



UNIVERSITATEA "DUNĂREA DE JOS" DIN GALAȚI
FACULTATEA DE INGINERIE ȘI AGRONOMIE DIN BRĂILA
SCSS 21

Sesiunea de Comunicări Științifice Studențești
"Edmond Nicolau" ediția XXVIII 26-27 Aprilie 2021



FUNDAMENTAREA SOLUȚIEI TEHNICE ȘI MODELAREA 3D A UNUI TRANSPORTOR ELICOIDAL PENTRU CEREALE

Autor: Țigău Marian , anul IV , M.I.A.I.A.

Îndrumător științific: Conf. Dr. Ing. Petru DUMITRACHE
Facultatea de Inginerie și Agronomie Brăila , Universitatea Dunărea de Jos Galați
88maryan88@gmail.com

Rezumat: Transportorul elicoidal este unul din cele mai folosite sisteme de transport a materialelor în agricultură. Prezenta lucrare tratează fundamentarea soluției tehnice și modelarea 3D a unui transportor elicoidal orizontal pentru cereale. În prima parte a lucrării se prezintă generalități și aspecte privind cadrul general a problemei tratate în lucrare. În continuare se prezintă fundamentarea soluției tehnice, urmată de prezentarea modelului virtual al transportorului. La final se prezintă concluziile autorului lucrării.

Cuvinte cheie: transportor elicoidal, transport cereale, soluție tehnică, modelare CAD.

1. GENERALITĂȚI

Transportoare elicoidale (șnecuri) orizontale, fixe și mobile - sunt instalații de transport continuu fără organ flexibil de tracțiune. Ele pot fi folosite ca instalații fixe sau mobile. Aceste transportoare se bazează pe principiul împingerii materialului transportat de către un melc aflat în mișcare de rotație.

Transportoarele elicoidale pot constitui parte dintr-un subansamblu ale diverselor mașini agricole având rol de transportoare, sau organe de lucru, executând anumite operații tehnologice.

Transportoarele elicoidale constau din tronsoane sub formă tubulară sau jgheab, închise, cuplate între ele pe o distanță dată (până la 50m). Fiecare tronson are o lungime de (1,5...4)m, și este din tablă de oțel rezistent la uzură. În interiorul tronsoanelor se montează un melc compus tot din bucăți (îmbinate cap la cap cu ajutorul unor arbori de cuplare), melcul este realizat din tablă de oțel de grosime de (4÷8)mm.

La un capăt al tronsonului este o gură de încărcare (partea superioară), iar la partea opusă există (1÷2) guri de descărcare. Pe aceeași parte cu gura de încărcare se află și capul de acționare.

Grupul de acționare constă din: motor electric, reductor de turație, cuplaj de legătură (între reductor și melc). Produsul, (materialul) este vărsat în cuva de alimentare, de unde șneclul (melcul) îl transportă pe orizontală, sau în plan înclinat spre fereastra de evacuare.

Din punct de vedere al caracterului mișcării materialului în carcasa melcului se disting două categorii de transportoare elicoidale: *lente* (cu mers liniștit) și *rapide*.

La transportoarele elicoidale lente influența forței centrifuge este neînsemnată, caracterul mișcării fiind determinat în special, de greutatea materialului și de forțele de frecare. În acest caz materialul execută doar o deplasare în jurul jgheabului, ocupând spațiul dintre arborele melcului și partea inferioară a carcasei.

La transportoarele elicoidale lente viteza periferică maximă a melcului nu depășește (1...1,5)m/s. În acest caz, carcasa melcului poate fi deschisă la partea superioară, având forma unui jgheab. Aceste transportoare se folosesc la transportul materialelor pe orizontală sau pe o direcție ce face un unghi de cel mult 20° cu orizontala, coeficientul de umplere fiind cuprins între (0,15÷0,45), conform literaturii de specialitate [1].

În cazul transportoarelor elicoidale rapide, o influență deosebită asupra mișcării materialului o au forțele centrifuge, care aruncă materialul peste arborele melcului, proiectându-l pe carcasă, unde acesta se dispune sub forma unui strat inelar în trepte. În acest caz materialul execută o mișcare complexă, ceea ce produce o amestecare intensă a acestuia. Cea mai mare parte din material execută o mișcare elicoidală ascendentă alunecând pe suprafața spirei și carcasi, în timp ce o mică parte scapă prin jocul „j”, dintre spirală și carcasă.

Transportoarele elicoidale rapide trebuie prevăzute cu carcase închise pentru a evita aruncarea materialului din carcasă.

Se recomandă ca pentru transportul materialelor abrazive să nu se folosească transportoare elicoidale rapide, deoarece acestea produc uzură rapidă a organelor active.

La transportoarele elicoidale rapide, spira elicoidală este executată dintr-o singură bucată, fără lagăre intermediare care ar produce înfundarea transportorului.

După forma organului activ transportoarele elicoidale pot fi: cu spirală plină; cu spirală întreruptă; cu spirală sub formă de bandă.

După modul de folosire: mașini speciale de transport; subansamble ale unor mașini agricole.

Arborele transportorului elicoidal se execută din OL50, rotund sau țevă, iar spira elicoidală este executată din benzi sau foi de oțel OL37 prin matrițare sau laminare pe mașini speciale sudându-se direct pe arbore.

În general, carcasa transportorului elicoidal este execută din tablă de oțel OL37 cu grosimea între (1...2,5)mm.

2. FUNDAMENTARE SOLUȚIE TEHNICĂ

Pentru a determina dimensiunea și viteza unui transportor elicoidal este necesar mai întâi să stabilim materialul ce urmează a fi transportat, lucru care ne indică caracteristica de mărime, fluiditate, abrazivitate, densitate, grad de încărcare al jgheabului precum și alte caracteristici.

Alimentarea transportorului elicoidal cu materialul ce urmează a fi transportat va fi în mod uniform. Precum și descărcarea acestuia prin gura de evacuare.

Capacitatea transportorului elicoidal

Literatura de specialitate [3] oferă o diversitate de capacități în (m^3/h) la o rotație pe minut a unui transportor elicoidal pentru patru tipuri de încărcări în secțiunea transversală (15%; 30%A; 30%B; 45%). De asemenea putem alege capacități la maximum de turații recomandate.

A – materialul de transportat cu caracteristica: *foarte fine*

B – materialul de transportat cu caracteristica: *fine*

Viteza transportorului elicoidal

Pentru transportoarele elicoidale cu pas standard, viteza transportorului poate fi calculată cu formula:

$$n = \frac{\text{capacitatea necesară } (m^3 / h)}{(m^3 / h) \text{ la o rotație pe minut}} [rot / min] \quad (2.1)$$

n – rotații pe minut a melcului (dar nu mai mult decât viteza recomandată)

Capacitatea echivalentă se regăsește prin înmulțirea capacității necesare cu factorii de capacitate.

$$\left(\frac{\text{Echiv. capacitate}}{m^3 / h} \right) = \left(\frac{\text{Capacitatea necesară}}{m^3 / h} \right) \cdot CF_1 \cdot CF_2 \cdot CF_3 \quad (2.2)$$

CF_1 – pasul melcului; CF_2 – tipul constructiv al melcului; CF_3 – materialul ce trebuie transportat

Viteza și diametrul melcului se aleg din literatura de specialitate [3], ținând cont de coeficientul de încărcarea jgheabului. În funcție de încărcarea minimă a jgheabului și de diametrul melcului, se determină capacitatea de transport la o rotație completă a melcului, la minim de rotații, cât și la maxim de rotații, tot odată se poate determina și maxim de rotații la care poate fi supus melcul în parametri optimi.

Alegerea tipului de lagăr

Selecția lagărului se va face din tabelele ce sunt prezentate în literatura de specialitate [3], în urma cunoașterii materialului ce urmează a fi transportat. Selecția lagărului se va face dintre unul din următoarele tipuri: B, L, S, H.

B - bile; L - bronz; S- nailon, melamină, bronz grafitat, lemn impregnat cu ulei, uretan;
H - oțeluri tratate termic, tratate prin cementare sau CIF, ceramică, oțeluri aliate

Puterea motorului de antrenare

Puterea motorului de antrenare este dată de puterea necesară învingerii frecării dintre material și carcasa transportorului elicoidal (P_f), la care se adaugă puterea necesară transportului de material la viteza impusă (P_m). Rezultatul obținut se multiplică prin factorul de suprasarcină (F_0), după care se raportează la randamentul acționării.

Puterea necesară pentru funcționarea în gol a transportorului elicoidal

$$P_f = \frac{L \cdot n \cdot F_d \cdot F_b}{10^6} \text{ [kW]} \quad (2.3)$$

Puterea necesară unui transportor elicoidal de a deplasa materialul

$$P_m = \frac{C \cdot L \cdot W \cdot F_f \cdot F_m \cdot F_p}{10^6} \text{ [kW]} \quad (2.4)$$

Totalul puterii necesare transportorului elicoidal

$$P_{total} = \frac{(P_f + P_m) \cdot F_0}{e} \text{ [kW]} \quad (2.5)$$

Următorii factori determină necesarul de putere a transportorului elicoidal care funcționează în condiții optime: P_f - puterea ce trebuie depășită la frecarea dintre material și carcasa transportorului elicoidal (kW); P_m - puterea pentru transportul de material la viteza specifică (kW); L - lungimea totală a transportorului (m); n - viteza de funcționare (rot/min); F_d - factorul de diametru al transportorului elicoidal; F_b - factorul lagărului; C - capacitatea transportorului elicoidal (m^3/h); W - densitatea materialului (kg/m^3); F_f - factorul de încărcare al melcului; F_m - factorul de putere pentru materialul ce urmează a fi transportat; F_p - factorul de spiră, atunci când este necesar; F_0 - factorul de suprasarcină; e - randamentul transportorului elicoidal.

Calculul puterii

Se consideră transportat 40 m^3/h boabe de grâu, cu un transportor lung de 6 m acționat cu curele trapezoidale.

Se consultă tabelele din literatura de specialitate [3] unde găsim că pentru grâu boabe avem: densitatea de 720 -769 $[kg/m^3]$

- cod de material $C_{1/2}$ -25N ($C_{1/2}$ - coeficient granular de $\frac{1}{2}$ sau mai puțin; 2 - curgere ușoară; 5- ușor abraziv; N - material cu tendințe de explozie)
- selectarea intermediară a lagărelor L, S, B.
- factor de material $F_m = 0.4$
- factorul de încărcare al jgheabului 0,45%

Coeficientul de încărcare 0,45%, arată diferite valori în rot/min ale melcului de dimensiune standard, și turațiile maxime pentru acele dimensiuni. Coeficientul de încărcare ne indică că melcul de 304,8 mm diametru, va transporta 79,854 m^3/h la o rotație maximă de 145 rot/min.

Prin urmare, conform literaturii de specialitate [3], la o rotație pe minut, un melc cu diametrul exterior de 304,8 mm va transporta 0,549 m^3/h , pentru o capacitate de 40 m^3/h .

$$n = \frac{40}{0,549} = 72,85 \text{ [rot / min]}$$

La un debit de 0,549 m^3/h , în urma unei rotații complete a melcului, turația trebuie să fie de 72,85 rot/min.

Cu informațiile de mai sus și cu valoarea factorilor determinați din tabelele literaturii de specialitate [3] se aplică formulele de putere și se calculează puterea necesară pentru a transporta 40 m^3/h grâu boabe, pentru un transportor elicoidal cu lungimea de 6 m, și un diametru al melcului de 304,8 mm.

Folosind factorii cunoscuți determinăm că: $L = 6m$; $n = 72,85 \text{ rot/min}$; $F_d = 304,8 \text{ mm}$; $F_b = 2,0$; $C = 40 \text{ m}^3/\text{h}$; $W = 769 \text{ kg/m}^3$; $F_f = 1$; $F_p = 1,29$; $e = 0,88$

Se rezolvă următoarele ecuații de putere:

$$P_f = \frac{6 \cdot 72,85 \cdot 304,8 \cdot 2}{10^6} = 0,26 \text{ [kW]}$$

$$P_m = \frac{40 \cdot 6 \cdot 790 \cdot 1 \cdot 4 \cdot 1,29}{10^6} = 0,978 \text{ [kW]}$$

Din tabelele literaturii de specialitate se identifică factorul $F_0 = 1,9$

$$P_{total} = \frac{(0,26 + 0,978) \cdot 1,9}{0,88} = 2,67 \text{ [kW]}$$

Ne trebuie $2,67 \text{ kW}$ putere necesară pentru a transporta $40 \text{ m}^3/\text{h}$ de grâu cu un transportor elicoidal, cu un melc cu diametrul de $304,8 \text{ mm}$ și 6 m lungime.

Verificarea la solicitarea la torsiunea arborelui melcului, transportorului elicoidal

Folosind puterea rezultată și formulele ce urmează, se poate verifica solicitarea la torsiune, a arborilor, șuruburi de cuplare a capetelor de arbori etc.

Transportoarele elicoidale sunt limitate în designul general, prin puterea transmisă în siguranță prin arborii tubulari, cuplaje și șuruburi de cuplare.

Cea mai mică valoare la solicitarea de torsiune va fi cea indicată, pentru ca forța cuplului să fie transmisă în siguranță.

Formula solicitării la cuplu este:

$$\frac{63,025 \cdot P_{total}}{n} \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad \frac{63,025 \cdot 2,67}{72,85} = 2,30 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (2.6)$$

În cazul în care cuplul este mai mare decât valorile stabilite de literatura de specialitate [3] cum ar fi cuplajele de 50 mm (cuplu >7600) atunci arborii întăriți pot fi utilizați atât timp cât cuplul este mai mic decât valoarea pentru cuplaje întărite (cuplu <9500)

În cazul în care cuplul este mai mare ca cel pentru două șuruburi, ca valoare de forfecare, dar mai mică ca valoare de forfecare pentru cuplajul cu trei șuruburi, atunci poate fi utilizat cel cu trei șuruburi. Se va alege cea mai scăzută valoare pentru componenta respectivă, să se asigure o putere cât mai mare de transmis.

Formula de putere pentru o rotație pe minut.

$$\frac{P_{total}}{n} \text{ [kW]} \quad \frac{2,67}{72,85} = 0,036 \text{ [kW]} \quad (2.7)$$

La o rotație pe minut pentru un melc cu diametrul de $304,8 \text{ mm}$, cu o turație de $72,85 \text{ rot/min}$ și o putere de $2,67 \text{ kW}$ este necesar $0,036 \text{ kW}$

Alegerea motorului electric

Din literatura de specialitate [3] s-a ales motorul cu următoarele caracteristici: tip motor ASU 100X-4; putere nominală $P_n = 3 \text{ [kW]}$; turație nominală $n_n = 1410 \text{ [rot/min]}$; turația de sincronism $n_s = 1400 \text{ [rot/min]}$; curent nominal (400 V) $I = 6,9 \text{ [A]}$; randamentul $\eta = 83\%$; masa: $M = 41 \text{ [kg]}$; alte caracteristici $\cos \varnothing = 0,78$; $\frac{I_p}{I_n} = 5,5$; $\frac{M_p}{M_n} = 2,5$; $\frac{M_{max}}{M_n} = 2,6$

Stabilirea raportului de transmisie și calculul roților de curea

Raportul de transmitere $i = 4$ este determinat conform: STAS 6012-82. Profilul curelei, precum și diametrul primitiv al roții conducătoare, se adoptă în funcție de puterea de transmis și de turația roții motoare. Diametrul primitiv al roții conducătoare se adoptă conform STAS 1163-71.

Roțile de curea vor avea diametrele primitive:

$$\begin{aligned} D_{p1} &= 100 \text{ [mm]} \\ D_{p2} &= i \cdot D_{p1} = 4 \cdot 100 = 400 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Turația efectivă la arborele spirei elicoidale va fi:

$$n_{ef} = \frac{n_n}{i} \text{ [rot / min]} \quad n_{ef} = \frac{1410}{4} = 352,5 \text{ [rot / min]} \quad (2.9)$$

Predimensionarea arborelui

Pe baza momentului de torsiune generat de puterea necesară pentru asigurarea transportului de material și al turației efective a acestuia se va face predimensionarea:

$$M_t = \frac{P_{nec}}{\omega} [N \cdot m] \quad (2.10)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (2.11)$$

$$M_t = \frac{30 \cdot P_{nec}}{\pi \cdot n} [N \cdot m] \quad M_t = \frac{30 \cdot 3000}{\pi \cdot 72,85} = 393,24 [N \cdot m] \quad (2.12)$$

În acest caz arborele va fi executat din oțel carbon de uz general marca OL50 STAS 500/2 – 80. Se admit valorile reduse ale tensiunilor admisibile de torsiune: $\tau_{at} = 15 \dots 30 MPa$, ca urmare a faptului ca arborele este solicitat și la încovoiere. Se adoptă: $\tau_{at} = 15 [MPa]$. Diametrul capătului de arbore va fi:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \cdot \tau_{at}}} [mm] \quad d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 39324}{\pi \cdot 15}} = 23,72 [mm] \quad (2.13)$$

Aleg: $d = 30$ mm; Sa luat mai mult decât un diametru mai apropiat, (cum ar fi 25mm diametru), deoarece se găsesc mai ușor bară de 30mm diametru. Lungimea capătului de arbore unde se va monta roata de curea este conform STAS 8724/2-71.

Alegerea rulmenților

Conform literaturii de specialitate [4], se aleg rulmenții cu următoarele caracteristici: tip rulment 7306 BGA; $d = 30$ [mm]; $D = 72$ [mm]; $B = 19$ [mm]; $a = 31$ [mm]; $turația = 10900$ [rot/min]

Calculul transmisiei cu element flexibil

Alegerea curelei trapezoidale

Se cunosc: $n_s = 1400$ [rot/min]-turația roții conducătoare; $n_2 = 352$ [rot/min]-turația roții conduse; $i_{ef} = 4$ - raportul de transmitere; $p_1 = 3$ [kW]-puterea de transmis.

Profilul curelei, precum și diametrul primitiv al roții conducătoare se adoptă în funcție de puterea de transmis și de turația roții motoare, $Dp_1 \leq 140$, Conform STAS 1163-71 se adopta un diametru primitiv al rotii conducatoare: $Dp_1 = 100$ [mm]

Caracteristicile dimensionale ale curelei trapezoidale tip A sunt conform STAS 7192-83 .

Verificarea curelei la viteză periferică.

Viteza periferică a roții conducătoare se consideră egală cu viteza de deplasare a curelei:

$$V_e = \frac{\pi \cdot D_{p1} \cdot n_s}{60 \cdot 10^3} < V_{ad} = 50 [m / s] \quad V_e = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 1400}{60 \cdot 10^3} = 7,33 [m / s] \quad (2.14)$$

Alegerea distanței dintre axe

Alegerea distanței dintre axe A_{12} , dacă nu este impusă din considerente geometrice, se adoptă în intervalul de valori: $0,7 (Dp_1 + Dp_2) \leq A_{12} \leq 2 (Dp_1 + Dp_2)$

Diametrul primitiv al roții conduse Dp_2 este :

$$Dp_2 = (1 - \xi) Dp_1 \cdot i \quad (2.15)$$

ξ – alunecarea elastica (2%)

$$Dp_2 = (1 - 0,02) 100 \cdot 4 = 392 [mm]$$

$$0,7 (100 + 392) \leq A_{12} \leq 2 (100 + 392)$$

$$344,4 \leq A_{12} \leq 984$$

Se adoptă $A_{12} = 400$ mm

Lungimea primitivă orientativă a curelei se determină în funcție de distanța dintre axe și de diametrele primitive ale roților de curea:

$$L_{p0} = 2A_{12} + \frac{\pi(D_{p1} + D_{p2})}{2} + \frac{(D_{p2} + D_{p1})}{4A_{12}} [mm] \quad (2.16)$$

$$L_{p0} = 2 \cdot 400 + \frac{\pi(100 + 392)}{2} + \frac{(392 + 100)}{4 \cdot 400} = 1573,139 [mm]$$

Se adoptă o lungime primitivă standardizată conf STAS: $L_{pSTAS} = 1800 \text{ mm}$

Recalcularea distanței între axe

Odată aleasă lungimea primitivă standardizată, se recalculează distanța dintre axe, care rezultă din ecuația de gradul 2:

$$8 \cdot A_{12}^2 - 2[2 \cdot L_p - \pi(D_{p1} + D_{p2})] \cdot A_{12} + (D_{p2} - D_{p1})^2 = 0 \quad (2.17)$$

$$8 \cdot A_{12}^2 - 2[2 \cdot 1800 - \pi(100 + 392)] \cdot A_{12} + (392 - 100)^2 = 0$$

$$8 \cdot A_{12}^2 - 4108,672 \cdot A_{12} + 85264 = 0$$

$$A_{12} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} \quad (2.18)$$

$$A_{12} = \frac{4108,672 \pm \sqrt{4108,672^2 - 4 \cdot 8 \cdot 85264}}{2 \cdot 8} = 983,835 [mm]$$

$$A_{12} = 984 [mm]$$

Calculul numărului de curele z

$$z_0 = \frac{p \cdot c_f}{C_L \cdot c_\beta \cdot p_0} \quad (2.19)$$

$$c_\beta = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \beta_1^0)$$

$$c_\beta = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 17,67^\circ) = 0,513$$

C_L – coeficient de lungime a curelei. $C_L = 0,83$

p_0 – puterea transmisă de o curea conf STAS 1163-71. $p_0 = 0,9 \cdot p_0^*$; $p_0^* = 3 \text{ kW}$

$$p_0 = 0,9 \cdot 3 = 2,7 [kW]$$

$$z_0 = \frac{3 \cdot 1,3}{0,83 \cdot 0,513 \cdot 2,7} = 3,39$$

$$z = \frac{z_0}{c_z} \leq z_{\max} \quad (2.20)$$

$$z_{\max} = 8; c_z = 0,95$$

$$z = \frac{3,39}{0,95} = 3,56$$

Se adoptă $z = 4$ curele

Proiectarea roților de curea:

Roțile pentru curele trapezoidale sunt standardizate în STAS 1162-84

Elementele geometrice ale roților de curea sunt:

$$\text{Diametrul exterior: } De = Dp + 2n \quad (2.21)$$

$$De_1 = 100 + 2 \cdot 4 = 108 [mm]$$

$$De_2 = 400 + 2 \cdot 4 = 408 [mm]$$

$$\text{Diametrul interior: } Di = Dp - 2m \quad (2.22)$$

$$Di_1 = 100 - 2 \cdot 4 = 92 [mm]$$

$$Di_2 = 400 - 2 \cdot 4 = 392 [mm]$$

$$\text{Lăţimea: } B = 2f + (z - 1)e \quad (2.23)$$

$$B_1 = B_2 = 2 \cdot 4 + (4 - 1)12 = 44 \text{ [mm]}$$

Alegerea şi verificarea penelor

Materialul din care se execută penele este: 0L60 STAS 500/2 – 80. Penele se aleg conform STAS 1004-81 cu următoarele caracteristici: *pentru pana I* ($b = 10 \text{ [mm]}$; $l = 30 \text{ [mm]}$; $d = 35 \text{ [mm]}$; $h = 8 \text{ [mm]}$); *pentru pana II* ($b = 14 \text{ [mm]}$; $l = 40 \text{ [mm]}$; $d = 45 \text{ [mm]}$; $h = 9 \text{ [mm]}$)

Verificarea penelor

Verificarea penelor paralele constă în determinarea tensiunilor efective de strivire P_m şi de forfecare τ_f şi compararea acestora cu eforturile admisibile P_{am} şi τ_{af}

- Verificarea la forfecare

$$\tau_f = \frac{F_t}{b \cdot l_p} = \frac{2M_t}{b \cdot l_p \cdot d} \text{ [N / mm}^2\text{]} \quad (2.24)$$

Pentru pana I

$$\tau_f = \frac{2 \cdot 157814}{10 \cdot 30 \cdot 35} = 30,05 \text{ [N / mm}^2\text{]}$$

Pentru pana II

$$\tau_f = \frac{2 \cdot 157814}{14 \cdot 40 \cdot 45} = 12,52 \text{ [N / mm}^2\text{]}$$

Pentru ambele pene : $\tau_f < \tau_{af}$ deoarece tensiunea de forfecare admisibilă pentru 0L60 este:

$$\tau_{af} = 60 \div 80 \text{ N / mm}^2$$

- Verificarea la strivire

$$P_{sef} = \frac{F_t}{\frac{h}{2} \cdot l_p} = \frac{4M_t}{h \cdot l_p \cdot d} \leq P_{as} \text{ [N / mm}^2\text{]} \quad (2.25)$$

$$P_{as} = 80 \div 180 \text{ [N / mm}^2\text{]}$$

Pentru pana I

$$P_{sef} = \frac{4 \cdot 157814}{8 \cdot 30 \cdot 35} = 75,14 \text{ [N / mm}^2\text{]}$$

Pentru pana II

$$P_{sef} = \frac{4 \cdot 157814}{9 \cdot 40 \cdot 45} = 38,96 \text{ [N / mm}^2\text{]}$$

Rezultă ca pentru ambele pene $P_{sef} < P_{as}$

3. MODELAREA 3D A TRANSPORTORULUI ELICOIDAL

În cadrul acestui paragraf se prezintă modelul virtual a utilajului, generat pe platforma **Autodesk Inventor**.

Transportorul elicoidal este compus din patru tronsoane la capătul cărora există flanşe de legătură. Primul tronson este special conceput pentru a i se ataşa o cuvă de alimentare, iar ultimul tronson este conceput cu o gura de evacuare (vezi figura 1. a,e).

Sprijinul echipamentului se realizează cu ajutorul unor tălpi de sprijin situate la legătura dintre două tronsoane care la nevoie pot fi ancorate de platforme betonate, în locul unde îşi desfăşoară activitatea.

Între tronsoane şi talpa de sprijin se află un set de garnituri care realizează etanşarea, în cazul în care pe lângă cereale se vor transporta şi diverse materiale pulverulente cum ar fi făina de grâu, făina de porumb etc.

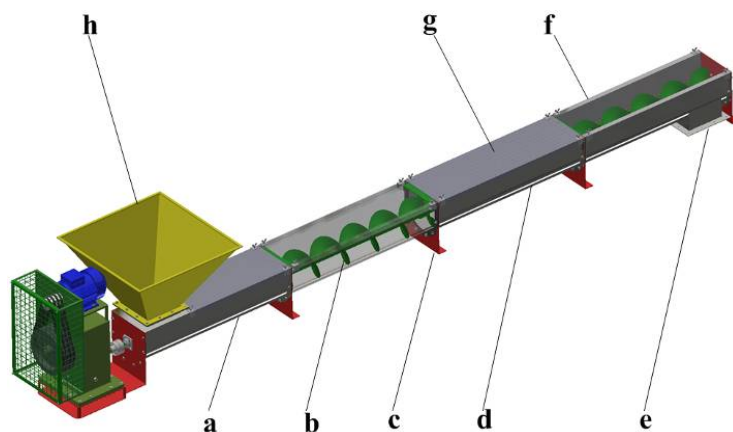


Figura 1. Model 3D al transportorului elicoidal

a-tronson pentru cuvă de alimentare; b-melc; c-talpă de sprijin; d-jgheab intermediar; e- gură de evacuare; f-tronson de jgheab cu gură de evacuare; g-capac de protecție; h-cuvă de alimentare.

Transportorul elicoidal orizontal este compus din: jgheab intermediar, jgheab cu flanșă pentru prindere cuvă de alimentare, jgheab cu gură de evacuare, talpă de sprijin, garnitură, capac jgheab, capac jgheab, elemente de siguranță capac jgheab, cuvă de alimentare, garnitură cuvă de alimentare, tronsoane de melc, lagăr intermediar pentru fixarea melcului pe lungimea sa, lagăr radial pentru fixarea la capete a melcului, arbore de sprijin, arbore de legătura între melc și cuplajul elastic, cuplaj elastic, reductor, roți de curea, curele de transmisie și motor electric.

În figurile de mai jos sunt redată câteva componente ale transportorului elicoidal.

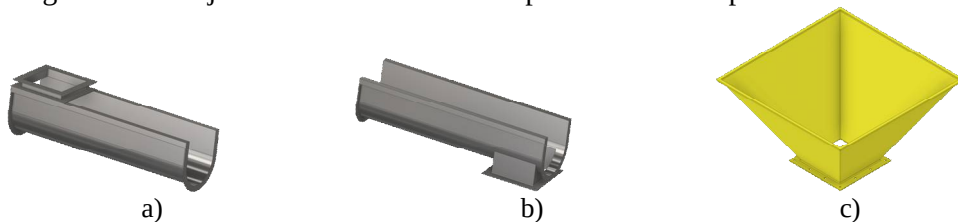


Figura 2. a) tronson de jgheab pentru cuva de alimentare; b) tronson de jgheab cu gură de evacuare c) cuvă de alimentare

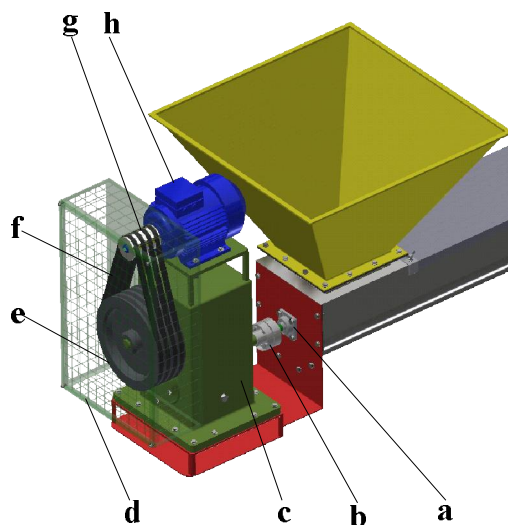


Figura 3. Transmisia transportorului elicoidal

a-lagăr radial; b- cuplaj elastic; c-reductor; d-carcasă protecție; e- roată condusă; f- curea transmisie; g-roată conducătoare; h- motor electric.

În figurile de mai jos sunt redată elementele componente melcului și lagărul intermediar, al transportorului elicoidal.

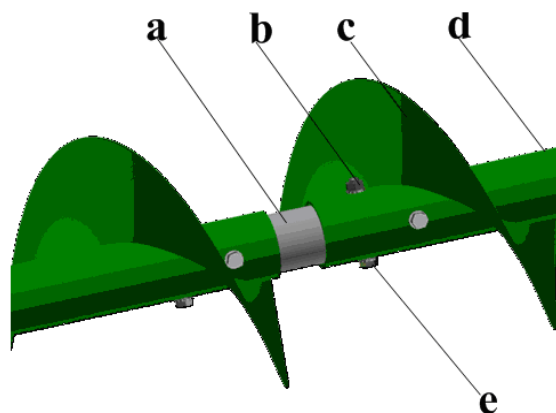


Figura 4. Tronsoane de melc asamblate cu arbore de cuplare
a-arbore de cuplare; b- piuliță de fixare; c-spira melcului; d-arbore tubular; e-șurub de fixare

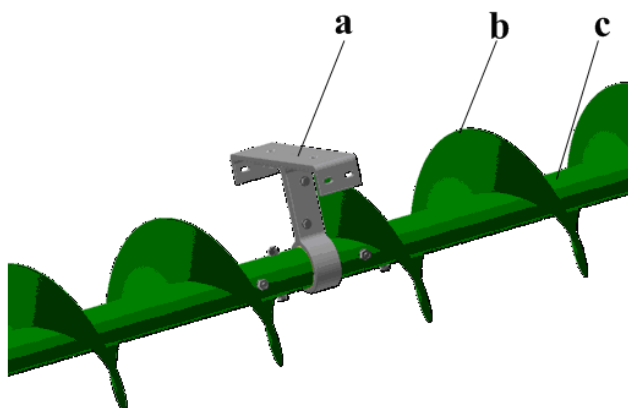


Figura 5. Tronsoane de melc asamblate, împreună cu lagărul intermediar
a-lagăr intermediar; b-spiră melc; c-arbore tubular.

4. CONCLUZII

În urma elaborării prezentei lucrări se pot formula următoarele observații și concluzii:

- transportorul elicoidal este unul din cele mai folosite tipuri de transportoare în agricultură;
- pentru fundamentarea soluției tehnice este foarte important de stabilit, tipul materialului ce urmează a fi transportat, lungimea pe care urmează a fi transportat, și debitul necesar cerut;
- calculul parametrilor funcționali ai transportorului elicoidal este o etapă extrem de importantă în realizarea unui astfel de transportor, deoarece pe baza rezultatelor calculelor se pot obține soluții optime;
- pentru evitarea suprasolicitării melcului, este indicat să se folosească o transmisie cu curele;
- folosirea soluției de proiectare asistată de calculator existente, ușurează foarte mult munca proiectantului, dându-i posibilitatea de a realiza modificări în esență, sau superficiale, cu o mare ușurință.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Hapenciuc, M. - „Echipamente de Transport în Industria Alimentară”, Editura Fundației Universitare www.editura.ugal.ro “Dunărea de Jos” Galați, 2004 editura @ugal.ro
- [2] [www.kwsmf.com/engineering-guides/screw-conveyor/screw-conveyor-capacity-Screw Conveyor Design Calculation](http://www.kwsmf.com/engineering-guides/screw-conveyor/screw-conveyor-capacity-Screw-Conveyor-Design-Calculation)
- [3] <https://ro.scribd.com/document/459594862/thomas-conveyor-catalog> - Thomas Conveyor Catalog
- [4] www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings - Single-row angular-contact ball bearings Catalog