - masa volumică a materialului, kg/m<sup>3</sup>.

Pentru o alimentare optimă a aparatului de treier, timpul alimentării cu material trebuie să fie egal cu timpul preluării și trecerii acestuia prin spațiul de treier, conform relației 16.

unde:

$t_{alim}$  este timpul necesar alimentării cu material;  
 $t_{tr}$  - timpul necesar preluării și trecerii materialului prin spațiul de treier.

Timpul necesar alimentării cu material a aparatului de treier se calculează cu relația 17.

Timpul preluării și trecerii materialului prin spațiul de treier se calculează cu relația 18.

unde:

$\theta$  - unghiul făcut de șina bătătorului care preia materialul și șina care iese din spațiul de treier;  
 $n_b$  - turația bătătorului.

Plecând de la relația 16, rezultă că turația de antrenare a transportorului depinde de turația bătătorului corespunzătoare masei vegetale recoltate și poate fi calculată cu relația 19.

## RESULTS

For the calculation of the parameters used in this analysis, the following values characteristic to the combine harvester C110 [4,5] are being used:

- the combine harvester crop material flow:  $q=3.9...6.2\text{kg/s}$ ;
- chain sprocket speed for driving the conveyor:  $n_{tr}=518\text{rot/min}$ ;
- the chain sprocket pitch diameter:  $D_d=0.142\text{m}$ ;
- number of slats:  $z_r=14$ ;
- the distance between two consecutive slats:  $p=0.16\text{m}$ ;
- the slat length:  $l_{slat}=1.03\text{m}$ ;
- the radius to point  $B_1$ :  $r_1=0.096\text{m}$ ;
- the radius to point  $B_2$ :  $r_2=0.118\text{m}$ ;
- the feederhouse sloping angle measured from the horizontal plane  $\alpha=32^\circ$ ;
- the angle of the bar which takes over the material and the bar which comes out of the threshing space  $\theta = 2.356\text{rad}$ ;
- the distance between the feederhouse conveyor shafts:  $L=1.63\text{m}$ .

According to the mathematical model presented, the results are:

- the crop material mass transported by one slat:  $m_r=0,162...0,258\text{kg}$ ;
- the slat speed:  $v_{r1}=3.85\text{m/s}$ ;
- the speed of the crop material along the active surface of the conveyor slat in position  $A_1$ :  $v_{m1}=2.64\text{m/s}$ ;
- the speed of the crop material driven by the conveyor slat between the two conveyor shafts:  $V_1=4.67\text{m/s}$ ;

## REZULTATE

Pentru calculul mărimilor prezentate în studiu, se folosesc următoarele valori caracteristice combinei C110 [4,5]:

- debit de alimentare cu masă vegetală al combinei:  $q=3,9...6,2\text{kg/s}$ ;
- turația roții de lanț de antrenare a transportorului:  $n_{tr}=518\text{rot/min}$ ;
- diametrul de divizare al roții de lanț:  $D_d=0,142\text{m}$ ;
- numărul raclețelor:  $z_r=14$ ;
- pasul raclețelor:  $p=0,16\text{m}$ ;
- lungime raclete:  $l_{raclete}=1,03\text{m}$ ;
- raza punctului  $B_1$ :  $r_1=0,096\text{m}$ ;
- raza punctului  $B_2$ :  $r_2=0,118\text{m}$ ;
- unghiul de înclinare al elevatorului central în raport cu orizontala  $\alpha=32^\circ$ ;
- unghiul făcut de șina bătătorului care preia materialul și șina care iese din spațiul de treier  $\theta=2,36\text{rad}$ ;
- distanța între arborii transportorului:  $L=1,63\text{m}$ .

Conform modelului matematic prezentat, rezultă:

- masa materialului transportat de un raclete:  $m_r=0,162...0,258\text{kg}$ ;
- viteza raclețelor:  $v_{r1}=3,85\text{m/s}$ ;
- viteza de deplasare a materialului pe partea activă a raclețelor, aflat în poziția  $A_1$ :  $v_{m1}=2,64\text{m/s}$ ;
- viteza materialului antrenat de raclete între arborii transportorului:  $V_1=4,67\text{m/s}$ ;

- the material particle velocity angle measured from the perpendicular on the active surface of the conveyor slat in the position  $A_1$ :  $\delta_1=34.42^\circ$ ;
- the conveyor slat discharge angle when the slat is in a rotation movement:  $\beta=16^\circ$ ;
- the speed of the crop material along the active surface of the conveyor slat in a rotation movement:  $v_{m2}=3.723m/s$ ;
- the conveyor slat speed in point  $B_2$ :  $v_{r2}=6.4m/s$ ;
- the speed of the crop material driven by the conveyor slat in a rotation movement:  $V_2=7.4m/s$ ;
- the material particle velocity angle measured from the perpendicular to the active surface of the conveyor slat:  $\delta_2=30.19^\circ$ ;
- the height of the crop material entering the threshing system  $h_a=0.064\dots 0.102m$  (for  $\gamma=15kg/m^3$ );
- conveyor drive speed  $n_{tr}=918rot/min$ , for the threshing cylinder speed  $n_b=960 rot/min$ .

## CONCLUSIONS

According to mathematical model presented, the drive speed of conveyor with chains and slats must be correlated with the threshing cylinder speed characteristic to vegetal mass harvested. For example, in wheat harvesting, maximum performances of the threshing process conducted by the combine harvester threshing system C110 will get to the conveyor with chains and slats drive speed  $n_{tr}=918 rot/min$ , which represents a material feeding speed of the threshing system  $V_2=13.13m/s$ .

For the current conveyor drive speed  $n_{tr}=518rot/min$ , results in an angle of the bar which takes over the material and the bar which comes out of the threshing space of  $\theta=239.29^\circ$ , the threshing system feeding with material being made with pauses.

## REFERENCES

- [1]. Miu P. (2005) – *Modeling the threshing process at cereal harvesting combines*, PhD thesis, Polytechnic Institute of Bucharest, pg. 23-25;
- [2]. Kutzbach H.D. (2003) – *Grain Harvesting, Combine Harvesting*, Hohenheim - Germany, pg.129-136;
- [3]. Segarceanu M. ș.a. (1981) – *Studies and researches on improving the qualitative parameters and computer modeling of threshing apparatus operation at cereal harvesting combines*, Department of Agricultural Machinery, Polytechnic Institute of Bucharest;
- [4]. *Technical Book for combine harvester C110* (2001) - S.C. Semănătoarea S.A.;
- [5]. \*\*\* (2001) - Reports on "Results of tests for homologating the self-propelled cereal harvesting combine C110", INMA Bucharest.

- unghiul vitezei materialului în raport cu perpendiculara pe partea activă a racletelui, aflat în poziția  $A_1$ :  $\delta_1=34,42^\circ$ ;
- unghiul de descărcare a racletelui, aflat în mișcare de rotație;  $\beta=16^\circ$ ;
- viteza de deplasare a materialului pe partea activă a racletelui, aflat în mișcare de rotație:  $v_{m2}=3,723m/s$ ;
- viteza racletelui în punctul  $B_2$ :  $v_{r2}=6,4m/s$ ;
- viteza de alimentare a aparatului de treier:  $V_2 = 7,4 m/s$ ;
- unghiul vitezei materialului în raport cu perpendiculara pe partea activă a racletelui:  $\delta_2=30,19^\circ$ ;
- grosimea materialului la alimentarea aparatului de treier  $h_a=0,034\dots 0,054m$  (pentru  $\gamma=15kg/m^3$ );
- turația de antrenare transportor  $n_{tr}= 918rot/min$ , pentru o turație a bătătorului de  $n_b=960 rot/min$ .

## CONCLUZII

Conform modelului matematic prezentat, turația de acționare a transportorului cu lanțuri și raclete trebuie să fie corelată cu turația bătătorului caracteristică masei vegetale recoltate. De exemplu, la recoltarea grâului, performanțe maxime ale procesului de treier realizat de aparatul de treier al combinei C110 se vor obține pentru o turație de antrenare a transportorului cu raclete de  $n_{tr}=918 rot/min$ , ceea ce reprezintă o viteză de alimentare cu material a aparatului de treier de  $V_2=13,13m/s$ .

Pentru actuala turație de acționare a transportorului de  $n_{tr}=518rot/min$ , rezultă un unghiul făcut de șina bătătorului care preia materialul și șina care iese din spațiul de treier de  $\theta=239,29^\circ$ , alimentarea aparatului de treier cu material a făcându-se cu pauze.

## BIBLIOGRAFIE

- [1]. Miu P. (2005) – *Modelarea procesului de treier la combinele de recoltat cereale*, Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, pag. 23-25;
- [2]. Kutzbach H.D. (2003) – *Recoltarea Cerealelor*, Combine de recoltat, Hohenheim - Germania, p.129-136;
- [3]. Segărceanu M. ș.a. (1981) – *Studii și cercetări privind îmbunătățirea parametrilor calitativi și modelarea pe calculator a procesului de lucru a aparatului de treier al combinelor de cereale*, Catedra de Mașini Agricole, Institutul Politehnic București.
- [4]. *Carte Tehnica pentru combina C110* (2001) - S.C. Semănătoarea S.A.;
- [5]. \*\*\* (2001) - Referat privind "Rezultatele încercărilor în vederea omologării a combinei autopropulsate de recoltat cereale C110", INMA București.