

ANALIZA PRACY PRZENOŚNIKÓW ŚLIMAKOWYCH TRANSPORTUJĄCYCH MATERIAŁY ŁODYGOWE

Część I

ROMAN FAFARA

Instytut Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa

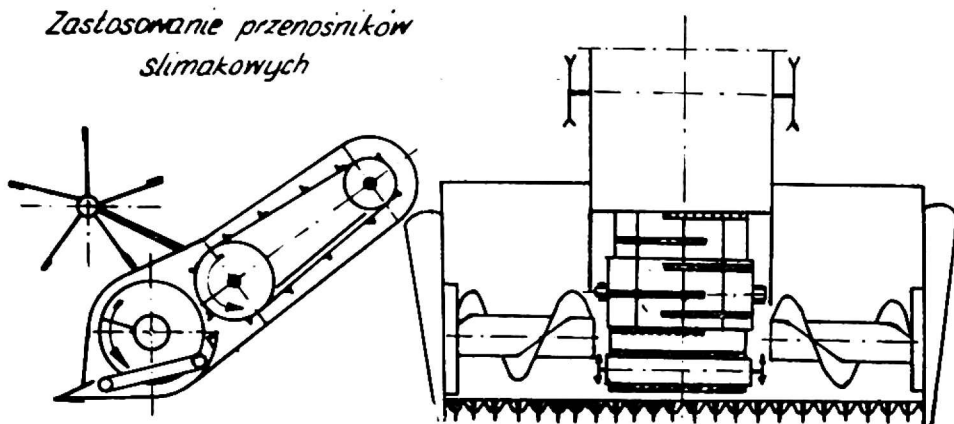
Dyrektor Instytutu: prof. dr Czesław Kanafojski

1. PRZEZNACZENIE I ZASTOSOWANIE PRZENOŚNIKÓW ŚLIMAKOWYCH

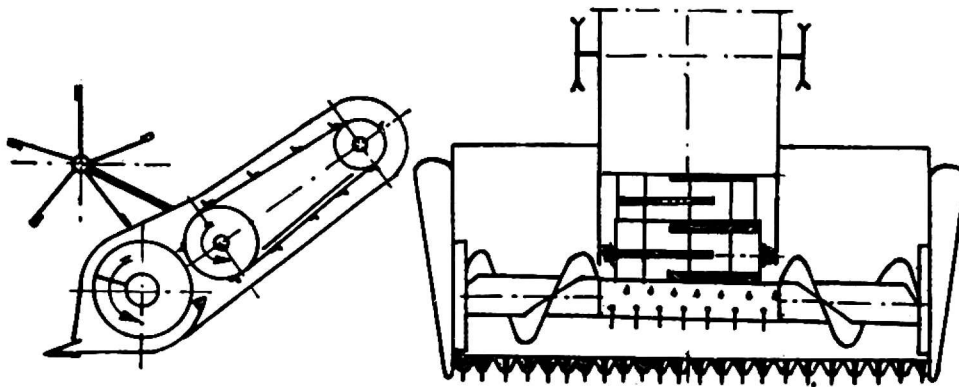
Przenośniki ślimakowe znalazły szerokie zastosowanie przy transporcie mas sypkich, takich jak np.: mąka, ziarno, zgoniny, piasek, jak również przy transporcie mas ciastowatych jak np.: glina, pogniecione ziemniaki i inne pasze ciastowate. W tych wszystkich przypadkach, zadanie przenośnika ślimakowego pracującego w układach od poziomego aż do pionowego nie sprowadza się jedynie do transportu, ale bardzo często przenośnik ślimakowy spełnia równocześnie rolę mieszadła. Takie np. zastosowanie znajduje w czyszczalniach elektromagnetycznych typu Gomper, w zaprawiarkach ziarna, w mieszadłach mieszanek pasz treściwych i gniotownikach-mieszadłach służących do przygotowania pasz ciastowatych z ziemniaków. Wyliczone niektóre przykłady wskazują na wielostronność zastosowania przenośników ślimakowych.

W ostatnich latach pojawiły się przenośniki ślimakowe również w konstrukcjach maszyn, które nie mają nic wspólnego z transportem mas sypkich czy ciastowatych. Szczególnie często są stosowane przenośniki ślimakowe w konstrukcjach maszyn rolniczych, a specjalnie — w maszynach do zbioru zielonek, zbóż, słomy i siana. W maszynach tych, przenośniki przesuwiają masy łodygowe (zboże, słomę, siano, zielonkę) w stronę innych zespołów, które bądź to przejmują od nich masę i dalej ją transportują, bądź podaną masę poddają obróbce, jak to ma miejsce np.

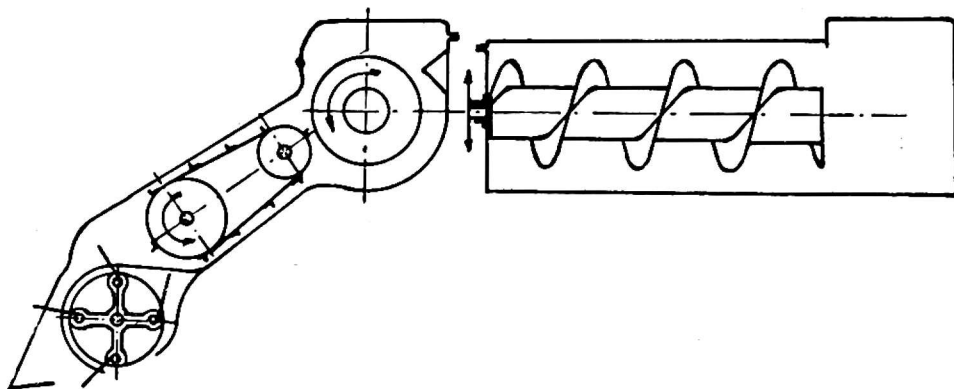
w siewkarniach, dmuchawach tnących, silosokombajnach itp. Na rys. 1.2. pokazano schematycznie kilka przykładowych układów, w których przenośnik ślimakowy znalazł zastosowanie przy transporcie mas lodygowych. Przytoczone przykłady dotyczą przede wszystkim kombajnów zbożowych, w których najczęściej stosowane są przenośniki ślimakowe do przesuwania zboża ściętego przyrzędem tnącym, przy czym powszechnie stosuje się je w kombajnach samobieźnych, przedmiotnących o tak zwanym układzie „T”. Przykład 1.3. wskazuje na zastosowanie przenośnika ślimakowego



Rys. 1.1. Kombajn zbożowy S-4. Przenośnik podsiębierny



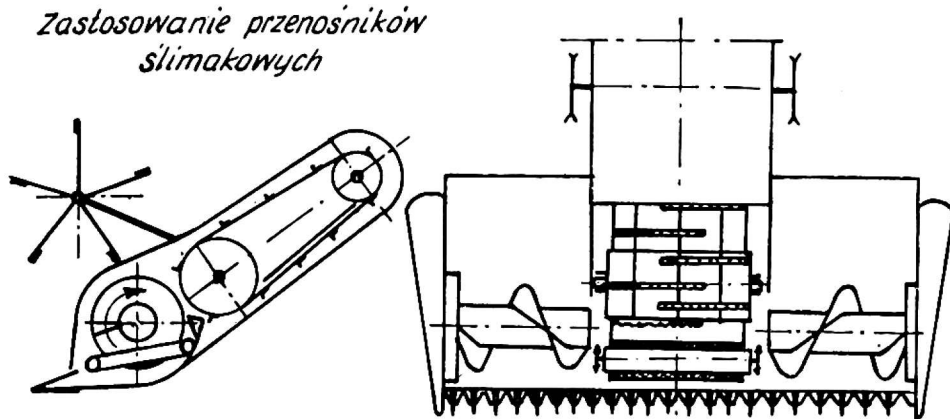
Rys. 1.2. Kombajn zbożowy KZB-3. Przenośnik podsiębierny



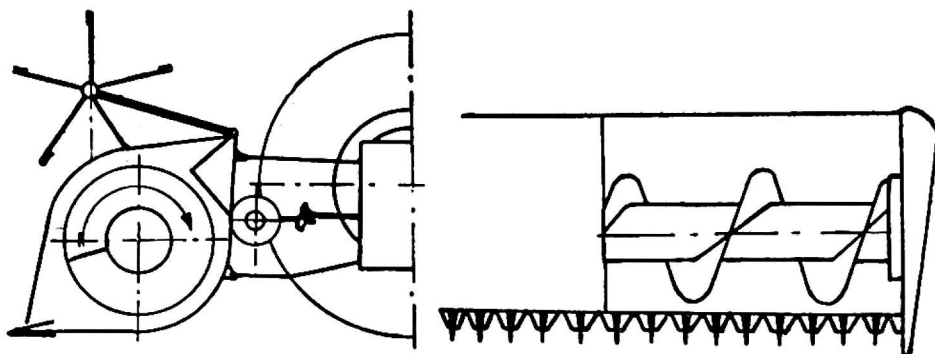
Rys. 1.3. Prasa zbierająca Massey-Harris-703

w prasie zbierającej Massey-Harris, w której przenośnik ślimakowy podaje słomę do komory prasowania. Zastosowanie przenośnika ślimakowego w silosokombajnie pokazuje rys. 2.3.

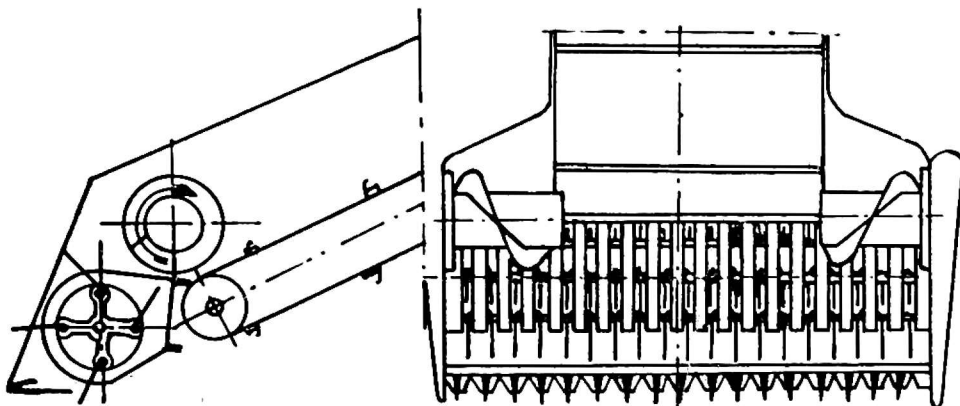
Przenośniki ślimakowe w maszynach żniwnych wyparły przede wszystkim przenośniki płócienne, które były przez długie lata stosowane i jeszcze dziś spotyka się je w takich maszynach jak np. snopowiązałka. Jak wykazały badania i praktyka, przenośniki płócienne funkcjonalnie pracujące bez zarzutu mają jedną poważną wadę, a mianowicie są wra-



Rys. 2.1. Kombajn zbożowy według projektu autora.
Przenośnik nasiębierny



Rys. 2.2. Żniwiarka pokosowa według projektu autora.
Przenośnik nasiębierny

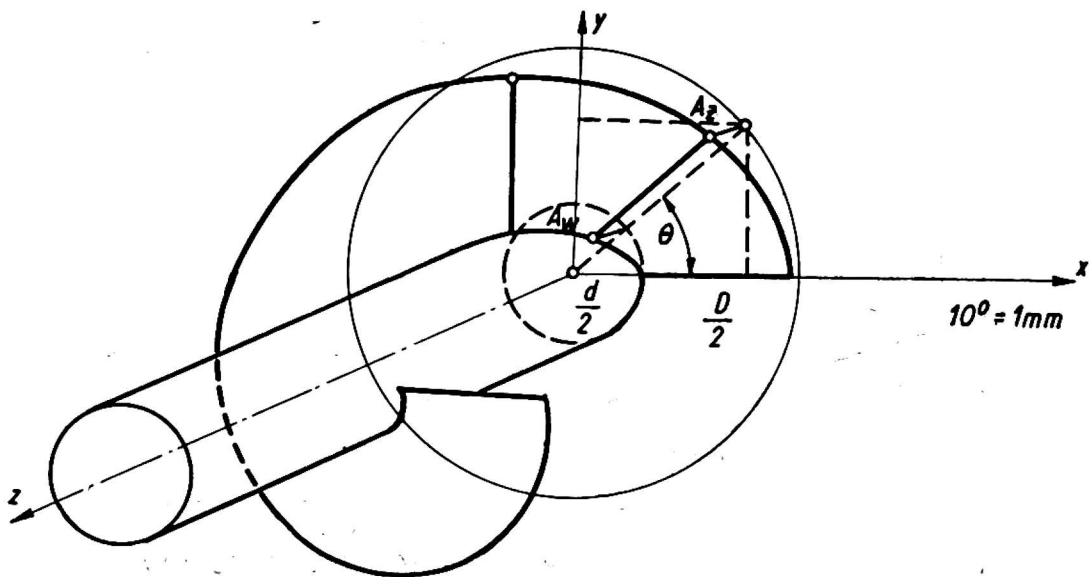


Rys. 2.3. Silosokombajn E-065/2N. Przenośnik nasiębierny

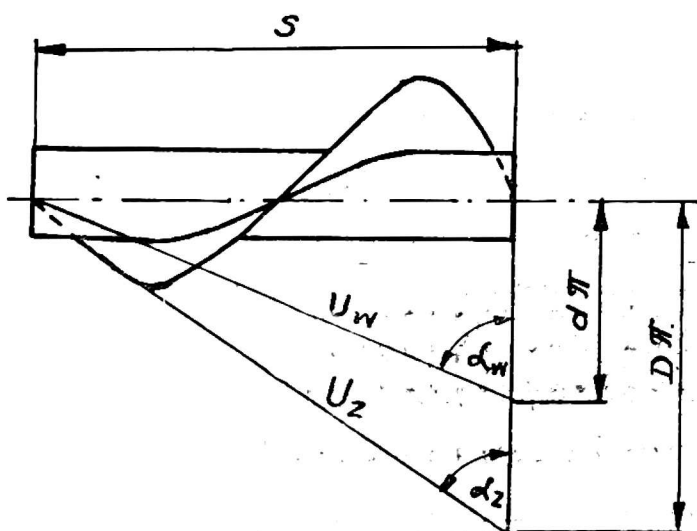
żliwe na wilgoć (jeżeli nie są gumowane), wyciągają się, wymagają więc częstych regulacji i obsługi, a przede wszystkim są drogie i szybko się zużywają. Koszt przenośnika płóciennego jest około dwa razy większy od kosztu przenośnika ślimakowego, a jego trwałość jest około 10 razy mniejsza od trwałości przenośników ślimakowych (2). Nic więc dziwnego, że przenośniki te, mimo poważnych wad (większy pobór mocy) znajdują coraz szersze zastosowanie.

2. ZASADY KONSTRUKCJI

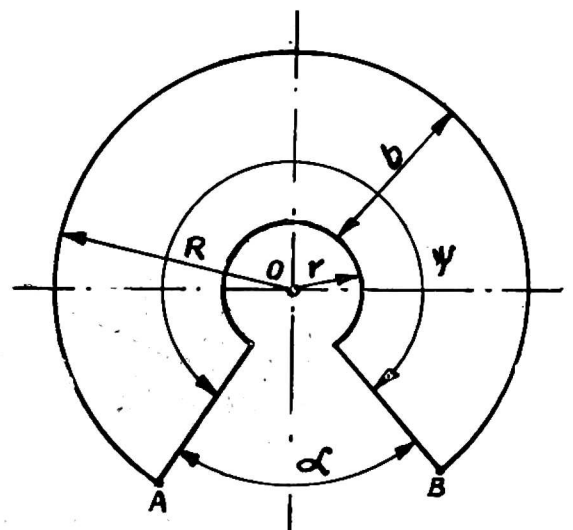
Przenośnik ślimakowy stosowany w maszynach zniwnych składa się z walca blaszanego i powierzchni śrubowej nawiniętej i przymocowanej do tego walca (rys. 3.1.), przy czym powierzchnia śrubowa powstaje na skutek pokręcania po linii śrubowej odcinka $A_w A_z$ w każdym położeniu



Rys. 3.1. Linia śrubowa



Rys. 3.2. Rozwinięcie linii śrubowej



Rys. 3.3. Wykrój na zwoje ślimaka

prostopadłego do osi „Z”. Zewnętrzną linię śrubową jaką zakreśla punkt A_z można przedstawić analitycznie za pomocą następujących równości:

$$X_{AZ} = \frac{D}{2} \cos \Theta \quad 1/1$$

$$Y_{AZ} = \frac{D}{2} \sin \Theta \quad 1/2$$

$$Z_{AZ} = \frac{S}{2\pi} \Theta = a \Theta \quad 1/3$$

jeżeli oznaczy się $a = \frac{S}{2\pi}$

W równaniach tych oznaczają:

X_{AZ}, Y_{AZ}, Z_{AZ} — współrzędne punktu A_z leżącego na zewnętrznej linii śrubowej

D — średnica zewnętrzna ślimaka

S — skok zwojów ślimaka

Θ — kąt pomiędzy tworzącą a osią X

Podobnie dla punktu A_w , leżącego na wewnętrznej linii śrubowej można napisać równanie:

$$X_{Aw} = \frac{d}{2} \cos \Theta \quad 2/1$$

$$Y_{Aw} = \frac{d}{2} \sin \Theta \quad 2/2$$

$$Z_{Aw} = a \Theta \quad 2/3$$

gdzie d oznacza średnicę walca

Obie linie śrubowe, a więc zewnętrzna i wewnętrzna, po rozwinięciu tworzą dwie linie proste (rys. 3.2.), których kąty pochylenia względem podstawy walca wynoszą:

$$\operatorname{tg} \alpha_z = \frac{S}{D\pi} \quad 3/1$$

$$\operatorname{tg} \alpha_w = \frac{S}{d\pi} \quad 3/2$$

przy czym $\alpha_w > \alpha_z$, ponieważ $D > d$. Długość linii śrubowej, odpowiadająca jednemu skokowi wynosi dla linii zewnętrznej

$$U_z = \sqrt{(D\pi)^2 + S^2} \quad 4/1$$

zaś dla linii śrubowej wewnętrznej

$$U_w = \sqrt{(d\pi)^2 + S^2} \quad 4/2$$

Powierzchnie śrubowe (zwoje) ślimaków wykonuje się w praktyce z odcinków pierścieni kołowych, których średnice zewnętrzne i wewnętrzne są odpowiednio dobrane tak, aby obwód zewnętrzny odcinka pierścienia był równy długości zewnętrznej linii śrubowej a obwód wewnętrzny pierścienia równy długości wewnętrznej linii śrubowej odpowiadającej jednemu skokowi. Na rys. 3.3. pokazano wykrój z blachy, który powstał z okrągłej tarczy o promieniu zewnętrznym R przez wycięcie koła o promieniu r i wycinka AOB (wycinek wzdłuż promieni). Wartości R , r wylicza się z następujących równań:

$$R = r + b$$

gdzie

b — oznacza wysokość zwoju (mm)

R — promień zewnętrzny pierścienia (mm)

r — promień wewnętrzny pierścienia (mm)

Ponieważ

$$U_z = R\psi = (r + b)\psi$$

$$U_w = r\psi \quad \text{stąd } r = \frac{U_w}{\psi}$$

ψ — kąt w radianach

wobec tego

$$U_z = \left(\frac{U_w}{\psi} + b \right) \psi = U_w + b\psi$$

a stąd wynika

$$\psi = \frac{U_z - U_w}{b} \quad 5$$

$$r = \frac{U_w \cdot b}{U_z - U_w} \quad 6$$

Kąt α odpowiadający wycinkowi AOB wynosi

$$\alpha_r = 2\pi - \psi \quad (\text{w radianach}) \quad 7$$

lub

$$\alpha^\circ = 360^\circ - \frac{U_z - U_w}{b} \frac{180^\circ}{\pi} \quad (\text{w stopniach})$$

Z tak przygotowanych odcinków blaszanych wykonuje się zwoje, rozciągając końce odcinków w płaszczyźnie rozcięcia i przyspawając je równocześnie do walca. Poszczególne części zwojów łączy się między sobą również przez spawanie wzdłuż tworzącej. Odcinki zwojów przenośników ślimakowych w maszynach zniwnych wykonuje się najczęściej z blachy stalowej o grubości 1,5 mm.

Do ważniejszych parametrów przenośników ślimakowych zalicza się średnicę zewnętrzną ślimaka „ D ”, średnicę walca „ d ”, wysokość zwojów „ b ”, skok zwoju „ S ” i liczbę obrotów przenośnika „ $n_{\dot{s}l}$ ”. Parametry te, w istniejących konstrukcjach maszyn żniwnych, przyjmują różne wartości i to w dość szerokich granicach. Średnice zewnętrzne ślimaków używanych do transportu mas lodygowych posiadają wymiary od 390 mm do 650 mm, a średnice walców od 150 mm do 326 mm. Podobnie skok zwojów ustalony jest przez konstruktorów w granicach 390 do 500 mm, a liczba obrotów zmienia się od 118 do 338 obr/min. Również odległość osi ślimaka od przyrządu tnącego zmienia się w dość dużych granicach. Stosunek średnicy zewnętrznej ślimaka do wspomnianej odległości waha się (2) w granicach 0,55 do 1,02, średnio 0,63.

Tak duży zakres zmienności podstawowych parametrów konstrukcyjnych przenośników ślimakowych jest podyktowany niekiedy ogólnymi względami konstrukcyjnymi (np. dobór przekładni), często jednak wpływa to stąd, że jak dotychczas, brak jest pełnej analizy pracy przenośników ślimakowych transportujących materiały lodygowe i wiele konstrukcji robionych jest po prostu na tzw. „wyczucie konstruktora”.

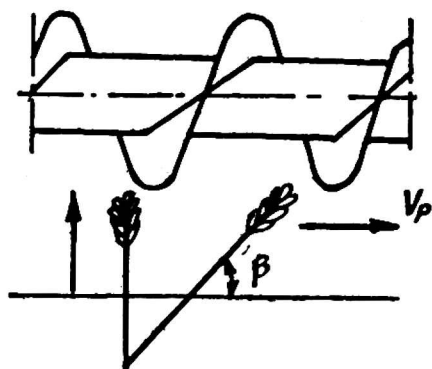
3. OCENA DOTYCHCZASOWYCH PRAC Z ZAKRESU TEORII DZIAŁANIA PRZENOŚNIKÓW ŚLIMAKOWYCH, TRANSPORTUJĄCYCH MATERIAŁY ŁODYGOWE

Prace dotychczasowe dotyczące teorii działania przenośników ślimakowych transportujących materiały lodygowe można by podzielić na dwie grupy, a mianowicie: do grupy pierwszej można zaliczyć prace zajmujące się wyłącznie teorią ruchu materiałów lodygowych w przestrzeni pomiędzy ślimakiem a osłoną ślimaka, do drugiej grupy można włączyć prace i badania mające na celu określenie wielkości występujących sił i dokonanie bilansu energetycznego.

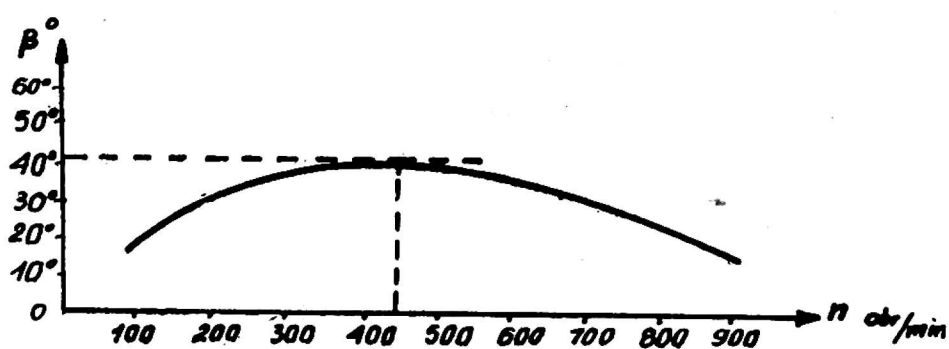
Do pierwszej grupy prac należą prace opublikowane w dużym skrócie w „Landtechnische Forschung” Heft 2/55 r. pt.: „Die Förderung von Halmgut durch Förderschnecken”. Praca została wykonana przez Dpl. Ing. Römer’a i Dipl. Ing. W. Urban’a. Wnioski z tej pracy oparte są na badaniach przeprowadzonych przez autorów na stanowisku, specjalnie do tego przygotowanym, na którym można było badać ślimaki o różnych parametrach konstrukcyjnych, jak również można było określić wpływ takich np. czynników jak szybkość podawania masy zbożowej na prace przenośnika, stopień zgniotu, poślizgi itp. Badania ograniczają się jedynie do określenia zjawisk zachodzących przy transporcie zboża (żyta) o długości 1,25 m, stosunku ciężaru ziarna do ciężaru słomy równym 1 : 1,6

i wilgotności około 14,5%. Wnioski jakie wyciągnęli autorzy z własnych badań mają umożliwić konstruktorom dobranie odpowiednich parametrów ślimaka dla określonej jego wydajności. Według autorów — w przeciwieństwie do materiałów sypkich — materiały łądogowe nie wypełniają przestrzeni pomiędzy walcem ślimaka, zwojami i osłoną ślimaka, a jedynie są zgniatane zwojami ślimaka w przestrzeni pomiędzy zewnętrzną średnicą zwojów a osłoną ślimaka i następnie przesuwane w kierunku wynikającym ze skrętu zwojów. Odległość pomiędzy zwojami a osłoną nie może być zbyt wielka, gdyż wtedy tylko część masy jest przesuwana w kierunku poosiowym, dolna zaś warstwa, stykająca się z osłoną leży nieporuszona. Grubość warstwy transportowanej zależy zresztą od obrotów przenośnika i tak np. przy 500 obr/min warstwa 30 mm była w ruchu podczas gdy przy 100 obr/min warstwa ta nie może być większa od 8 mm. W badaniach ustalono taką właśnie odległość zwojów od osłony ($a = 8$ mm).

W badaniach uwzględniono jedynie szczególny przypadek pracy przenośnika, a mianowicie ten, w którym łądygi zboża były podawane prostopadle od osi ślimaka. W tym układzie stwierdzono, że ślimak o parametrach $D = 480$ mm, $d = 280$ mm, $s = 300$ mm, $a = 8$ mm, powoduje odchylenie łądyg o kąt β w kierunku prędkości poosiowej ślimaka. Rys. 4.1. Kąt β przy wydajności 1 kG/sek zmienia się w zależności od liczby obrotów ślimaka w ten sposób, że początkowo (rys. 4.2.) przy małej liczbie obrotów ślimaka kąt β jest nie duży, następnie zwiększa się wraz ze zwiększeniem się liczby obrotów aż do osiągnięcia maksimum ($\beta_{\max} = 40^\circ$) przy 450 obr/min, by przy dalszym zwiększeniu liczby obro-



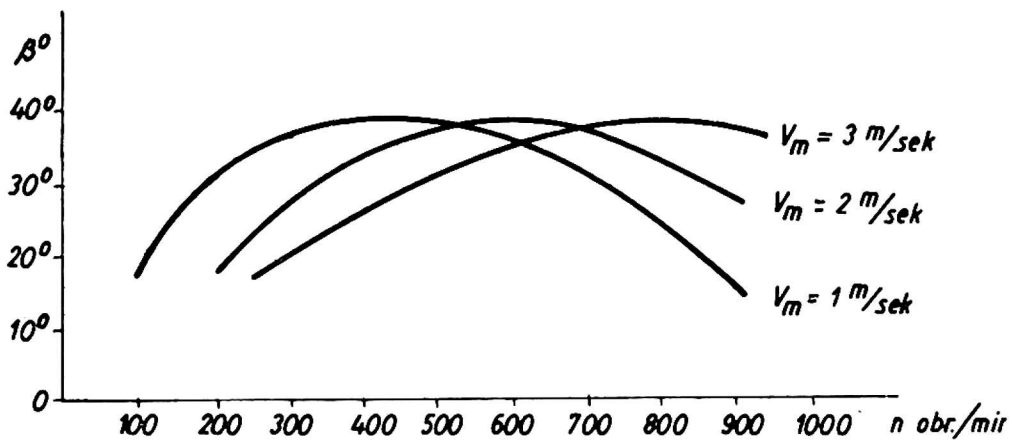
Rys. 4.1. Odchylenie łądyg zwojami przenośnika



Rys. 4.2. Wpływ liczby obrotów n na kąt odchylenia łądyg β

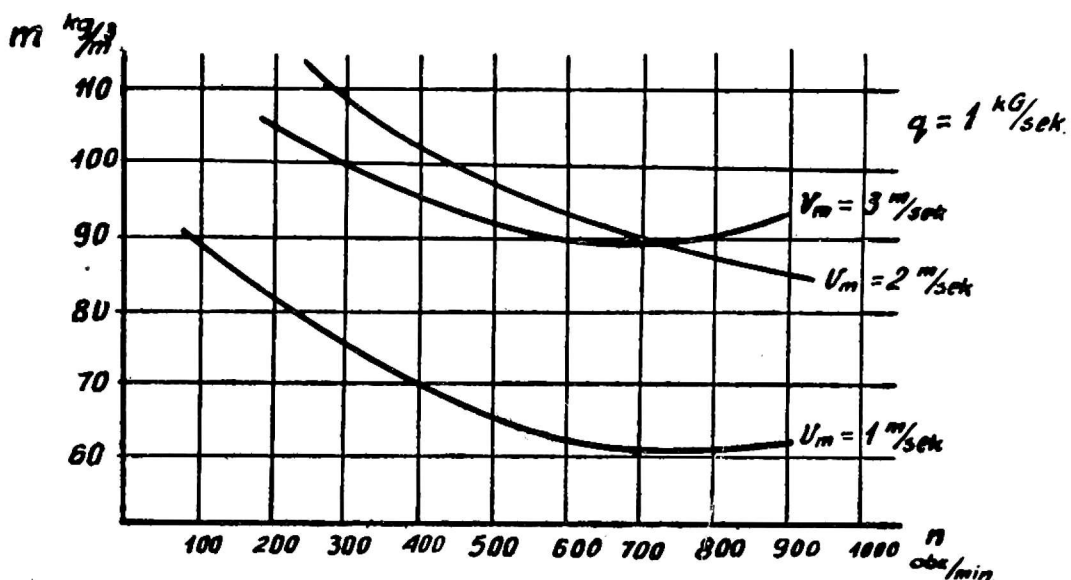
tów znów maleć. Na kąt β ma wpływ również szybkość podawania masy, a więc szybkość jazdy maszyny. Wpływ ten jest tego rodzaju, że ze zwiększeniem prędkości podawania wielkość max kąta β wynosząca jak poprzednio około 40° przypada na większą liczbę obrotów przenośnika. Rys. 4.3.

Przesuw masy łądogowej, według autorów, jest możliwy dopiero przy

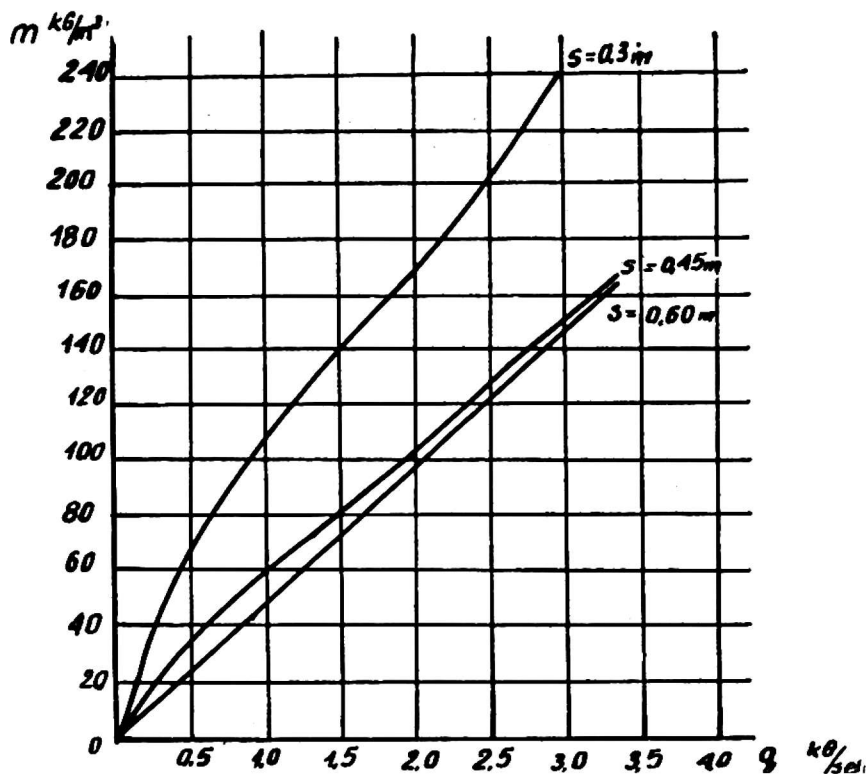


Rys. 4.3. Wpływ prędkości podawania materiału V_m na wielkość kąta β

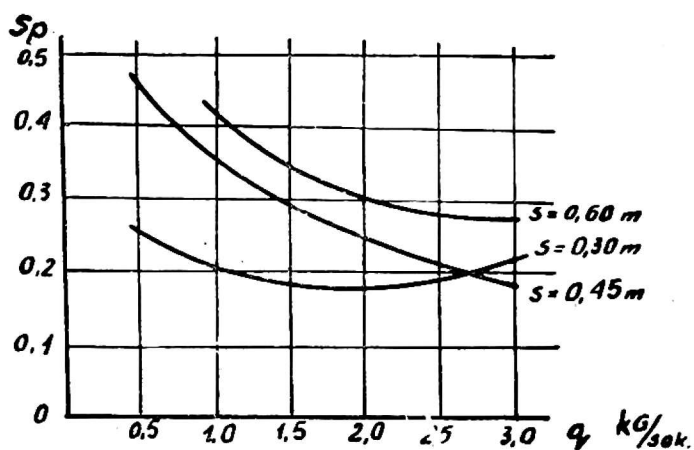
odpowiednim zgnieceniu (sprasowaniu) łądyg. Stopień zgniotu, jak wykazały badania, jest funkcją kilku czynników, a mianowicie liczby obrotów n , prędkości podawania V_m , skoku s , wydajności q i odległości zwojów od osłony a . Okazało się, że ze zwiększeniem liczby obrotów stopień zgniotu maleje, rys. 5.1, natomiast przy tej samej wydajności $q = 1$ kG/sek, zwiększenie prędkości podawania powoduje znaczne zwiększenie stopnia zgniotu. Zwiększenie stopnia zgniotu m (kG/m³) zwiększa opory przesuwania i obciąża wał i łożyska przenośnika. Wpływ wielkości skoku i wydajności na stopień zgniotu przedstawiono wykresnie na rys. 5.2. Jak wynika z tego wykresu, zwiększenie skoku od 300 mm do 450 mm powoduje, że stopień zgniotu m maleje, dalsze natomiast zwiększenie skoku nie daje już korzyści, gdyż stopień zgniotu nie zmniejsza się. Oznacza to, że rzeczywista prędkość materiału w kierunku poosiowym nie wzrasta, mimo że prędkość teoretyczna przy skoku $s = 0,6$ m jest większa niż przy $s = 0,45$ m. A zatem przy ślimakach o skokach większych od 0 45 m wzrasta poślizg. Wzrost wydajności q kG/sek powoduje zwiększenie stopnia zgniotu.



Rys. 5.1. Zależność stopnia zgniotu m od n i V_m



Rys. 5.2. Wpływ przepustowości q i skoku S na stopień zgniotu m



Rys. 5.3. Zmienność poślizgu S_p w zależności od skoku S i przepustowości q

Poślizg materiału względem zwoi ślimaka, mierzony w kierunku poosiowym, ma bardzo istotne znaczenie, decyduje bowiem o rzeczywistej prędkości przesuwania materiału. Teoretyczna prędkość poosiowa wynika z liczby obrotów ślimaka i jego skoku.

$$V_p = \frac{n \cdot S}{60}$$

W rzeczywistości jednak na skutek występującego poślizgu

$$S_p = \frac{S - l}{S}$$

l — rzeczywisty przesuw materiału w kierunku poosiowym na jeden obrót ślimaka

Rzeczywista prędkość przesuwu poosiowego będzie wynosić:

$$V_p = \frac{n \cdot l}{60} = \frac{n \cdot S (1 - S_p)}{60} \quad (8)$$

Zmianę poślizgu poosiowego S_p w zależności od obciążenia q kG/sek i S ilustruje wykres na rys. 5.3. Poślizg w kierunku obwodowym, jak wykazały badania, jest dość duży i wynosi od 0,8—0,9, co jest w tym przypadku zjawiskiem korzystnym.

Na podstawie przedstawionych wyników, można przy znanych parametrach określać wydajność przenośnika ślimakowego transportującego materiał łądogowych, a mianowicie:

$$q = V_p \cdot F \cdot m = \frac{n \cdot S (1 - S_p)}{60} \cdot F \cdot m \frac{\text{kG}}{\text{sek}} \quad (9)$$

W równaniu tym F oznacza przekrój warstwy zboża zgniecionej zwojami ślimaka

$$F = a \cdot b \text{ (m}^2\text{)}$$

a — szczelina, b — długość czynna osłony

Końcowe wnioski dotyczące szczegółów konstrukcyjnych przenośnika zalecają stosowanie ostrych i gładkich krawędzi zewnętrznych zwojów oraz dla zmniejszenia przesuwu w kierunku obwodowym stosowanie podłużnych karbów lub listew zgarniających łądogi ze zwojów ślimaka. Obserwacje wykazały, że sprawność przenośników ślimakowych jest bardzo mała i z tego względu autorzy zalecają stosować ślimaki jedynie przy bardzo krótkich drogach transportowania.

Ogólnie można stwierdzić, że praca inżynierów niemieckich G. Römer'a i W. Urban'a jest bardzo ciekawa zwłaszcza, że podejmuje próbę wyjaśnienia teorii działania omawianych przenośników. Tym niemniej może być ona potraktowana jedynie jako przyczynek wyjaśniający szczególny przypadek pracy przenośnika ślimakowego przy transporcie zboża podawanego bardzo równomiernie w kierunku prostopadłym do osi ślimaka i pod zwoje ślimaka, co jak wiadomo z badań i obserwacji, zdarza się tylko w takich maszynach jak np. prasy zbierające Massey-Harris, rys. 1.3, gdzie podsiębierny przenośnik łańcuchowy podaje wstępnie zgniecioną słomę pod zwoje ślimaka. W kombajnach zbożowych natomiast łądogi ściętego zboża częściowo dostają się pod zwoje, a częściowo padają na walce i zwoje ślimaka, przy czym kąt łądog w stosunku do osi ślimaka jest bardzo różny.

W omawianej pracy charakterystyczne jest również stwierdzenie, że materiał łądogowy jest przesuwany jedynie krawędziami zewnętrznymi zwojów ślimaka, nie uczestniczą natomiast w oddziaływaniu na materiał

boczne powierzchnie zwojów. Ten pogląd jest według mnie dyskusyjny i inni autorzy mają również nieco odmienne zdanie, chociaż zasadniczy wpływ przy podsiębiernym ślimaku będzie miało, tak jak podają autorzy niemieccy, działanie krawędzi zewnętrznych ślimaka.

We wzorze na wydajność występuje wielkość przekroju warstwy zgniecionej masy. Określenie tej wielkości jest podane w pracy w sposób niedostatecznie dokładny i może budzić wątpliwości, zwłaszcza że możliwa jest dość duża dowolność w określaniu tej wielkości nie tylko w badaniach, ale i przy projektowaniu. Ponadto, ponieważ wydajność q zależy między innymi od przekroju warstwy jak i od stopnia zgniotu, zatem nasuwa się uwaga, że od szczegółów konstrukcyjnych ślimaka i osłony i ich wzajemnego układu będą zmieniać się te wartości w sposób bliżej nieokreślony ani badaniami, ani rozważaniami teoretycznymi.

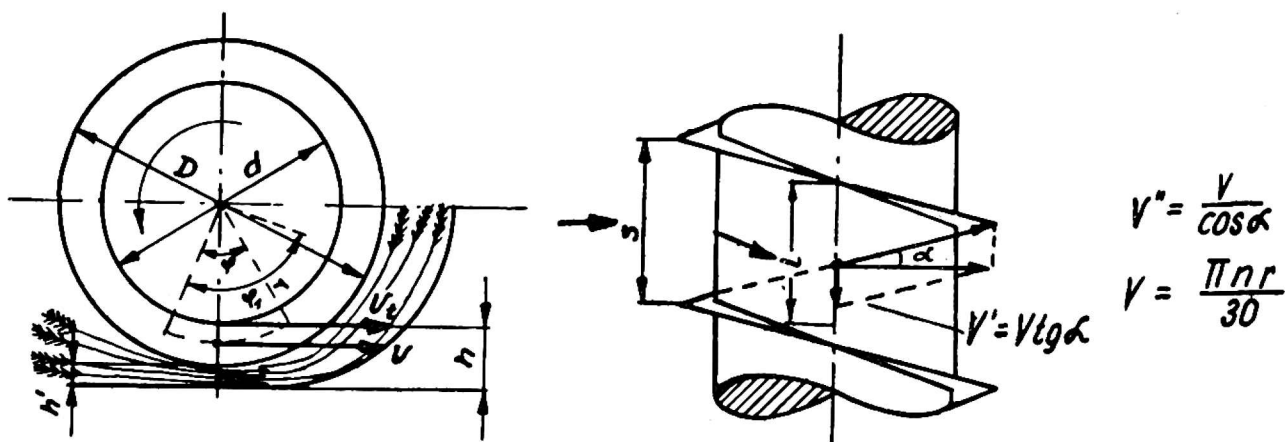
Prof. dr Cz. Kanafojski w II tomie podręcznika „Narzędzia i Maszyny Rolnicze” (3), przy omawianiu zespołu żniwnego kombajnów zbożowych, zajmuje się również teorią działania przenośników ślimakowych. Na podkreślenie zasługuje fakt, że według prof. Kanafojskiego, działanie przenośnika ślimakowego nie może być rozpatrywane w oderwaniu od współpracujących zespołów takich jak przyrząd tnący i motowidło, które wywierają istotny wpływ na sposób działania przenośnika, jego wydajność i sprawność. W przeciwieństwie do autorów niemieckich, prof. Kanafojski stwierdza, że przenośnik ślimakowy nie tylko wciąga zboże pod zwoje, ale również powoduje przesuwanie górną powierzchnią ślimaka tej części źdźbeł, które padły na przenośnik i dopiero w końcowej fazie wciąga je pod zwoje. Według prof. Kanafojskiego „...praca ślimaka polega na tym, że siły tarcia występujące na powierzchni zwojów i cylindrycznej powierzchni ślimaka, jak również tarcie wewnątrz materiału, wciągają materiał między ślimak a rynnę z pewną teoretyczną przeciętną prędkością (rys. 6. 1).

$$V = r \frac{\pi n}{30}$$

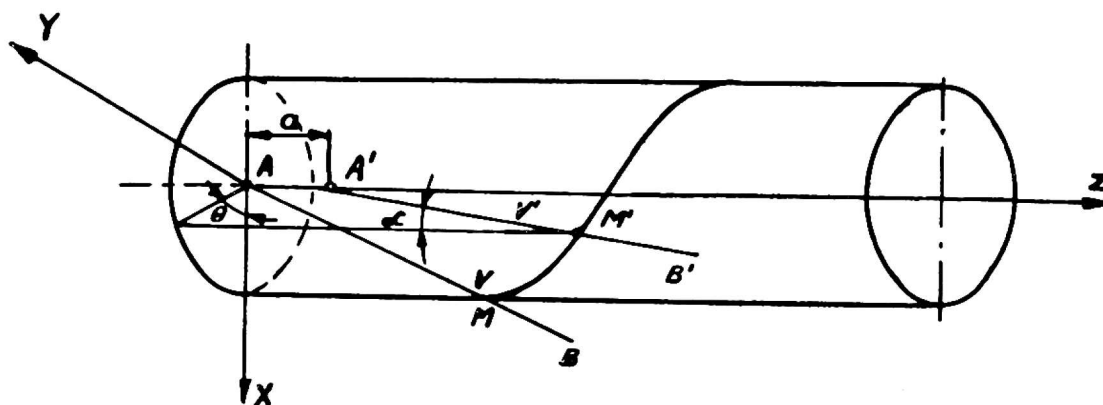
gdzie

$$r = \frac{D + d}{4}$$

Ze względu na poślizgi zachodzące między źdźbłami a rotacyjnymi powierzchniami ślimaków, jak również między źdźbłami, oraz ze względu na tarcie zachodzące między źdźbłami a dolną powierzchnią rynny, rzeczywista prędkość wciągania materiału jest mniejsza. Występuje więc poślizg poprzeczny, którego wielkość zależy od rodzaju materiału, grubości wciąganej warstwy materiału i jego wilgotności oraz jest tym



Rys. 6.1. Kinematyka transportu przenośnikiem ślimakowym



Rys. 6.2. Określenie parametrów linii śrubowej

mniejszy, im grubsza jest warstwa i bardziej wilgotny materiał. Na skutek sprężystości materiał po dostaniu się do górnej części rynny, oddziela się od powierzchni ślimaka i nie jest dalej podnoszony w górę, lecz przesuwany zwojami wzdłuż rynny z pewną teoretyczną prędkością $V^1 = V \operatorname{tg} \alpha$. W tym wypadku również z powodu wymienionego poślizgu i tarcia o ścianki rynny rzeczywista prędkość osiowego przesuwania materiału jest mniejsza od teoretycznej”.

Teoria działania przenośnika ślimakowego przedstawiona przez prof. Kanafojskiego, różni się w sposób zasadniczy od teorii podanej przez autorów niemieckich. Różnica polega na tym, że według prof. Kanafojskiego w przesuwaniu materiału uczestniczą nie tylko krawędzie zewnętrzne zwojów, ale i boczne powierzchnie zwojów, a masa łądogywa wypełnia w większym lub mniejszym stopniu przestrzeń między osłoną (rynną) a walcem ślimaka. Następnie prof. Kanafojski rozróżnia jakby dwa etapy oddziaływania ślimaka na materiał łądogywy, a mianowicie: pierwszy etap — to wciąganie podawanego materiału w kierunku prostopadłym do osi ślimaka, czyli wciąganie i przesuwanie obwodowe, a dopiero kiedy materiał dostanie się do górnej części rynny i oddzieli się od powierzchni walca ślimaka następuje drugi etap — tzn. przesuwanie materiału w kierunku poosiowym. Według autorów niemieckich materiał

łodygowy podawany do przenośnika jest przede wszystkim odchylony w kierunku poosiowym zwojami ślimaka (można przypuszczać, że bocznymi powierzchniami), a następnie, albo równocześnie przesuwany w kierunku poosiowym i obwodowym, przede wszystkim jednak w kierunku poosiowym.

Analizą pracy przenośników ślimakowych zajmują się również radzieccy pracownicy naukowcy, a szczególnie kandydat nauk technicznych doc. I. N. Gurow z Rostowskiego Instytutu Maszyn Rolniczych, którego referat, wygłoszony na drugiej Wszechzwiązkowej Konferencji Naukowo-Technicznej, został opublikowany w roku 1959 (2). Podobnie jak prof. Kanafojski, doc. Gurow podkreśla w swoim referacie, że przenośnik ślimakowy współpracuje z przyrzędem tnącym i motowidłem. Dlatego też pracę ślimaka określa się nie tylko jego własnymi cechami, ale i położeniem ślimaka względem przyrzędu tnącego, szczeliną między zewnętrznymi krawędziami linii śrubowej a osłoną hederu, położeniem ślimaka w stosunku do osłony przeciwwietrznej, położeniem ślimaka odnośnie motowidła i szeregiem innych czynników...". Podczas pracy ślimaka (patrząc na przekrój poprzeczny) tworzy się strefa, która z jednej strony jest ograniczona kręgiem zatoczonym przez listwę motowidła — z drugiej obwodem zewnętrznym ślimaka i z trzeciej — stołem (rynną) hедера. Im większa średnica ślimaka i motowidła, tym większa jest ta strefa. Powiększenie średnicy ślimaka w wielu przypadkach jest celowe, lecz jest to ograniczone dopuszczalną minimalną średnicą motowidła.

Transport materiału łodygowego przenośnikiem ślimakowym odbywa się według doc. Gurowa na skutek występowania sił normalnych i stycznych do powierzchni śrubowych zwojów ślimaka. Składowe siły normalnych można wyliczyć na podstawie następujących wzorów:

$$N_x = N (\cos \alpha \cos \Theta \sin \eta - \sin \Theta \sin \eta) \quad 10/1$$

$$N_y = N (\cos \alpha \sin \alpha \sin \Theta \sin \eta + \cos \Theta \cos \eta) \quad 10/2$$

$$N_z = N \sin \alpha \sin \eta$$

W równaniach tych oznaczają:

N — nacisk normalny do powierzchni śrubowej
 α, Θ — kąty oznaczone na rys. 6. 2.

$$\sin \eta = \frac{V}{\sqrt{a^2 + V^2}}; \quad \cos \eta = \frac{a}{\sqrt{a^2 + V^2}};$$

gdzie

V — oznacza wektor tworzący powierzchnię śrubową

$$a = \frac{S}{2\pi}$$

Ponieważ pomiędzy powierzchnią śrubową a materiałem, który przesuwa ślimak występuje poślizg, to oprócz sił nacisku występują siły tarcia. W rezultacie geometrycznego składania sił otrzymuje się siłę wypadkową, która powoduje przemieszczenie materiału. Składowe siły tarcia można wyliczyć z następujących zależności:

$$F_x = -fN \frac{V \sin \alpha \sin \Theta}{\sqrt{V^2 \sin^2 \alpha + a^2}} \quad 11/1$$

$$F_y = fN \frac{V \sin \alpha \cos \Theta}{\sqrt{V^2 \sin^2 \alpha + a^2}} \quad 11/2$$

$$F_z = fN \frac{a}{\sqrt{V^2 \sin^2 \alpha + a^2}} \quad 11/3$$

gdzie

f — oznacza współczynnik tarcia materiału o powierzchnię śrubową ślimaka

F — siła tarcia

W rezultacie działania siły N i F otrzymuje się siłę wypadkową R o składowych:

$$R_x = N (\cos \alpha \cos \Theta \sin \eta - \sin \Theta \cos \eta + f \cdot \frac{V \sin \alpha \sin \Theta}{\sqrt{V^2 \sin^2 \alpha + a^2}}) \quad 12/1$$

$$R_y = N (\cos \alpha \sin \Theta \sin \eta + \cos \Theta \cos \eta + f \cdot \frac{V \sin \alpha \cos \Theta}{\sqrt{V^2 \sin^2 \alpha + a^2}}) \quad 12/2$$

$$R_z = N \left(\sin \alpha \sin \mu + f \frac{a}{\sqrt{V^2 \sin^2 \alpha + a^2}} \right) \quad 12/3$$

Kąt pomiędzy kierunkiem działania siły wypadkowej R a osią Z wylicza się ze wzoru:

$$\cos (\bar{R}, \bar{Z}) = \frac{a \sin \varphi}{\sqrt{V^2 \sin^2 \alpha + a^2}} - \frac{V \sin \alpha \cos \varphi}{\sqrt{a^2 + V^2}} \quad 13$$

gdzie

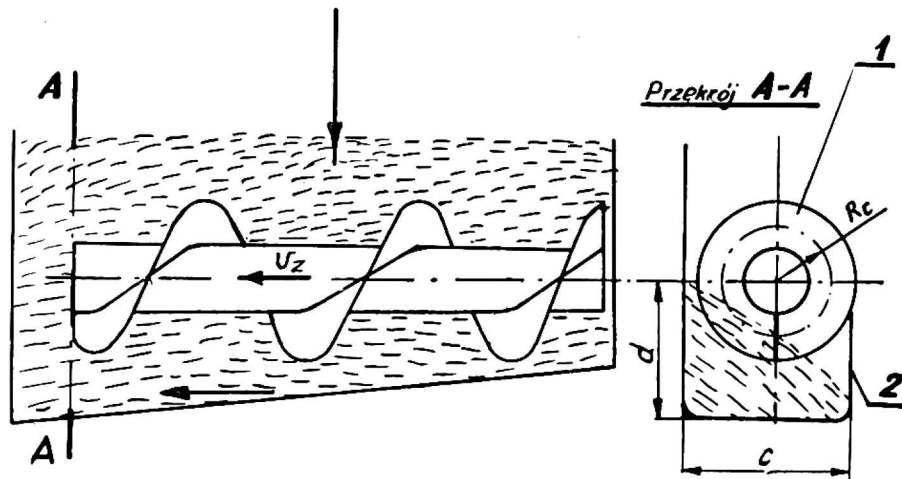
φ — oznacza kąt tarcia materiału o powierzchnię śrubową ślimaka

Do przesuwania materiału wzdłuż osi Z jest konieczne, aby kąt pomiędzy wypadkową siłą R a osią Z był równy 180° , czyli $\cos (R, Z) = -1$. Jak wynika jednak z analizy wzoru na $\cos (R, Z)$ wartość cosinusa tego kąta jest zawsze różna od -1 . Można jednak i należy dążyć do tego, aby $\cos (R, Z)$ miał wartość zbliżoną do -1 . Uzyskać to można przez maksymalne zwiększenie wartości $\sin \alpha$, czyli przez zastosowanie powierzchni śrubowej, której tworząca w każdym położeniu jest prostopadła do osi Z . Wtedy bowiem kąt $\alpha = 90^\circ$, a $\sin \alpha = 1$. Następnie należy dobierać

niezbyt dużą wielkość na $a = \frac{S}{2\pi}$ stosować duże wielkości wektora V .

Ten ostatni wniosek wskazuje, że poosiowe przesuwanie materiału zachodzi szczególnie w pobliżu zewnętrznego obwodu zwojów ślimaka.

Rozważania doc. Gurowa jakkolwiek na wstępie naświetlają we właściwy sposób złożoność pracy przenośnika ślimakowego, w dalszym eta-

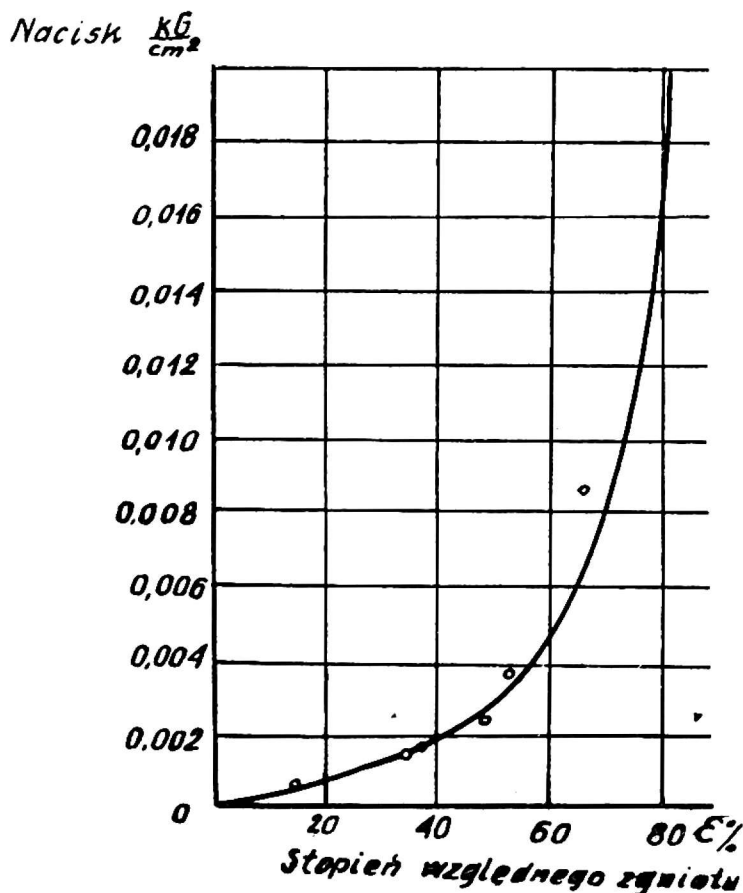


Rys. 7.1. Schemat ślimaka z osłoną: 1 — ślimak, 2 — zgarniacz

pie oparte są na daleko posuniętych uproszczonych założeniach tak, że w efekcie wyprowadzone zależności odpowiadają zależnościom występującym przy transporcie materiałów sypkich. Tym niemniej pracę tę

należy ocenić jako bardzo interesującą i ujmującą we wzory matematyczne prawidła ruchu cząstek materialnych po powierzchniach śrubowych.

Wymienione wyżej prace, jak już wspomniano, traktują przede wszystkim na temat teorii ruchu cząstek materiału pod działaniem powierzchni śrubowej. Jak dotychczas brak było próby określenia wielkości sił i energii pobieranej przez przenośnik ślimakowy transportujący materiały łodygowe. Pierwszą taką próbą wydaje się być opracowanie dokonane przez radzieckich pracowników naukowych, kand. nauk techn. I. M. Zelcermana i inż. B. A. Popowa, współautorów II tomu „Spraw-



Rys. 7.2. Zależność nacisku na siano od stopnia względnego zgniotu

wocznika konstruktora sielskochozajstwiennych maszyn" wydanego w r. 1961 pod redakcją inż. A. W. Krasniczenki (5). Autorzy tego opracowania zajmują się przede wszystkim obliczeniami wskaźników techniczno-eksploatacyjnych i energetycznych przenośników ślimakowych pracujących w prasach zbierających (układ jak na rys. 1.3.) przy transporcie słomy zbieranej po kombajnach lub siana zgarniętego w odpowiednie wały. W tym szczególnym przypadku mamy do czynienia z podawaniem materiału lodygowego poniżej osi ślimaka, czyli jakby pod zwoje ślimaka. Jak wynika z zamieszczonych schematów, jak również z toku obliczeń, autorzy rozpatrują zjawisko przesuwania materiałów lodygowych w podobny sposób jak prof. Kanafojski i doc. Gurow, z tym, że widać wyraźnie tendencję do jak największego przystosowania wzorów używanych przy obliczeniach przenośników ślimakowych transportujących materiały sypkie, również do przenośników ślimakowych używanych do transportu materiałów lodygowych.

Sposób rozumowania k. n. t. Zelcermana i inż. Popowa jest następujący: transport materiału lodygowego następuje między zwojami ślimaka a kierującą osłoną (rys. 7.1.), którą w niektórych konstrukcjach wykonuje się o zmiennym przekroju. Prędkość poosiowa przesuwanego materiału jest równa:

$$V_p = 0,8 \frac{S \cdot n}{60} \text{ (m/sek)}$$

We wzorze tym autorzy przyjęli wartość poślizgu poosiowego równą 0,2.

Wydażność ślimaka określa się wzorem:

$$q = 0,8 \psi_{sl} d \cdot c \cdot \frac{Sn}{60} \gamma \left(\frac{\text{kG}}{\text{sek}} \right)$$

gdzie

ψ_{sl} = 0,65—0,85 — współczynnik zapełnienia ślimaka

d, c — wymiary osłony w (m)

γ — ciężar objętościowy materiału w $\left(\frac{\text{kG}}{\text{m}^3} \right)$

Przy założonej wydażności minimalna liczba obrotów ślimaka jest równa:

$$n_{\min} = \frac{75 q}{\psi d \cdot c \cdot S \cdot \gamma} \text{ obr/min} \quad 14$$

Moment na wale ślimaka jest równy:

$$M = P \cdot R_{sr} \text{ tg } (\alpha + \varphi) \quad 15$$

gdzie

α — oznacza kąt pochylenia środkowej linii śrubowej

φ — oznacza kąt tarcia

R_{sr} — promień średni $\left(R_c = \frac{D + d}{4} \right)$

P — opór tarcia materiału o osłonę kierującą

W obliczeniach opór P określa się wzorem:

$$P = p \cdot F_{\text{osł}} \cdot f$$

gdzie

p — ciśnienie materiału na ściany osłony kierującej w kG/cm^2

$F_{\text{osł}}$ — powierzchnia zetknięcia się materiału z osłoną w cm^2

Ciśnienie p znajduje się z wykresu rys. 7.2, jeśli znany jest względny zgniot materiału, w tym przypadku wykres podaje wartości dla siana

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{\gamma_o}{\gamma} \right) 100\% \quad 16$$

gdzie

γ_o — ciężar objętościowy siana w wałku $\left(\frac{\text{kG}}{\text{m}^3} \right)$

γ — ciężar objętościowy siana w osłonie ślimaka $\left(\frac{\text{kG}}{\text{m}^2} \right)$

W przykładzie podanym przez autorów wartość względnego zgniotu siana

$$\varepsilon = 50\% \left(\gamma_o = 10 \frac{\text{kG}}{\text{m}^3}; \gamma = 20 \frac{\text{kG}}{\text{m}^3} \right)$$

Moc potrzebna do napędu ślimaka jest równa

$$N = \frac{M \omega}{75 \mu} = \frac{\pi f p F_{\text{osł}} R_{\text{sr}} n \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{2250 \eta} \quad 17$$

gdzie

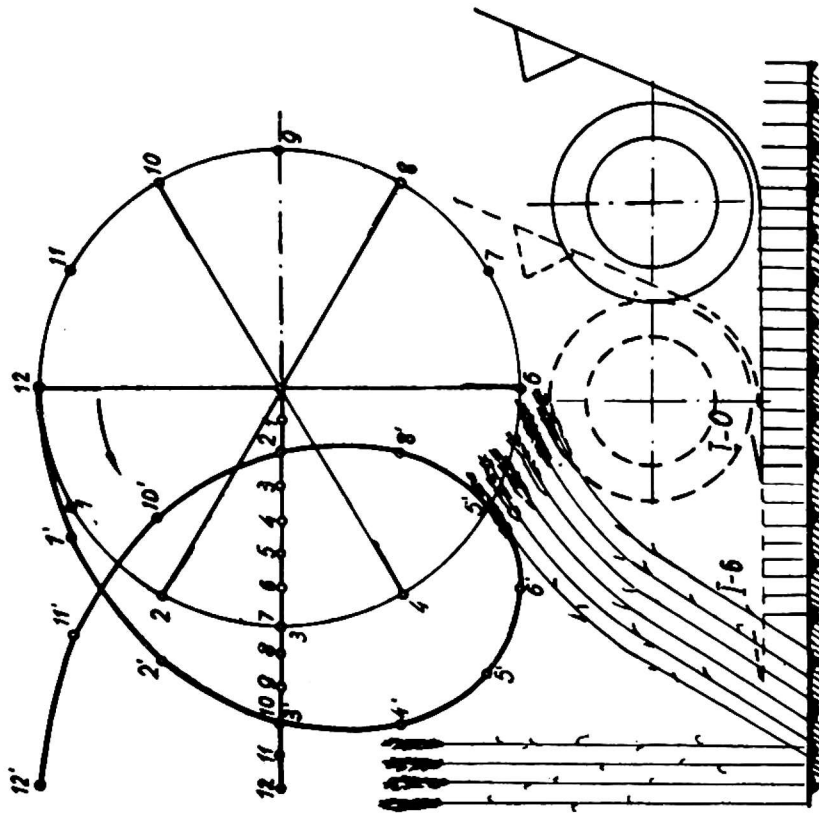
η — 0,6—0,7 współczynnik sprawności ślimaka

Na podstawie przytoczonych wyżej zasadniczych tez poszczególnych autorów zajmujących się zagadnieniami transportu materiałów łodygowych przenośnikiem ślimakowym można stwierdzić, że u większości autorów rozważania teoretyczne, a nawet doświadczenia ograniczyły się do szczególnego przypadku, kiedy materiał transportowany jest po osłonie ślimaka i jest przesuwany dolną częścią zwojów. Jedynie prof. Kanafojski (3) zwrócił uwagę na transportowanie materiałów łodygowych takich jak np.: zboże również górną częścią zwojów, co ma bardzo często miejsce w kombajnach zbożowych. Zależy to od parametrów motowidła i wzajemnego ustawienia ślimaka i motowidła. Na fakt ten zwróciłem uwagę (1) w r. 1955 przy okazji badania samobieżnego kombajnu firmy Massey-Harris i kombajnów radzieckich S-4. W kombajnie MH-780, dzięki stosunkowo niedużej średnicy motowidła i małemu stosunkowi szybkości obwodowej motowidła do szybkości jazdy kombajnu, oraz dzięki niskiemu ustawieniu wału motowidła, zboże było początkowo odchylane

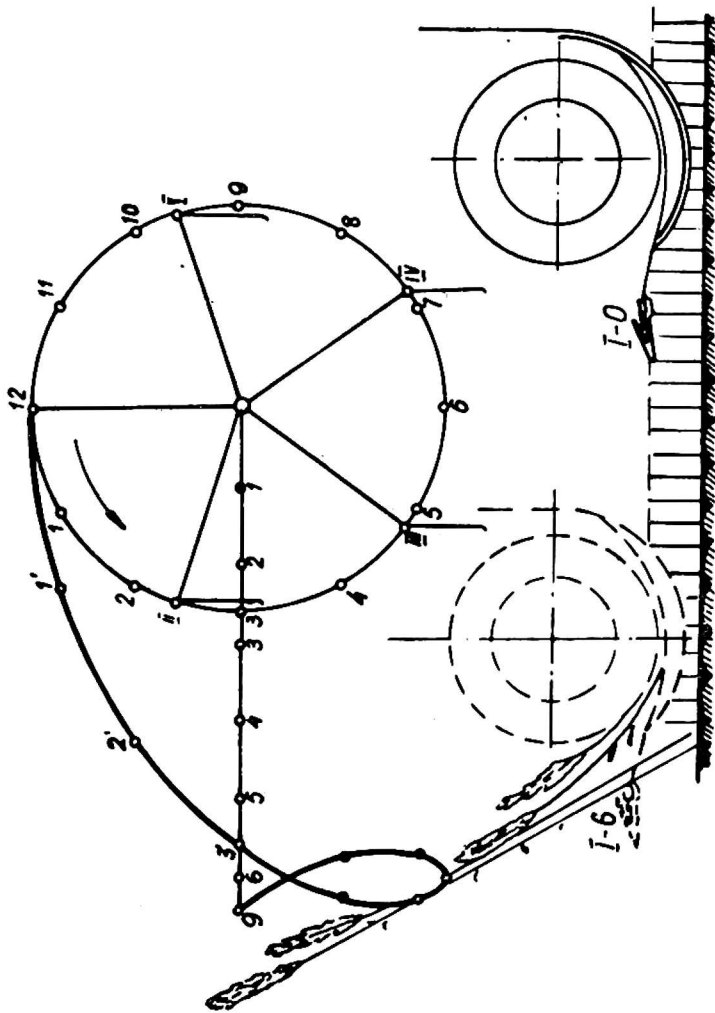
ku przodowi, rys. 8. 1, a następnie knowiem wprowadzane pod zwoje ślimaka. Tak pracujący ślimak nazwałem ślimakiem podsiębiernym, jakkolwiek i w tym przypadku niektóre źdźbła padały od góry na przenośnik i były nim przesuwane ku środkowi kombajnu. Transport po górnej powierzchni ślimaka odbywał się w dużym stopniu w przypadku, gdy prędkość obwodowa motowidła znacznie przewyższała prędkość jazdy $\frac{V_m}{V_j} > 2$, (rys. 8. 2). Pracę ślimaka podsiębiernego można zaobserwować szczególnie przy zbiorze zbóż wyległych jadąc „pod włos”. Wtedy wszystkie źdźbła dostają się pod zwoje ślimaka i są niejako zaciskane między krawędziami zewnętrznymi zwojów a osłoną hederu, przy czym na skutek takiego działania następuje wyrywanie zboża z korzeniami lub urywanie źdźbeł jeszcze przed ścięciem ich przez przyrząd tnący. Zjawisko to powoduje nadmierne obciążenie ślimaka i praca w tych warunkach jest niemożliwa. W takich przypadkach najbardziej celowym jest zwiększenie szczeliny pomiędzy ślimakiem a osłoną.

Obserwowanie tego zjawiska i jego analiza spowodowały zaprojektowanie przeze mnie hederu do kombajnu S-4, w którym w miejsce dotychczasowych ślimaków podsiębiernych, rys. 1. 1, zastosowano ślimaki nasiębierne, rys. 2. 1, które charakteryzują się przeciwnym kierunkiem obrotów i przeciwną zwojnością w porównaniu do ślimaków podsiębiernych. Ślimaki nasiębierne transportują ścięte zboże górną częścią ślimaka, nie są tak obciążone jak podsiębierne, bo nie występuje zgmiot materiału, kombajn może pracować niezależnie od kierunku wyległości zboża i kierunku jazdy, a przy jeździe „pod włos” nie występuje zjawisko wyrywania źdźbeł z korzeniami. Badania porównawcze kombajnu ŻMS-4 ze ślimakami podsiębiernymi i kombajnu S-4 IMER ze ślimakami nasiębiernymi wykazały, że straty w ziarnie spowodowane żniwiarką kombajnu ŻMS-4 wahały się w granicach 3,3—5,6%, w zależności od kierunku jazdy i kierunku wyległości zboża, podczas gdy straty ziarna spowodowane żniwiarką kombajnu S-4 IMER wyniosły 1,1—2,4%. Były więc znacznie mniejsze. Wyniki z badań zachęciły mnie do dalszych prac nad ślimakami nasiębiernymi i w rezultacie zaprojektowałem i wykonałem żniwiarkę pokosową zawieszoną (rys. 2. 2), w której w miejsce powszechnie stosowanego przenośnika płóciennego zaprojektowano nasiębierny przenośnik ślimakowy. Badania kilkuletnie wykazały pełną przydatność takiego układu.

Reasumując można powiedzieć, że nie należy ograniczać analizy pracy przenośników ślimakowych transportujących materiał łądługowy jedynie do analizy ślimaków podsiębiernych, ale trzeba ją rozszerzyć na analizę pracy ślimaków nasiębiernych, których praca będzie przebiegać według zupełnie odmiennych prawideł.



Rys. 8.2. Współdziałanie motowidła i przenośnika ślimakowego w kombajnie S-4



Rys. 8.1. Współdziałanie motowidła i przenośnika ślimakowego w kombajnie Massey-Harris-780

W dotychczasowych pracach widoczna jest zasadnicza różnica w poglądach na rozmieszczenie materiału łądygowego, a mianowicie: jedni przyjmują, że materiał łądygowy w ślimakach podsiębiernych wypełnia w większym lub mniejszym stopniu przestrzeń ograniczoną walcem ślimaka i osłoną, przy czym przesuw materiału następuje na skutek nacisku powierzchni śrubowej zwojów — inni są zdania, że materiał łądygowy jest zgniatany w dość dużym stopniu w przestrzeni ograniczonej krawędziami zewnętrznymi zwojów a osłoną. W tym ostatnim przypadku nasuwa się szereg wątpliwości co do jednoznaczności określenia wielkości przekroju poprzecznego zgniecionej warstwy. Ta podstawowa wątpliwość winna być wyjaśniona poprzez dalsze badania i rozważania teoretyczne.

Przeprowadzone dotychczas badania ograniczyły się do pomiarów przy transporcie zaledwie dwóch rodzajów materiałów łądygowych a mianowicie: autorzy niemieccy prowadzili badania ze zbożem (żytem), a autorzy radzieccy podali niektóre wyniki dotyczące transportu siana. Na podstawie tych skromnych danych jeżeli nawet możliwe byłoby wyprowadzenie uogólnień, to jednak praktyczna ich wartość z powodu braku odpowiednich współczynników jest niewielka. Dlatego konieczne jest prowadzenie badań na takich materiałach jak zielonka, słoła po kombajnie, zwiędnięte i suche siano. Szczególny nacisk należy położyć na określenie stopnia zgniotowania materiału, gdyż wielkość ta w istotny sposób wpływa na zapotrzebowanie mocy i sprawność ślimaka.

Sposób obliczania wydajności, momentu obrotowego na wale ślimaka i zapotrzebowania mocy, przedstawiony przez autorów radzieckich k. n. t. Zelcermana i inż. Popowa wymaga sprawdzenia empirycznego ze szczególnym uwzględnieniem wpływu prędkości podawania materiału na wymienione wielkości. Bardzo ważnym jest również określenie sprawności transportu przenośnikami ślimakowymi i jego optymalne wartości.

Oprócz tych zasadniczych spraw pozostaje do wyjaśnienia cały szereg takich szczegółów jak: wpływ kształtu rynny na pracę przenośnika, a szczególnie celowość stosowania zmiennego przekroju rynny (większy przekrój — większa szczelina na wylocie ślimaka), umiejscowienie i kształt zgarniacza mocowanego do osłony z tyłu za ślimakiem, określenie najbardziej racjonalnego układu — przenośnik ślimakowy, przyrząd tnący i motowidło.

4. PROGRAM BADAŃ

Z przedstawionego omówienia stanu badań nad transportem materiałów łądygowych przenośnikami ślimakowymi wynika, że dla pełnego wyjaśnienia działania tego typu przenośnika transportującego materiały łądygowe należałoby przeprowadzić szereg oddzielnych badań.

W obecnej chwili najpilniejszą sprawą jest dostarczenie konstruktorom danych dotyczących wielkości sił i momentów, działających na wał przENOŚNIKA ślimakowego przy transporcie np. zielonek, zbóż i słomy. Wielkości te będą niewątpliwie zależeć od parametrów konstrukcyjnych przENOŚNIKA oraz parametrów jego ruchu oraz prędkości podawania materiału na przENOŚNIK.

Aby nie przedłużać zbytnio pierwszego etapu badań, mającego spełniać rolę wstępnych badań, w badaniach zdecydowano się zastosować ślimak o parametrach bardzo zbliżonych do parametrów przENOŚNIKÓW ślimakowych, stosowanych w polskich kombajnach zbożowych.

Całą uwagę skupiono natomiast na zbadaniu wpływu liczby obrotów przENOŚNIKA, prędkości podawania materiału na przENOŚNIK (w kombajnie zbożowym równoznaczne z prędkością jazdy kombajnu) i obciążenia (przepustowości) na siły i momenty działające na wał przENOŚNIKA przy transporcie zielonki i zboża. W tym etapie badań ograniczono się również wyłącznie do badań podsiębiernego przENOŚNIKA ślimakowego, gdyż ten typ powszechnie się stosuje w kombajnach zbożowych i prasach zbierających.

Drugi etap badań będzie obejmował wyjaśnienie spornego poglądu odnośnie oddziaływania zwojów ślimaka na przesuwany materiał łodygowy i to zarówno podsiębiernych jak i nasiębiernych przENOŚNIKÓW oraz opracowanie metody obliczeń tego typu przENOŚNIKÓW.

5. OPIS STANOWISKA I APARATURY POMIAROWEJ

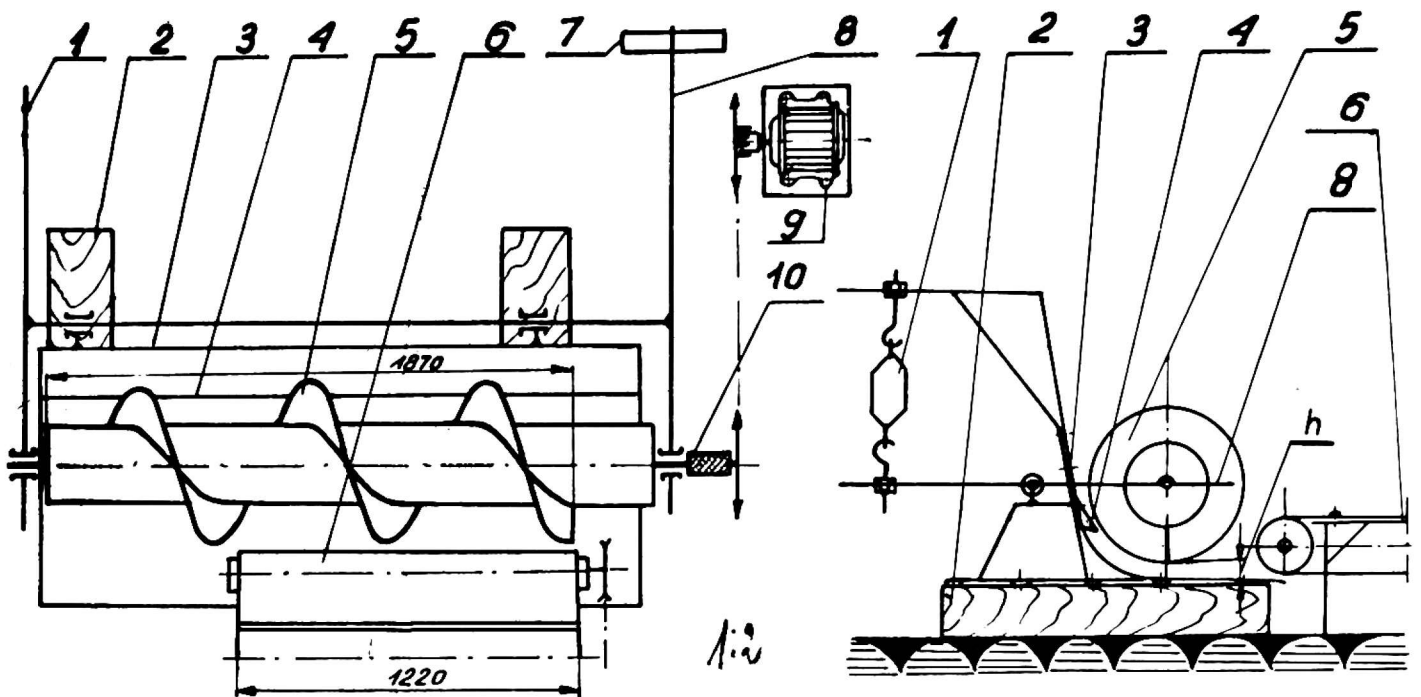
Dla przeprowadzenia badań według ustalonego programu badań konieczne było zaprojektowanie i wykonanie stanowiska pomiarowego. Stanowisko takie zostało przeze mnie zaprojektowane i wykonane w warsztatach Stacji Doświadczalnej IMER Kłudzienko. Stanowisko pomiarowe składa się z trzech zasadniczych zespołów (rys. 9), a mianowicie z badanego przENOŚNIKA ślimakowego wraz z osłoną, przENOŚNIKA taśmowo-listwowego, podającego materiał na przENOŚNIK ślimakowy i silnika prądu stałego, pracującego w układzie Leonarda, co zezwala na bezstopniową regulację liczby obrotów.

Badany ślimak posiada następujące wymiary:

— długość ślimaka	1870 mm
— średnica zewnętrzna	$D = 480$ mm
— średnica walca	$d = 300$ mm
— skok zwojów	$S = 450$ mm
— wysokość szczeliny	$h = 5$ mm
— odległość osi ślimaka od przyrządu tnącego	$l = 470$ mm
— liczba obrotów	$n = 100\text{—}300$ obr/min

Parametry ślimaka, a szczególnie średnice zewnętrzne i średnice walca mieszczą się w granicach stosowanych ślimaków.

Wał ślimaka osadzony jest w łożyskach tocznych przykręconych do ramion, które przyspawane są do osi, ułożyskowanej (łożyska toczne) w ramie stanowiska. Na przedłużeniu ramienia prawego, patrząc od stro-



Rys. 9. Schemat stanowiska badawczego: 1 — dynamometr, 2 — rama, 3 — osłona, ślimaka, 4 — zgarniacz, 5 — ślimak, 6 — przenośnik taśmowy, 7 — przeciwciężar, 8 — dźwignia dwuramienna na której ułożony jest ślimak, 9 — silnik, 10 — momentometr tensometryczny

ny ślimaka, jest drugie ramie, na którym jest osadzony przeciwciężar, równoważący ciężar całego układu wahliwego. Na przedłużeniu ramienia lewego jest przyspawane ramie, które jest podtrzymywane ciągnem z wbudowanym dynamometrem (tensometr). Taki układ pozwala na określenie siły, z jaką ślimak dociska przesuwany materiał do osłony. Po prawej stronie ślimaka, na wystającym wale zostały wbudowane tensometry wraz z głowicą przekaźnikową oraz koło łańcuchowe do napędu ślimaka. Zastosowanie tensometrów i głowicy przekaźnikowej umożliwia przeprowadzenie pomiarów momentu obrotowego na wale ślimaka. Zarówno dynamometr mierzący siłę docisku jak i momentometr połączone są z aparaturą rejestrującą, samopiszącą firmy Kelvin-Hughes.

Przenośnik taśmowo-listwowy szerokości 1220 mm i długości 3,6 m jest napędzany podobnie jak wał ślimaka drugim silnikiem również włączonym w układ Leonarda, co ułatwia dokładne ustalenie żądanej prędkości przesuwu taśmy, a więc i prędkości podawania materiału.

Na podkreślenie zasługuje możliwość wykonywania pomiarów zarówno przy podsiębiernym jak i nasiębiernym działaniu ślimaka, gdyż odbiór

przesuwanego materiału jest możliwy z obu stron ślimaka. Zgarniacz ograniczający przesuw poobwodowy jest tak zamocowany, że można go przystosować dla obu wariantów pracy ślimaka.

6. PRZEBIEG I WYNIKI BADAŃ

6.1. Charakterystyka materiału i warunków badań

Badania wstępne, jak przewidziano w programie badań, obejmowały przede wszystkim pomiary energetyczne. Ograniczono się do pomiarów przy transporcie dwóch różnych materiałów łodygowych, a mianowicie: do zielonki, będącej mieszanką peluszki z owsem oraz pszenicy ozimej. Oba materiały były podawane na podsiębierny ślimak w postaci nie pociętej. Charakterystykę obu materiałów łodygowych zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Charakterystyka materiałów łodygowych transportowanych
przenośnikiem ślimakowym

Lp.	Rodzaj materiału	Zielonka	Pszenica ozima
1.	Wilgotność łodyg w %	72	11,25
2.	Maksymalna długość łodyg w mm	850	1200
3.	Średnia długość łodyg w mm	720	1000
4.	Minimalna długość łodyg w mm	530	900
5.	Stosunek ciężaru ziarna do ciężaru słomy	—	1:2,1

Dla zorientowania się odnośnie wpływu prędkości jazdy maszyny żniwnej na wielkości docisku P , momentu M i mocy N stosowano w badaniach trzy prędkości podawania materiału pod zwoje przenośnika ślimakowego, a mianowicie 0,5—1,0—1,5 m/sek, którym odpowiadają prędkości 1,8—3,6—5,4 km/godz. Prędkości takie są stosowane w silosokombajnach i kombajnach zbożowych.

Wielkości obciążenia przenośnika ślimakowego, a więc jego wydajności zmieniano w badaniach transportu zielonek w granicach od 0,5—3,0 kG/sek, zwiększając wydajność co 0,5 kG/sek, a podczas transportu pszenicy ozimej w granicach 0,5—1,5 kG/sek również zwiększając wydajność co 0,5 kG/sek. Mimo znacznie większych wydajności wagowych stosowanych przy transporcie zielonki (do 3,0 kG/sek), w porównaniu do wydajności stosowanych przy transporcie pszenicy ozimej (do 1,5 kG/sek), różnice w maksymalnych wydajnościach objętościowych nie były zbyt duże, gdyż znaczne były różnice w wilgotnościach transporto-

2. Величина потребляемой мощности воспринимающим шнеком зависит, в первую очередь, от величины сжатия материала шнеком.

3. При транспортной производительности на неизмельченных зеленых культурах до 3,0 кг/сек и хлебов до 1,5 кг/сек, следует применять скорость подачи 1,0—1,5 м/сек, а число оборотов шнека должно составлять 200—300 об/мин.

4. Мгновенные величины силы P , момента M и мощности N на валу транспортера сильно изменяются даже при очень равномерной подаче материала. Это свидетельствует о неравномерности транспортировки, что несомненно влияет на работу последующих узлов, сопряженных со шнековым транспортером.

5. В дальнейших исследованиях, проводимых согласно с разработанной программой, следует, в частности, найти зависимость момента и мощности на валу транспортера от начального объема перемещаемого материала.