SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń 5

1. Wstęp.....6

2. Zespoły tnące typu nożycowego 7
   2.1. Budowa i zasada działania nożycowych zespołów tnących 7
   2.2. Kinematyka i dynamika ruchu wybranych konstrukcji nożycowych zespołów tnących.....15
      2.2.1. Mechanizmy napędzające listwę nożową.....15
      2.2.2. Kinematyka ruchu listwy nożowej 17
      2.2.3. Rozkład sił w nożycowo-palcowym i dwulistwowym zespole tnącym 23
      2.2.4. Rozkład prędkości na ostrzu nożyka i zmiany prędkości cięcia 26
      2.2.5. Pola cięcia nożycowo-palcowych i dwulistwowych zespołów tnących 30
      2.2.6. Dynamika ruchu listwy nożowej 32
   2.3. Analiza dotychczasowych badań nożycowych zespołów tnących 37
   2.4. Podsumowanie.....48

3. Zespoły tnące typu tarczowego 49
   3.1. Budowa i zasada działania tarczowych zespołów tnących.....49
   3.2. Kinematyka i dynamika ruchu tarczowych zespołów tnących.....51
      3.2.1. Mechanizmy napędzające tarcze z nożykami 51
      3.2.2. Kinematyka ruchu tarczy z nożykami 52
      3.2.3. Dynamika ruchu tarczy z nożykami 57
   3.3. Analiza dotychczasowych badań tarczowych zespołów tnących 58
   3.4. Podsumowanie.....60

4. Zespoły tnące typu bijakowego 61
   4.1. Budowa i zasada działania bijakowego zespołu tnącego 61
   4.2. Kinematyka i dynamika ruchu bijakowego zespołu tnącego.....62
      4.2.1. Mechanizmy napędzające bijakowy zespół tnący.....62
      4.2.2. Kinematyka ruchu bijakowego zespołu tnącego 63
      4.2.3. Dynamika ruchu bijakowego zespołu tnącego 67
   4.3. Analiza dotychczasowych badań bijakowego zespołu tnącego.....70
   4.4. Podsumowanie.....71

5. Zespoły tnące typu bębnowego 72
5.1. Budowa i zasada działania bębnowych zespołów tnących.....72
5.2. Kinematyka i dynamika ruchu bębnowych zespołów tnących.....76
5.2.1. Mechanizmy napędzające bębnowe zespoły tnące.....76
5.2.2. Kinematyka ruchu bębnowego zespołu tnącego 77
5.2.3. Dynamika ruchu bębnowego zespołu tnącego 81
5.3. Analiza dotychczasowych badań bębnowych zespołów tnących.....82
5.4. Podsumowanie.....92

6. Literatura 93

Wykaz ważniejszych oznaczeń

$a_{nż}$ – przyspieszenie listwy nożowej, $\mathrm{m \cdot s^{-2}}$,
D – średnica bębna tnącego, mm,
E – moduł sprężystości Younga, MPa,
J – masowy moment bezwładności, $\mathrm{kg \cdot m^2}$,
ℓ – długość korbowodu (targańca), mm,
L_j – jednostkowa praca cięcia, $\mathrm{J \cdot m^{-2}}$,
m – masa listwy nożowej lub nożyka, lub masa bijaka, kg,
M – moment obrotowy na wale, Nm,
n – prędkość obrotowa wału, $\mathrm{obr. \cdot min^{-1}}$,
N_c – moc na pokonanie oporów cięcia, N,
p_c – jednostkowy opór cięcia, $\mathrm{N \cdot m^{-1}}$,
P – siła oddziaływania nożyka na źdźbło, N,
R – promień zespołu roboczego, m,
$\boldsymbol{S}$ – skok listwy nożowej, mm,
t – czas, s,
$x_{nż}$ – przemieszczenie listwy nożowej, mm,
z – liczba noży na bębnie tnącym,
μ – współczynnik tarcia ślizgowego,
ρ – gęstość źdźbła rośliny, $\mathrm{kg \cdot m^{-3}}$,
τ – kąt cięcia ślizgowego, …°,
ϑ_b – prędkość obwodowa bębna, $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$,
ϑ_c – prędkość cięcia, $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$,
ϑ_{kr} – prędkość krytyczna cięcia, $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$,
ϑ_m – prędkość ruchu maszyny, $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$,
$\vartheta_{nż}$ – prędkość listwy nożowej, $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$,
ϑ_S – średnia prędkość nożyków, $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$,
ω – prędkość kątowa, $\mathrm{rad. \cdot s^{-1}}$.

1. WSTĘP

Monografia powstała jako rezultat realizowanych przez autora licznych badań naukowych, w tym projektów badawczych z zakresu teorii i konstrukcji zespołów tnących stosowanych w maszynach rolniczych.

Zespoły tnące stanowią podstawowe zespoły robocze bardzo ważnej grupy maszyn rolniczych, przeznaczonych do zbioru zielonek i zbóż, tj.: kosiarek, sieczkarni oraz kombajnów zbożowych.

Pomimo tego faktu, wymienione zespoły nie doczekały się dotychczas zwartego opracowania o charakterze monograficznym.

Specyfika ich budowy i zasada działania wynikają między innymi z tego, że realizowany przez nie proces cięcia dotyczy materiałów roślinnych, które nie mają do końca zidentyfikowanych właściwości fizykomechanicznych.

Wobec powyższego monografia ta jest pierwszą próbą, dotychczas w literaturze nie spotykaną, całościowej prezentacji teorii i konstrukcji tego typu zespołów roboczych.

W swojej treści dotyczy ona w kolejności zespołów tnących typu:

- nożycowego,
- tarczowego,
- bijakowego,
- bębnowego.

Obejmuje ona istotę budowy i zasadę działania najnowszych konstrukcji tego typu zespołów oraz ich kinematykę i dynamikę ruchu.

Ponadto, dokonano w niej analizy dotychczasowych badań analitycznych i doświadczalnych procesu cięcia materiału roślinnego za pomocą tego typu zespołów z uwzględnieniem wkładu autora w ich rozwój.

W efekcie uzyskano pracę naukową, która omawia w ocenie autora, w sposób możliwie wyczerpujący problematykę teorii i konstrukcji zespołów tnących, stosowanych w maszynach rolniczych.

Reasumując można stwierdzić, że monografia stanowi swoistą bazę informacyjną do dalszych badań naukowych i może być wykorzystana na etapie projektowania czy też eksploatacji tego typu zespołów roboczych.

2. ZESPOŁY TNĄCE TYPU NOŻYCOWEGO

2.1. Budowa i zasada działania nożycowych zespołów tnących

Podstawowym zespołem roboczym, występującym w wielu maszynach rolniczych jest nożycowy zespół tnący. Spotkać go można w kosiarkach, sieczkarniach oraz kombajnach zbożowych.

Na rysunkach 2.1–2.3 przedstawiono wybrane przykłady tego typu maszyn rolniczych.

Rys. 2.1. Kosiarka ciągnikowa zawieszana [63]

Rys. 2.2. Sieczkarnia samobieżna [63]

Rys. 2.3. Kombajn zbożowy [63]

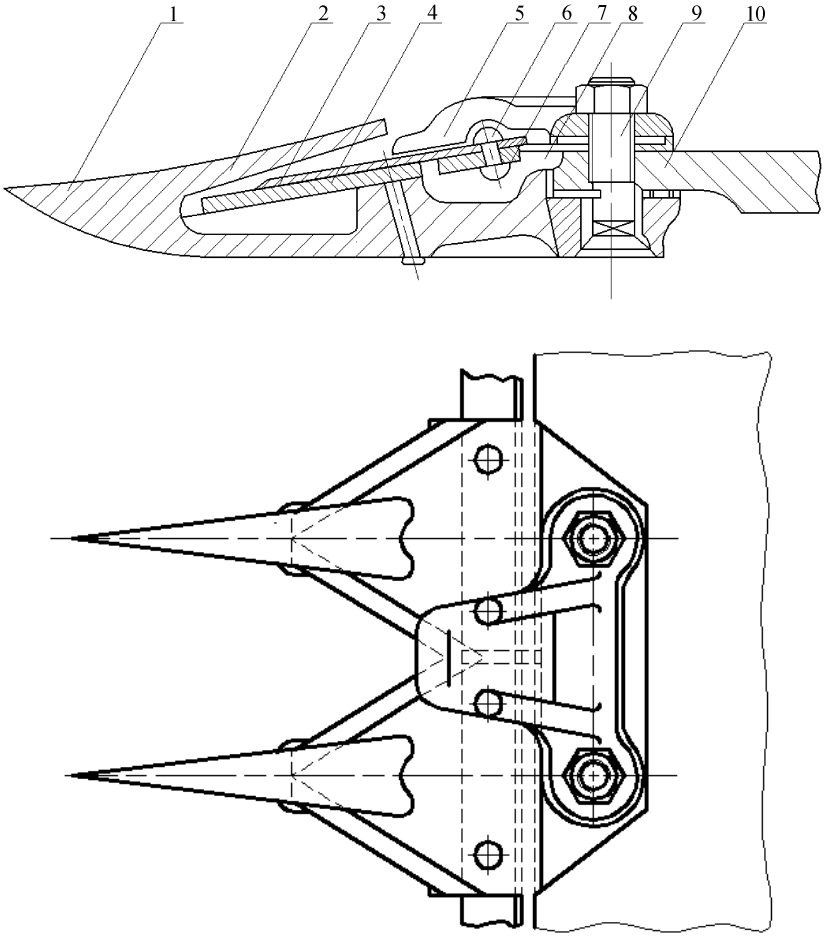
W procesie ścinania źdźbeł czy też łodyg bezpośrednio uczestniczą elementy tnące lub elementy tnące z krawędziami przeciwtnącymi, których kształt, ustawienie, rodzaj wykonywanego ruchu, sposób działania na roślinę, warunkują odmienność rozwiązań konstrukcyjnych zespołów tnących.

Ze względu na konstrukcje nożycowe zespoły tnące dzieli się na [16, 25]:
- nożycowo-palcowe (klasyczne),
- dwulistwowe, zwane nieraz w literaturze bezpalcowymi,
- obiegowe.

Na rysunku 2.4 przedstawiono konstrukcję nożycowo-palcowego zespołu tnącego.

Istota jego konstrukcji polega na tym, że składa się on z ruchomej listwy nożowej wykonującej ruch posuwisto-zwrotny i nieruchomej belki palcowej. Przynitowane do listwy nożowej nożyki mają kształt trapezu. Ostrza nożyków są gładkie lub mają nacięcia. Przymocowane do belki palcowej palce służą do rozdzielania ścinanego materiału na porcje.

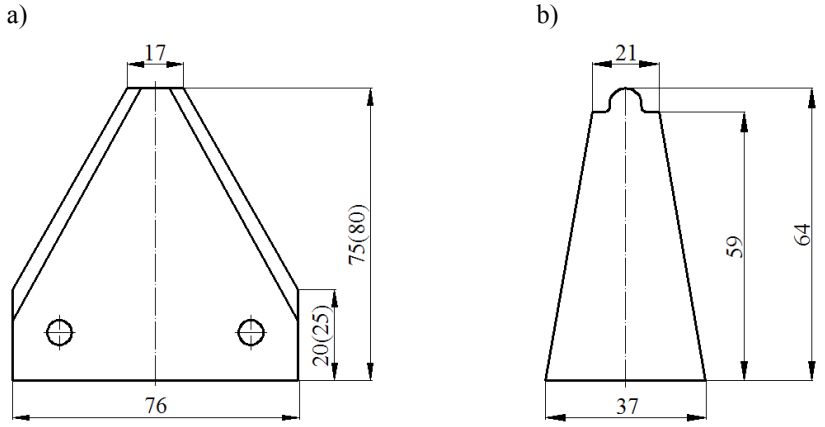
Palce mają wycięcia, w których chowają się nożyki oraz zwężają się ku przodowi w celu łatwiejszego rozdzielenia materiału roślinnego. W niektórych konstrukcjach do palców przynitowane są stalki, które tworzą krawędzie przeciwtnące. W innych zaś konstrukcjach rolę taką spełniają boczne krawędzie palców. Właściwe przyleganie nożyków do stalek zapewniają przyciski przykręcone do belki palcowej. Ponadto, listwa nożowa opiera się o prowadnice.



Rys. 2.4. Nożycowo-palcowy zespół tnący: 1 – palec, 2 – pióro palca, 3 – nożyk, 4 – stalka, 5 – przycisk, 6 – nit, 7 – ruchoma listwa nożowa, 8 – prowadnica, 9 – śruba, 10 – nieruchoma belka palcowa

Zasada działania nożycowo-palcowego zespołu tnącego polega na tym, że palce wchodzą między ścinane rośliny i rozdzielają je na porcje. Następnie poszczególne nożyki przygniatają źdźbła czy też łodygi roślin do bocznych krawędzi palców lub płytek (stalek) przynitowanych do palców i powodują ścinanie roślin.

Na rysunku 2.5 przedstawiono przykłady typowych (znormalizowanych) rozwiązań konstrukcyjnych nożyków oraz stalek nożycowo-palcowego zespołu tnącego.



Rys. 2.5. Znormalizowane wymiary elementów tnących [16]: a) nożyk, b) stalka

Nożycowo-palcowe zespoły tnące dzieli się na [16, 25]:
- normalnego cięcia z pojedynczym skokiem nożyków (klasyczne),
- normalnego cięcia z podwójnym skokiem nożyków,
- średniego cięcia,
- niskiego cięcia.

W tym przypadku kryterium podziału tworzy układ takich parametrów, jak:
- podziałka nożowa $\boldsymbol{t}$ (odległość między osiami symetrii nożyków),
- podziałka palcowa $\boldsymbol{t_0}$ (odległość między osiami symetrii palców),
- skok listwy nożowej $\boldsymbol{S}$ (odległość między skrajnymi wychyleniami listwy nożowej).

Wymienione parametry: $\boldsymbol{t}$, $\boldsymbol{t_0}$ i $\boldsymbol{S}$ przedstawiono na rysunku 2.6.

Zespół normalnego cięcia charakteryzuje się następującymi wartościami parametrów: $\boldsymbol{t} = \boldsymbol{t_0} = \boldsymbol{S} = 76{,}2$ lub 90 mm.

Zespół tego typu stosowany jest w kosiarkach, sieczkarniach i zespołach żniwnych kombajnów zbożowych.

Zespół normalnego cięcia z podwójnym skokiem nożyków charakteryzuje się wartościami parametrów: $\boldsymbol{2t} = \boldsymbol{2t_0} = \boldsymbol{S} = 152{,}4$ mm.

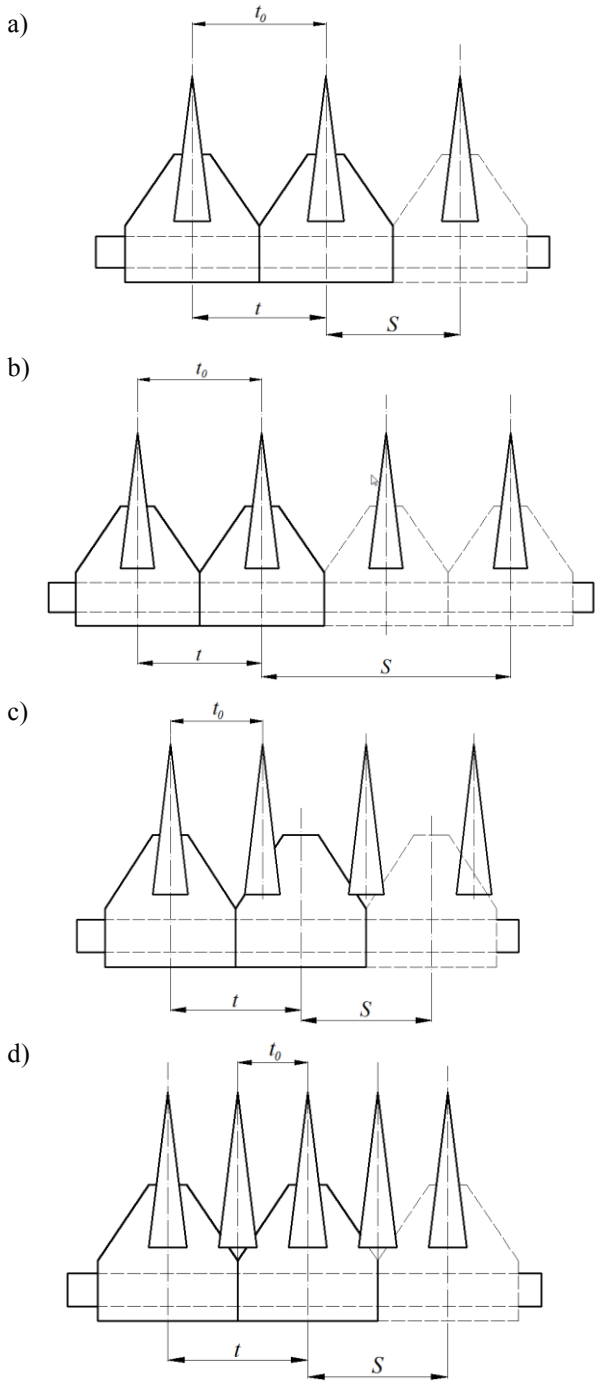
Zespół ten stosowany jest w kosiarkach i sieczkarniach pracujących z większą prędkością (do 4,16 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$).

Zespół tnący średniego cięcia charakteryzuje się wartościami parametrów: $\boldsymbol{t} = \boldsymbol{k}$ oraz $\boldsymbol{t_0} = \boldsymbol{S} = 76{,}2$ lub 101,6 mm, gdzie $1 < \boldsymbol{k} < 2$.

Zespół ten jest w praktyce bardzo rzadko stosowany.

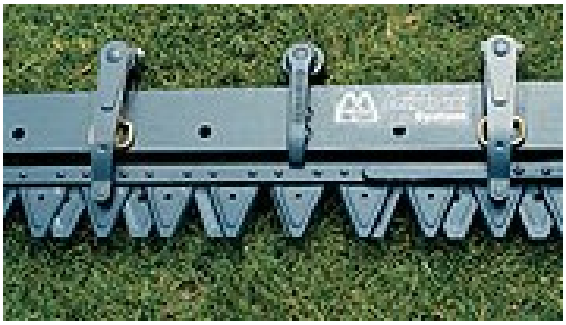
Zespół tnący niskiego cięcia charakteryzuje się wartościami parametrów: $\boldsymbol{t} = 2\boldsymbol{t_0} = \boldsymbol{S} = 76{,}2$ lub 101,6 mm.

Zespół ten nie jest obecnie stosowany w praktyce ze względu na gęsto zamocowane palce, co w efekcie powoduje częste jego zapychanie.



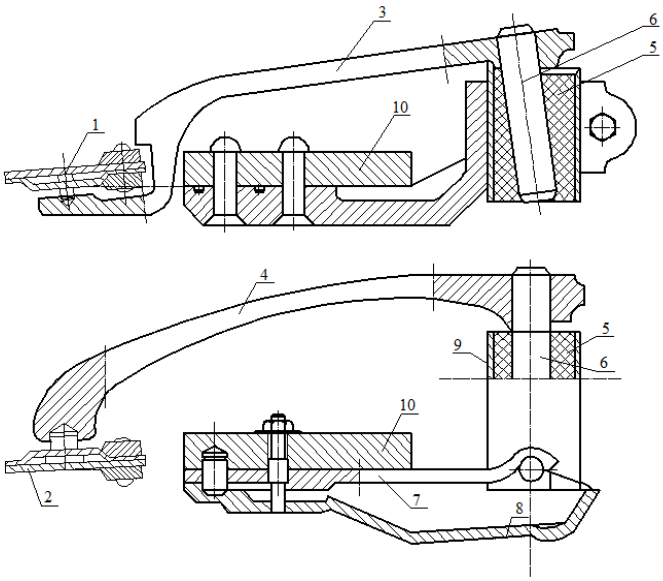
Rys. 2.6. Rodzaje nożycowo-palcowych zespołów tnących: a) normalnego cięcia z pojedynczym skokiem nożyków (klasyczny), b) normalnego cięcia z podwójnym skokiem nożyków, c) średniego cięcia, d) niskiego cięcia

Na rysunku 2.7 przedstawiono dwulistwowy zespół tnący.



Rys. 2.7. Dwulistwowy zespół tnący [63]

Istota konstrukcji dwulistwowego zespołu tnącego polega na tym, że składa się on z listew nożowych: górnej i dolnej. Obie wykonują ruch posuwisto-zwrotny. Do listew przynitowane są nożyki. Obie listwy dociskane są do siebie ramionami-przyciskami, które służą do ustalenia położenia dolnych i górnych nożyków, co obrazuje rysunek 2.8.

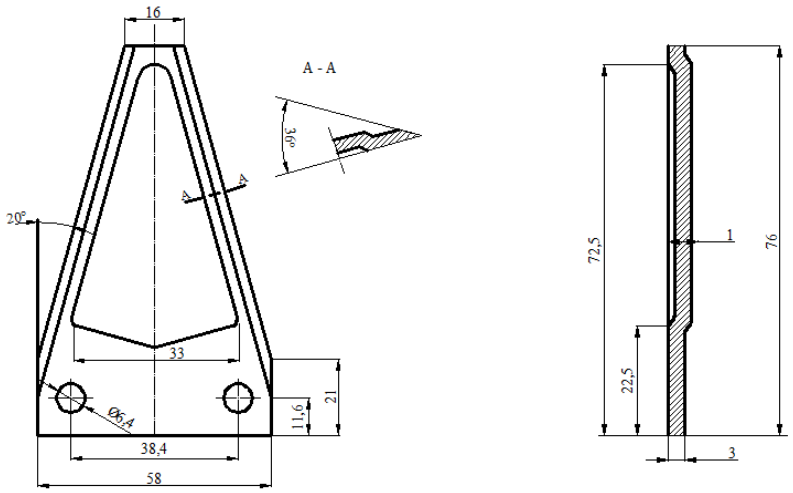


Rys. 2.8. Ramiona dociskające i prowadzące nożyka: 1 – dolny nożyk, 2 – górny nożyk, 3 – ramię ustalające położenie dolnego nożyka, 4 – ramię ustalające położenie górnego nożyka, 5 – gumowa tuleja, 6 – sworznie ramion, 7 i 8 – sprężyny, 9 – obudowa gumowej tulei, 10 – belka

Przednie końce wygiętych ramion łączą się z nożykami za pomocą czopów. Tylne końce za pośrednictwem sworzni są ściśle osadzone w gumowych tulejkach. Sworznie są ustawione pod niewielkim kątem i w wyniku reakcji

odkształconej gumy uzyskuje się nacisk nożyków. Naciski ramion na górne nożyki uzyskuje się też za pomocą dwóch płaskich sprężyn połączonych z belką śrubową, którą można regulować napięcie sprężyn. Podczas pracy końce wymienionych ramion wykonują niewielkie wahliwe ruchy. Nożyki listew poruszające się ruchem posuwisto-zwrotnym przylegają wzajemnie na niewielkiej powierzchni wzdłuż ostrzy, co zmniejsza tarcie i powoduje ich samoostrzenie. Wymaga to w efekcie końcowym zastosowania nożyków tłoczonych specjalnej konstrukcji.

Przykładową konstrukcję nożyka kosiarki dwulistwowej przedstawiono na rysunku 2.9.



Rys. 2.9. Przykładowy nożyk kosiarki dwulistwowej

Zasada działania tego typu zespołu tnącego polega na tym, że źdźbła czy też łodygi roślin w wyniku ruchu postępowego maszyny – kosiarki dostają się między listwy nożowe, które spełniają zadania krawędzi tnących i odpowiednio przeciwtnących, i ulegają ścinaniu.

Dotychczas zespoły tnące typu dwulistwowego stosuje się wyłącznie w kosiarkach. Zespoły te nie zapychają się podczas cięcia materiału roślinnego. W procesie cięcia narażone są bardziej na uszkodzenie nożyków w stosunku do zespołów nożycowo-palcowych ze względu na brak palców, które chronią je bezpośrednio przed uderzeniem o przeszkodę, np. kamień.

Zespół dwulistwowy charakteryzuje się wartościami parametrów:

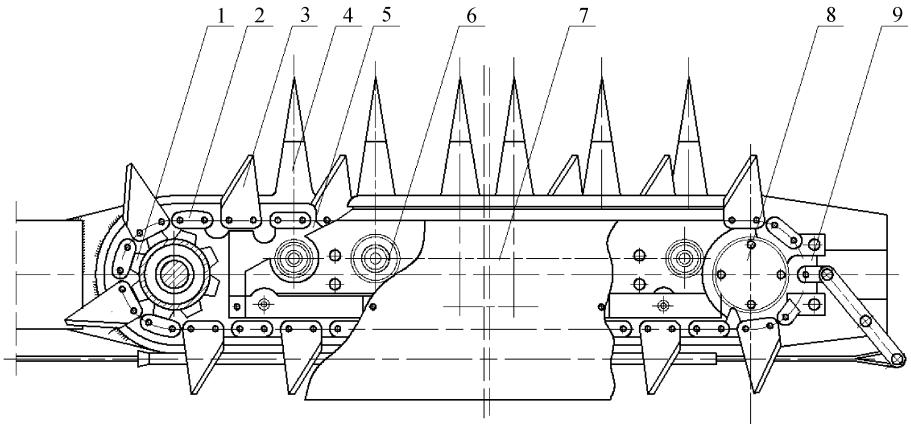
$$\boldsymbol{S} = \frac{1}{2}\boldsymbol{t} = 40 \text{ mm}$$

w przypadku typowych konstrukcji kosiarek lub

$$\boldsymbol{S} = \frac{1}{2}\boldsymbol{t} = 50 \text{ mm, czy też } \boldsymbol{S} = \boldsymbol{t} = 100 \text{ mm}$$

w przypadku nietypowych konstrukcji kosiarek [16].

Na rysunku 2.10 przedstawiono konstrukcję zespołu tnącego typu obiegowego.



Rys. 2.10. Obiegowy zespół tnący: 1 – koło łańcuchowe napędzające, 2 – łańcuch, 3 – noże tnące, 4 – palce z ostrzami przeciwtnącymi, 5 – belka, 6 – listwa dociskająca, 7 – osłona, 8 – koło napinające, 9 – napinacz

Istota konstrukcji zespołu tnącego obiegowego polega na tym, że podstawowym elementem konstrukcyjnym jest specjalnie ukształtowana belka, na której końcach z jednej strony osadzone jest koło łańcuchowe napędzające, z drugiej zaś koło łańcuchowe napinające. Po obwodzie tak skonstruowanej belki przesuwa się łańcuch zębaty bez końca z przymocowanymi nożami tnącymi z jednostronną krawędzią tnącą. Łańcuch wykonuje ruch jednostajny postępowy. Do przedniej części belki przymocowane są palce z zespołu normalnego cięcia, wzdłuż których przesuwa się łańcuch zębaty z nożami tnącymi. Palce spełniają zadanie prowadnicy oraz stanowią krawędzie przeciwtnące dla noży tnących.

Właściwy luz roboczy między ostrzem noża tnącego a przeciwostrzem palca został zapewniony dzięki zastosowaniu listwy dociskowej, która prowadzi noże tnące wzdłuż całego zespołu. Łagodne krawędzie górnej powierzchni listwy dociskowej zapewniają prawidłowy spływ skoszonego materiału roślinnego po zespole tnącym. Ogniwa łańcucha utrzymywane są w płaszczyźnie poziomej podczas ruchu roboczego czy też biegu luzem dzięki zastosowaniu prowadnic wyfrezowanych w belce nośnej.

Zasada działania obiegowego zespołu tnącego polega na tym, że źdźbła lub też łodygi roślin w wyniku ruchu postępowego maszyny – kosiarki – dostają się pomiędzy krawędzie tnące noży a krawędzie przeciwtnące palców i zostają ścinane. Palce wchodząc w ścinane rośliny podobnie jak w zespołach nożycowo-palcowych rozdzielają je przed ścięciem na porcje.

W znanych konstrukcjach obiegowych zespołów tnących stosuje się odpowiednio podziałki: $\boldsymbol{t}$ = 80 mm, $\boldsymbol{t_0}$ = 51 mm lub $\boldsymbol{t}$ = 80 mm, $\boldsymbol{t_0}$ = 76 mm [62].

2.2. Kinematyka i dynamika ruchu wybranych konstrukcji nożycowych zespołów tnących

2.2.1. Mechanizmy napędzające listwę nożową

W zespole tnącym nożycowo-palcowym (klasycznym) proces cięcia zachodzi na skutek wykonywania przez listwę nożową ruchu posuwisto-zwrotnego z określoną prędkością.

Do napędu listwy nożowej wykonującej ruch posuwisto-zwrotny stosuje się zarówno mechanizmy płaskie, jak i przestrzenne.

Obecnie stosowane są najczęściej następujące mechanizmy napędu listwy nożowej:
- korbowy płaski,
- korbowy przestrzenny,
- korbowy z dźwignią kątową,
- z wahliwą tarczą,
- planetarny.

Schematy mechanizmów napędzających listwę nożową przedstawiono na rysunku 2.11.

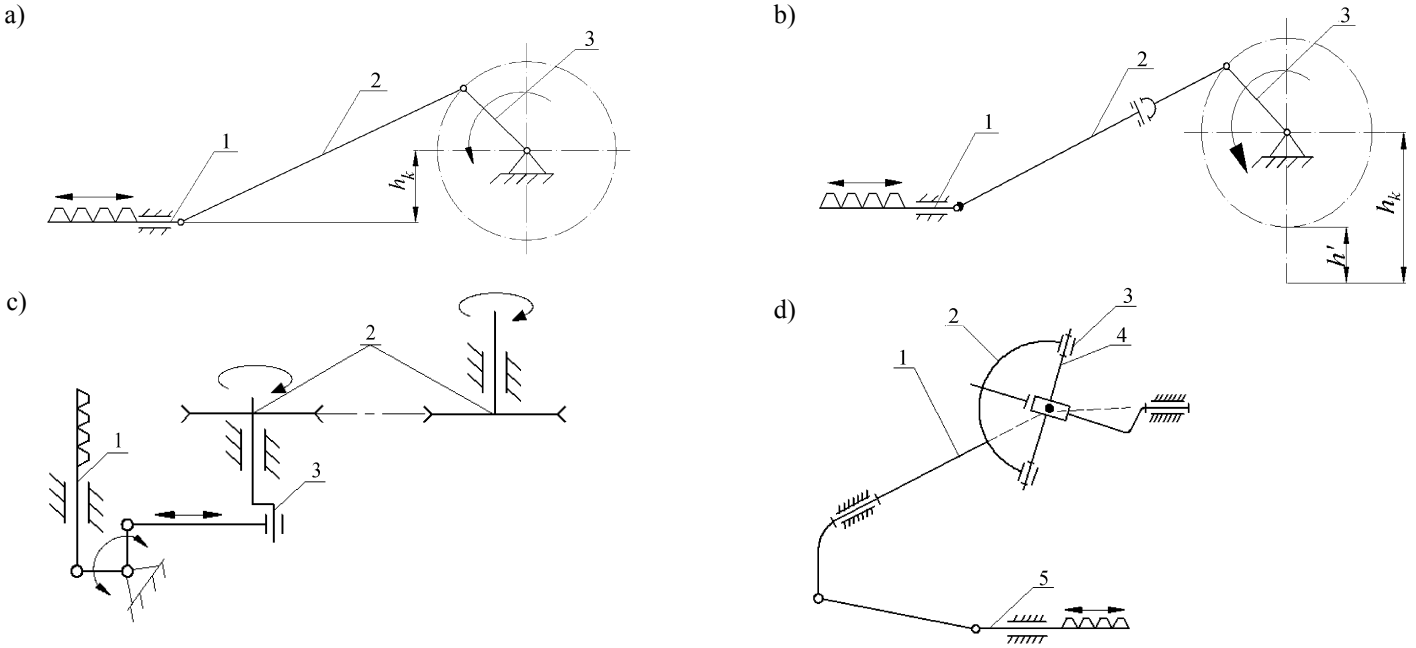
Układy napędowe listwy nożowej z zastosowaniem mechanizmów korbowych pod względem konstrukcyjnym charakteryzują się niezbyt skomplikowaną budową oraz dużą niezawodnością funkcjonowania, co należy uznać za ich zaletę. Decyduje to o dużej powszechności ich stosowania w różnego typu kosiarkach, sieczkarniach czy też kombajnach zbożowych [16, 25, 63].

Do wad tego typu rozwiązań należy zaliczyć brak możliwości całkowitego wyrównoważenia układu, a w efekcie przekazywanie dość intensywnych drgań na zespół tnący.

Bardziej skomplikowaną konstrukcję posiadają układy napędowe listwy nożowej, wyposażone w mechanizmy z tarczą wahliwą. Zostały one praktycznie zastosowane tylko w niektórych konstrukcjach kombajnów zbożowych. Zaletą mechanizmów z tarczą wahliwą jest to, że mogą przekazywać większe częstotliwości drgań na listwę nożową. Podstawową wadą tego typu zespołów są problemy technologiczne związane z ich poprawnym wykonaniem. Główną trudność sprawia uzyskanie teoretycznego punktu przecięcia osi: wałka, łożysk i obrotu wahacza. Każde odchylenie osi obrotu od punktu przecięcia osi wałka i łożysk powoduje ruch precesyjny osi obrotu wahacza, co pogarsza pracę łożysk głównych i łożyska oporowego.

Pod względem konstrukcyjnym oraz technologii wykonania najbardziej skomplikowany jest napęd listwy nożowej wyposażony w mechanizm planetarny (obiegowy) i może dlatego dosyć rzadko jest stosowany w kosiarkach, sieczkarniach i kombajnach zbożowych.

Podstawową zaletą tego napędu jest dość prosta zasada zamiany ruchu obrotowego na posuwisto-zwrotny. Ponadto, istnieje możliwość całkowitego wyrównoważenia sił bezwładności tego typu napędu.



Rys. 2.11. Przykłady mechanizmów napędzających listwę nożową: a) mechanizm korbowy płaski: 1 – listwa nożowa, 2 – targaniec, 3 – korba; b) mechanizm korbowy przestrzenny: 1 – listwa nożowa, 2 – targaniec, 3 – korba; c) mechanizm korbowy z dźwignią kątową: 1 – listwa nożowa, 2 – przekładnia klinowo-pasowa; d) mechanizm z tarczą wahliwą: 1 – wałek wahliwy, 2 – widełki, 3 – pierścień, 4 – tarcza wahliwa, 5 – listwa nożowa, e) napęd planetarny: 1 – listwa nożowa, 2 – satelita, 3 – koło słoneczne, 4 – koło epicykliczne, 5 – dźwignia satelity

2.2.2. Kinematyka ruchu listwy nożowej

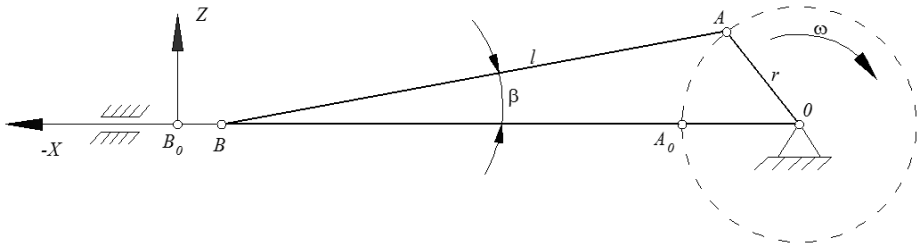
W pracy, szczegółową analizę kinematyczną ruchu listwy nożowej w nożycowo-palcowym zespole tnącym dokonano w oparciu o jej napęd za pomocą mechanizmu korbowego płaskiego symetrycznego oraz mechanizmu korbowego płaskiego asymetrycznego.

Wymienione mechanizmy korbowe są najpowszechniej stosowane w znanych konstrukcjach maszyn rolniczych, wyposażonych w nożycowe zespoły tnące.

Analiza kinematyczna obejmuje:

- równanie ruchu listwy nożowej,
- równanie prędkości ruchu listwy nożowej,
- równanie przyspieszenia listwy nożowej.

Zgodnie z rysunkiem 2.12, korba *OA* o długości *r* znajduje się w ruchu obrotowym dookoła punktu *O*, a jej prędkość kątowa jest stała i wynosi ω. Połączona jest ona przegubowo z korbowodem *AB* o długości ℓ, zwanym targańcem, który bezpośrednio napędza listwę nożową.



Rys. 2.12. Schemat mechanizmu korbowego płaskiego symetrycznego

W przypadku, gdy korba znajdzie się w jednej linii z korbowodem, listwa nożowa przyjmie skrajne położenie B_0. Po upływie czasu *t* korba obróci się o kąt ωt, a korbowód przyjmie położenie *AB*. A zatem wielkość przemieszczenia listwy nożowej w tym czasie wyniesie:

$$x_{nż} = OB_0 - OB. \tag{2.1}$$

Ponieważ:

$$OB_0 = r + \ell \tag{2.2}$$

oraz

$$OB = r \cos \omega t + \ell \cos \alpha. \tag{2.3}$$

Zatem po przekształceniach otrzymano:

$$x_{nż} = r\,(1 - \cos \omega t) + \ell\,(1 - \cos \alpha). \tag{2.4}$$

Ze względu na fakt, że w praktyce stosunek długości korby *r* do długości korbowodu ℓ wynosi 0,04–0,1, zatem $\cos \alpha$ = 0,999–0,996. Wobec powyższego nie popełniając dużego błędu można przyjąć, że $\cos \alpha \cong 1$.

Zatem wzór na przemieszczenie listwy nożowej przy symetrycznym mechanizmie napędowym przyjmie postać:

$$x_{n\dot{z}} = r\,(1 - \cos\omega t). \tag{2.5}$$

Wzór (2.5) stanowi równanie ruchu harmonicznego, opisującego przemieszczenie rzutu czopa korby A na linię ruchu listwy nożowej.

W celu wyznaczenia prędkości listwy nożowej $\vartheta_{n\dot{z}}$ oraz jej przyspieszenia $a_{n\dot{z}}$ należy zróżniczkować równanie (2.5) względem czasu t, czyli:

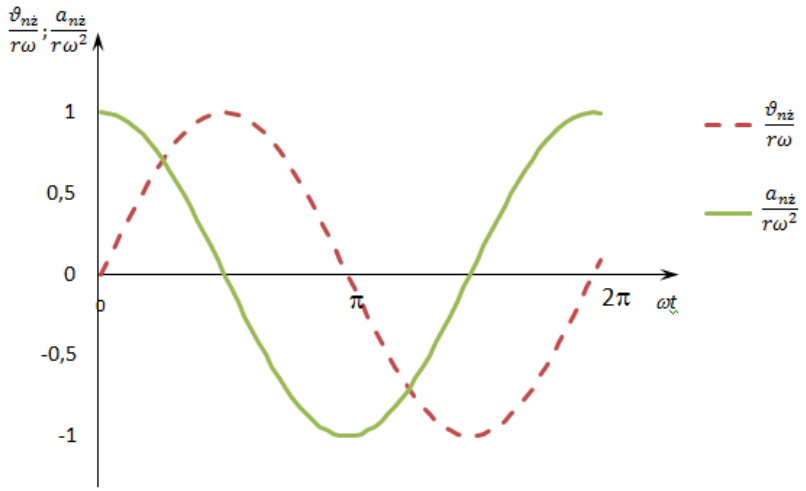
$$\vartheta_{n\dot{z}} = \frac{dx_{n\dot{z}}}{dt} = \omega r \sin\omega t \tag{2.6}$$

oraz

$$a_{n\dot{z}} = \frac{d\vartheta_{n\dot{z}}}{dt} = \omega^2 r \cos\omega t\,. \tag{2.7}$$

Analizując równania (2.6) oraz (2.7) można stwierdzić, że prędkość listwy nożowej $\vartheta_{n\dot{z}}$ wzrasta wprost proporcjonalnie do promienia korby r i prędkości kątowej ω. Maksymalna wartość prędkości $\vartheta_{n\dot{z}} = \omega r$ i występuje przy $\omega t = 90°$ i 270°. Przyspieszenie listwy, a także siły bezwładności wywołane jego zmianą rosną wraz z kwadratem prędkości kątowej ω^2. Maksymalna wartość przyspieszenia $a_{n\dot{z}} = \omega^2 r$ występuje w skrajnych położeniach listwy nożowej.

Na rysunku 2.13 przedstawiono przykładowe wykresy zmian prędkości i przyspieszeń listwy nożowej w funkcji obrotu korby ωt dla wyprowadzonych zależności (2.6) i (2.7).



Rys. 2.13. Zmiana prędkości $\vartheta_{n\dot{z}}$ i przyspieszenia $a_{n\dot{z}}$ listwy nożowej w funkcji kąta obrotu ωt korby mechanizmu korbowego płaskiego symetrycznego

Bardzo istotną sprawą na etapie analizy ruchu pojedynczych nożyków jest znajomość średniej prędkości $\vartheta_{snż}$ listwy nożowej. W czasie kiedy korba obróci się o kąt 180° ($\omega t = \varphi = \pi$), a nożyk przejdzie z lewego skrajnego położenia w prawe, średnią jego prędkość ruchu można obliczyć z zależności:

$$\vartheta_{snż} = \frac{1}{\pi}\int_0^{\pi} r\omega sin\varphi d\varphi = \frac{r\omega}{\pi}\int_0^{\pi} sin\varphi d\varphi = \frac{r\omega}{\pi}(-cos\varphi)_0^{\pi} = \frac{2r\omega}{\pi} = \frac{Sn}{30}, \qquad (2.8)$$

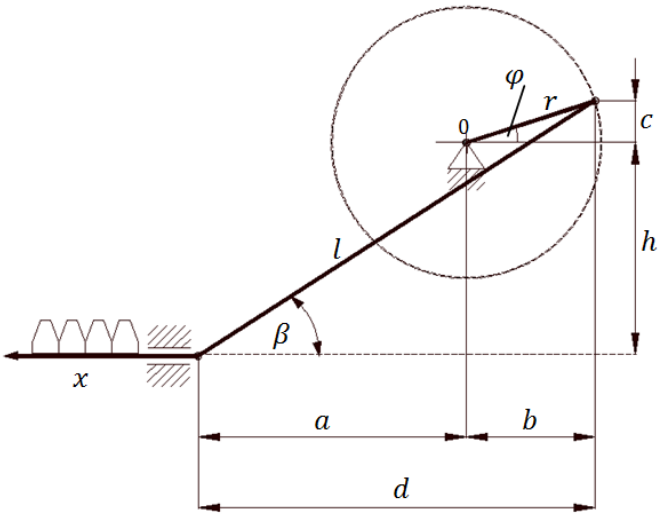
gdzie-

n – obroty korby.

W tym miejscu należy stwierdzić, że w literaturze fachowej bardzo często na etapie obliczania średniej prędkości $\vartheta_{snż}$ listwy nożowej stosuje się błędne uproszczenie jakoby listwa poruszała się ruchem jednostajnym.

Mechanizm korbowy asymetryczny stosuje się w niektórych kombajnach, czy też kosiarkach, od których wymaga się pozostawienia możliwie jak najniższego ścierniska. Dlatego oś obrotu korby mechanizmu napędowego nie jest umieszczona w płaszczyźnie działania listwy nożowej, lecz podniesiona o wymiar h, co determinuje fakt, że skok listwy nożowej nie jest równy podwójnemu promieniowi korby.

Na rysunku 2.14 przedstawiono schemat asymetrycznego mechanizmu korbowego.



Rys. 2.14. Schemat asymetrycznego mechanizmu korbowego w dowolnym położeniu

W celu przeprowadzenia analizy kinematycznej asymetrycznego mechanizmu korbowego, który przedstawiono na rysunku 2.14, w pierwszej kolejności ustalono związki geometryczne:

$$a = d - b\,, \tag{2.9}$$

$$d = l\cos\beta\,, \tag{2.10}$$

$$b = r\cos\varphi\,, \tag{2.11}$$

$$c = r\sin\varphi\,, \tag{2.12}$$

$$c + h = l\sin\beta\,. \tag{2.13}$$

Po przekształceniu równań od (2.9) do (2.13) i przyjęciu, że $\lambda = \frac{l}{r}$ i $\varepsilon = \frac{h}{r}$ otrzymano:

$$a = r\left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \left(\sin\varphi + \varepsilon\right)^2} - \cos\varphi\right). \tag{2.14}$$

Do wyznaczenia skrajnych położeń listwy nożowej należy obliczyć pochodną $\frac{da}{d\varphi}$ równania (2.14), a następnie otrzymaną zależność przyrównać do zera, co w efekcie umożliwi obliczenie dwóch wartości kątów φ_0 i φ_k, odpowiadających ekstremalnym położeniom listwy nożowej.

Zatem:

$$\frac{da}{d\varphi} = \frac{-l\left(\frac{r}{l}\sin\varphi + \frac{h}{l}\right)\frac{r}{l}\cos\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\sin\varphi + \frac{h}{l}\right)^2}} + r\sin\varphi\,, \tag{2.15}$$

$$\frac{da}{d\varphi} = 0\,. \tag{2.16}$$

Po wyznaczeniu ekstremów mamy odpowiednio:

$$\varphi_0 = \arcsin\frac{h}{l - r}\,, \tag{2.17}$$

$$\varphi_k = \pi + \arcsin\frac{h}{l + r}\,. \tag{2.18}$$

Analizując natomiast kinematykę ruchu listwy nożowej w przypadku mechanizmu korbowego asymetrycznego (rys. 2.14) można wykazać, że skok S listwy nożowej jest równy:

$$S = \frac{2r}{\sqrt{1-\varepsilon^2}}\ , \tag{2.19}$$

gdzie-

r – promień korby,

ε – mimośrodowość mechanizmu korbowego.

Mimośrodowość ε mechanizmu korbowego asymetrycznego stanowi iloraz:

$$\varepsilon = \frac{h}{\ell}\ , \tag{2.20}$$

gdzie-

h – odległość osi obrotu korby od płaszczyzny ruchu listwy nożowej,

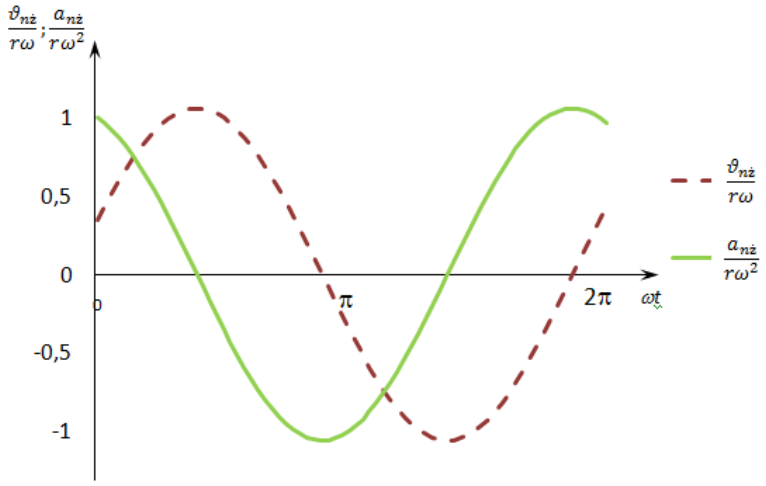
ℓ – długość korbowodu (targańca).

Z analizy kinematycznej ruchu mechanizmu korbowego asymetrycznego wynika, że dla stosunku długości korby r do długości korbowodu ℓ, mieszczącego się w przedziale wartości od $\frac{1}{15}$ do $\frac{1}{25}$, równania prędkości listwy nożowej $\vartheta_{nż}$ oraz jej przyspieszenia $a_{nż}$ można zapisać jako:

$$\vartheta_{nż} = r\omega\,(\sin\omega t + \varepsilon\cos\omega t), \tag{2.21}$$

$$a_{nż} = r\omega^2(\cos\omega t - \varepsilon\sin\omega t). \tag{2.22}$$

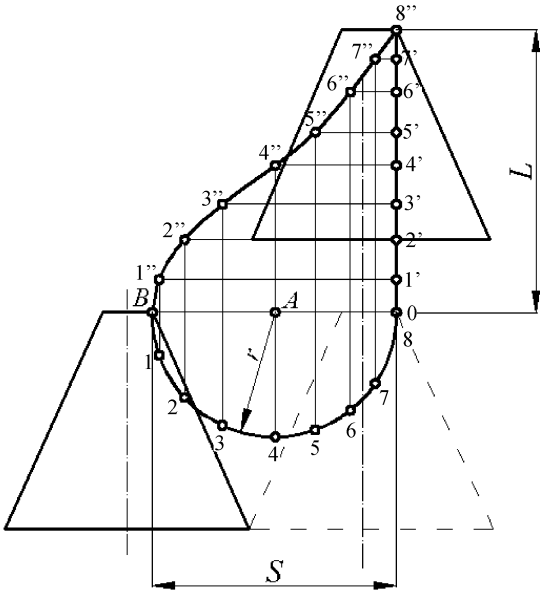
Na rysunku 2.15 przedstawiono przykładowe wykresy zmian prędkości i przyspieszeń listwy nożowej w funkcji kąta obrotu korby ωt dla wyprowadzonych zależności (2.21) i (2.22).



Rys. 2.15. Wykresy zmian prędkości i przyspieszeń listwy nożowej dla mechanizmu korbowego asymetrycznego

Na rysunku 2.16 przedstawiono trajektorię ruchu nożyka nożycowo-palcowego zespołu tnącego (klasycznego). Listwa z zamontowanymi nożykami napędzana jest mechanizmem korbowym o stałej prędkości kątowej ω. W miarę obrotu dowolnego punktu korby jego rzut na płaszczyznę poziomą porusza się ruchem harmonicznym.

Nożyk zamocowany na listwie nożowej również porusza się ruchem harmonicznym o równaniu (2.5) z prędkością opisaną wzorem (2.6), zależną od promienia wykorbienia, prędkości kątowej korby oraz czasu jej obrotu.



Rys. 2.16. Trajektoria ruchu nożyka

W trakcie pracy nożycowego zespołu tnącego listwa nożowa lub listwy nożowe (zespół dwulistwowy) wykonują, zgodnie z teorią mechanizmów, ruch złożony: względny o charakterze posuwisto-zwrotnym oraz „unoszenia" wynikający z ruchu maszyny.

Ruch względny opisuje równanie (2.5), natomiast ruch „unoszenia" opisuje wzór na drogę L zasilania zespołu tnącego:

$$L = \vartheta_m t \,, \tag{2.23}$$

gdzie-

ϑ_m – prędkość postępowa ruchu maszyny,

t – czas ruchu.

W trakcie wykreślania trajektorii ruchu nożyków ważna jest droga przebyta przez maszynę, odpowiadająca połowie obrotu korby. W czasie obrotu korby

o kąt φ = 180° nożyk przejdzie z jednego położenia skrajnego w drugie, a maszyna przemieści się w tym czasie na odległość *L*.

Ponieważ:

$$t = \varphi\omega^{-1} \text{ i } \varphi = \pi,$$

zatem:

$$L = \vartheta_m \frac{\pi}{\omega}. \tag{2.24}$$

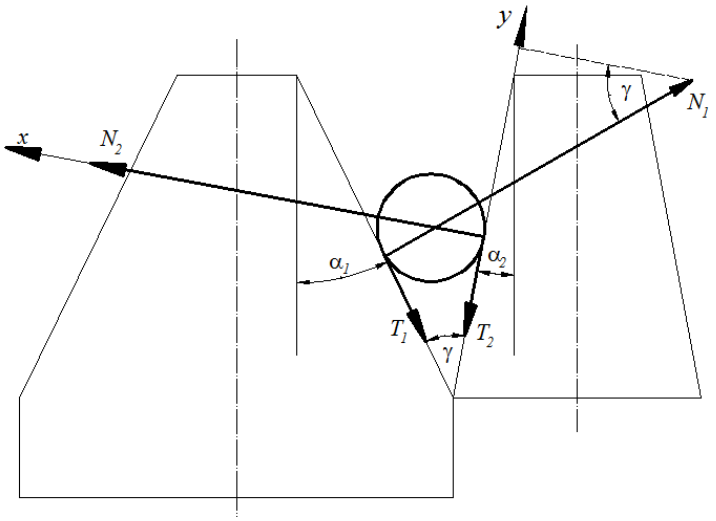
W celu wykreślenia trajektorii ruchu nożyka (rys. 2.16) wyznaczono jego skok *S* i drogę zasilania *L*. Następnie na przedłużeniu dolnej podstawy nożyka zakreślono półokrąg o promieniu równym połowie skoku nożyka i podzielono go na części. Na taką samą ilość równych odcinków podzielono odcinek odpowiadający zasilaniu *L* zespołu tnącego. W dalszej kolejności przez punkty podziału półokręgu prowadzono prostopadłe do kierunku ruchu maszyny. Punkty przecięcia linii odnoszących połączono krzywą linią. Otrzymana w ten sposób krzywa przedstawia trajektorię ruchu punktu *B* nożyka w ruchu bezwzględnym. Kształt trajektorii wskazuje na większą prędkość maszyny w porównaniu z prędkością nożyków w początkowej i końcowej fazie skoku, a w fazie środkowej skoku ich prędkość jest większa niż prędkość maszyny.

2.2.3. Rozkład sił w nożycowo-palcowym i dwulistwowym zespole tnącym

Proces ścinania źdźbeł czy też łodyg roślin przez nożycowy zespół tnący (klasyczny) składa się z dwóch faz: nachylania roślin w kierunku stalki, a następnie ich ścinania ostrzem nożyka przy udziale krawędzi przeciwtnącej (stalki).

W przypadku dwulistwowych zespołów tnących krawędzie tnące i przeciwtnące stanowią odpowiednio nożyki współpracujących listew.

Na rysunku 2.17 przedstawiono pojedyncze źdźbło zaciśnięte między krawędziami tnącymi nożyka i stalki. Na źdźbło działają siła normalna N_1 o kierunku prostopadłym do krawędzi tnącej nożyka i siła normalna N_2 o kierunku działania prostopadłym do krawędzi stalki. Z ich układu wynika, że wypadkowa sił N_1 i N_2 stara się przesunąć źdźbło w kierunku wierzchołka nożyka i stalki. Sile wypadkowej przeciwdziałają siły tarcia T_1 i T_2, działające w kierunku podstawy nożyka i stalki.



Rys. 2.17. Rozkład sił działających na źdźbło zaciśnięte między nożykiem a stalką

Dla analizowanego układu sił otrzymano:

$$T_1 = N_1\, tg\varphi_1 = N_1\, \mu_1, \tag{2.25}$$

$$T_2 = N_2\, tg\varphi_2 = N_2\, \mu_2, \tag{2.26}$$

gdzie-

φ_1 – kąt tarcia źdźbła o ostrze nożyka,
φ_2 – kąt tarcia źdźbła o ostrze stalki,
μ_1, μ_2 – odpowiednie współczynniki tarcia ślizgowego.

Dla przyjętego na rysunku 2.17 układu współrzędnych równania równowagi sił działających na źdźbło są następujące:

$$\sum F_{ix} = N_2 - T_1\, sin\gamma - N_1\, cos\gamma = 0, \tag{2.27}$$

$$\sum F_{iy} = N_1\, sin\gamma - T_2 - T_1\, cos\gamma = 0, \tag{2.28}$$

przy czym

$$\gamma = \alpha_1 + \alpha_2\,. \tag{2.29}$$

Po to, aby nie następowało wyślizgiwanie się źdźbła spomiędzy krawędzi tnących nożyka i stalki, suma sił działających wzdłuż osi y musi być równa zeru, co zachodzi dla przypadku:

$$N_1\, sin\gamma < T_2 + T_1\, cos\gamma\,. \tag{2.30}$$

Z przekształcenia wyrażenia (2.27) otrzymano:

$$N_2 = T_1\, sin\gamma + N_1\, cos\gamma.$$

Zatem nierówność (2.30) można zapisać:

$$N_1 \sin\gamma < (T_1 \sin\gamma + N_1 \cos\gamma)\, tg\varphi_2 + N_1\, tg\varphi_1 \cos\gamma,$$

$$N_1 \sin\gamma < T_1 \sin\gamma\, tg\varphi_2 + N_1 \cos\gamma\, tg\varphi_2 + N_1\, tg\varphi_1 \cos\gamma, \qquad (2.31)$$

$$N_1 \sin\gamma < N_1\, tg\varphi_1 \sin\gamma\, tg\varphi_2 + N_1 \cos\gamma\, tg\varphi_2 + N_1\, tg\varphi_1 \cos\gamma.$$

Dzieląc obie strony nierówności przez $N_1 \cos\gamma$, uzyskano:

$$tg\gamma < tg\varphi_1\, tg\varphi_2\, tg\gamma + tg\varphi_2 + tg\varphi_1,$$

$$tg\gamma < \frac{tg\,\varphi_1 + tg\,\varphi_2}{1 - tg\,\varphi_1 tg\,\varphi_2}. \qquad (2.32)$$

Po to, aby nierówność (2.32) była spełniona, musi zachodzić warunek:

$$tg\gamma < tg\varphi_1 + tg\varphi_2. \qquad (2.33)$$

Stąd:

$$\alpha_1 + \alpha_2 < \varphi_1 + \varphi_2. \qquad (2.34)$$

W przypadku spełnienia nierówności (2.34) źdźbło nie będzie się wyślizgiwać spomiędzy krawędzi tnącej nożyka i stalki, lecz zostanie przecięte.

Na rysunku 2.18 przedstawiono pojedyncze źdźbło, zaciśnięte pomiędzy krawędziami tnącymi nożyków zespołu tnącego dwulistwowego.

Na źdźbło działają siły normalne N_1 i N_2 prostopadłe do krawędzi tnących. Z analizy układu tych sił wynika, że ich wypadkowa stara się wysunąć źdźbło spomiędzy krawędzi, więc siła tarcia będzie zapobiegała wysunięciu, czyli będzie działała w kierunku dolnej podstawy nożyków. Wypadkowe sił normalnych i sił tarcia stanowią siły F_1 i F_2.

Z rysunku 2.18a wynika, że ich wypadkowa jest skierowana ku górnej podstawie nożyków. Przy czym kąt pochylenia α krawędzi tnącej nożyka jest większy niż kąt tarcia φ źdźbła o krawędź tnącą nożyka.

Jeżeli:

$$\alpha > \varphi, \qquad (2.35)$$

to źdźbło jest wysuwane spomiędzy krawędzi tnących i nie może być ścięte.

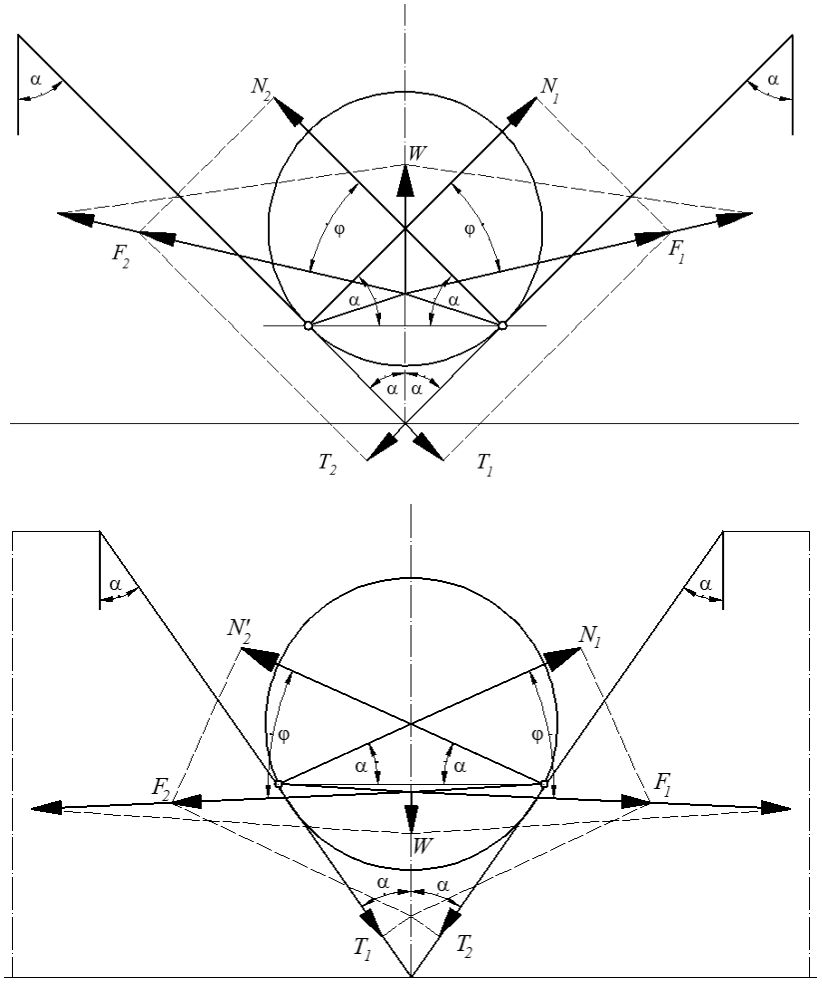
Na rysunku 2.18b przedstawiono rozkład sił działających na źdźbło przy zmniejszonym kącie pochylenia α, który przyjmuje mniejszą wartość niż kąt tarcia φ:

$$\alpha < \varphi. \qquad (2.36)$$

Z rysunku wynika, że wypadkowa sił skierowana jest w kierunku dolnej podstawy nożyków, źdźbło jest zaciskane krawędziami tnącymi nożyków, zatem będzie mogło być ścięte.

a)

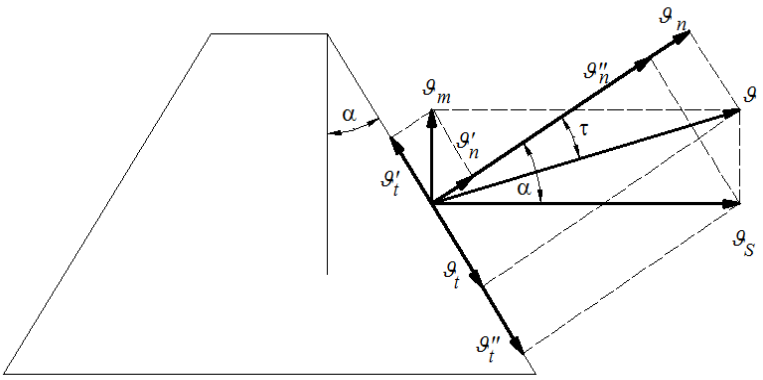
b)



Rys. 2.18. Rozkład sił działających na źdźbło zaciśnięte ostrzami dwóch nożyków: a) nożyki o zwiększonym kącie pochylenia krawędzi tnących, b) nożyki o zmniejszonym kącie pochylenia krawędzi tnących

2.2.4. Rozkład prędkości na ostrzu nożyka i zmiany prędkości cięcia

Na rysunku 2.19 przedstawiono rozkład prędkości dowolnego punktu krawędzi tnącej nożyka. W przypadku nożycowo-palcowego zespołu tnącego, listwa do której przymocowane są nożyki napędzana jest najczęściej mechanizmem korbowym. Wobec tego nożyki poruszają się ruchem posuwisto-zwrotnym i ich prędkość zmienia się zgodnie z zasadami ruchu harmonicznego – o czym była już mowa.



Rys. 2.19. Rozkład prędkości dowolnego punktu krawędzi tnącej nożyka

Ze względu na fakt, że prędkość nożyków rośnie od zera do maksymalnej wartości i powtórnie maleje do zera, dla potrzeb analizy, przyjęto średnią prędkość nożyków jako ϑ_S. Przy czym:

$$\vartheta_S = \frac{x_{nż}}{t}, \tag{2.37}$$

gdzie-

$x_{nż}$ – droga przebyta przez nożyk w ruchu harmonicznym,

t – czas.

Uwzględniając równanie (2.5) na drogę nożyka w ruchu harmonicznym, wzór (2.37) przyjmuje postać:

$$\vartheta_S = \frac{r(1-\cos\omega t)}{t}. \tag{2.38}$$

Prędkość nożyków zmienia się od minimalnej do maksymalnej w zakresie obrotu korby o kąt φ równy 90° ($\frac{\pi}{2}$), przy czym czas obrotu korby o wskazany kąt można wyznaczyć z zależności:

$$t = \frac{\varphi}{\omega} = \frac{\frac{\pi}{2}}{\omega} = \frac{\pi}{2\omega}. \tag{2.39}$$

Zatem:

$$\vartheta_S = \frac{r\left(1-cos\frac{\pi}{2}\right)}{\frac{\pi}{2\omega}} = \frac{2r\omega}{\pi}. \tag{2.40}$$

Przyjmując, że skok nożyka S jest równy podwójnemu promieniowi $2r$ wykorbienia, otrzymano:

$$\vartheta_S = \frac{S\omega}{\pi} = 2Sn\,, \tag{2.41}$$

gdzie-

n – prędkość obrotowa korby.

Bardzo istotną sprawą na etapie projektowania nożycowych zespołów tnących jest właściwy dobór prędkości maszyny oraz prędkości nożyków. Jeżeli wypadkowa prędkość jest skierowana ku dolnej podstawie nożyków, biorąc jako punkt odniesienia oś normalną, to cięcie przebiega prawidłowo. Poszczególne rośliny po ścięciu będą przemieszczały się do tyłu po listwie tnącej, a nie będą nachylały się do przodu, co mogłoby spowodować spadanie ich przed listwę tnącą i jej zapychanie.

Zgodnie z rysunkiem 2.19 prędkość ruchu maszyny i prędkość nożyków można rozłożyć na dwie składowe:

– normalną, która jest prostopadła do krawędzi tnącej ostrza,
– styczną do krawędzi tnącej ostrza.

Składowe prędkości maszyny można opisać zależnościami:

$$\vartheta_t' = \vartheta_m \cos\alpha\,,\ \vartheta_n' = \vartheta_m \sin\alpha\,.$$

Natomiast składowe prędkości nożyka opisują zależności:

$$\vartheta_t'' = \vartheta_S \sin\alpha\,,\ \vartheta_n'' = \vartheta_S \cos\alpha\,.$$

W trakcie pracy maszyny otrzymuje się prędkość wypadkową nożyków ϑ, odchyloną od osi normalnej o kąt τ.

Wyrażenie $tg\,\tau$ jest w teorii cięcia nazywane współczynnikiem cięcia ślizgowego, który określa się zależnością:

$$tg\,\tau = \frac{\vartheta_t}{\vartheta_n}\,, \tag{2.42}$$

stąd:

$$tg\,\tau = \frac{\vartheta_t'' - \vartheta_t'}{\vartheta_n'' - \vartheta_n'} = \frac{\vartheta_S \sin\alpha - \vartheta_m \cos\alpha}{\vartheta_S \cos\alpha - \vartheta_m \sin\alpha}\,.$$

Po przekształceniu otrzymano:

$$tg\,\tau = \frac{tg\,\alpha - \dfrac{\vartheta_m}{\vartheta_S}}{1 + \dfrac{\vartheta_m}{\vartheta_S} tg\,\alpha}\,. \tag{2.43}$$

Zatem można stwierdzić, że ostatecznie wartość współczynnika cięcia ślizgowego zależy od prędkości ruchu maszyny, prędkości nożyka oraz kąta pochylenia krawędzi tnącej nożyka.

Z analizy rysunku 2.19 wynika również, że wypadkowa prędkość ϑ ruchu nożyka będzie skierowana ku dolnej podstawie nożyka, jeżeli spełniona będzie nierówność:

$$\vartheta_t'' > \vartheta_t' .$$

Stąd:

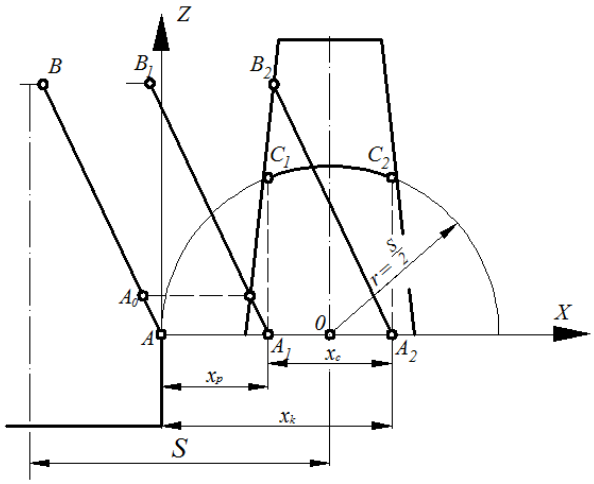
$$\vartheta_S \sin\alpha > \vartheta_m \cos\alpha ,$$

czyli:

$$tg\alpha > \frac{\vartheta_m}{\vartheta_S} . \tag{2.44}$$

Ze wzoru (2.44) wynika, że prawidłowe cięcie będzie występowało w przypadku, kiedy stosunek prędkości maszyny do prędkości średniej nożyków będzie mniejszy od tangensa kąta pochylenia nożyków. Biorąc pod uwagę fakt, że w skrajnych położeniach listwy nożowej prędkość nożyków jest równa zeru, warunek ze wzoru (2.44) nie będzie zachowany. Wobec powyższego w przypadku nożyków o określonym kształcie, poruszających się ze zmienną prędkością (ruch harmoniczny listwy nożowej), maszyna powinna pracować z taką prędkością, aby wypadkowa prędkość cięcia w ciągu całego skoku nożyków była jak najdłużej skierowana do dolnej podstawy nożyków.

Na rysunku 2.20 przedstawiono początkową i końcową prędkość cięcia roślin nożycowo-palcowym zespołem tnącym typu klasycznego.



Rys. 2.20. Przykładowy wykres początkowej i końcowej prędkości cięcia źdźbeł nożycowo-palcowym zespołem tnącym typu klasycznego

Początek cięcia odpowiada położeniu A_1B_1 ostrza nożyka, gdy punkt A_0, będący początkiem roboczej części ostrza nożyka spotyka się z ostrzem krawędzi przeciwtnącej – stalki. Prędkość nożyka w danej chwili jest prędkością początkową cięcia $\vartheta_{pnż}$.

Koniec cięcia odpowiada położeniu A_2B_2 nożyka, gdy jego punkt B pokrywa się z ostrzem krawędzi przeciwtnącej – stalki. Wówczas prędkość końcowa cięcia wynosi $\vartheta_{knż}$. Początkową oraz końcową prędkość cięcia dla danej prędkości kątowej korby ω można obliczyć z zależności:

$$\vartheta_{pnż} = \overline{A_1C_1}\omega, \tag{2.45}$$

$$\vartheta_{knż} = \overline{A_2C_2}\omega. \tag{2.46}$$

W podobny sposób można wyznaczyć prędkości cięcia w dwulistwowym zespole tnącym.

2.2.5. Pola cięcia nożycowo-palcowych i dwulistwowych zespołów tnących

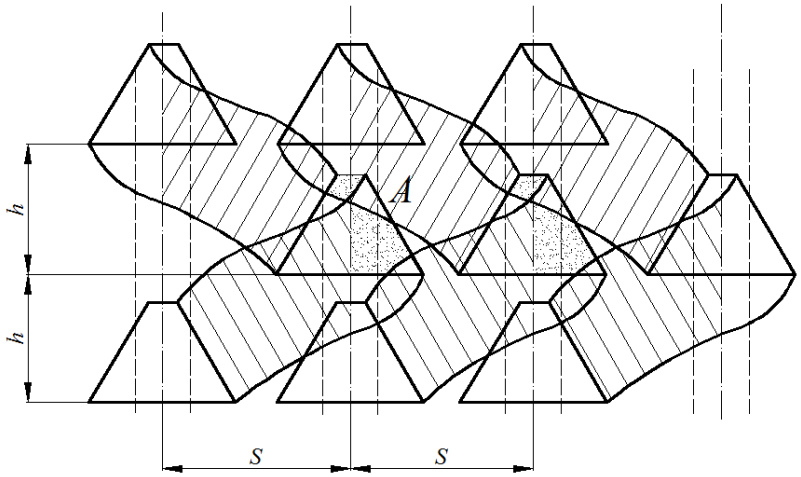
Na rysunkach 2.21 i 2.22 przedstawiono przykładowe pola cięcia dla nożycowo-palcowego zespołu tnącego z pojedynczym skokiem nożyków, równym odległości palców, wynoszącym 76,2 mm. W obu przypadkach przyjęto prędkość średnią nożyków $\vartheta_S = 2{,}75\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$. Natomiast prędkości ruchu maszyny przyjęto odpowiednio: $\vartheta_m = 2\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$ i $\vartheta_m = 1\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$.

Podczas wykreślenia krawędzi przeciwtnącej przyjęto (w celu uproszczenia analizy), że szerokość stalki jest jednakowa na całej jej długości. Obliczoną średnią jej szerokość zaznaczono na rysunkach 2.21 i 2.22 linią przerywaną.

Z analizy rysunku 2.21 wynika, że są pola pojedynczo zakreskowane, co w praktyce oznacza, że rośliny będą ścinane przy pierwszym przejściu nożyków, oraz pola zacieniowane, które świadczą o tym, że ścięcie roślin nastąpi dopiero przy ruchu powrotnym nożyków. Przy pierwszym przejściu nożyków rośliny będą jedynie nachylane przez listwę nożową.

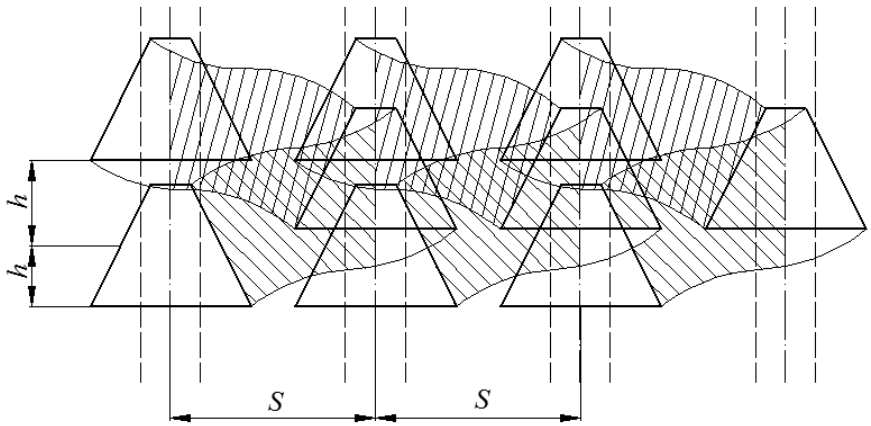
Na podstawie analizy pól zakreślonych przez ostrza nożyków można wstępnie wnioskować co do zmiany wysokości ścierniska.

Z analizy rysunku 2.22 wynika, że w przypadku, gdy $\vartheta_S = 2{,}75\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$ oraz $\vartheta_m = 1\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$, mamy do czynienia z cięciem bez omijania roślin, czyli przy pierwszym przejściu nożyków.



Rys. 2.21. Wykres pól cięcia nożycowo-palcowego zespołu tnącego (***S*** = ***t*** = 76,2 mm, $\vartheta_S = 2{,}75\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$, $\vartheta_m = 2\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$)

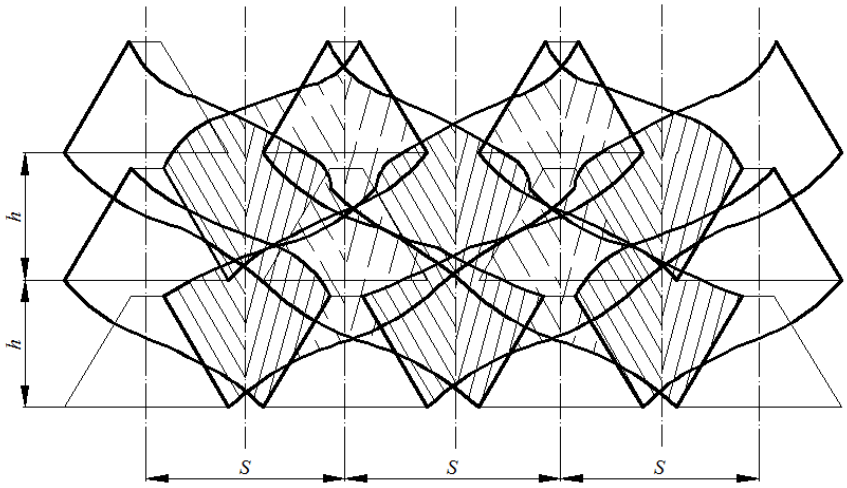
Należy jednak stwierdzić, że jeżeli sumaryczna powierzchnia nie zakreskowanych pól jest niewielka, to na ogół uzyskana wysokość ścierniska jest w małym stopniu zróżnicowana.



Rys. 2.22. Wykres pól cięcia nożycowo-palcowego zespołu tnącego (***S*** = ***t*** = 76,2 mm, $\vartheta_S = 2{,}75\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$, $\vartheta_m = 1\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$)

Na rysunku 2.23 przedstawiono przykładowe pola cięcia w przypadku zastosowania dwulistwowego zespołu tnącego.

Wykresy sporządzono przy skoku listew tnących ***S*** = 76,2 mm i odpowiednio: $\vartheta_S = 2{,}75\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$ oraz $\vartheta_m = 1\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$.



Rys. 2.23. Wykres pól cięcia dwulistwowego zespołu tnącego (***S*** = 76,2 mm, $\vartheta_S = 2{,}75\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$, $\vartheta_m = 1\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$)

Z analizy rysunku 2.23 wynika, że nożyk przy jednym przejściu ścina rośliny na dwóch liniach cięcia, gdyż druga z nich przebiega na styku nożyków oddalonych od siebie o 152,4 mm (pola cięcia roślin na drugiej linii cięcia oznaczono linią podwójnie zakreskowaną).

Dla przyjętych cech i parametrów konstrukcyjnych zespołu tnącego występuje cięcie roślin bez omijania.

2.2.6. Dynamika ruchu listwy nożowej

Dokonanie właściwej analizy pracy nożycowego zespołu tnącego w aspekcie obciążeń dynamicznych listwy nożowej jest kłopotliwe, ze względu na złożoność układu i niedoskonałość opisujących ten układ zależności dynamicznych.

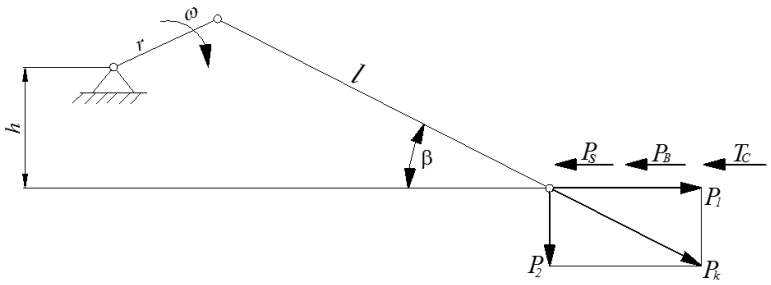
Natomiast badania doświadczalne zespołu tnącego są niewystarczające ze względu na fakt, że dotyczą one sumarycznych obciążeń, działających na poszczególne elementy konstrukcyjne i nie wyodrębniają jednoznacznie przyczyn ich powstawania.

Najczęściej w literaturze przyjmuje się, że siła P_1 przeciwdziałająca ruchowi listwy nożowej (stanowiąca opór jej ruchu) jest równa sumie sił działających na nią (rys. 2.24) i określona jest wzorem:

$$P_1 = P_S + P_B + T_C, \tag{2.47}$$

gdzie-

P_S – średnia wartość siły oporów cięcia,
P_B – siła bezwładności listwy nożowej,
T_C – siła tarcia listwy nożowej o elementy prowadzące.



Rys. 2.24. Siły działające na listwę nożową napędzaną mechanizmem korbowym asymetrycznym: $\boldsymbol{P_k}$ – siła działająca wzdłuż korbowodu, $\boldsymbol{P_1}$ i $\boldsymbol{P_2}$ – pozioma i pionowa składowa siły $\boldsymbol{P_k}$, $\boldsymbol{P_S}$ – średnia wartość siły oporów cięcia, $\boldsymbol{P_B}$ – siła bezwładności listwy nożowej, $\boldsymbol{T_C}$ – siła tarcia listwy nożowej o elementy prowadzące, $\boldsymbol{r}$ – długość korby, $\boldsymbol{l}$ – długość targańca, $\boldsymbol{h}$ – odległość wału korby od płaszczyzny ruchu listwy, $\boldsymbol{\beta}$ – kąt nachylenia targańca

Opory cięcia są teoretycznie trudne do określenia, ponieważ zależą one od bardzo wielu czynników, takich jak: gatunek i odmiana materiału ścinanego, sztywność i wilgotność poszczególnych źdźbeł, zachwaszczenie, intensywność zasilania zespołu tnącego, prędkość cięcia, stan techniczny zespołu tnącego i innych.

W praktyce średnią wartość siły oporów cięcia oblicza się z zależności:

$$P_S = \frac{L_j \cdot F_0 \cdot i}{x_C}\ , \tag{2.48}$$

gdzie-

L_j – wartość pracy potrzebnej do ścięcia roślin z powierzchni 1 cm^2,
F_0 – pole obciążenia zespołu tnącego,
i – liczba nożyków listwy nożowej,
x_C – droga nożyka od początku do końca cięcia.

Liczbę roślin przypadającą na 1 cm^2 uprawy przyjmuje się dla zbóż równą $z = 0{,}2–0{,}8\ \text{szt.} \cdot \text{cm}^{-2}$, natomiast dla traw pastewnych $z = 1{,}2–2{,}0\ \text{szt.} \cdot \text{cm}^{-2}$ [16, 25].

Doświadczalnie stwierdzono, że wartość pracy potrzebnej do ścięcia roślin z 1 cm^2 wynosi w przybliżeniu:

– dla zbóż, $L_j = 0{,}01–0{,}02\ \text{J} \cdot \text{cm}^{-2}$,
– dla traw pastewnych, $L_j = 0{,}02–0{,}03\ \text{J} \cdot \text{cm}^{-2}$ [16, 25].

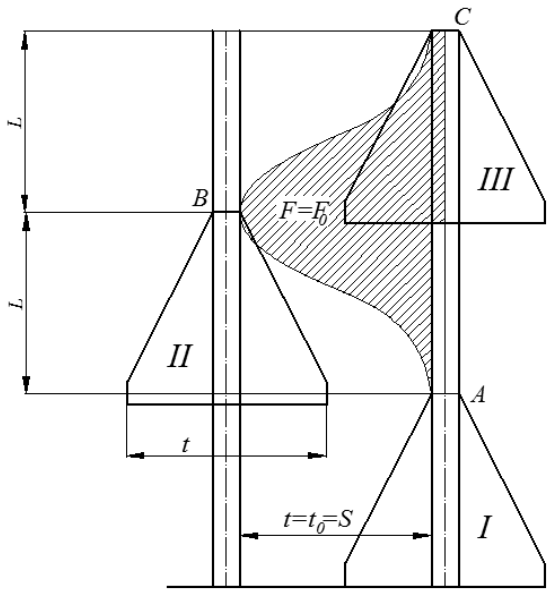
Podczas analizy pracy różnych typów zespołów tnących wyróżnia się tzw. pole podawania i pole obciążenia.

Pole, z którego ścinane są rośliny w czasie jednego skoku nożyków nazywa się polem podawania F. Natomiast pole, z którego ścinane są rośliny w cią-

gu jednego skoku nożyka, przy udziale jednego palca nazywa się polem obciążenia F_0 (zgodnie ze wzorem (2.48)) [16, 25].

Dla zespołu normalnego cięcia z pojedynczym skokiem nożyków mamy: $F = F_0$.

Na rysunku 2.25 przedstawiono pole obciążenia dla zespołu normalnego cięcia z pojedynczym skokiem nożyków.



Rys. 2.25. Pole obciążenia dla zespołu normalnego cięcia z pojedynczym skokiem nożyków

W zespole normalnego cięcia z pojedynczym skokiem nożyków wierzchołek ostrza danego nożyka przy jednym obrocie wału korbowego zakreśla krzywą *ABC* (trajektoria ruchu). Pole ograniczone tą krzywą i linią *AC* jest polem podawania *F* równym, jak wcześniej wspomniano, polu obciążenia F_0. Zatem biorąc pod uwagę, że dowolny punkt ostrza nożyka wykonuje ruch złożony (zgodnie z teorią mechanizmów) obejmuje on ruch względny oraz ruch „unoszenia".

W tym przypadku ruch względny opisuje równanie przemieszczenia listwy nożowej (2.5):

$$x_{n\dot{z}} = r\,(1 - \cos\omega t).$$

Natomiast ruch „unoszenia" opisuje się równaniem:

$$y = L\,\frac{\omega t}{\pi} = L\frac{\varphi}{\pi}. \tag{2.49}$$

Pole obciążenia F_0 można wyrazić wzorem:

$$F_0 = \int_0^{2\pi} x \cdot dy. \tag{2.50}$$

Biorąc pod uwagę, że:

$$dy = L\frac{d\varphi}{\pi}, \tag{2.51}$$

otrzymano:

$$\begin{aligned} F_0 &= \int_0^{2\pi} r(1-cos\varphi)\frac{Ld\varphi}{\pi} = \frac{rL}{\pi}\int_0^{2\pi} d\varphi - \frac{rL}{\pi}\int_0^{2\pi} cos\varphi d\varphi = \\ &= \frac{rL}{\pi}\varphi_0^{2\pi} + \frac{rL}{\pi}sin\varphi_0^{2\pi} = \frac{rL}{\pi}(2\pi - 0) + \frac{rL}{\pi}(0-0) = 2r\cdot L = S\cdot L. \end{aligned} \tag{2.52}$$

Zatem pole obciążenia F_0 w zespole tnącym normalnego cięcia z pojedynczym skokiem nożyków równe jest iloczynowi skoku S listwy nożowej oraz drogi podawania L.

Według obliczeń autora pracy dla zespołu tnącego niskiego cięcia pole obciążenia wynosi:

$$F_0 = 0{,}32\ S\,L. \tag{2.53}$$

Natomiast dla zespołu tnącego normalnego cięcia z podwójnym skokiem nożyka pole obciążenia wynosi:

$$F_0 = 0{,}18\ S\,L. \tag{2.54}$$

W konkluzji należy stwierdzić, że pola obciążeń zespołów tnących na etapie ich obliczeń teoretycznych można wyznaczać z wyprowadzonych zależności: (2.52), (2.53) i (2.54) lub dla analizowanej, specjalnej konstrukcji zespołu tnącego należy je samodzielnie wyznaczyć.

Siła bezwładności P_B mas listwy nożowej jest iloczynem masy m listwy nożowej wraz z częścią masy korbowodu wykonującego ruchy posuwisto-zwrotne i jej przyspieszenia $a_{n\dot{z}}$.

Biorąc pod uwagę, że:

$$m = (m_1 + m_2),$$

oraz

$$a_{n\dot{z}} = r\omega^2 cos\,\omega t = r\omega^2\left(1 - \frac{x_{n\dot{z}}}{r}\right),$$

otrzymano:

$$P_B = (m_1 + m_2)\, r\omega^2\left(1 - \frac{x_{n\dot{z}}}{r}\right), \tag{2.55}$$

gdzie-

- m_1 – masa listwy nożowej,
- m_2 – część masy korbowodu wykonującego ruchy posuwisto-zwrotne,
- r – długość korby,
- ω – prędkość kątowa korby,
- $x_{n\dot{z}}$ – przemieszczenie listwy nożowej.

Masę m_1 listwy nożowej oblicza się przyjmując, że masa jej przypadająca na 1 m długości wynosi: 2,20–2,35 $\mathrm{kg \cdot m^{-1}}$ [16, 25, 61, 63].

Natomiast m_2 oblicza się z zależności:

$$m_2 = m_{ck} \frac{l_0}{l}, \tag{2.56}$$

gdzie-

m_{ck} – masa korbowodu,
l_0 – odległość środka masy korbowodu od czopa korby,
l – długość całkowita korbowodu.

Z analizy rozwiązań konstrukcyjnych wybranych napędów korbowych wynika, że masa korbowodu najczęściej wynosi 2,30–3,25 kg.

W skrajnych przypadkach przyjmuje ona wartość równą 5 kg [63].

Siłę tarcia T_C listwy nożowej o elementy prowadnic zespołu tnącego stanowi suma siły tarcia T_1, pochodzącej od ciężaru listwy nożowej i siły tarcia T_2, pochodzącej od działania korbowodu (targańca).

Zatem:

$$T_C = T_1 + T_2. \tag{2.57}$$

Siłę tarcia T_1 wyznacza się z zależności:

$$T_1 = \mu\, m_1 g, \tag{2.58}$$

gdzie-

μ – współczynnik tarcia ślizgowego, przyjmuje on wartości w przedziale: 0,25–0,30 [16, 25],
m_1 – masa listwy nożowej,
g – przyspieszenie ziemskie.

Natomiast siłę tarcia T_2 wyznacza się z zależności:

$$T_2 = \mu\, P_2, \tag{2.59}$$

przy czym

$$P_2 = \mu\, P_1\, tg\beta, \tag{2.60}$$

gdzie-

P_2 – składowa normalna siły działania korbowodu na zespół tnący (rys. 2.24),
β – chwilowy kąt nachylenia targańca (korbowodu) do płaszczyzny cięcia.

Biorąc pod uwagę, że:

$$P_2 = (P_S + P_B + \mu m_1 g + \mu P_2)\, tg\beta,$$

po przekształceniu otrzymano:

$$T_2 = \frac{(P_S + P_B + \mu\, m_1 g) tg\beta}{1 - \mu tg\beta}. \tag{2.61}$$

Z analizy wzoru (2.61) wynika, że istotny wpływ na wartość siły T_2 wywiera kąt β nachylenia korbowodu (targańca) do poziomu, który zmienia swą wartość w ściśle określonym zakresie.

Zakres zmian determinuje wartość mimośrodowości ε mechanizmu korbowego:

$$\varepsilon = \frac{h}{l}, \tag{2.62}$$

gdzie-

h – odległość wału korby od płaszczyzny ruchu listwy nożowej,

l – długość targańca.

2.3. Analiza dotychczasowych badań nożycowych zespołów tnących

Racjonalne i szybkie projektowanie energooszczędnych nożycowych zespołów tnących o dużej wydajności i trwałości uwarunkowane jest analitycznym opisem procesu cięcia, zachodzącego w tych zespołach oraz wynikami dotychczasowych badań eksperymentalnych.

Bardzo istotną przeszkodą w rozwijaniu analitycznych metod badania procesu cięcia realizowanego zespołami tnącymi jest budowa materiału roślinnego. Jest ona nie tylko bardzo złożona i trudna do przedstawienia za pomocą znanych modeli reologicznych, ale ponadto ulega zmianie w czasie rozwoju osobniczego.

Poznaniem procesu cięcia materiału roślinnego nożycowymi zespołami tnącymi i jego opisem zajmowało się i obecnie zajmuje wielu badaczy, w tym autor pracy. Istnieją liczne pozycje literaturowe opisujące badania doświadczalne oraz analityczne z tego zakresu. W szerokim obszarze problematyki cięcia nożycowymi zespołami tnącymi w literaturze przeważają pozycje, [1, 2, 5-11, 15, 16, 19-28, 30, 36, 37, 40, 56, 57-59, 61, 62] dotyczące:

a) cięcia podporowego, w przypadku docisku noża do krawędzi przeciwtnącej (nożycowe zespoły tnące),
b) cięcia podporowego, w warunkach zwiększonej szczeliny między nożem a krawędzią przeciwtnącą (zespoły tnące o ciągłym ruchu noży – obiegowe).

W rozdziale dokonano analizy oraz podsumowano dotychczasowe badania procesu cięcia materiałów pochodzenia roślinnego za pomocą nożycowych zespołów tnących. Powinno to ułatwić wykazanie braków w istniejącej, w tym zakresie, teorii cięcia oraz wskazać kierunki do dalszych badań.

Prace analityczne związane z cięciem roślin źdźbłowych prowadzili m.in.: K. Dobler, D.M. McRandal, P.B. McNulty, P. Grabański, M. Mrozek, A. Bochat wraz z M. Zastempowskim.

Dobler opracował model matematyczny cięcia udarowego w postaci równania [19, 56]:

$$\Delta m \frac{d^2 x_2}{dt^2} = P(\delta) - P_b(x_2) - P_e(x_2), \tag{2.63}$$

gdzie-

Δm – masa krytyczna źdźbła (najmniejsza masa potrzebna do wywołania takiej reakcji, aby mogło zachodzić cięcie),

x_2 – przemieszczenie źdźbła podczas cięcia,

$P(\delta)$ – siła cięcia jako funkcja głębokości wnikania noża w źdźbło,

$P_b(x_2)$ – siła ugięcia statycznego źdźbła,

$P_e(x_2)$ – siła pozioma od ukorzenienia źdźbła.

Korzystając z równania (2.63) Dobler badał wpływ prędkości noża na czas cięcia źdźbła oraz głębokość wnikania noża w źdźbło. Najmniejszą prędkość ruchu noża ϑ_{min} w procesie cięcia udarowego określił zależnością:

$$\vartheta_{min} = \pi_{\vartheta} \sqrt{\frac{d\, P_{max}}{\Delta m}}, \tag{2.64}$$

gdzie-

π_{ϑ} – współczynnik bezwymiarowy,

d – średnica zewnętrzna źdźbła w miejscu cięcia,

P_{max} – maksymalna wartość siły cięcia źdźbła,

Δm – zredukowana masa źdźbła podlegająca wychyleniu.

Weryfikacja opracowanego modelu jednoznacznie wykazała, że nie odwzorowuje on warunków rzeczywistych procesu cięcia udarowego, gdyż wyniki badań doświadczalnych znacznie odbiegały od wyników badań symulacyjnych [19, 56]. Największym mankamentem opracowanego modelu jest fakt, że nie uwzględnia on wpływu prędkości cięcia na siłę cięcia.

Wynik ten sprzeczny jest z wynikami badań innych autorów, m.in.: Cz. Kanafojskiego, N.E. Reznika i K.H. Schulze, którzy dowodzą zmniejszenia oporu cięcia wraz ze wzrostem jego prędkości [25].

McRandal i McNulty zaproponowali dwa modele matematyczne cięcia udarowego: belkowy i drobinowy, przy czym pierwszy z nich jest częściej opisywany w literaturze [34, 35]. Wspomniany model źdźbła przedstawia równanie drgań swobodnych jednorodnej belki wspornikowej:

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x_l^{\,4}} + \frac{\rho(l)}{EI} \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \tag{2.65}$$

gdzie-

x_l – współrzędne długości źdźbła,
y – współrzędna ugięcia poziomego,
$\rho(l)$ – gęstość liniowa źdźbła,
E – moduł sprężystości Younga,
I – moment bezwładności przekroju,
t – czas.

Równanie (2.65) uzupełniono funkcją opisującą siłę cięcia F, którą opisano równaniem:

$$F = k_p(\vartheta t - y_0), \tag{2.66}$$

gdzie-

k_p – opór przenikania ostrza w źdźbło,
ϑ – prędkość ruchu noża,
t – czas,
y_0 – ugięcie wstępne źdźbła.

Przedstawiony model belkowy wydaje się być trafnym podejściem, ale autorzy rozwiązali go tylko dla punktu, w którym przyłożona jest siła wymuszająca. Pewną wątpliwość budzi uproszczenie, polegające na traktowaniu źdźbła jako belki jednorodnej oraz brak uwzględnienia siły oddziaływania sąsiednich źdźbeł.

McRandal i McNulty opracowali model drobinowy, przyjmując założenie, że większa część oporów cięcia źdźbła wynika z jego bezwładności. Model swój sformułowali na bazie równania prędkości rozchodzenia się fal w ośrodkach ciągłych, skupiając całą masę ciętego źdźbła w punkcie działania noża.

Równanie ruchu drobiny o masie równej iloczynowi długości źdźbła l i gęstości liniowej ρ_l określono jako:

$$\ddot{y} + (y + \vartheta t)\frac{k_p}{l\,\rho_l} = 0, \tag{2.67}$$

gdzie-

ϑ – prędkość noża,
k_p – opór przenikania noża w źdźbło,
l – długość źdźbła,
ρ_l – gęstość liniowa źdźbła.

Analizując model drobinowy przedstawiony równaniem (2.67) można wyznaczyć najmniejszą prędkość noża po zakończeniu cięcia:

$$\vartheta \geq 2r\sqrt{\frac{k_p}{l\,\rho_l}}, \tag{2.68}$$

gdzie-

r – promień zewnętrzny przekroju źdźbła.

Natomiast minimalną prędkość cięcia określić można z zależności:

$$\vartheta_{min} = \sqrt{\frac{2W_c}{l\rho_l}}\,, \tag{2.69}$$

gdzie-

W_c – energia cięcia statycznego.

Grabański przeprowadził analizę matematyczną procesu cięcia podporowego w ramach realizacji swojej rozprawy doktorskiej [19].

Celem analizy było wykazanie możliwości badania energochłonności procesu cięcia roślin źdźbłowych, bazującej na określeniu i analizie quasi-statycznej siły cięcia. Autor zaproponował nowe podejście w badaniu energochłonności procesu cięcia roślin źdźbłowych, które związane jest z dyskretyzacją układu zespół tnący – źdźbło oraz redukcją parametrów fizycznych źdźbła do środka przekroju cięcia.

Na podstawie analizy teoretycznej Grabański stwierdził, iż energochłonność procesu cięcia roślin źdźbłowych można określić na podstawie analizy równania quasi-statycznej siły cięcia z uwzględnieniem oddziaływania zespołu tnącego, ponieważ energia quasi-statycznego cięcia jest związana z energią dynamicznego cięcia poprzez dynamiczny współczynnik cięcia i wykładnik potęgowy siły quasi-statycznego cięcia. Wyraża to równanie:

$$W_d = \left(\frac{1}{\delta}\right)^{n+1} W_q\,, \tag{2.70}$$

gdzie-

W_d – praca dynamicznego cięcia,

W_q – praca quasi-statycznego cięcia,

δ – dynamiczny współczynnik cięcia.

Dynamiczny współczynnik cięcia δ został opisany równaniem:

$$\delta = \frac{\alpha_m}{\alpha_q}\,, \tag{2.71}$$

gdzie-

α_m – maksymalna wartość przemieszczenia nożyka w półprzestrzeni wypełnionej materiałem źdźbłowym lub maksymalna wartość odkształceń podczas dynamicznego cięcia, wynikająca z całkowitej zamiany energii kinetycznej układu,

α_q – przemieszczenie względne nożyka w źdźble lub odkształcenie lokalne źdźbła podczas quasi-statycznego cięcia.

Autor pracy wspólnie z Zastempowskim [57, 58, 59] opracowali zweryfikowany doświadczalnie model matematyczny odwzorowujący proces cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego, przy uwzględnieniu specyficznych właściwości morfologicznych i fizykomechanicznych ciętego materiału.

Szczególną uwagę zwrócono na kwestię jakości modelu matematycznego, który został opracowany celem przeprowadzenia badań symulacyjnych. Model ten może być podstawą do doboru optymalnych parametrów procesu cięcia, co w efekcie może posłużyć do obniżenia energochłonności cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym.

Oryginalność opracowanego modelu w stosunku do już istniejących polega na tym, że uwzględnia on wszystkie etapy procesu cięcia źdźbeł przy różnej ich sztywności (dotychczas w znanych modelach procesu cięcia przyjmowano, że sztywność danego źdźbła na całej jego długości jest taka sama, co jest wielkim uproszczeniem w stosunku do rzeczywistości) i umożliwia określenie sił działających na nożyk listwy nożowej oraz energochłonność cięcia na poszczególnych jego etapach:

- etap I – dosunięcie źdźbła do krawędzi przeciwtnącej,
- etap II – odkształcenie przekroju źdźbła,
- etap III – rozdzielanie źdźbła.

Na podstawie obserwacji rzeczywistego procesu cięcia źdźbła, realizowanego nożycowo-palcowym zespołem tnącym, zaproponowano model źdźbła przy następujących dwóch grupach uproszczeń modelowych:

1. Uproszczenia związane z budową i właściwościami fizykomechanicznymi źdźbła:
   a) założono pionowe usytuowanie źdźbła,
   b) ukorzenienie potraktowano jako sztywną podporę,
   c) przyjęto jednakowy moduł sprężystości Younga na długości międzywęźla źdźbła,
   d) przyjęto jednakową średnicę zewnętrzną i wewnętrzną na długości międzywęźla źdźbła,
   e) pominięto miejscowe wzrosty sztywności źdźbła związane z występowaniem węzłów,
   f) masę kłosa rozłożono równomiernie na jego długości.
2. Uproszczenia związane z oddziaływaniem otoczenia na źdźbło:
   a) założono stałą wilgotność źdźbła,
   b) założono brak oddziaływania sąsiednich źdźbeł.

Etap I – dosunięcie źdźbła do krawędzi przeciwtnącej

Etap ten trwa od momentu zetknięcia się nożyka ze źdźbłem aż do chwili dosunięcia źdźbła do krawędzi przeciwtnącej. Zjawisko to zamodelowano za pomocą równania różniczkowego cząstkowego:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2}\left(EJ\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}\right)+q\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}=-p\,, \tag{2.72}$$

gdzie-

x – współrzędna długości źdźbła,
y – współrzędna odchylenia pionowego źdźbła,
E – moduł sprężystości Younga,
J – moment bezwładności przekroju źdźbła,
q – masa rozłożona źdźbła (gęstość liniowa źdźbła),
t – czas,
p – siła jednostkowa oddziaływania oporu powietrza.

Równanie (2.72) stanowi równanie różniczkowe cząstkowe drgań giętnych źdźbła swobodnego.

Do prowadzenia obliczeń na modelu niezbędne jest określenie jednostkowej siły oporu powietrza p, którą opisano zależnością:

$$p = c_x \frac{\rho_p}{2} d_z \vartheta^2 , \tag{2.73}$$

gdzie-

c_x – współczynnik oporu powietrza,
ρ_p – gęstość powietrza,
d_z – średnica zewnętrzna źdźbła,
ϑ – prędkość źdźbła w określonym punkcie.

Jednym z wyników, jaki można uzyskać rozwiązując równanie różniczkowe cząstkowe (2.72), jest praca L_1 dosunięcia źdźbła do krawędzi przeciwtnącej.

Etap II – odkształcenie przekroju źdźbła

Etap ten trwa od momentu zetknięcia się źdźbła z krawędzią przeciwtnącą aż do chwili rozpoczęcia przecinania źdźbła przy sile cięcia P_{cmax}.

W trakcie tego etapu wyróżnia się dwa procesy:

- proces ugięcia źdźbła, oznaczony strzałką ugięcia f_1,
- proces spłaszczenia przekroju poprzecznego źdźbła w miejscu przyłożenia siły, oznaczony strzałką spłaszczenia f_2.

Strzałki ugięcia f_1 i spłaszczenia f_2 źdźbła opisują odpowiednio zależności:

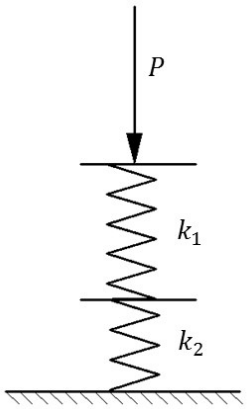
$$f_1 = \frac{Pb}{48EJ}\left(3l^2 - 4b^2\right), \tag{2.74}$$

$$f_2 = 0{,}149\ \frac{Pr^3}{EJ}, \tag{2.75}$$

gdzie-

P – siła oddziaływania nożyka na źdźbło wywołująca jednoczesne jego ugięcie i spłaszczenie,
b – ramię działania siły P względem krawędzi przeciwtnącej,
l – odległość pomiędzy krawędzią przeciwtnącą a górnym ramieniem palca,
E – moduł sprężystości Younga,
J – moment bezwładności przekroju źdźbła.

Zjawiska ugięcia i spłaszczenia przekroju źdźbła pod działaniem siły P pochodzą od oddziaływania danego nożyka listwy nożowej i występują jednocześnie. W celu opisania obu tych zjawisk zamodelowano je, co schematycznie zostało przedstawione na rysunku 2.26.



Rys. 2.26. Model zjawiska ugięcia i spłaszczenia źdźbła

Na podstawie zależności (2.74) i (2.75) wyznaczono odpowiednio sztywności ugięcia k_1 oraz spłaszczenia k_2:

$$k_1 = \frac{48EJ}{b\left(3l^2 - 4b^2\right)}, \tag{2.76}$$

$$k_2 = \frac{EJ}{0{,}149\, r^3}. \tag{2.77}$$

Przyjmując rzeczywiste warunki cięcia źdźbeł, np. pszenżyta, za pomocą klasycznego nożycowo-palcowego zespołu tnącego otrzymano w przybliżeniu: $\frac{r}{l} = 0{,}2$ oraz $\frac{b}{l} = 0{,}2$.

Zatem:

$$\frac{k_1}{k_2} = 0{,}1007.$$

Strzałki ugięcia f_1 i spłaszczenia f_2 źdźbła opisują odpowiednio zależności:

$$f_1 = \frac{P}{k_1}, \tag{2.78}$$

$$f_2 = \frac{P}{k_2}. \tag{2.79}$$

Pracę ugięcia L_{IIA} i spłaszczenia L_{IIB} źdźbła można opisać równaniami:

$$L_{II\,A} = \int_0^{f_1} k_1 x dx = \frac{1}{2} k_1 f_1^2, \tag{2.80}$$

$$L_{II\,B} = \int_0^{f_2} k_2 x dx = \frac{1}{2} k_2 f_2^2. \tag{2.81}$$

Biorąc pod uwagę zależności: (2.78), (2.79), (2.80) i (2.81), stosunek pracy spłaszczenia źdźbła $L_{II\,B}$ do pracy jego ugięcia $L_{II\,A}$ wynosi:

$$\frac{L_{IIB}}{L_{IIA}} = \frac{k_1}{k_2} = 0{,}1007. \tag{2.82}$$

Na podstawie analizy zależności (2.82) można stwierdzić, że zdecydowany wpływ na pracę L_{II} procesu cięcia na drugim etapie wywiera zjawisko ugięcia źdźbła. Biorąc pod uwagę, że praca cięcia L_{II} jest sumą prac ugięcia i spłaszczenia źdźbła otrzymano:

$$L_{II} = L_{II\,A} + L_{II\,B}. \tag{2.83}$$

Pracę ugięcia źdźbła L_{IIA} można wyznaczyć rozwiązując równanie (2.72) przy uwzględnieniu dodatkowo warunków brzegowych, opisujących podparcie źdźbła.

Natomiast pracę spłaszczenia przekroju źdźbła L_{IIB} wyznaczyć można z zależności:

$$L_{IIB} = \frac{1}{2} P_{c\,max} f_2, \tag{2.84}$$

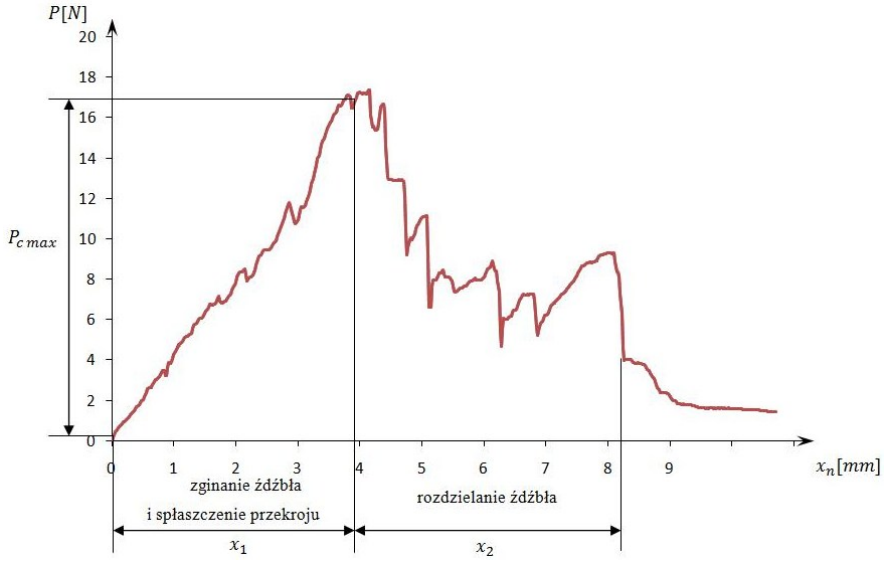
gdzie-

P_{cmax} – maksymalna siła cięcia,

f_2 – wartość spłaszczenia przekroju źdźbła.

Przykładowe wartości P_{cmax} oraz f_2 wraz z ich prezentacją graficzną zaprezentowano w pracach Grabańskiego [19] oraz Zastempowskiego [56].

Przykładowy przebieg zmian siły cięcia w funkcji przemieszczenia nożyka w źdźble przedstawiono na rysunku 2.27.



Rys. 2.27. Fazy przebiegu procesu cięcia źdźbła

Etap III – rozdzielanie źdźbła

Etap ten rozpoczyna się w momencie osiągnięcia przez siłę cięcia wartości P_{cmax} i trwa do momentu podzielenia źdźbła na dwie części. Wartość średnią siły rozdzielania źdźbła opisuje zależność:

$$P_{cś} = \frac{1}{x_2} \int_{x_1}^{x_1+x_2} P dx, \tag{2.85}$$

gdzie-

P – chwilowa wartość siły rozdzielania źdźbła,
x_1 – odcinek drogi, na którym występuje ugięcie i spłaszczenie źdźbła,
x_2 – odcinek drogi, na którym występuje rozdzielanie źdźbła.

Wartość siły cięcia $P_{cś}$ można w praktyce obliczyć na podstawie pomiarów z zależności:

$$P_{cś} = \sum_{i=1}^{n} \frac{P}{n}, \tag{2.86}$$

gdzie-

n – liczba punktów pomiarowych w przedziale (x_1, x_1+x_2).

Bazując na założeniu quasi-statycznego oddziaływania pojedynczego nożyka listwy nożowej na ścinane źdźbło, całkowitą pracę cięcia określono jako sumę prac na poszczególnych etapach:

$$L_C = L_I + L_{II} + L_{III}. \tag{2.87}$$

Ze względu na fakt, że proces cięcia za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego jest dynamiczny, równanie (2.87) należy uzupełnić o człon dynamiczny i wówczas:

$$L_C = L_I + L_{II} + L_{III} + L_{IV}, \tag{2.88}$$

gdzie-

L_{IV} – praca dynamicznego oddziaływania nożyka na źdźbło.

Przeprowadzone przez autora badania doświadczalne wykazały, że podczas cięcia pszenżyta nożycowo-palcowym zespołem tnącym człon dynamiczny opisuje zależność:

$$L_{IV} = 0{,}06826 a_3 \vartheta_{nś}^2, \tag{2.89}$$

gdzie-

a_3 – stała wyznaczona doświadczalnie ($a_3 = 0{,}4616\ \mathrm{J \cdot s^2 \cdot m^{-2}}$),

$\vartheta_{nś}$ – średnia prędkość listwy nożowej.

Model procesu cięcia został przedstawiony jako równanie różniczkowe drgań giętnych źdźbła z uwzględnieniem oddziaływania zewnętrznej siły cięcia i siły oddziaływania sąsiednich źdźbeł. W modelu uwzględniono po raz pierwszy zmienną sztywność źdźbła, co w pełni odzwierciedla jego rzeczywistą budowę.

Pierwsze prace doświadczalne w celu opracowania teorii cięcia pojedynczych źdźbeł prowadził Żeligowski. W swoich rozważaniach przyjął on, że proces cięcia może być realizowany mechanicznie na trzy główne sposoby (Dmitrewski za Żeligowskim [14]):

- pod działaniem wyłącznie siły normalnej,
- pod działaniem siły normalnej z udziałem siły bocznej bez poślizgu,
- pod działaniem siły normalnej z udziałem siły bocznej z poślizgiem.

Następne prace doświadczalne w zakresie cięcia za pomocą nożycowego zespołu tnącego materiałów roślinnych o zróżnicowanych właściwościach fizycznych ze szczególnym uwzględnieniem oporów i energochłonności procesu prowadzili m.in.: W.P. Goriaczkin, Ł.P. Kramarenko, J. Prasad, C.P. Gupta, J. Khazaei, P.S. Chattopadhyay, K.P. Pandley, Y.D. Yiljep, U.S. Mohammed, M.J. O'Dogherty, G.E. Gale, J.A. Huber, J. Dyson, C.J. Marshall, Y. Jekendra, H. Kobiński, T. Pawlicki, P. Grabański i M. Mrozek.

Goriaczkin [25] badał doświadczalnie nacisk ostrza na materiał podczas cięcia w zależności od współczynnika wytrzymałości materiału na ścinanie oraz kąta cięcia ślizgowego.

Kramarenko rozpatrywał rodzaje cięcia w aspekcie energochłonności oraz oporu cięcia. Wykazał, że przy ukośnym cięciu źdźbeł i łodyg praca cięcia przyjmuje mniejsze wartości w stosunku do cięcia w kierunku prostopadłym do ich osi symetrii.

Wyniki badań Kramarenki [4, 8] okazały się podstawą do opracowania i opatentowania przez autora pracy nowej koncepcji zespołu tnącego typu bębnowego.

Prasad i Gupta [45] prowadzili badania nad cięciem kukurydzy, w wyniku czego wyznaczyli optymalne wartości wybranych cech i parametrów konstrukcyjnych noża, takich jak kąty: zaostrzenia, cięcia, cięcia ślizgowego oraz prędkość cięcia. Zajmowali się również wpływem pola powierzchni przekroju łodygi oraz jej wilgotności na siłę cięcia oraz pracę cięcia. Badali ponadto wpływ prędkości deformacji łodyg na ich właściwości mechaniczne, w tym wytrzymałość na ścinanie oraz ściskanie w kierunku prostopadłym do osi symetrii rośliny.

Khazaei i zespół [26] zajmowali się wpływem geometrycznych cech konstrukcyjnych noża oraz prędkości cięcia na zużycie energii oraz wytrzymałość na ścinanie łodyg roślin kwiatowych.

Występowanie zmian wartości siły cięcia od prędkości cięcia tłumaczyli lepko-sprężystymi właściwościami roślin wilgotnych. Według ich modelu, łodygi roślin składają się ze sztywnych ścianek zapewniających roślinie właściwości sprężyste oraz protoplazmowego płynu dającego efekt lepkościowy. W zależności od prędkości cięcia zmieniałby się udział właściwości sprężystych oraz lepkościowych, co według badaczy wpływa na wartość siły potrzebnej do cięcia łodyg.

Chattopadhyay oraz Pandey [13] zajmowali się właściwościami mechanicznymi sorga w zakresie odkształceń quasi-statycznych, przy różnym kącie zaostrzenia noża.

Yiljep oraz Mohammed [55] badali wpływ prędkości cięcia na pracę oraz sprawność cięcia pojedynczego źdźbła w warunkach cięcia podporowego.

O'Dogherty oraz Gale [41] prowadzili badania laboratoryjne nad cięciem podporowym źdźbeł trawy, wyznaczając minimalną prędkość, przy której sprawność cięcia była zadowalająca.

O'Dogherty, Huber, Dyson i Marshall [43] przeprowadzili serię eksperymentów mających na celu wyznaczenie wytrzymałości na ściskanie i ścinanie, modułu Younga oraz modułu sprężystości postaciowej źdźbeł pszenicy, w zależności od stopnia dojrzałości oraz jej wilgotności.

Kobiński i Pawlicki [27] prowadzili badania nad cięciem źdźbeł dwoma typami przyrządów – ze sprężystym dociskiem noża do krawędzi przeciwtnącej oraz ze szczeliną pomiędzy tymi elementami.

Grabański [19] na podstawie prowadzonych badań stanowiskowych cięcia pszenżyta wykazał, że istnieje związek między pracą quasi-statycznego i dynamicznego cięcia, określony dynamicznym współczynnikiem cięcia i wykładnikiem potęgowym siły quasi-statycznego cięcia.

Mrozek [37, 38] prowadził badania doświadczalne sztywności źdźbeł jęczmienia, pszenicy oraz pszenżyta dla potrzeb opracowania belkowego modelu źdźbła o postaci niejednorodnej.

2.4. Podsumowanie

W rozdziale 2 niniejszej pracy opracowano w sposób całościowy zagadnienie budowy i zasady działania najnowszych konstrukcji nożycowych zespołów tnących, zagadnienie kinematyki i dynamiki ich ruchu. Ponadto, dokonano analizy dotychczasowych badań doświadczalnych i analitycznych procesu cięcia materiału roślinnego za pomocą tego typu zespołów.

Na podstawie analizy dotychczasowych wyników badań doświadczalnych i analitycznych procesu cięcia pojedynczych źdźbeł i łodyg należy stwierdzić, że pomimo pozornej monotematyczności rozwiązanej dotąd problematyki jest ona w całym obszarze badawczym bardzo rozproszona i była dotąd rozwiązywana fragmentarycznie. Szczególnie odczuwalny jest brak dokładnego poznania zależności pomiędzy cechami i parametrami konstrukcyjnymi poszczególnych zespołów tnących i wielkościami charakteryzującymi efekt cięcia. Powoduje to istotną przeszkodę w wykorzystaniu rozwiązanej problematyki badawczej na etapie projektowania nowych konstrukcji zespołów tnących.

Spośród opracowanych dotychczas modeli matematycznych, istotne znaczenie praktyczne, zdaniem autora, może mieć ostatni z analizowanych modeli, gdyż najbardziej odwzorowuje on rzeczywiste warunki procesu cięcia materiału roślinnego nożycowo-palcowym zespołem tnącym.

3. ZESPOŁY TNĄCE TYPU TARCZOWEGO

3.1. Budowa i zasada działania tarczowych zespołów tnących

Zespoły tnące typu tarczowego stosowane są powszechnie w kosiarkach rotacyjnych. Ścinanie roślin za pomocą tarczowych zespołów tnących odbywa się przy wykorzystaniu bezwładności źdźbeł roślin, tzn. bez udziału krawędzi przeciwtnącej.

W ramach zespołów tnących tarczowych wyróżnia się:
- zespoły tarczowe typu bębnowego (górnonapędowe),
- zespoły tarczowe typu dyskowego (dolnonapędowe).

Zespoły tarczowe typu bębnowego znalazły zastosowanie w kosiarkach rotacyjnych bębnowych (górnonapędowych) oraz kosiarkach rotacyjnych dyskowych (dolnonapędowych).

Kosiarki rotacyjne bębnowe składają się z pary lub kilku par obracających się współbieżnie bębnów.

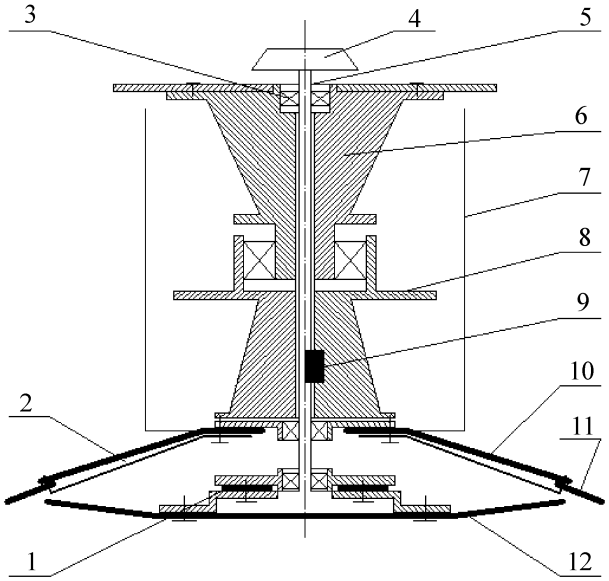
Widok kosiarki tego typu przedstawiono na rysunku 3.1.

Rys. 3.1. Kosiarka rotacyjna bębnowa [63]

Elementem roboczym bębna są najczęściej dwa lub trzy nożyki prostokątne zaostrzone po obu dłuższych bokach, przymocowane wahliwie do tar czy, która wraz z piastą stanowi jeden element konstrukcyjny.

Nożyki ścinające stanowią element wymienny. Wymienia się je w razie stępienia ostrzy tnących lub w celu przystosowania ich do określonych warunków pracy [16, 25, 61, 63].

Schemat budowy bębna stosowanego w kosiarce rotacyjnej przedstawiono na rysunku 3.2.

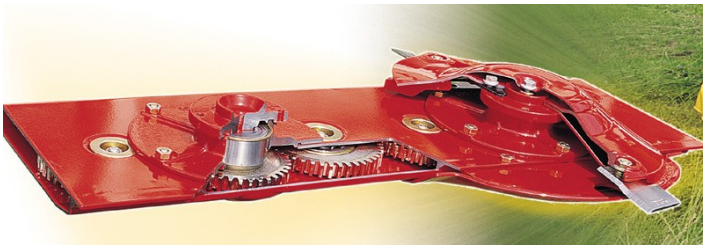


Rys. 3.2. Schemat budowy bębna stosowanego w kosiarce rotacyjnej: 1 – pierścień dystansowy, 2 – trzymak nożyka, 3 – łożysko wału napędowego, 4 – koło zębate przekładni napędowej, 5 – wał napędowy, 6 – piasta bębna, 7 – osłona bębna, 8 – piasta tarczy, 9 – wpust, 10 – tarcza, 11 – nożyk, 12 – talerz ślizgowy

W kosiarkach dyskowych zespołem roboczych są ich tarcze eliptyczne, ułożyskowane w belce napędowej. Do tarcz eliptycznych przymocowane są dwa nożyki. Tarcze w kosiarkach rotacyjnych typu dyskowego, podobnie jak w kosiarkach rotacyjnych typu bębnowego, obracają się współbieżnie. Na rysunku 3.3 przedstawiono kosiarkę rotacyjną typu dyskowego.

Rys. 3.3. Kosiarka rotacyjna typu dyskowego [63]

Natomiast rysunek 3.4 przedstawia tarczę-dysk omawianej kosiarki z przymocowanymi nożykami.

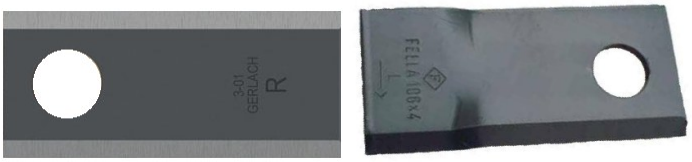


Rys. 3.4. Tarcza dyskowa kosiarki rotacyjnej [63]

Tarcze omawianych zespołów tnących wyposażone są przede wszystkim w nożyki proste ($\propto = 0°$). Rzadziej stosowane są nożyki o kącie $\propto = 30°$ [25, 61, 63].

Na rysunku 3.5 przedstawiono przykładowe konstrukcje nożyków prostych.

a) b)

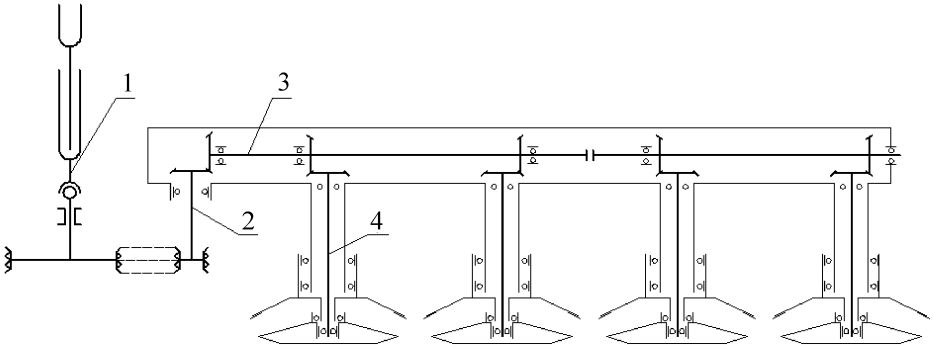


Rys. 3.5. Przykłady nożyków prostych stosowanych w zespołach tnących typu tarczowego [63]: a) nożyk prosty płaski, b) nożyk prosty profilowany

3.2. Kinematyka i dynamika ruchu tarczowych zespołów tnących

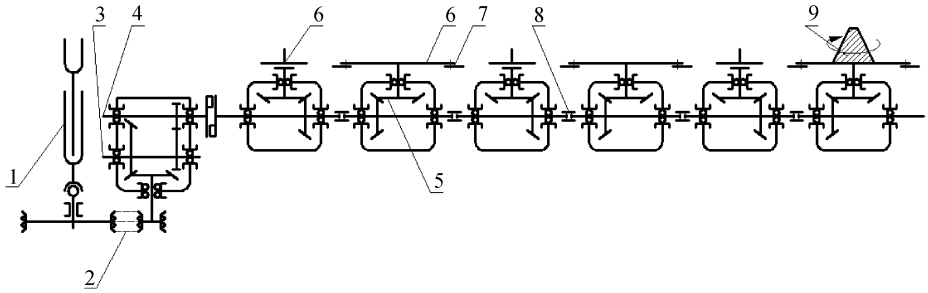
3.2.1. Mechanizmy napędzające tarcze z nożykami

Przeniesienie napędu na tarcze z nożykami w kosiarkach górnonapędowych odbywa się od wałka odbioru mocy ciągnika poprzez przekładnię klinowo-pasową oraz przekładnie zębate stożkowe, co przedstawiono na rysunku 3.6.



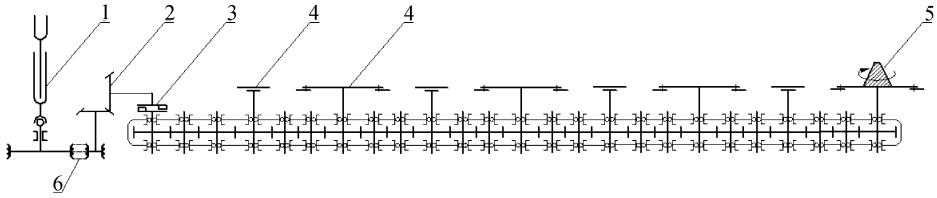
Rys. 3.6. Schemat przeniesienia napędu na tarcze w kosiarce górnonapędowej [25]: 1 – wał napędowy, 2 – wałek napędzający przekładnie zębate stożkowe, 3 – wał poziomy, 4 – wałek pionowy napędzający tarcze z nożykami

Napęd na dyski z nożykami w kosiarkach dolnonapędowych realizowany jest na dwa sposoby. Pierwszy polega na tym, że napęd z wałka odbioru mocy ciągnika przekazywany jest poprzez wał przegubowy na przekładnię klinowo-pasową i dalej na przekładnię dwustopniową (zębatą stożkową i walcową). Następnie przekazywany jest na przekładnie zębate stożkowe, które napędzają odpowiednie dyski z nożykami, co przedstawiono na rysunku 3.7.



Rys. 3.7. Schemat przeniesienia napędu na tarcze dyskowe w kosiarce dolnonapędowej [25]: 1 – wał napędowy, 2 – przekładnia główna klinowo-pasowa, 3 – wał przekładni zębatej stożkowej, 4 – wał główny, 5 – przekładnia zębata stożkowa, 6 – tarcza dyskowa, 7 – nóż, 8 – sprzęgło kształtowe, 9 – stożek żeberkowy odrzucający skoszone rośliny

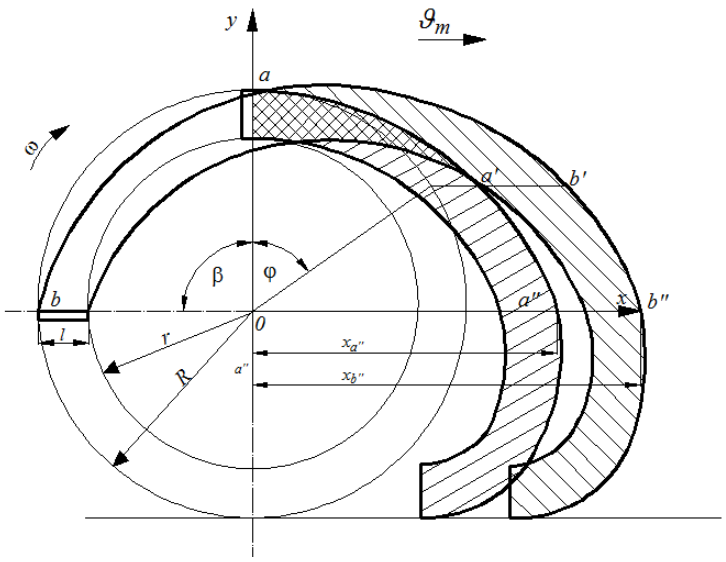
Drugi sposób – częściej stosowany, przekazania napędu w kosiarkach dolnonapędowych polega na tym, że napęd z wałka odbioru mocy ciągnika przekazywany jest poprzez wał przegubowy na przekładnię klinowo-pasową, a następnie przekładnię kątową. W dalszej kolejności napęd poprzez przekładnie walcowe przekazywany jest na dyski z nożykami.



Rys. 3.8. Schemat przeniesienia napędu na tarcze dyskowe w kosiarce dolnonapędowej: 1 – wał napędowy, 2 – przekładnia zębata stożkowa, 3 – sprzęgło, 4 – tarcza dyskowa z nożykami, 5 – stożek żeberkowy odrzucający skoszone rośliny, 6 – przekładnia pasowo-klinowa

3.2.2. Kinematyka ruchu tarczy z nożykami

Tarcze z nożykami w kosiarkach rotacyjnych wykonują ruch składający się z ruchu obrotowego nożyków wokół własnej osi oraz ruchu postępowego wynikającego z ruchu maszyny. Trajektorie ruchu dwóch sąsiednich nożyków przedstawiono na rysunku 3.9.



Rys. 3.9. Trajektorie ruchu nożyka rotacyjnego zespołu tnącego

Poszczególne nożyki ścinają rośliny z powierzchni ograniczonej dwiema cykloidami, tzn. cykloidą wyznaczającą tor ruchu zewnętrznej krawędzi nożyka i cykloidą wyznaczającą tor ruchu wewnętrznej krawędzi nożyka. Obie pary cykloid przecinają się ze sobą, co oznacza, że nożyk przemieszczający się jako drugi przebiega w części swego ruchu jałowo nad powierzchnią ściętą przez nożyk pierwszy (zakreskowana podwójnie powierzchnia). Między cykloidami może pozostawać także powierzchnia, z której rośliny nie będą ścinane (powierzchnia niezakreskowana).

Trajektorie ruchu zewnętrznych krawędzi tnących nożyków można opisać równaniami parametrycznymi o postaci:

– dla punktu a'

$$x_{a'} = \vartheta_m t + R \sin \omega t \,, \tag{3.1}$$

$$y_{a'} = R \cos \omega t \,, \tag{3.2}$$

– dla punktu b'

$$x_{b'} = \vartheta_m t + R \sin(\omega t - \beta), \tag{3.3}$$

$$y_{b'} = R \cos(\omega t - \beta), \tag{3.4}$$

gdzie-

ϑ_m – prędkość ruchu maszyny,
t – czas,
R – odległość końca nożyka od osi obrotu tarczy,
ω – prędkość kątowa tarczy z nożykami,
φ, β – odpowiednie kąty (zgodnie z rys. 3.9), przy czym $\varphi = \omega t$.

Po to, aby w trakcie pracy kosiarki nie powstawały powierzchnie nieskoszone, tzw. omijaki, musi być spełniony warunek, że w miejscu, w którym trajektorie dwóch sąsiednich nożyków są oddalone od siebie w największym stopniu na osi x, poziome współrzędne krawędzi tnących nożyków mogą być oddalone od siebie maksymalnie na odległość równą długości nożyka.

Zatem, zgodnie z rysunkiem 3.9, musi być spełniony warunek:

$$x_{b''} - x_{a''} = h = l \cos\alpha \,, \tag{3.5}$$

gdzie-

l – długość ostrza nożyka (w przypadku nożyków prostych $\alpha = 0°$, $h = l$).

Dla punktu (a) po obrocie tarczy o kąt $\varphi = \frac{\pi}{2}$ otrzymano:

$$\varphi = \frac{\pi}{2} = \omega t, \tag{3.6}$$

a po przekształceniu:

$$t = \frac{\pi}{2\omega}. \tag{3.7}$$

Zatem:

$$x_{a''} = \vartheta_m \frac{\pi}{2\omega} + R \,. \tag{3.8}$$

Dla punktu (b) po obrocie o kąt $\frac{\pi}{2} + \beta$ otrzymano:

$$\omega t = \frac{\pi}{2} + \beta \,, \tag{3.9}$$

a po przekształceniu:

$$t = \frac{\pi + 2\beta}{2\omega}. \tag{3.10}$$

Zatem:

$$x_{b''} = \vartheta_m \frac{\pi + 2\beta}{2\omega} + R \sin\left(\frac{\pi}{2} + \beta - \beta\right) = \vartheta_m \frac{\pi + 2\beta}{2\omega} + R \,, \tag{3.11}$$

stąd:

$$l = \vartheta_m \frac{\pi + 2\beta}{2\omega} + R - \left(\vartheta_m \frac{\pi}{2\omega} + R\right) = \vartheta_m \frac{\beta}{\omega} \,. \tag{3.12}$$

Podstawiając do wzoru (3.12):

$$\beta = \frac{2\pi}{z}, \tag{3.13}$$

gdzie-

z – liczba nożyków na tarczy,

otrzymano:

$$l = \frac{2\pi\,\vartheta_m}{\omega \cdot z}. \tag{3.14}$$

Z analizy wzoru (3.14) wynika, że w celu zachowania prawidłowego cięcia, prędkość kątowa nożyków musi wzrastać wraz ze wzrostem prędkości ruchu maszyny, zmniejszeniem się liczby nożyków oraz wraz ze zmniejszeniem się czynnej długości nożyków.

Po to, aby ścinanie roślin odbywało się całą długością nożyka musi być spełniony warunek:

$$\frac{\vartheta_{n\dot{z}}}{\vartheta_m} \geq \frac{2\pi R}{4l\cos\alpha}, \tag{3.15}$$

gdzie-

$\vartheta_{n\dot{z}}$ – prędkość obwodowa nożyka,

ϑ_m – prędkość ruchu maszyny,

R – promień tarczy z nożykami,

l – czynna długość nożyka,

α – kąt pochylenia nożyka (dla nożyków prostokątnych $\alpha = 0°$, czyli $\cos\alpha = 1$).

W celu wyznaczenia wypadkowej prędkości ϑ i przyspieszenia a nożyka należy odpowiednio zróżniczkować równania (3.1) i (3.2) i wykonać stosowne działania matematyczne.

Różniczkując jednokrotnie równania (3.1) i (3.2) otrzymano:

$$\vartheta_{xa} = \frac{dx_{a'}}{dt} = \vartheta_m + R\omega\cos\omega t, \tag{3.16}$$

$$\vartheta_{ya} = \frac{dy_{a'}}{dt} = -R\omega\sin\omega t. \tag{3.17}$$

Biorąc pod uwagę, że wypadkową prędkość nożyka opisuje zależność:

$$\vartheta = \sqrt{\vartheta_{xa}^2 + \vartheta_{ya}^2}, \tag{3.18}$$

po przekształceniach otrzymano:

$$\vartheta = \sqrt{\vartheta_m^2 + 2\,\vartheta_m R\omega\cos\omega t + R^2\omega^2}. \tag{3.19}$$

Natomiast różniczkując dwukrotnie równania (3.1) i (3.2) uzyskano:

$$a_{xa} = \frac{d\vartheta_{xa}}{dt} = -R\,\omega^2 \sin \omega t\,, \tag{3.20}$$

$$a_{ya} = \frac{d\vartheta_{ya}}{dt} = -R\,\omega^2 \cos \omega t. \tag{3.21}$$

Biorąc pod uwagę, że wypadkowe przyspieszenie nożyka opisuje zależność:

$$a = \sqrt{a_{xa}^2 + a_{ya}^2}\,, \tag{3.22}$$

po przekształceniach otrzymano:

$$a = \sqrt{\left(-R\omega^2 \sin \omega t\right)^2 + \left(-R\omega^2 \cos \omega t\right)^2} = R\omega^2\,. \tag{3.23}$$

Warunek utrzymania równowagi nożyka podczas cięcia, czyli utrzymania jego promieniowego położenia jest spełniony, gdy zachodzi nierówność (rys. 3.10):

$$T\,r_0 \geq P \cos \varphi \cdot l\,, \tag{3.24}$$

gdzie-

- T – wypadkowa oporu tarcia występującego między powierzchnią otworu a powierzchnią sworznia,
- r_0 – promień sworznia zawiasu,
- P – wypadkowa siła oporu cięcia,
- φ – kąt odchylenia wypadkowej siły P w stosunku do jej teoretycznego ustawienia $P^{/}$ na skutek tarcia ostrza o rośliny,
- l – odległość osi sworznia do miejsca przyłożenia siły P.

Biorąc pod uwagę, że:

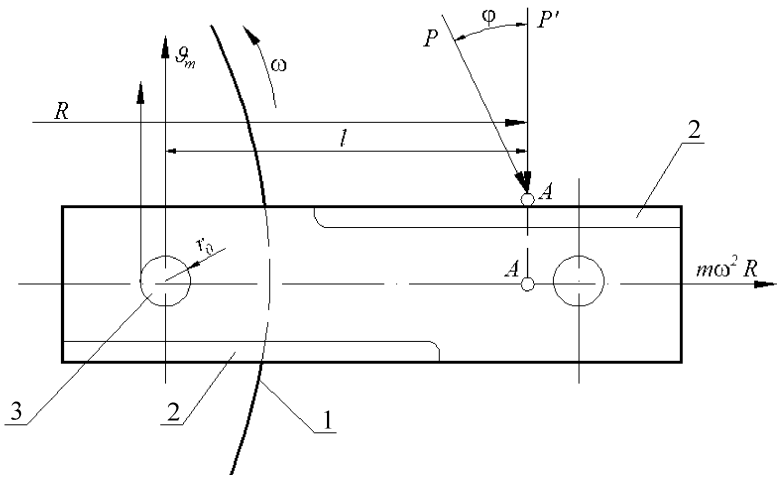
$$T = \mu m\,\omega^2 R\,, \tag{3.25}$$

gdzie-

- μ – współczynnik tarcia ślizgowego sworznia w otworze tarczy,
- m – zredukowana masa nożyka w punkcie przyłożenia siły P,
- ω – prędkość kątowa tarczy,

to warunek równowagi nożyka jest spełniony, gdy:

$$\mu m\,\omega^2 R\,r_0 \geq P \cos \varphi \cdot l\,. \tag{3.26}$$



Rys. 3.10. Siły działające na nożyk: 1 – wycinek krawędzi tarczy, 2 – ostrze noża, 3 – sworzeń zawiasu

3.2.3. Dynamika ruchu tarczy z nożykami

Dynamiczne równanie ruchu obrotowego tarczy z nożykami można opisać równaniem:

$$M = J\varepsilon\,, \tag{3.27}$$

gdzie-

M – moment obrotowy na wale napędzającym tarczę z nożykami,
J – masowy moment bezwładności tarczy z nożykami,
ε – przyspieszenie kątowe tarczy z nożykami.

Przyspieszenie kątowe tarczy z nożykami można obliczyć z zależności:

$$\varepsilon = \frac{a}{R} \tag{3.28}$$

lub

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{t}\,, \tag{3.29}$$

gdzie-

a – przyspieszenie liniowe końca nożyka,
R – odległość końca nożyka od osi obrotu tarczy,
$\Delta\omega$ – przyrost prędkości kątowej tarczy z nożykami,
t – czas.

Na etapie projektowania układu napędowego tarcz z nożykami dla danego typu kosiarki szczególnie ważnym zagadnieniem jest określenie mocy rozruchu mas wirujących. Jest to moc potrzebna do wprawienia tarczy z nożykami w ruch obrotowy ze stanu spoczynku.

Zwykle przyjmuje się, że rozruch jest realizowany ruchem jednostajnie przyspieszonym.

Najpierw oblicza się moment bezwładności J wspomnianej tarczy oraz przyspieszenie kątowe rozruchu ε. Następnie ze wzoru (3.30) można wyznaczyć moc potrzebną do rozruchu:

$$P = \frac{J \cdot \varepsilon \cdot n}{9554{,}14} = \frac{M \cdot n}{9554{,}14}\ , \tag{3.30}$$

gdzie-

P – moc rozruchu tarczy z nożykami, kW,

M – moment obrotowy na wale tarczy z nożykami, Nm,

n – prędkość obrotowa wału, $\text{obr.} \cdot \text{min}^{-1}$.

3.3. Analiza dotychczasowych badań tarczowych zespołów tnących

Zagadnieniem cięcia materiału roślinnego za pomocą tarczowych zespołów tnących, w tym bębnowych i dyskowych, zajmowali się m.in.: T. Marszałek, A. van Wijk, N.E. Reznik, J. Józefowicz oraz Cz. Pintara. Wymienieni badacze prowadzili przede wszystkim badania doświadczalne procesu cięcia materiału roślinnego za pomocą tarczowych zespołów tnących.

Przeprowadzone przez Marszałka [25] badania doświadczalne wykazały jednoznacznie, że najlepsza efektywność cięcia występuje przy zastosowaniu nożyków prostych ($\alpha = 0°$). Optymalną długość ostrza noża autor ten proponuje przyjmować według zależności:

$$h > \frac{2R\,\vartheta_m}{z\,\vartheta_n}\ , \tag{3.31}$$

gdzie-

h – czynna długość ostrza,

R – odległość końca nożyka od osi obrotu tarczy,

ϑ_m – prędkość ruchu maszyny,

z – liczba nożyków,

ϑ_n – prędkość obwodowa nożyka.

Van Wijk na podstawie badań doświadczalnych kosiarki tarczowej czterobębnowej, podczas koszenia trawy, wykazał jednoznacznie, że zachodzi ścisła zależność między prędkością ruchu maszyny a poborem mocy przez kosiarkę. Wraz ze wzrostem prędkości ruchu maszyny w zakresie od 2,5 do 10 $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ pobór mocy kosiarki zmienia się w przybliżeniu liniowo, w zakresie od 10 do 30 kW [25].

Reznik [47] oraz Marszałek (za Kanafojskim [25]) przeprowadzili szereg badań doświadczalnych, których celem było ustalenie związku ilościowego między prędkością obwodową nożyków a poborem mocy przez kosiarkę tarczową czterobębnową. Badania prowadzili podczas cięcia trawy oraz lucerny.

Wyniki ich badań wskazują, że początkowo zwiększenie prędkości obwodowej nożyków $\vartheta_{nż}$, a co się z tym bezpośrednio wiąże zwiększenie prędkości cięcia, powodowało zmniejszenie poboru mocy kosiarki. Powyżej jednak pewnej wartości $\vartheta_{nż}$, w przybliżeniu równej 58 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$, pobór mocy zwiększał się. Tłumaczy się to znacznym wzrostem oporów wentylacji, zwiększeniem przyspieszeń udzielanych ścinanej masie roślinnej oraz jej dodatkowym rozdrabnianiem [25].

Na etapie projektowania kosiarek tarczowych bardzo ważnym zagadnieniem jest określenie minimalnej prędkości cięcia $\vartheta_{c\,min}$, przy której będzie następowało bezpodporowe ścinanie roślin. Na podstawie założenia, jakie przyjął Gutjar (za Gach i inni [16]), że odkształcenie ścinanego źdźbła rośliny przemieszcza się z prędkością dźwięku w postaci sinusoidy, określona została minimalna prędkość cięcia pojedynczego źdźbła rośliny, której wartość można obliczyć ze wzoru:

$$\vartheta_{c\,min} = \frac{k_c}{\sqrt{\rho E}}, \tag{3.32}$$

gdzie-

k_c – opór cięcia, Pa,

ρ – gęstość źdźbła rośliny, $\mathrm{kg \cdot m^{-3}}$,

E – moduł Younga ciętego materiału, Pa.

Minimalna prędkość cięcia zdeterminowana jest przede wszystkim rodzajem koszonych roślin i przykładowo wynosi ona [16]:

- 13 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$ dla koniczyny,
- 15 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$ dla lucerny,
- 24 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$ dla stokłosy,
- 23 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$ dla tymotki,
- 32 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$ dla pszenicy.

W Polsce i Holandii prowadzono również badania doświadczalne w celu ustalenia związku między prędkością ruchu kosiarki, prędkością cięcia a stratami ścierniskowymi.

Przeprowadzone badania podczas cięcia trawy i lucerny wykazały, że przy ustalonych prędkościach roboczych tarczy zwiększenie prędkości obwodowej nożyków powoduje zmniejszenie strat ścierniskowych. Natomiast zwiększenie prędkości ruchu maszyny pociąga za sobą wzrost tych strat [25].

Józefowicz i Pintara na podstawie realizowanych badań własnych stwierdzają jednoznacznie, że rotacyjnych zespołów tnących typu bębnowego czy też

dyskowego nie powinno się stosować do koszenia roślin motylkowych, ponieważ wirujące ich elementy uszkadzają i obrywają listki oraz kwiatostany roślin, powodując straty zbioru zielonki.

W ich ocenie do wad rotacyjnych zespołów tnących należy również zaliczyć nierównomierne ścinanie roślin, nieraz wielokrotne, oraz uszkadzanie darni przy tępych nożykach lub przy zbyt niskim koszeniu. Niskie koszenie wpływa na opóźnienie odrostów oraz zmniejszenie plonowania w następnych pokosach [24].

3.4. Podsumowanie

W rozdziale 3 tej pracy, w pierwszej jego części, wyjaśniono istotę budowy i zasady działania najnowszych konstrukcji zespołów roboczych tnących typu tarczowego (bębnowych i dyskowych). Następnie przeprowadzono analizę kinematyki i dynamiki ich ruchu.

Analiza dotychczasowych badań tarczowych zespołów tnących wykazała, że prowadzono w tym zakresie jedynie badania doświadczalne, z pominięciem badań analitycznych.

Pomimo tego faktu, zdaniem autora, można stwierdzić, że ich wyniki pozwalają na właściwy dobór parametrów konstrukcyjnych tego typu zespołów roboczych.

Natomiast właściwy dobór ich cech konstrukcyjnych wymaga zastosowania pewnych przybliżeń na etapie projektowania i weryfikacji doświadczalnej opracowywanej konstrukcji.

4. ZESPOŁY TNĄCE TYPU BIJAKOWEGO

4.1. Budowa i zasada działania bijakowego zespołu tnącego

Zespoły tnące typu bijakowego stosowane są powszechnie w sieczkarniach bijakowych. Zadaniem tego typu sieczkarni jest ścięcie rosnących roślin na sieczkę. Ścinanie roślin za pomocą tego typu zespołów roboczych odbywa się bez zastosowania krawędzi przeciwtnącej, przy wykorzystaniu bezwładności źdźbła rośliny.

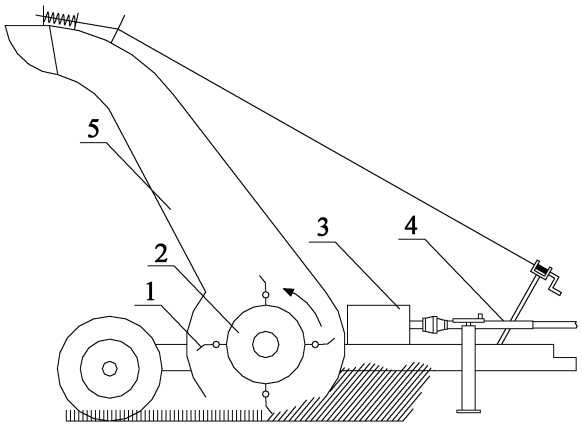
Na rysunku 4.1 przedstawiono przykład sieczkarni bijakowej.

Rys. 4.1. Sieczkarnia bijakowa [63]

Zespół roboczy tnący typu bijakowego stanowi bęben wykonany w formie walca blaszanego osadzonego na wale. Do walca przyspawane są promieniowo płaskowniki (najczęściej cztery), które tworzą ramiona z uchwytami do mocowania przegubowo bijaków za pomocą sworzni, co przedstawiono na rysunku 4.2.

Bijaki, nazywane często nożami, stanowią element wymienny. Wymienia się je w przypadku stępienia ich ostrzy tnących.

W znanych konstrukcjach tego typu zespołów roboczych do każdego ramienia montuje się od 7 do 9 bijaków w ten sposób, aby w rozwinięciu zespołu występowało ich równomierne rozłożenie na całej szerokości roboczej. Ruch obrotowy bębna w płaszczyźnie poziomej i ruch postępowy maszyny powodują ścinanie rosnących roślin od góry ku dołowi.

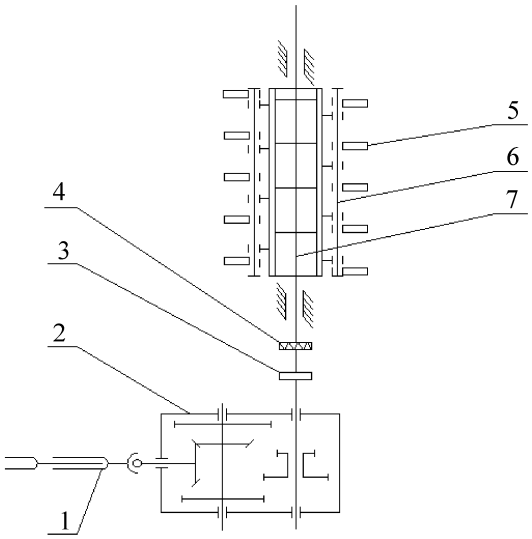


Rys. 4.2. Schemat sieczkarni bijakowej: 1 – bijaki, 2 – bęben roboczy, 3 – skrzynka przekładniowa, 4 – wał napędowy, 5 – kanał wylotowy

4.2. Kinematyka i dynamika ruchu bijakowego zespołu tnącego

4.2.1. Mechanizmy napędzające bijakowy zespół tnący

W znanych konstrukcjach sieczkarni napęd na bijakowy zespół tnący przenoszony jest z wałka odbioru mocy ciągnika poprzez wał przegubowy, skrzynkę przekładniową typu dwustopniowego oraz sprzęgła elastyczne, co przedstawiono na rysunku 4.3.

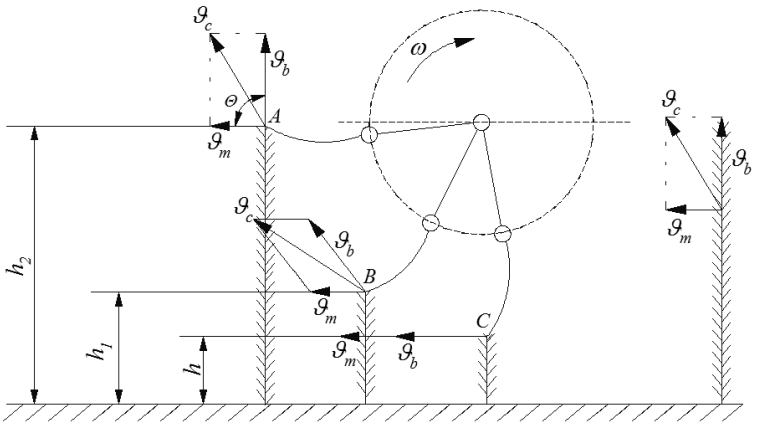


Rys. 4.3. Schemat napędu zespołu roboczego sieczkarni bijakowej: 1 – wał napędowy, 2 – skrzynka przekładniowa, 3 – sprzęgła elastyczne, 4 – sprzęgło kłowe, 5 – bijaki, 6 – pręt do mocowania bijaków i tulei dystansowych, 7 – wał bębna

Dwustopniowa skrzynka przekładniowa umożliwia uzyskanie dwóch prędkości obwodowych końców bijaków (np. 31 i 47 m · s^{-1}) [16, 25]. Mniejsze prędkości obwodowe bijaków można stosować podczas ścinania – cięcia roślin grubołodygowych, np. kukurydzy, słonecznika. Wymienione rośliny charakteryzują się stosunkowo dużą sztywnością w stosunku do innych roślin, np. traw.

4.2.2. Kinematyka ruchu bijakowego zespołu tnącego

Zgodnie z tym, co wspomniano w podrozdziale 4.1, istota procesu cięcia za pomocą bijakowego zespołu tnącego polega na tym, że roślina jest cięta w kilku miejscach na swojej wysokości, począwszy od góry (punkt *A*) ku dołowi (punkt *C*), co przedstawiono na rysunku 4.4.



Rys. 4.4. Schemat cięcia za pomocą bijakowego zespołu tnącego: ϑ_m – prędkość ruchu maszyny, ϑ_b – prędkość obwodowa końca bijaka, ϑ_c – prędkość cięcia, h_2, h_1, h – wysokości cięcia

Wraz ze zmianą wysokości cięcia roślin pogarszają się warunku cięcia. Następuje wzrost oporów cięcia przy jednoczesnym zmniejszaniu się składowej pionowej prędkości cięcia, co z kolei prowadzi do zmniejszenia sztywności roślin, przy czym zmniejsza się masa poszczególnych roślin, a więc i ich bezwładność. Prostopadłe ścinanie roślin ma miejsce jedynie w punkcie *C*. Natomiast na pozostałej części łuku *AC* cięcie występuje pod coraz mniejszym kątem θ (kąt zawarty pomiędzy wektorami prędkości ϑ_m i ϑ_b), określającym kierunek prędkości cięcia ϑ_c.

Maksymalna prędkość cięcia występuje w punkcie *C*, w którym zgodne są ze sobą prędkość obwodowa końca bijaka ϑ_b oraz prędkość maszyny ϑ_m (leżą na tym samym kierunku). Stąd maksymalna prędkość cięcia $\vartheta_{c\,max}$ wynosi:

$$\vartheta_{c\,max} = \vartheta_b + \vartheta_m \,. \tag{4.1}$$

Dla dowolnego punktu wzdłuż łuku AC, na którym odbywa się ścinanie roślin, prędkość cięcia można obliczyć z zależności:

$$\vartheta_c = \sqrt{\vartheta_b^2 + \vartheta_m^2 + 2\,\vartheta_b \vartheta_m \cos\theta}\ . \tag{4.2}$$

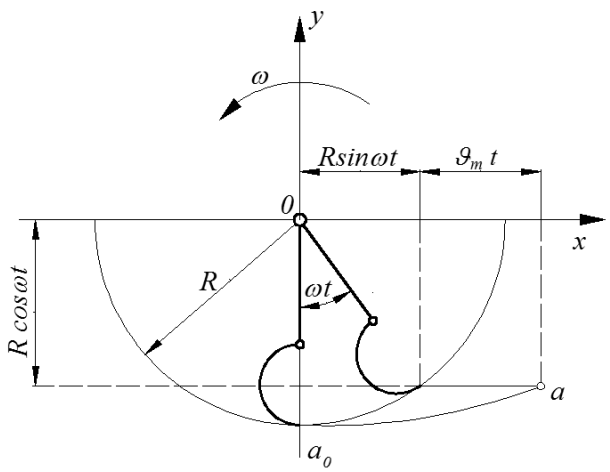
Po to, aby nastąpiło ścinanie roślin, musi być spełniony warunek:

$$\vartheta_c \geq \vartheta_{kr}\,, \tag{4.3}$$

gdzie-

ϑ_{kr} – prędkość krytyczna, przy której następuje ścinanie roślin bez udziału krawędzi przeciwtnącej.

Ze względu na fakt, że bijaki wykonują ruch obrotowy, a maszyna przemieszcza się ruchem jednostajnym prostoliniowym, trajektorią ich ruchu wypadkowego będzie cykloida, podobnie jak nożyków w przypadku kosiarek rotacyjnych typu tarczowego.



Rys. 4.5. Trajektoria ruchu pojedynczego bijaka

Zgodnie z rysunkiem 4.5, trajektorię ruchu pojedynczego bijaka opisuje równanie parametryczne o postaci:

$$x_a = \vartheta_m t + R \sin\omega t, \tag{4.4}$$

$$y_a = R \cos\omega t\ , \tag{4.5}$$

gdzie-

ϑ_m – prędkość ruchu maszyny,
t – czas,
R – odległość końca bijaka od osi obrotu bębna,
ω – prędkość kątowa bębna.

W celu wyznaczenia wypadkowej prędkości ϑ i przyspieszenia a bijaka należy odpowiednio zróżniczkować równania (4.4) i (4.5) i wykonać stosowne działania matematyczne.

Różniczkując jednokrotnie równania (4.4) i (4.5) otrzymano:

$$\vartheta_{xa} = \frac{dx_a}{dt} = \vartheta_m + R\omega cos\,\omega t, \tag{4.6}$$

$$\vartheta_{ya} = \frac{dy_a}{dt} = -R\omega sin\,\omega t\,. \tag{4.7}$$

Biorąc pod uwagę, że wypadkową prędkość bijaka opisuje zależność:

$$\vartheta = \sqrt{\vartheta_{xa}^2 + \vartheta_{ya}^2}\,, \tag{4.8}$$

po podstawieniu i przekształceniach otrzymano:

$$\vartheta = \sqrt{\vartheta_m^2 + 2\vartheta_m R\omega cos\,\omega t + R^2\omega^2}\,. \tag{4.9}$$

Natomiast różniczkując dwukrotnie równania (4.4) i (4.5) uzyskano:

$$a_{xa} = \frac{d\vartheta_{xa}}{dt} = -R\omega^2 sin\,\omega t\,, \tag{4.10}$$

$$a_{ya} = \frac{d\vartheta_{ya}}{dt} = -R\omega^2 cos\,\omega t. \tag{4.11}$$

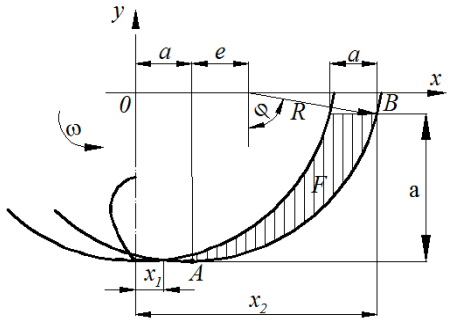
Biorąc pod uwagę, że wypadkowe przyspieszenie bijaka opisuje zależność:

$$a = \sqrt{a_{xa}^2 + a_{ya}^2}\,, \tag{4.12}$$

po podstawieniu i przekształceniach otrzymano:

$$a = \sqrt{\left(-R\omega^2 sin\,\omega t\right)^2 + \left(-R\omega^2 cos\,\omega t\right)^2} = R\omega^2. \tag{4.13}$$

Trajektorie ruchu dwóch sąsiednich bijaków przedstawiono na rysunku 4.6, na którym zakreskowano obszar podlegający cięciu.



Rys. 4.6. Trajektorie ruchu dwóch sąsiednich bijaków

Z analizy rysunku 4.6 wynika, że proces cięcia materiału roślinnego za pomocą tego typu zespołu roboczego powoduje dość zróżnicowaną długość pociętego materiału.

W celu porównania jakości procesu cięcia sieczkarni bijakowych stosuje się obliczanie średniej długości $l_{śr}$ cięcia materiału roślinnego z zależności:

$$l_{śr} = \frac{F}{x_2 - x_1}, \tag{4.14}$$

gdzie-

F – pole powierzchni między cykloidami,

x_1 – odcięta początku cięcia,

x_2 – odcięta końca cięcia.

Pole powierzchni cięcia można wyznaczyć, z zadowalającym przybliżeniem, z zależności:

$$F = s \cdot h, \tag{4.15}$$

gdzie-

s – droga pokonana przez maszynę w czasie jednego obrotu bijaka,

h – wysokość ścinanych roślin ponad ściernisko.

Ze względu na fakt, że odległości między dowolnymi punktami cykloid mierzone w płaszczyźnie poziomej są jednakowe, otrzymano:

$$x_1 = \frac{s}{2}. \tag{4.16}$$

Natomiast, zgodnie z rysunkiem 4.6, zależność na x_2 można zapisać jako:

$$x_2 = s + e + \sqrt{R^2 - (R-h)^2} = s + e + \sqrt{2Rh - h^2}. \tag{4.17}$$

Drogę e przebytą przez maszynę podczas obrotu bijaka z najniższego punktu A trajektorii do punktu B można obliczyć z zależności:

$$e = \frac{\varphi}{2\pi} s. \tag{4.18}$$

Ponieważ kąt φ, o który obróci się bijak po przebyciu przez maszynę drogi e można opisać zależnością:

$$cos\,\varphi = \frac{R-h}{R}, \tag{4.19}$$

zatem:

$$\varphi = arccos\frac{R-h}{R}. \tag{4.20}$$

Po podstawieniu otrzymamy:

$$x_2 = s + \frac{s}{2} arccos \frac{R-h}{R} + \sqrt{2Rh - h^2}. \tag{4.21}$$

Zatem średnią długość cięcia $l_{śr}$ materiału roślinnego opisuje zależność:

$$l_{śr} = \frac{s \cdot h}{\frac{s}{2} + \frac{s}{2} arccos \frac{R-h}{R} + \sqrt{2Rh - h^2}}, \tag{4.22}$$

przy czym-

$$s = \frac{2\pi R}{\frac{\vartheta_b}{\vartheta_m} \cdot z} = \frac{2\pi R}{\lambda \cdot z}, \tag{4.23}$$

gdzie-

R – promień obrotu krawędzi tnącej bijaka,
λ – wskaźnik kinematyczny zespołu roboczego, określony jako stosunek prędkości obwodowej bijaka ϑ_b do prędkości ruchu maszyny ϑ_m,
z – liczba bijaków zamontowanych na bębnie w jednej płaszczyźnie.

Z interpretacji zależności (4.22) i (4.23) wynika, że średnia długość sieczki, uzyskiwana podczas cięcia materiału roślinnego za pomocą sieczkarni bijakowej zależy od promienia, po którym porusza się bijak, wskaźnika kinematycznego, liczby bijaków zamontowanych w jednej płaszczyźnie na bębnie oraz wysokości ścinanych roślin ponad ściernisko.

4.2.3. Dynamika ruchu bijakowego zespołu tnącego

Dynamiczne równanie ruchu obrotowego bijakowego zespołu tnącego można opisać równaniem:

$$M = J\varepsilon, \tag{4.24}$$

gdzie-

M – moment obrotowy na wale napędzającym bijakowy zespół tnący,
J – masowy moment bezwładności bijakowego zespołu tnącego,
ε – przyspieszenie kątowe bijakowego zespołu tnącego.

Przyspieszenie kątowe bijakowego zespołu tnącego można obliczyć z zależności:

$$\varepsilon = \frac{a}{R} \text{ lub } \varepsilon = \frac{\Delta\omega}{t}, \tag{4.25) (4.26}$$

gdzie-

a – przyspieszenie liniowe końca bijaka,
R – odległość końca bijaka od osi obrotu bębna,
$\Delta\omega$ – przyrost prędkości kątowej bijakowego zespołu tnącego,
t – czas.

Na etapie projektowania układu napędowego bębna z bijakami dla danego typu sieczkarni szczególnie ważnym zagadnieniem jest określenie mocy rozruchu mas wirujących. Jest to moc potrzebna do wprawienia bębna z bijakami ze stanu spoczynku w ruch obrotowy.

Zwykle przyjmuje się, że rozruch jest ruchem jednostajnie przyspieszonym.

Najpierw oblicza się moment bezwładności bębna z bijakami J oraz przyspieszenie kątowe rozruchu ε. Następnie ze wzoru (4.27) można wyznaczyć moc potrzebną do rozruchu:

$$P = \frac{J \cdot \varepsilon \cdot n}{9554{,}14} = \frac{M \cdot n}{9554{,}14}, \tag{4.27}$$

gdzie-

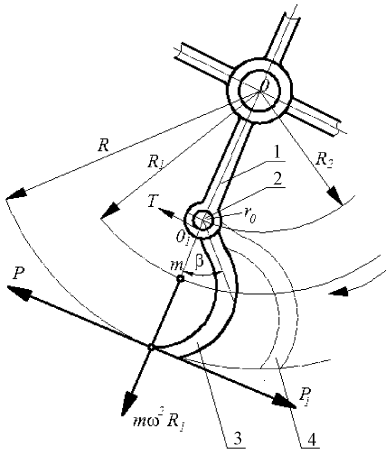
P – moc rozruchu bębna z bijakami, kW,

M – moment obrotowy na wale bijakowego zespołu tnącego, Nm,

n – prędkość obrotowa wału, $\text{obr.} \cdot \text{min}^{-1}$.

Ze względu na konieczność zabezpieczenia bijaków przed uszkodzeniem w przypadku natrafienia na przeszkodę typu kamień są one, jak wcześniej wspomniano, połączone przegubowo z bębnem za pomocą sworzni. Podczas ruchu luzem bijakowego zespołu tnącego, przy prędkości obwodowej bijaków $30\ \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ i więcej, siła odśrodkowa utrzymuje je w położeniu promieniowym tak, że bijaki wraz ze swymi ramionami tworzą „jedną całość" [25].

Po to, aby uzyskać odchylenie się bijaka, musi być przyłożona do niego duża zewnętrzna siła, która pokona opór tarcia w przegubowym połączeniu oraz moment od siły odśrodkowej bijaka powstający przy jego wychylaniu. Część energii kinetycznej bijaka zużywana jest wówczas na pokonanie oporów cięcia, a prędkość obwodowa bijaka odpowiednio się zmniejsza. Rozkład sił działających na bijak przedstawiono na rysunku 4.7.



Rys. 4.7. Siły działające na bijak [25]: 1 – ramię, 2 – sworzeń bijaka, 3 – bijak, 4 – zarys odchylonego bijaka

Ze względu na fakt, że bęben z ramionami obraca się ze stałą prędkością kątową, to po pokonaniu oporu siła odśrodkowa zmusi bijak do zajęcia położenia początkowego (po chwilowym wahnięciu się w kierunku obrotu ramion).

Jeżeli założy się, że środek ciężkości bijaka, zgodnie z rysunkiem 4.7, znajduje się w punkcie *m*, a wartość napotkanego oporu będzie oznaczona przez P_1, to obrót bijaka wokół jego osi O_1 ma miejsce wówczas, gdy:

$$P_1 \cdot r > M_t + M_0 + M_b, \tag{4.28}$$

gdzie-

r – ramię działania siły $P_1 (r = R - R_1)$,

M_t – moment tarcia w przegubie,

M_0 – moment od siły odśrodkowej działającej na bijak,

M_b – moment od bezwładności bijaka względem jego osi obrotu.

Występujące we wzorze (4.28) wyrażenia można obliczyć z następujących zależności:

$$M_t = \mu \frac{J_1 \omega^2}{R_1} r_0, \tag{4.29}$$

przy czym

$$\frac{J_1 \omega^2}{R_1} = m \omega^2 R_1, \tag{4.30}$$

gdzie-

μ – współczynnik tarcia w przegubie,

J_1 – moment bezwładności bijaka względem osi obrotu O_1,

m – masa bijaka,

r_0 – promień sworznia,

R_1 – promień środka ciężkości bijaka względem osi obrotu *O*.

Moment M_0 można obliczyć z zależności:

$$M_0 = m \omega^2 R_1 r_1, \tag{4.31}$$

gdzie-

$r_1 \approx (R_1 - R_2) sin\, \beta.$

Natomiast M_b można obliczyć ze wzoru:

$$M_b = J_2 \varepsilon, \tag{4.32}$$

gdzie-

J_2 – moment bezwładności bijaka względem osi O_1,

ε – przyspieszenie kątowe bijaka.

4.3. Analiza dotychczasowych badań bijakowego zespołu tnącego

Problematyką cięcia materiału roślinnego za pomocą bijakowego zespołu tnącego w aspekcie badań empirycznych zajmowali się przede wszystkim: H. Kuhlborn, N.G. Lucas i E. Hvirvelker. Ponadto, badania z tego zakresu realizowane były w Instytucie Budownictwa, Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa (IBMER) w Warszawie.

Przeprowadzone przez Kuhlborna badania wykazały jednoznacznie, że zapotrzebowanie na moc przez omawiany zespół tnący zależy przede wszystkim od jego przepustowości, a nie od właściwości fizykomechanicznych źdźbeł (wytrzymałości na zginanie, wewnętrznej struktury źdźbeł itp.). Według Kuhlborna, wraz ze wzrostem średniej przepustowości materiału w zakresie od 2,5 do 20 $\mathrm{t \cdot h^{-1}}$, pobór mocy przez sieczkarnię wyposażoną w bijakowy zespół tnący zmienia się w przybliżeniu liniowo, w zakresie od 10 do 30 kW [25]. Kuhlborn w swoich badaniach potwierdza fakt, że wraz ze zmniejszeniem wilgotności ścinanego materiału w przybliżeniu liniowo wzrasta zapotrzebowanie na moc cięcia bijakowego zespołu tnącego. Tłumaczy to zwiększającą się sztywnością ścinanych źdźbeł czy też łodyg. Autor nie podaje konkretnych danych ilościowych.

Lucas przeprowadził szereg badań doświadczalnych, których celem było ustalenie optymalnych parametrów roboczych bijakowego zespołu tnącego w aspekcie efektywności jego pracy oraz jakości cięcia. Wyniki jego badań wskazują, że prędkość obwodowa bijaków powinna wynosić ϑ_b = 25–30 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$, przy prędkości ruchu maszyny ϑ_m = 1,25–1,50 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$ [25].

W zespołach tnących typu bijakowego, stosowanych w sieczkarniach, dostarczana moc N jest zużywana na pokonanie oporów cięcia N_c, oporów wentylacji – podmuchu wytwarzanego przez obracające się bijaki N_w, oporów podrzucania ściętego materiału N_e, oporów tarcia w łożyskach N_t i w przekładniach N_i, czyli:

$$N = N_c + N_w + N_e + N_t + N_i \,. \tag{4.33}$$

Badania przeprowadzone przez Lucasa oraz w IBMER jednoznacznie wykazały, że w podanym bilansie mocy decydujące znaczenie mają pierwsze dwa człony. Wartość N_c przy koszeniu materiału roślinnego o określonych parametrach zwiększa się ze wzrostem prędkości roboczej maszyny, lecz równocześnie zmniejsza się ze zwiększeniem prędkości cięcia, czyli obwodowej prędkości ostrzy bijaków. Z drugiej jednak strony, ze zwiększeniem prędkości obwodowej bijaków zwiększają się opory wentylacji.

Prowadzone dodatkowo badania w IBMER wykazały, że w trakcie cięcia lucerny (23% s.m.) przy prędkości obwodowej bijaków $\vartheta_b \approx 26\,\mathrm{m \cdot s^{-1}}$ uzyskuje się najmniejsze zużycie mocy jednostkowej N $[\mathrm{kW \cdot m^{-1}}]$. Badania prowadzono dla prędkości roboczych maszyny: ϑ_m = 0,68; 1,02; 1,36; 1,70 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$ [25].

Hvirvelker zajmował się badaniami związanymi z drganiami bijakowego zespołu tnącego. W efekcie swoich badań stwierdza, że dla uniknięcia powstawania rezonansu należy tak dobrać masę bijaka i jego środek ciężkości, aby kąt odchylenia bijaka nie był zbliżony do wartości kąta, przy którym czas odchylenia bijaka byłby równy czasowi obrotu bębna [25].

4.4. Podsumowanie

W rozdziale 4 tej pracy, w pierwszej jego części, zawarto opis istoty budowy i zasady działania zespołu roboczego tnącego typu bijakowego. W tym miejscu należy stwierdzić, że rozwój konstrukcji tego typu zespołu tnącego w ostatnich latach zasadniczo nie miał miejsca.

Następnie przeprowadzono analizę kinematyki i dynamiki jego ruchu, a w szczególności elementów tnących – bijaków.

Przeprowadzona przez autora analiza dotychczasowych badań zespołów roboczych tnących typu bijakowego wykazała, że prowadzono w tym zakresie jedynie badania doświadczalne, z pominięciem badań analitycznych. Dotyczyły one przede wszystkim ustalenia wpływu przepustowości zespołu roboczego oraz prędkości obwodowej bijaków na zapotrzebowanie mocy przez sieczkarnię. Zatem istnieje możliwość właściwego doboru parametrów konstrukcyjnych tego typu zespołu tnącego. Problem natomiast może stanowić właściwy dobór jego cech konstrukcyjnych, co wymaga pewnych przybliżeń na etapie projektowania i weryfikacji doświadczalnej opracowanej konstrukcji.

5. ZESPOŁY TNĄCE TYPU BĘBNOWEGO

5.1. Budowa i zasada działania bębnowych zespołów tnących

Bębnowy zespół tnący stanowi podstawowy zespół roboczy sieczkarni samobieżnych: przyczepianych oraz stacjonarnych. Zadaniem bębnowego zespołu tnącego jest cięcie materiału roślinnego (łodyg lub źdźbeł) na części o określonej długości – na sieczkę.

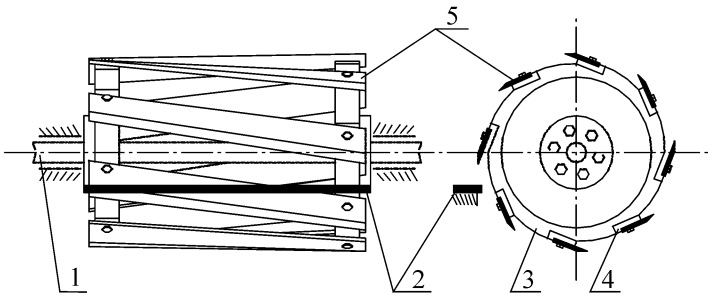
Zastosowanie tego typu zespołu w sieczkarniach umożliwia uzyskanie wymaganego stopnia rozdrobnienia materiału. Natomiast w celu uzyskania pożądanych efektów żywieniowych wymagana jest krótka sieczka o równomiernej długości, jednak długość jej uzależniona jest od indywidualnych cech zwierząt oraz sposobu skarmiania [14].

Na rysunkach 5.1 i 5.2 przedstawiono wybrane przykłady maszyn rolniczych, których podstawowy zespół roboczy stanowi bębnowy zespół tnący.

Rys. 5.1. Sieczkarnia samobieżna firmy Claas [63]

Rys. 5.2. Sieczkarnia przyczepiana firmy Pöttinger [63]

Przykładową konstrukcję bębnowego zespołu tnącego przedstawiono na rysunku 5.3.



Rys. 5.3. Bęben tnący sieczkarni: 1 – wał bębna tnącego, 2 – krawędź przeciwtnąca, zwana stalnicą, 3 – tarcza bębna tnącego, 4 – imak nożowy, 5 – nóż tnący

Bębny tnące mogą mieć konstrukcję otwartą lub zamkniętą. Bęben o konstrukcji otwartej składa się z wału, na którym osadzone są tarcze z otworami. Do tarcz przytwierdzone są imaki nożowe. Noże w zależności od konstrukcji bębna mogą być proste lub wygięte wzdłuż linii śrubowej.

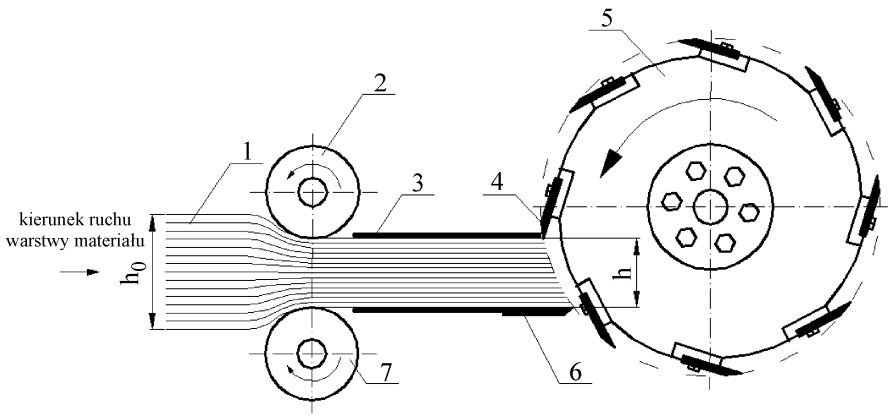
Ponadto, wyróżnia się noże jednolite lub dzielone. Bęben tnący jest ułożyskowany w płytach bocznych sieczkarni.

Natomiast w bębnie tnącym o konstrukcji zamkniętej na wale, zamiast kilku tarcz, zamocowana jest konstrukcja w postaci zamkniętego walca, na którego pobocznicy rozmieszczone są wsporniki z przymocowanymi do nich nożami tnącymi.

Ruch obrotowy bębna tnącego powoduje przemieszczanie się wraz z nim noży tnących. Poruszające się względem nieruchomej stalnicy noże powodują na pierwszym etapie zgniot – sprasowanie warstwy materiału roślinnego, a następnie jej przecięcie.

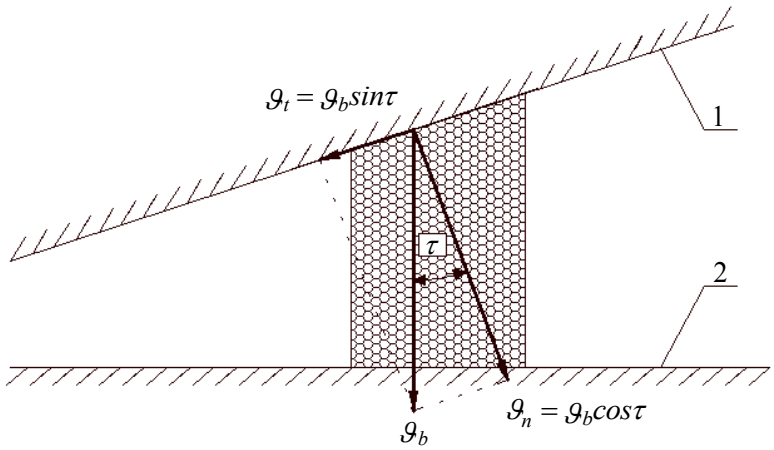
Dostarczanie materiału między ostrze noża i przeciwostrze odbywa się dzięki ruchowi obrotowemu walców wciągająco-zgniatających, które dokonują wstępnego uformowania i zagęszczenia materiału.

Istotę procesu dostarczania materiału roślinnego do bębna tnącego przedstawiono na rysunku 5.4.



Rys. 5.4. Proces dostarczania materiału roślinnego do bębna tnącego: 1 – warstwa materiału, 2 – górny walec wciągająco-zgniatający, 3 – płyta dociskowa, 4 – nóż tnący, 5 – bęben tnący, 6 – stalnica, 7 – dolny walec wciągająco-zgniatający, h_0 – wysokość warstwy materiału przed zagęszczeniem, h – wysokość warstwy materiału po zagęszczeniu

W bębnowych zespołach tnących cięcie odbywa się najczęściej z poślizgiem ostrza noża względem ciętej warstwy materiału roślinnego, przy czym kąt cięcia ślizgowego τ przyjmuje stałą wartość w czasie przemieszczania się ostrza noża względem tej warstwy (rys. 5.5).



Rys. 5.5. Ustawienie ostrza noża względem krawędzi przeciwtnącej (stalnicy) w bębnowym zespole tnącym: 1 – ostrze noża, 2 – stalnica, τ – kąt cięcia ślizgowego, ϑ_b – prędkość obwodowa ostrza noża, ϑ_t – prędkość cięcia ślizgowego, ϑ_n – prędkość normalna do powierzchni warstwy

Na rysunkach 5.6-5.8 przedstawiono konstrukcje bębnów tnących, które są produkowane przez czołowych producentów sieczkarń.

Firma New Holland stosuje w swoich konstrukcjach bębnów noże jednolite, wygięte wzdłuż linii śrubowej.

Rys. 5.6. Bęben tnący sieczkarni firmy New Holland [63]

W sieczkarniach firmy Claas oraz Krone stosowane są bębny tnące z nożami mocowanymi w układzie „V”.

Przykładowa konstrukcja bębna tnącego firmy Krone została przedstawiona na rysunku 5.7.

W ocenie producentów, takie rozwiązanie redukuje opór cięcia w związku ze zmniejszonym tarciem materiału roślinnego o obudowę sieczkarni oraz powoduje koncentrację sieczki w środku bębna, co ułatwia pracę walcom wciągająco-zgniatającym [63].

Rys. 5.7. Bęben tnący sieczkarni firmy Krone [63]

Firma John Deere stosuje w swoich konstrukcjach sieczkarń bęben tnący wyposażony w krótkie noże (najczęściej 4 noże w rzędzie). Ostrza noży są równoległe do krawędzi przeciwtnącej (rys. 5.8).

Efektem tego jest cięcie materiału roślinnego na równe porcje. Ponadto noże mogą być wymieniane pojedynczo, co w przypadku ich uszkodzenia znacznie zmniejsza koszt wymiany.

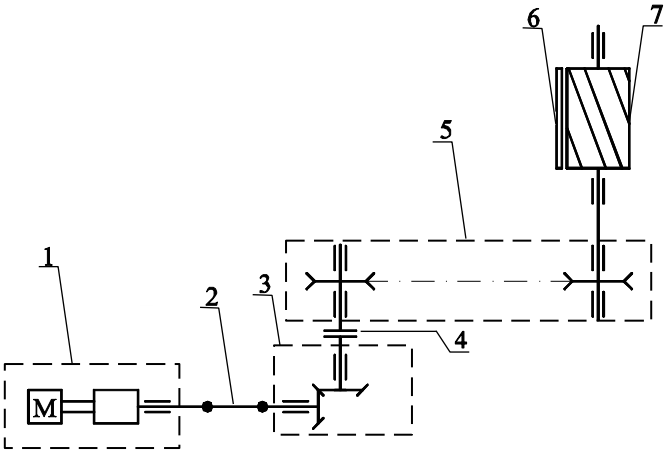
Rys. 5.8. Bęben tnący sieczkarni firmy John Deere [63]

5.2. Kinematyka i dynamika ruchu bębnowych zespołów tnących

5.2.1. Mechanizmy napędzające bębnowe zespoły tnące

W znanych konstrukcjach sieczkarni przyczepianych, napęd z wałka odbioru mocy ciągnika poprzez wał Cardana przekazywany jest na przekładnię zębatą typu stożkowego, a następnie za pomocą sprzęgła na przekładnię cięgnową typu pasowo-klinowego i bęben tnący.

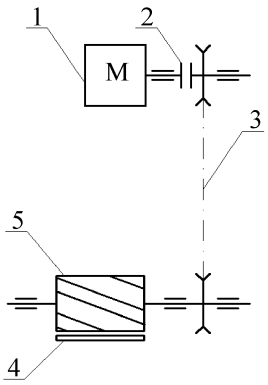
Przykładowy schemat napędu bębna tnącego w sieczkarni przyczepianej przedstawiono na rysunku 5.9.



Rys. 5.9. Schemat napędu bębna tnącego w sieczkarni przyczepianej: 1 – ciągnik rolniczy, 2 – wał napędowy, 3 – przekładnia zębata stożkowa, 4 – sprzęgło, 5 – przekładnia pasowo-klinowa, 6 – stalnica, 7 – bęben tnący

Natomiast w znanych konstrukcjach sieczkarni samobieżnych napęd na bębnowy zespół tnący najczęściej jest realizowany z napędu głównego sieczkarni – silnika spalinowego – poprzez sprzęgło przeciążeniowe oraz przekładnię cięgnową typu pasowo-klinowego.

Sposób przekazywania napędu z silnika sieczkarni samobieżnej do bębna tnącego przedstawiono na rysunku 5.10.



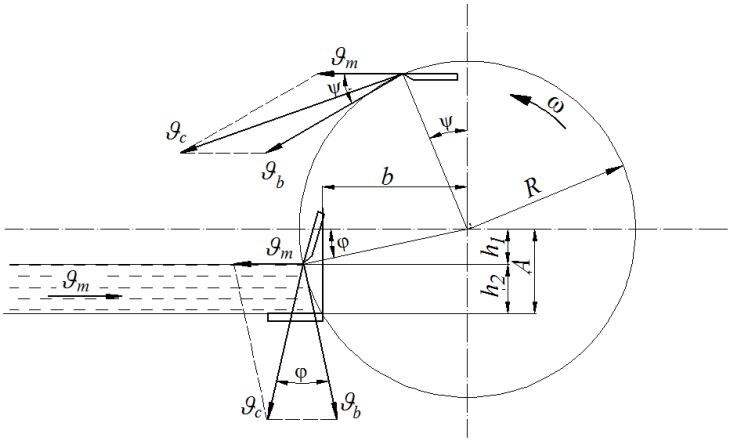
Rys. 5.10. Schemat napędu bębna w sieczkarni samobieżnej: 1 – silnik, 2 – sprzęgło, 3 – przekładnia pasowo-klinowa, 4 – stalnica, 5 – bęben tnący

5.2.2. Kinematyka ruchu bębnowego zespołu tnącego

Jakość pracy bębna tnącego zależy nie tylko od jakości krawędzi tnącej (stopnia jej zaostrzenia), ale także ustawienia osi obrotu bębna względem krawędzi przeciwtnącej (stalnicy) i grubości warstwy podawanego materiału roślinnego.

Analizując złożony ruch ostrza noża można zauważyć, że prędkość cięcia ϑ_c jest wielkością zmienną i ściśle zdeterminowaną prędkością obwodową noży ϑ_b oraz prędkością podawania materiału ϑ_m do cięcia. Kierunek i wartość prędkości ϑ_c zmieniają się wraz z wartością kąta obrotu bębna φ. Dla dowolnego położenia ostrza noża, zgodnie z rysunkiem 5.11, prędkość ϑ_c można obliczyć z zależności:

$$\vartheta_c = \sqrt{\vartheta_b^2 + \vartheta_m^2 + 2\,\vartheta_b\,\vartheta_m \cos\psi}\,. \tag{5.1}$$



Rys. 5.11. Położenie osi obrotu bębna względem krawędzi przeciwtnącej

Przy braku właściwego położenia stalnicy względem osi bębna nóż będzie powodował odpychanie materiału, co spowoduje wzrost oporów cięcia i zwiększenie nierównomierności cięcia sieczki.

Graniczne położenie stalnicy, przy stałej grubości podawanej warstwy, zapewniające prawidłowe cięcie będzie wtedy, kiedy składowa pozioma prędkości liniowej noża będzie równa prędkości podawania materiału, co ma miejsce, gdy:

$$sin\,\varphi = \frac{\vartheta_m}{\vartheta_b}. \tag{5.2}$$

Z analizy rysunku 5.11 wynika, że:

$$h_1 = R\,sin\,\varphi = R\frac{\vartheta_m}{\vartheta_b} = R\frac{1}{\lambda}, \tag{5.3}$$

gdzie-

R – promień bębna,

λ – wskaźnik kinematyczny bębnowego zespołu tnącego, określony jako stosunek prędkości obwodowej ϑ_b noża tnącego do prędkości podawania ϑ_m materiału do cięcia.

Zatem odległość krawędzi tnącej stalnicy od osi bębna w płaszczyźnie pionowej można obliczyć ze wzoru:

$$A = h_2 + \frac{R}{\lambda}. \tag{5.4}$$

Natomiast odległość osi obrotu bębna od stalnicy w płaszczyźnie poziomej można obliczyć z zależności:

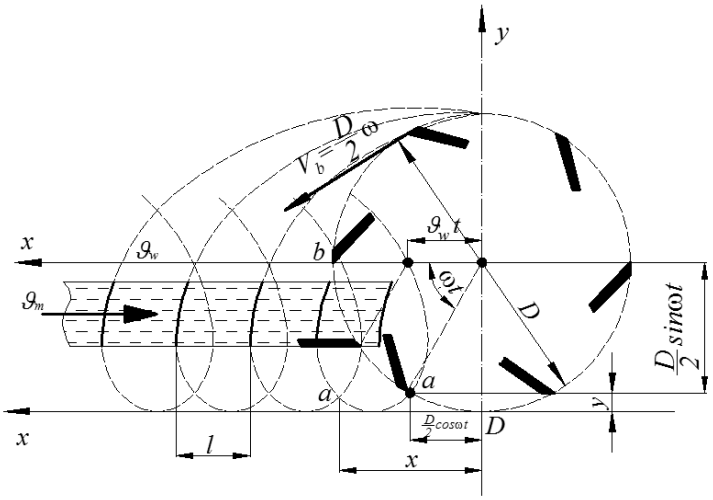
$$B = \sqrt{R^2 - A^2} = \sqrt{R^2 - \left(h_1 - \frac{R}{\lambda}\right)^2}. \tag{5.5}$$

Z analizy wzorów (5.4) i (5.5) wynika, że usytuowanie krawędzi przeciwtnącej (stalnicy) względem osi obrotu bębna tnącego zależy od promienia bębna, grubości ciętej warstwy materiału oraz wskaźnika kinematycznego.

Ze względu na fakt, że bęben tnący wykonuje ruch obrotowy, a materiał przemieszcza się ruchem jednostajnie prostoliniowym w jego kierunku, tor ruchu noży ma postać trochoidy, którą, zgodnie z rysunkiem 5.12, opisuje równanie parametryczne:

$$x_a = \vartheta_m t + R\cos\omega t, \tag{5.6}$$

$$y_a = R(1 - \sin\omega t). \tag{5.7}$$



Rys. 5.12. Tor ostrzy bębna względem ciętej warstwy materiału

W celu wyznaczenia wypadkowej prędkości ϑ i przyspieszenia a noża należy odpowiednio zróżniczkować równania (5.6) i (5.7) i wykonać stosowne działania matematyczne.

Różniczkując jednokrotnie równania (5.6) i (5.7) otrzymano:

$$\vartheta_{xa} = \frac{dx_a}{dt} = \vartheta_m - R\omega \sin \omega t, \tag{5.8}$$

$$\vartheta_{ya} = \frac{dy_a}{dt} = -R\omega \cos \omega t. \tag{5.9}$$

Biorąc pod uwagę, że wypadkową prędkość bijaka opisuje zależność:

$$\vartheta = \sqrt{\vartheta_{xa}^2 + \vartheta_{ya}^2}, \tag{5.10}$$

po przekształceniach otrzymano:

$$\vartheta = \sqrt{\vartheta_m^2 - 2\vartheta_m R\omega \sin \omega t + R^2 \omega^2}. \tag{5.11}$$

Natomiast różniczkując dwukrotnie równania (5.6) i (5.7) uzyskano:

$$a_{xa} = \frac{d\vartheta_{xa}}{dt} = -R\omega^2 \cos \omega t, \tag{5.12}$$

$$a_{ya} = \frac{d\vartheta_{ya}}{dt} = R\omega^2 \sin \omega t. \tag{5.13}$$

Biorąc pod uwagę, że wypadkowe przyspieszenie noża opisuje zależność:

$$a = \sqrt{a_{xa}^2 + a_{ya}^2}, \tag{5.14}$$

po przekształceniach otrzymano:

$$a = \sqrt{\left(-R\omega^2 \cos \omega t\right)^2 + \left(R\omega^2 \sin \omega t\right)^2} = R\omega^2. \tag{5.15}$$

Odległości między sąsiednimi pętlami trochoid odkładane na warstwie ciętego materiału są sobie równe i stanowią tzw. obliczeniową długość cięcia odpowiadającą długości sieczki.

Teoretyczną długość sieczki l z wystarczającym przybliżeniem można obliczyć z zależności:

$$l = \frac{\vartheta_m}{n \cdot z}, \tag{5.16}$$

gdzie-

ϑ_m – prędkość podawania materiału,
n – prędkość obrotowa bębna tnącego,
z – liczba noży.

5.2.3. Dynamika ruchu bębnowego zespołu tnącego

Dynamiczne równanie ruchu obrotowego bębnowego zespołu tnącego można opisać, podobnie jak w przypadku bijakowego zespołu tnącego, równaniem:

$$M = J \cdot \varepsilon , \tag{5.17}$$

gdzie-

M – moment obrotowy na wale napędzającym bębnowy zespół tnący,
J – masowy moment bezwładności bębna tnącego,
ε – przyspieszenie kątowe bębnowego zespołu tnącego.

Moment obrotowy na wale napędzającym M powinien być tak dobrany, aby przenoszenie mocy z silnika przebiegało jednostajnie, a zmiany momentu oporów cięcia nie powodowały wahań prędkości kątowej napędzającego silnika. Warunek ten jest spełniony, jeżeli moment obrotowy M będzie wystarczająco duży do nadania wirnikowi niezbędnego przyspieszenia kątowego ε. Z danych literaturowych wynika, że powinno wynosić ono co najmniej 1,5–5,0 rad. · s^{-2} [14].

Przyspieszenie kątowe bębnowego zespołu tnącego można obliczyć z zależności:

$$\varepsilon = \frac{a}{R} \tag{5.18}$$

lub

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{t} , \tag{5.19}$$

gdzie-

a – przyspieszenie liniowe noża,
R – promień bębna tnącego,
$\Delta\omega$ – przyrost prędkości kątowej bębnowego zespołu tnącego,
t – czas.

Projektując układ napędowy bębna tnącego dla danego typu sieczkarni należy uwzględnić moc rozruchu mas wirujących. Jest to moc potrzebna do wprawienia bębna tnącego ze stanu spoczynku w ruch obrotowy. Zwykle przyjmuje się, że rozruch jest ruchem jednostajnie przyspieszonym. Najpierw oblicza się moment bezwładności bębna tnącego J oraz przyspieszenie kątowe rozruchu ε. Następnie ze wzoru (5.20) można wyznaczyć moc potrzebną do rozruchu:

$$P = \frac{J \cdot \varepsilon \cdot n}{9554{,}14} = \frac{M \cdot n}{9554{,}14} , \tag{5.20}$$

gdzie-

P – moc rozruchu bębna tnącego, kW,
M – moment obrotowy na wale bębna tnącego, Nm,
n – prędkość obrotowa wału, $\text{obr.} \cdot \text{min}^{-1}$.

5.3. Analiza dotychczasowych badań bębnowych zespołów tnących

Problematyka cięcia materiału roślinnego na sieczkę za pomocą bębnowego zespołu tnącego stanowi obszar zainteresowań naukowych wielu badaczy. W ramach dotychczasowych badań można wyraźnie wyróżnić badania o charakterze analitycznym oraz badania o charakterze typowo doświadczalnym.

Badania analityczne związane z cięciem warstwy materiału roślinnego prowadzili przede wszystkim: J. Dmitrewski, W.P. Goriaczkin, A. Heinrich, N.J. Reznik, Z. Vrany oraz A. Bochat z M. Błaszczykiem.

Goriaczkin [25], Reznik [47], a później Bochat wspólnie z Błaszczykiem [4,5] próbowali wyjaśnić proces cięcia warstwy materiału roślinnego za pomocą pojedynczego noża. Natomiast Dmitrewski [14], Heinrich [22] oraz Vrany [54] prowadzili rozważania teoretyczne mające na celu opracowanie zależności umożliwiającej obliczenie pracy i mocy cięcia.

Goriaczkin na podstawie prowadzonych rozważań teoretycznych opracował zależność na obliczanie jednostkowego oporu cięcia warstwy materiału roślinnego p_c:

$$p_c = C\frac{1}{tg\,\tau}, \tag{5.21}$$

gdzie-

C – współczynnik uwzględniający właściwości wytrzymałościowe materiału, wysokość warstwy przecinanego materiału oraz ostrość krawędzi tnącej noża bębna,

τ – kąt cięcia ślizgowego.

Zależność (5.21) jest bardzo często cytowana w różnego typu opracowaniach. Wykorzystanie tego wzoru na etapie obliczeń p_c możliwe jest w ograniczonym zakresie badanych kątów cięcia ślizgowego τ. Analizując przytoczoną zależność łatwo zauważyć, że jeżeli $\tau \to 90°$, to $p_c \to 0$ dla $C = const$. Natomiast, jeżeli $\tau \to 0°$, to $p_c \to \infty$.

W warunkach rzeczywistych przebieg zależności jednostkowego oporu cięcia p_c od kąta cięcia ślizgowego τ kształtuje się inaczej [14]. Współczynnik C przyjmowany w zależności (5.21) jako wartość stała, według badań prowadzonych przez wielu autorów, ulega zmianie podczas cięcia.

Analiza teoretyczna procesu cięcia za pomocą bębnowego zespołu tnącego, którą przeprowadził Reznik, umożliwiła opracowanie zależności, według której przecinanie warstwy materiału roślinnego odbywa się w dwóch fazach. W pierwszej dochodzi do wstępnego zagęszczania (zgniotu) materiału, po czym następuje jego przecinanie.

Kanafojski [25] opisał wzorem sumaryczną siłę nacisku P kN · m^{-1}, przypadającą na jednostkę długości ostrza noża, potrzebną do wywołania zagęszczenia i cięcia materiału:

$$P = \delta\sigma_c + \frac{Eh_{zg}^2}{2h}\left[tg\beta + \mu sin^2\beta + \mu'\left(\mu + cos^2\beta\right)\right], \tag{5.22}$$

gdzie-

δ – grubość ostrza noża, m,
σ_c – naprężenia w materiale powstające podczas cięcia, kPa,
E – moduł sprężystości przecinanego materiału, kPa,
h_{zg} – grubość zgniatanej nożem warstwy, m,
h – wysokość warstwy materiału przed rozpoczęciem procesu cięcia, m,
β – kąt przyłożenia ostrza noża, ...°,
μ' – współczynnik tarcia między ostrzem noża a materiałem przecinanym,
μ – współczynnik tarcia wewnętrznego materiału.

Pierwszy składnik wzoru (5.22) przedstawia siłę potrzebną do przecinania materiału przez ostrze bębna, drugi zaś określa opory jałowe ruchu noża, które nie są bezpośrednio związane z samym cięciem.

Na podstawie analiz teoretycznych Reznik [47] stwierdził, że głębokość, na jaką nóż wchodzi w warstwę materiału w fazie zagęszczania, jest proporcjonalna do całkowitej wysokości warstwy. Zatem siła potrzebna do jej przecięcia zwiększa się wraz z wysokością warstwy, co zostało również potwierdzone badaniami doświadczalnymi.

W pracy [5] autorzy podjęli próbę odzwierciedlenia odkształceń sprężystych źdźbeł, występujących podczas oddziaływania na nie noża. Zaproponowany przez nich sposób obliczania odkształceń sprężystych źdźbeł umożliwia przeprowadzenie symulacji procesu odkształceń sprężystych źdźbeł. W przyjętym rozwiązaniu źdźbło potraktowano jako pierścień, którego ugięcie obliczano za pomocą metod energetycznych.

Wykazano, że w przyjętym modelu matematycznym wzajemne oddziaływanie źdźbeł wpływa zasadniczo na wartość odkształceń sprężystych, spowodowanych siłą oddziaływania noża na źdźbła. Ugięcie sprężyste pojedynczego źdźbła f_z pod wpływem działania pionowej siły P_p opisano zależnością:

$$f_z = \frac{P_p r_z^3}{EJ}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{2}{\pi}\right), \tag{5.23}$$

gdzie-

P_p – pionowa siła oddziaływania noża na źdźbło,
r_z – promień zewnętrzny źdźbła,
E – moduł sprężystości źdźbła,
J – moduł bezwładności przekroju źdźbła.

Natomiast ugięcie sprężyste warstwy źdźbeł f_w, przy takiej samej wartości obciążeń P_p, opisuje zależność:

$$f_w = \frac{P_p r_z^3}{EJ}\left(\frac{\pi}{4} - \frac{2}{\pi} - \beta_w\right), \tag{5.24}$$

gdzie-

β_w – współczynnik wzajemnego oddziaływania źdźbeł w warstwie.

Wartość współczynnika β_w należy obliczyć ze wzoru:

$$\beta_w = \frac{(\pi - 4)^2}{\pi(\pi^2 - 8)}. \tag{5.25}$$

Wyniki badań symulacyjnych na opracowanym modelu tworzą elementy teorii niezbędnej do analizy zjawisk zachodzących podczas cięcia materiału roślinnego.

Dmitrewski [14] podaje wzór, za pomocą którego można obliczyć pracę cięcia przy przecinaniu warstwy materiału roślinnego jednym nożem w oparciu o znane wielkości wybranych parametrów bębna tnącego.

Jednostkowa praca cięcia L_j odniesiona do powierzchni przekroju poprzecznego ciętej warstwy może być obliczana z zależności:

$$L_j = p_c A = p_c(1 + \mu tg\tau), \tag{5.26}$$

gdzie-

p_c – jednostkowy opór cięcia,

$A = 1 + \mu tg\tau$ – wielkość stała dla noża,

μ – współczynnik tarcia materiału o krawędź tnącą,

τ – kąt cięcia ślizgowego.

Według Dmitrewskiego [14], efektywną moc na pokonanie oporów cięcia N_c, co potwierdziły badania doświadczalne, można opisać zależnością:

$$N_c = p_c \frac{dF}{dt}(1 + \mu tg\tau), \tag{5.27}$$

gdzie-

$\frac{dF}{dt}$ – powierzchnia cięcia w jednostce czasu.

Natomiast pracę, jaką wykonuje nóż sieczkarni podczas jednego przejścia przez przecinaną warstwę materiału, można obliczyć z zależności:

$$L_n = \int_{t_p=\frac{\psi_p}{\omega}}^{t_k=\frac{\psi_k}{\omega}} M_c(\psi)\omega dt, \tag{5.28}$$

gdzie-

$M_c(\psi)$ – moment cięcia zależny od kąta obrotu noża,

ψ_p – kąt rozpoczęcia cięcia,

ψ_k – kąt zakończenia cięcia,

ω – prędkość kątowa bębna tnącego,

t – czas.

Heinrich w swojej pracy [22], opisującej wpływ cech konstrukcyjnych bębnowego zespołu tnącego na energochłonność E_c procesu cięcia warstwy pszenicy, posługuje się wzorem o postaci:

$$E_c = \int_{t_0}^{t_1} U_b n_b P_c(t) dt, \tag{5.29}$$

gdzie-

U_b – obwód bębna tnącego,

n_b – prędkość obrotowa bębna,

$P_c(t)$ – chwilowa siła cięcia,

t_0 – czas rozpoczęcia cięcia,

t_k – czas zakończenia cięcia.

Całkując wyrażenie (5.29) otrzymamy wartość energii przypadającej na przecięcie określonej ilości materiału w zadanym przedziale czasu.

Vrany [53] zaproponował wzór na obliczenie mocy N_c, zużywanej na cięcie przez bębnowy zespół tnący, z uwzględnieniem strumienia masy roślin (masy materiału roślinnego przecinanego w jednostce czasu) i teoretycznej długości cięcia:

$$N_c = \kappa \frac{q_m}{l_t}, \tag{5.30}$$

gdzie-

κ – współczynnik charakteryzujący materiał roślinny $\left(\kappa = \frac{p_c}{\rho_s}\right)$,

p_c – jednostkowy opór cięcia,

ρ_s – gęstość roślin ułożonych w przecinanej warstwie,

q_m – strumień masy,

l_t – teoretyczna długość cięcia.

Strumień masy q_m, powiązano z parametrami i cechami konstrukcyjnymi bębnowego zespołu tnącego oraz właściwościami materiału ciętego zależnością:

$$q_m = \rho_s b h l_t z \frac{n}{60}, \tag{5.31}$$

gdzie-

b – szerokość gardzieli,
h – wysokość gardzieli,
z – liczba noży na bębnie tnącym,
n – prędkość obrotowa bębna.

Opisane próby modelowania procesu cięcia warstwy materiału roślinnego dotyczyły cięcia statycznego bądź quasi-statycznego i w przypadku cięcia bębnem tnącym mają ograniczone zastosowanie ze względu na jego dynamiczny charakter.

Ponadto przytoczone przykłady rozważań analitycznych świadczą o tym, że prace nad modelowaniem cięcia warstwy materiału roślinnego prowadzone były w ograniczonym zakresie i polegały głównie na wyznaczeniu oporu cięcia bądź pracy cięcia bez szczegółowej analizy zjawisk zachodzących w trakcie przecinania warstwy materiału roślinnego.

Badania doświadczalne nad procesem cięcia warstwy materiału roślinnego prowadzili przede wszystkim: W.J. Brehmer, W.J. Chancellor, A. Haffert, A. Heinrich, H.H. Harms, G. Liljedahl, N.E. Reznik, W.A. Sablikow, F.Z. Blevins, H.J. Hansen, K.H. Kromer, R.E. Tribelhorn, J.L. Smith, C. Pintara, H. Garbers, L. Frerichs, Z. Vrany, T. Prasad, C.P. Gupta, M. Zhang oraz A. Bochat z M. Błaszczykiem.

Przeprowadzone przez nich prace badawcze, poza badaniami autora i Błaszczyka, miały na celu ustalenie bilansu mocy w sieczkarniach ze szczególnym uwzględnieniem zapotrzebowania na moc pobieraną przez bęben tnący. Ponadto, miały ustalić wpływ wybranych parametrów czy też cech konstrukcyjnych bębna tnącego na opór cięcia oraz jednostkowe zużycie energii, przy ustalonych właściwościach fizykomechanicznych materiału roślinnego podlegającego cięciu.

Analizując dane z różnych źródeł można wywnioskować, że moc pobierana przez bębnowy zespół tnący w sieczkarniach różnego typu wyraźnie dominuje nad mocami zużywanymi przez pozostałe zespoły robocze sieczkarń [4, 14, 25, 63].

Dane literaturowe wskazują, że moc pobierana przez bębnowy zespół tnący stanowi od 75 do 85% całkowitej mocy potrzebnej do pracy sieczkarni samobieżnej. Według Kromera udział tej mocy wynosi od 77 do 86% (Kanafojski za Kromerem [25]). Natomiast Blevins i Hansen wykazali, że bębnowy zespół tnący pochłania do 90% mocy sieczkarni (Kanafojski za Blevinsem i Hansenem [25]).

Próby oszacowania udziału składnika mocy, związanego z samym cięciem, bazowały na analizach teoretycznych lub wynikach badań doświadczalnych.

Reznik [47] na podstawie opracowanego modelu matematycznego określił, że moc pobierana na cięcie, stanowi 60% mocy całkowitej, zużywanej przez zespół rozdrabniający. Natomiast Vrany [53] stwierdził, iż udział ten wynosi do 56%.

Tribelhorn i Smith na podstawie prowadzonych badań ustalili, że udział mocy przypadającej na cięcie przez bębnowy zespół tnący sieczkarni przyczepianej stanowi od 33 do 34% całkowitej mocy pobieranej z wałka odbioru mocy ciągnika (Kanafojski za Tribelhornem i Smithem [25]).

Z powyższego faktu można wywnioskować, że znaczna część mocy potrzebna do pracy bębnowego zespołu tnącego jest przeznaczona na nadanie energii kinetycznej cząstkom oraz na pokonanie innych oporów ruchu. Ze względu na obecnie bardzo duże zróżnicowanie konstrukcji nowoczesnych sieczkarni, najnowsze badania wykazują odmienne wartości udziału mocy pobieranej przez zespół tnący.

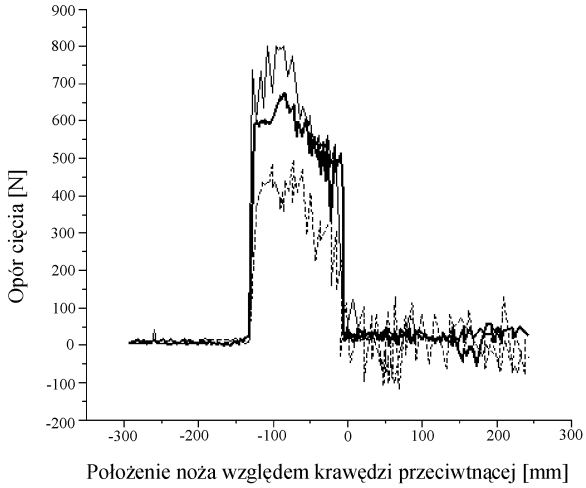
Pintara [44] stwierdził, że najbardziej energochłonnym procesem w sieczkarniach z bębnowym zespołem tnącym, pochłaniającym w przybliżeniu 50% mocy silnika napędowego, jest cięcie i wyrzucanie rozdrobnionego materiału. Natomiast na zagęszczanie i podawanie masy roślinnej do zespołu tnącego wymagane jest około 20% mocy dostarczanej przez silnik.

Garbers i Frerichs [17] badali bilans mocy sieczkarni samobieżnej podczas ścinania kukurydzy. Na podstawie przeprowadzonych badań określili, że moc potrzebna do przetaczania sieczkarni stanowi 9% mocy całkowitej, zespoły ścinające zużywają 7% tej mocy, walce wciągająco-zgniatające – 4%, bęben tnący do rozdrabniania na sieczkę – 54%, bębny rozcierające – 18%, a 8% całkowitej mocy zużywane jest do napędu rzutnika sieczki.

Haffert i Harms [21] badali przebieg oporu cięcia, powstałego w wyniku zagłębiania się noża bębna tnącego w warstwę materiału roślinnego. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzili, że w momencie zagęszczania materiału roślinnego następuje dynamiczny skok oporu cięcia do 900 N, po czym opór ten stopniowo zmniejsza się wraz ze zbliżaniem się noża do krawędzi przeciwtnącej (stalnicy). Badania prowadzili podczas cięcia trawy rajgras, stosując prędkość cięcia 5 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$. Zmiany oporu cięcia w funkcji zagłębiania się noża w warstwę materiału roślinnego, przedstawiony przez niemieckich badaczy, potwierdza rozważania teoretyczne dotyczące przebiegu cięcia w warunkach quasi-statycznych.

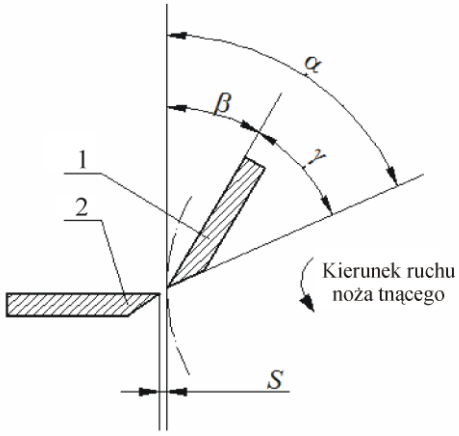
Sablikow w wyniku badań prowadzonych podczas cięcia słomy żytniej wykazał, że jednostkowe zużycie energii na ten proces w istotny sposób zależy od kąta cięcia ślizgowego τ. Minimalną wartość jednostkowego zużycia energii odnotowano dla kąta $\tau = 50°$. Po przekroczeniu tej wartości kąta jednostkowe zużycie energii wzrasta. Ten wzrost zużycia energii spowodowany jest oporem, jaki stawia warstwa materiału podczas jej zagęszczania przez boczną składową siłę cięcia, której wartość zwiększa się wraz z przyrostem kąta cięcia

ślizgowego τ . W wyniku tego, w praktyce stosuje się wartości kąta cięcia ślizgowego τ z przedziału wartości $0° \leq \tau \leq 50°$ (Kanafojski za Sablikowem [25]).



Rys. 5.13. Przebieg oporu cięcia w funkcji zagłębiania się noża w warstwę trawy rajgras przy prędkości cięcia $\vartheta_c = 5\ \mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}$ [21]

Badania Chancellora [12] prowadzone podczas cięcia warstwy tymotki oraz lucerny wykazały, że optymalny kąt przyłożenia noża to $\beta = 4\text{-}16°$. Twierdzi on, że zwiększenie tego kąta (rys. 5.14) powoduje nadmierne zagęszczenie materiału ciętego, co w efekcie prowadzi do wzrostu oporów cięcia.



Rys. 5.14. Podstawowe wielkości charakteryzujące położenie noża względem krawędzi przeciwtnącej w bębnowym zespole tnącym: 1 – nóż bębna tnącego w przekroju, 2 – krawędź przeciwtnąca (stalnica) w przekroju, α – kąt cięcia, β – kąt przyłożenia noża, γ – kąt zaostrzenia noża, s – szczelina między nożem a krawędzią przeciwtnącą

Chancellor [12] w swoich badaniach dotyczących kąta zaostrzenia noża γ stwierdził znaczne zwiększenie zużycia energii i oporu cięcia po przekroczeniu wartości γ = 30°.

Fischer-Schlemm i Eggert [15] na podstawie prowadzonych przez siebie badań stwierdzili, iż minimalna wartość tego kąta nie powinna być mniejsza od γ = 24°, gdyż dla mniejszych wartości kąta γ występuje szybsze tępienie się noży.

Optymalna wartość kąta zaostrzenia noża γ została określona przez Berenstena [1], według którego powinien on wynosić około 35°.

Prasad i Gupta [45] otrzymali podobne wyniki, dotyczące cięcia bez krawędzi przeciwtnącej – przeciwostrza. Na podstawie badań przeprowadzonych dla różnych kątów zaostrzenia noża stwierdzili, że najmniejsze jednostkowe zużycie energii występuje dla kąta zaostrzenia γ = 23°. Duże jednostkowe zużycie energii dla małych wartości kąta γ autorzy tłumaczą zwiększeniem oporów związanych z tarciem, występującym między odcinanym materiałem roślinnym a powierzchnią skosu noża, która zwiększa się wraz ze zmniejszaniem się wartości kąta γ.

Chancellor [12], O'Dogherty [42] oraz Heinrich [22] badali wpływ stępienia noża na jednostkowy opór cięcia warstwy materiału roślinnego.

Badacze są zgodni, że wpływ ten jest tym większy, im większa jest szczelina między krawędzią tnącą a przeciwtnącą.

Badania Chancellora [12] prowadzone przy cięciu lucerny i tymotki wykazały, że optymalna grubość ostrza sieczkarni to $\delta = (20\text{-}40)$ μm. Ostrze o grubości przekraczającej 100 μm wymaga częstszej kontroli stopnia zużycia.

Liljedhal i inni [31] na podstawie prowadzonych badań doświadczalnych wykazał, że dla noży zaostrzonych wpływ zwiększenia szczeliny na zużycie energii oraz przecinanie warstwy materiału roślinnego jest znacznie mniejszy niż dla noży o grubości ostrza $\delta = 0{,}15$ mm, zalecając tym samym utrzymywanie zaostrzonego noża i małej szczeliny.

Heinrich [22] twierdzi, że zużycie energii, związane z niekorzystnym wpływem stępienia ostrza noża jest tak duże, że celowe byłoby zastosowanie w maszynie elementów umożliwiających ciągłą kontrolę zaostrzenia noża i ustawienia szczeliny między nożem a krawędzią przeciwtnącą (stalnicą). Ponadto dowodzi, że zużycie energii podczas cięcia za pomocą noża stępionego do wartości 0,3 mm promienia jego krawędzi tnącej wzrasta w przybliżeniu o 100% w stosunku do wartości energii zużywanej na cięcie nożem zaostrzonym przy szczelinie 0,25 mm między ostrzem a krawędzią przeciwtnącą.

Ige i Finner [23] prezentują współzależność pomiędzy szczeliną, zaostrzeniem noża, wilgotnością materiału roślinnego a efektywnością procesu cięcia. Za pomocą metod optymalizacji analizowali oni dane z badań uzyskane przez Liljedhala. Najlepsze warunki cięcia uzyskiwano w warunkach możliwie największej wilgotności oraz przy wartościach grubości ostrza i szczeliny bliskich 0. Ba-

dania prowadzono także dla większych wymiarów szczeliny. Klimanov, Hora i Jermak wykazują nieznaczne różnice w zwiększeniu energochłonności cięcia dla zakresów szczelin (0,5-2) mm oraz (2-10) mm (Kanafojski za Klimorem, Horą i Jermakem [25]). Heinrich [22] podaje, że wpływ wymiaru szczeliny przy nożach ostrych był nieznaczny na energochłonność procesu cięcia, jednak szybko zwiększał się w miarę tępienia ostrza noża.

Stwierdził ponadto na podstawie prowadzonych badań, że stępienie krawędzi przeciwtnącej wywiera również istotny wpływ na zużycie energii przez zespół tnący. Różnica w nakładach energetycznych między krawędzią dobrze zaostrzoną a stępioną do promienia 2,5 mm może wynosić do 90%.

Haffert i Harms [21] prowadzili badania wpływu różnych parametrów konstrukcyjnych bębnowego zespołu tnącego na opór cięcia i jednostkową pracę cięcia. Na stanowisku badawczym zmieniano wartość szczeliny między ostrzem noża a krawędzią przeciwtnącą w zakresie (0,5-2) mm. Eksperyment przeprowadzono na kukurydzy oraz trawie gatunku rajgras przy prędkości cięcia $\vartheta_c = 5\ \mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}$. Autorzy doszli do wniosku, że dla przyjętych parametrów zespołu tnącego różnice w wartościach badanych wielkości były nieznaczne. Energia cięcia odniesiona do jednostki suchej masy materiału roślinnego wynosiła dla trawy rajgras około $2\ \mathrm{kJ} \cdot \mathrm{kg}^{-1}$, a dla kukurydzy od 1,7 do $2\ \mathrm{kJ} \cdot \mathrm{kg}^{-1}$.

Wielu badaczy potwierdza, że wzrost prędkości cięcia powoduje, zmniejszenie oporów cięcia materiału roślinnego. Według Hafferta i Harmsa [21] oraz Reznika [47] wzrost prędkości cięcia łodyg kukurydzy z 10 do 20 $\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}$ powoduje znaczny spadek oporów cięcia i jednostkowej pracy cięcia.

Chancellor [12] wyróżnił trzy fazy przecinania warstwy materiału roślinnego za pomocą bębna tnącego. Według niego w pierwszej fazie odbywa się zagęszczanie materiału pod ostrzem noża, po czym następuje faza przejściowa, którą cechuje przecinanie pojedynczych łodyg, przy jednoczesnej kontynuacji zagęszczania materiału roślinnego. Regularne cięcie materiału roślinnego stanowi ostatnią fazę, która trwa do momentu przejścia noża przez całą warstwę roślin. Badania przeprowadził przy cięciu quasi-statycznym lucerny, stosując prędkość ruchu noż $4{,}3 \cdot 10^{-3}\ \mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}$. Przy zastosowaniu prędkości cięcia w zakresie od 1,75 do $5{,}20\ \mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}$ wykazał, że nie występują istotne zmiany oporu cięcia i zużycia energii.

Savoie i inni [49] wykazali, że zużycie energii przy cięciu roślin lucerny na odcinki o długości 50 mm było mniejsze o 20% w porównaniu z cięciem na odcinki o długości 10 mm.

O'Dogherty, Gale [42] na podstawie przeprowadzonych badań stwierdza, że skracanie długości sieczki do wartości 30 mm nie powoduje znacznego wzrostu pracy cięcia. Gwałtowny wzrost obserwowano dopiero dla długości sieczki krótszej niż 25 mm.

Jednostkowy opór cięcia i jednostkowa praca cięcia przyjmują różne wartości w zależności od rodzaju ciętego materiału. Chancellor [12] na podstawie badań doświadczalnych określił, że wartość jednostkowego oporu cięcia dla

słomy roślin zbożowych wynosi od 5 do 12 kN · m^{-1} w warunkach cięcia statycznego przy wartości kąta cięcia $\tau = 0°$. McRandal oraz McNulty [35] na podstawie przeprowadzonych badań określili wartość jednostkowej pracy cięcia dla trawy rajgras na poziomie 3,9 kJ · m^{-2}. Badania doświadczalne prowadzone podczas cięcia słomy roślin zbożowych wykazały, że wartość jednostkowej pracy cięcia wynosi od 3 do 7 kJ · m^{-2}.

Liljedhal i inni [31] oraz Chancellor [12] badali wpływ wilgotności materiału na opór cięcia w trakcie rozdrabniania materiału roślinnego bębnowym zespołem tnącym. Badania prowadzono dla słomy żytniej oraz lucerny. Stwierdzono, że jednostkowy opór cięcia w znacznym stopniu zależy od wilgotności przecinanego materiału. Największy opór cięcia odpowiadał wilgotności ciętego materiału w przedziale wartości od 25 do 40%. Liljedahl badał również wpływ wysokości przecinanej warstwy lucerny, wyczyńca łąkowego oraz tymotki na jednostkowy opór cięcia. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdził, że wzrost wysokości przecinanej warstwy z 9,5 do 19 mm powoduje wzrost oporów przecinania o około 25% [31].

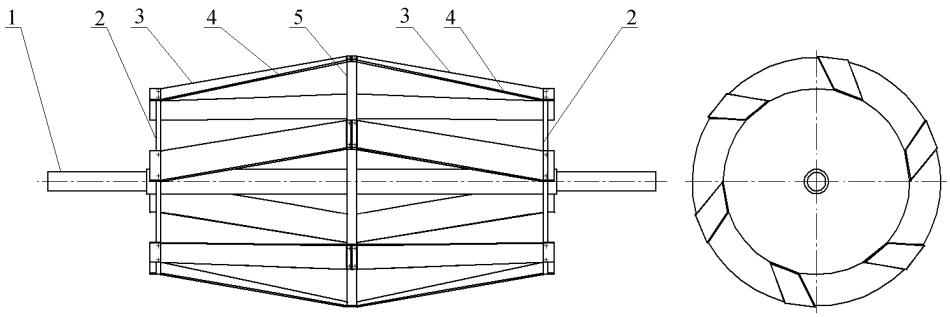
Zjawisko zmniejszania efektywności cięcia wraz ze wzrostem wysokości warstwy potwierdza również Reznik [47]. Należy jednak zwrócić uwagę, iż zależności te dotyczą warunków, w których prędkość cięcia nie przekracza 5 $m \cdot s^{-1}$.

Ustawienie bębna oraz zespołu podającego w klasycznych sieczkarniach bębnowych sprzyja realizacji cięcia poprzecznego. Przeprowadzone badania doświadczalne przez Kramarenkę wykazały, że przy cięciu materiału roślinnego, który posiada włóknistą budowę, ustawienie noża względem pojedynczego źdźbła czy też łodygi ma duży wpływ na wartość wykonanej pracy (Kanafojski za Kramarenką [25]). Według Kramarenki wartości oporu i pracy cięcia nie zależą od powierzchni przekroju cięcia, tak jak w przypadku cięcia metali, w których wartość wykonanej pracy jest wprost proporcjonalna do wielkości przekroju cięcia. Badacz na podstawie prowadzonych badań stwierdził, że mimo zwiększenia powierzchni przekroju cięcia, przy pochyłym i ukośnym cięciu, opory i praca cięcia są mniejsze o 30-40% w porównaniu z cięciem poprzecznym.

Wyniki badań Kramarenki okazały się podstawą do opracowania i opatentowania przez autora niniejszej pracy nowej konstrukcji zespołu tnącego typu bębnowego (rys. 5.15).

Istota konstrukcji zaproponowanego bębna tnącego polega na tym, że składa się on z wału napędzającego i trzech tarcz, z których środkowa ma większą średnicę w stosunku do bocznych. Do tarcz przykręcone są bezpośrednio noże w układzie V o ostrzach prostych lub wygiętych wzdłuż linii śrubowej.

Taka konstrukcja bębna umożliwia cięcie materiału w sposób ukośny, czego efektem powinno być znaczne obniżenie energochłonności pracy zespołu tnącego. Ostatnie wyniki badań doświadczalnych autora pracy i Błaszczyka [4,5] potwierdziły ten fakt, co zostanie zaprezentowane w następnych publikacjach naukowych.



Rys. 5.15. Nowa konstrukcja bębna tnącego: 1 – wał, 2 – tarcze zewnętrzne, 3 – noże, 4 – krawędzie tnące noży, 5 – tarcza środkowa

5.4. Podsumowanie

W rozdziale 5 pracy, w pierwszej jego części, wyjaśniono istotę budowy i zasadę działania najnowszych konstrukcji bębnowych zespołów tnących. Następnie przeprowadzono, w ujęciu autorskim, analizę kinematyki i dynamiki ich ruchu. Ponadto dokonano analizy dotychczasowych badań doświadczalnych i analitycznych procesu cięcia materiału roślinnego za pomocą bębna tnącego oraz przedstawiono własny wkład autora w rozwój ich konstrukcji.

Zaprezentowane w rozdziale przykłady badań analitycznych świadczą o tym, że problematyka cięcia warstwy materiału roślinnego nie została jeszcze w pełni poznana.

Prace nad modelowaniem cięcia warstwy źdźbeł czy też łodyg prowadzone były w ograniczonym zakresie i fragmentarycznie. Wobec tego, zdaniem autora, należy je kontynuować, a w szczególności prowadzić w celu opracowania modelu matematycznego, odwzorowującego proces cięcia warstwy materiału roślinnego bębnowym zespołem tnącym.

Autor pracy wspólnie z Blaszczykiem [4,5] opracowali taki model, który po pozytywnej weryfikacji (dla różnych materiałów roślinnych) będzie mógł być wykorzystany na etapie symulacji komputerowej procesu cięcia warstwy materiału bębnowym zespołem tnącym.

Badania doświadczalne, dotyczące cięcia warstwy materiału roślinnego bębnowym zespołem tnącym, wyjaśniły szereg zjawisk towarzyszących temu procesowi, jednakże wraz z rosnącymi wymaganiami stawianymi maszynom rolniczym typu sieczkarnie wiedza ta wymaga uzupełnienia i aktualizacji.

Ponadto, należy jednoznacznie stwierdzić, że dotychczasowe badania doświadczalne związane z cięciem warstwy materiału roślinnego dotyczyły jedynie cięcia poprzecznego, a nie ukośnego.

Prowadzone obecnie przez autora pracy, wspólnie z Błaszczykiem [4,5], badania nad cięciem ukośnym dają bardzo obiecujące wyniki, które wskazują, że cięcie ukośne warstwy materiału stanowi istotną alternatywę dla tradycyjnie stosowanego cięcia poprzecznego.

6. LITERATURA

[1] Berensten O.J., 1973. Energy requirementes for grass chopping. Norwegian Institute of Agricultural Engineering Research.

[2] Bochat A., 2007. Modelowanie. [W:] Zarys inżynierii systemów bioagrotechnicznych, Część 3., L. Powierża (red.), Wyd. Politechniki Warszawskiej.

[3] Bochat A., 2009. Wykorzystanie maszyn wyposażonych w nożycowy zespół tnący w rolnictwie ekologicznym. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering 54(3), 21-25.

[4] Bochat A., Błaszczyk M., 2007. Problematyka badawcza procesu cięcia warstwy źdźbeł i łodyg. Inżynieria i Aparatura Chemiczna 1, 28-29.

[5] Bochat A., Błaszczyk M., 2007. Próba modelowania matematycznego odkształceń sprężystych źdźbeł. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering 52(1), 21-26.

[6] Bochat A., Borowski S., Dulcet E., Jarmocik E., Kaszkowiak J., Ziętara W., 2006. Maszyny i narzędzia rolnicze. (Praca zbiorowa po redakcją E. Jarmocika), Wyd. UTP w Bydgoszczy.

[7] Bochat A., Grzonkowski R., 2005. Problematyka modelowania cięcia materiału anizotropowego. Inżynieria i Aparatura Chemiczna 1-2, 29-30.

[8] Bochat A., Zastempowski M., 2005. Analiza badań cięcia źdźbeł roślin zbożowych i nowy bębnowy zespół tnący. Inżynieria i Aparatura Chemiczna 1-2, 31-33.

[9] Bochat A., Zastempowski M., 2006. Analysis of constructional solutions of drum cutting tools in terms of their effectiveness and function. The X Prof. Cz. Kanafojski International Symposium. Problems of construction and exploitation of agricultural machinery and equipment. Warsaw University of Technology, Polish Academy of Sciences, 35-38.

[10] Bochat A., Zastempowski M., 2006. Mathematical modelling of the process of disconnecting of the plant material from unploughed land. The X Prof. Cz. Kanafojski International Symposium. Problems of construction and exploitation of agricultural machinery and equipment. Warsaw University of Technology, Polish Academy of Sciences, 39-41.

[11] Bochat A., Zastempowski M., 2009. Identyfikacja quasi-statycznej siły cięcia źdźbeł pszenżyta na użytek projektowania nożycowo-palcowych zespołów tnących. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering 54(2), 15-19.

[12] Chancellor W.J., 1988. Energy requirements for cutting forage. Agricultural Engineering 8, 633-636.

[13] Chattopadhyay P.S., Pandey K.P., 1999. Mechanical properties of sorghum in relation to quasi-static deformation. Journal of Agricultural Engineering Research 73, 199-206.

[14] Dmitrewski J., 1978. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. Tom 3, PWRiL Warszawa.

[15] Fischer-Schlemm W.E., Eggert O., 1955. Der Einfluss der Häckselmesser – Watenwinkels auf Schnitthaltigkeit und Kraftbedart. Landtechnik Forschung 5(4), 109-111.

[16] Gach S., Kuczewski J., Waszkiewicz Cz., 1991. Maszyny rolnicze. Elementy teorii i obliczeń. Wyd. SGGW w Warszawie.

[17] Garbers H., Frerichs L., 2001. Leistungs und Technologieentwicklung von selbstafahrenden Feldhäckslern. Landtechnik 56(6), 394-395.

[18] Gluth M., Voss H., 1966. Vergleichence Berlachtungen zum Leistungsbedarf von Feldhäckslern. Landtechnische Forschung 16(5), 127-177.

[19] Grabański P., 1988. Badania energochłonności procesu cięcia roślin źdźbłowych. Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska.

[20] Grabański P., Pawlicki T., 1988. Problematyka badawcza procesu cięcia roślin źdźbłowych w świetle badań własnych i obcych. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej 24, 69-75.

[21] Haffert A., Harms H.H., 2002. Schnittvorgang im Feldhäckslern. Landtechnik 2, 106-107.

[22] Heinrich A., 2000. Häckselmesser und Gegenschneide eines Feldhäckslers. Landtechnik 55(8), 440-441.

[23] Ige M.T., Finner M.F., 1975. Effects and interactions betwenn factors affecting the shearing characteristic of forage harvesters. Transactions ASAE 18(6), 1011-1016.

[24] Józefowicz J., Pintara Cz., 2002. Kosiarki zawieszane i przyczepiane. Top Agrar Polska 4, 21-27.

[25] Kanafojski Cz., 1980. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. Tom 2, PWRiL Warszawa.

[26] Khazaei J., Rabani H., Ebadi A., Golbabaei F., 2002. Determining the shear strength and picking force of pyrethrum flower. AIC 2002 Meeting CSAE/SCGR Program Saskatoon, Saskatchewan. Paper No. 02-221.

[27] Kobiński H., Pawlicki T., 1980. Studia nad cięciem źdźbeł dwoma typami przyrządów ze sprężystym dociskiem noża do części przeciwtnącej oraz ze szczeliną pomiędzy tymi elementami. Rozprawa doktorska. Politechnika Poznańska.

[28] Kośmicki Z., 1996. Badania fizykomechanicznych cech roślin dla potrzeb projektowania maszyn rolniczych i analiz konstrukcji. Prace Przemysłowego Instytutu Maszyn Rolniczych w Poznaniu 2, 4-7.

[29] Kośmicki Z., Kęska W., 1997. Rozwój konstrukcji maszyn rolniczych w kontekście automatyzacji sterowania ich zespołami roboczymi. VII Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego nt.: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, PAN, 287-294.

[30] Kośmicki Z., Kobyłka H., Hetmański M., 1976. Kierunki rozwoju konstrukcji przyrządów tnących maszyn żniwnych. Maszyny i Ciągniki Rolnicze 8-9, 12-16.

[31] Liljedhal J.B., Jackson G.L., de Graff R.P., Shroeder M.E., 1961. Measurement of shearing energy. Agricultural Engineering 42(6), 298-301.

[32] Lisowski A., 2003. Rynek ciągnikowych sieczkarń zbierających. Rolniczy Przegląd Techniczny 10(56), 24-26.

[33] Lisowski A., Waszkiewicz Cz., Klonowski J., 2001. Jakość cięcia i zapotrzebowanie energetyczne toporowego zespołu rozdrabniającego sieczkarni przyczepianej. Problemy Inżynierii Rolniczej 3, 5-11.

[34] McRandal D.M., McNulty P.B., 1978. Impast cutting behaviour of forage crops II. Field tests. Journal of Agricultural Engineering Research 23, 329-338.

[35] McRandal D.M., McNulty P.B., 1980. Mechanical and physical properties of grassem. Trans. Am. Soc. Agric. Eng. 23(2), 229-238.

[36] Mójta K., Dulcet E., Nowicki M., 2000. Sieczkarnie zbierające – przegląd rozwiązań technicznych. Technika Rolnicza 3, 12-16.

[37] Mrozek M., 1995. Badanie cech fizykomechanicznych źdźbeł zbóż dla potrzeb modelowania za pomocą elementów skończonych. Prace Przemysłowego Instytutu Maszyn Rolniczych w Poznaniu 5, 12-17.

[38] Mrozek M., Łyczyński P., 1996. Badania laboratoryjne naprężeń w źdźbłach roślin zbożowych podczas cięcia nożycowym zespołem tnącym. Prace Przemysłowego Instytutu Maszyn Rolniczych w Poznaniu 2, 20-23.

[39] Niewęgłowski K., 2006. Wpływ czynników technicznych i eksploatacyjnych na wskaźniki jakościowe rozdrabniania roślin kukurydzy zbieranych sieczkarnią polową. Rozprawa doktorska, SGGW w Warszawie.

[40] Owsiak Z., 1994. Elementy teorii maszyn rolniczych. Wyd. Akademii Rolniczej we Wrocławiu.

[41] O'Dogherty M.J., 1982. A review of research on forage chopping. Journal of Agricultural Engineering Research 27, 267-289.

[42] O'Dogherty M.J., Gale G., 1986. Laboratory studies of the cutting of grass stems. Journal of Agricultural Engineering Research 35, 115-129.

[43] O'Dogherty M.J., Huber J.A., Dyson J., Marshall C.J., 1995. A study of the physical and mechanical properties of wheat straw. Journal of Agricultural Engineering Research 62, 133-142.

[44] Pintara C., 1999. Próba oceny efektywności energetycznej samobieżnych silosokombajnów. Problemy Inżynierii Rolniczej 3, 21-28.

[45] Prasad J., Gupta C.P., 1975. Mechanical properties of maize stalk as related to harvesting. Journal of Agricultural Engineering Research 20, 79-87.

[46] Prince R.P., Bartok T.W., Bradway D.M., 1964. Shear stress and modulus of elasticity of selected forages. Trans. Am. Soc. Agri. Eng. 12(4), 212-227.

[47] Reznik N.E., 1964. K teorii barabannogo izmiel'čajuščeje-švyrjajuščego apparata silocouboročnogo kombajna. Trakt. Selchozmaš. 34(9), 19-23.

[48] Reznik N.E., 1967. Puti povyšenija iznosostojkosti i dolgovečnosti režuščich elementov mašin. Trakt. Selchozmaš. 2, 17-21.

[49] Savoie P., Tremblay D., Theriault R., Wauthy J.M., Vigneault C., 1989. Forage chopping energy vs. length of cut. Trans. Am. Soc. Agric. Eng. 32(2), 437-442.

[50] Shinners K.J., Koegel R.G., Lehman L.L., 1991. Friction coefficient of alfalfa. Trans. Am. Soc. Agric. Eng. 34(1), 33-37.

[51] Shinners K.J., Koegel R.G., Pritzl P.J., 1991. An upward cutting cut-and-throw forage harvester to reduce machine energy requirements. Trans. Am. Soc. Agric. Eng. 34(6), 29-34.

[52] Shinners K.J., Stelzle M., Koegel R.G., 1994. Improving the throwing effectiveness of an upward-cutting forage harvester. Trans. Am. Soc. Agric. Eng. 37(4), 32-36.

[53] Vrany Z., 1971. Experimentalni vyzkum silovych a enegetickych pomeru na nozovem buhnu rezacek. Zeměd. Tech. 17(10), 629-648.

[54] Vrany Z., 1971. Rozbor silovych a energetickych pomeru na nozovemu bubnu rezacek. Zeměd. Tech. 17(1), 23-28.

[55] Yiljep Y.D., Mohammed U.S., 2005. Effect of knife velocity on cutting energy and efficiency during impact cutting of sorghum stalk. Agricultural Engineering International, Manuscript PM 05 004, VII, 1-10.

[56] Zastempowski M., 2008. Badania energochłonności cięcia nożycowo--palcowym zespołem tnącym. Rozprawa doktorska, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy.

[57] Zastempowski M., Bochat A., 2006. Model of the cutting process by means of scissor-finger cutting tools. The X Prof. Cz. Kanafojski International Symposium. Problems of construction and exploitation of agricultural machinery and equipment. Warsaw University of Technology, Polish Academy of Sciences, 273-276.

[58] Zastempowski M., Bochat A., 2006. Simulation research into the cutting process by means of scissor-finger cutting tools. The X Prof. Cz. Kanafojski International Symposium. Problems of construction and exploitation of agricultural machinery and equipment. Warsaw University of Technology, Polish Academy of Sciences, 269-272.

[59] Zastempowski M., Bochat A., 2007. Badania wybranych cech fizykomechanicznych roślin źdźbłowych dla potrzeb projektowania maszyn rolniczych. IX Międzynarodowa Konferencja Naukowa, AR we Wrocławiu, PAN, Wrocław – Polanica Zdrój, 330-331.

[60] Zhang M., 2003. Design and evaluation of corn silage-making system with shredding. Dissertation. The Pensylvania State University, College of Engineering.

[61] Żuk D., 1992. Ćwiczenia projektowe z maszyn rolniczych. Wyd. Politechniki Warszawskiej.

[62] Żuk D., 1992. Uproszczony sposób obliczania oporów cięcia i energii zużytej na cięcie w nożycowych zespołach tnących. Zesz. Nauk. Politechniki Warszawskiej, Mechanika 152, 13-23.

[63] Materiały reklamowe, katalogi i strony internetowe firm: Agromet, BCS, Briggs and Stratton, Busatis-Bidul, Claas, Famarol, HCP Cegielski, Deutz Fahr, John Deere, Krone, Kverneland, Taarup, Mengele, New Holland, Niemeyer. Pöttinger, SaMasz, Sipma, Ziegler-Möertl.