ROZPRAWA DOKTORSKA

UNIWERSYTET TECHNOLOGICZNO-PRZYRODNICZY
IM. J.J. ŚNIADECKICH W BYDGOSZCZY
WYDZIAŁ MECHANICZNY

mgr inż. Marcin ZASTEMPOWSKI

ROZPRAWA DOKTORSKA

BADANIA ENERGOCHŁONNOŚCI CIĘCIA NOŻYCOWO-PALCOWYM ZESPOŁEM TNĄCYM

PROMOTOR
Prof. UTP dr hab. inż. Andrzej BOCHAT

BYDGOSZCZ, 2008

Biblioteka Główna UTP w Bydgoszczy
000000136228

Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy
BIBLIOTEKA GŁÓWNA
Bydgoszcz

D 334

08 D135/1

SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń

1. **WSTĘP** 6

2. **ANALIZA STANU ZAGADNIENIA W ŚWIETLE LITERATURY** 8

3. **PROBLEMY BADAWCZE** 34

4. **KONCEPCJA I PROGRAM REALIZACJI ZADANIA** 35

5. **KINEMATYKA I DYNAMIKA NOŻYCOWO-PALCOWEGO ZESPOŁU TNĄCEGO** 37

5.1. Analiza kinematyki ruchu nożycowo-palcowego zespołu tnącego 37

5.2. Analiza dynamiki ruchu nożycowo-palcowego zespołu tnącego 45

6. **MODEL MATEMATYCZNY PROCESU CIĘCIA NOŻYCOWO-PALCOWYM ZESPOŁEM TNĄCYM** 59

7. **BADANIA DOŚWIADCZALNE PROCESU CIĘCIA ROŚLIN ŹDŹBŁOWYCH** 67

7.1. Badania procesu cięcia pojedynczego źdźbła 68

7.1.1. Badania doświadczalne modułu Younga 68

7.1.1.1. Plan i program badań 68

7.1.1.2. Stanowisko badawcze 69

7.1.1.3. Metodyka badań 72

7.1.1.4. Analiza wyników badań 73

7.1.2. Badania doświadczalne siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła 80

7.1.2.1. Plan i program badań 80

7.1.2.2. Stanowisko badawcze 82

7.1.2.3. Metodyka badań 83

7.1.2.4. Analiza wyników badań 85

7.2. Badania procesu cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego 96

7.2.1. Plan i program badań 96

7.2.2. Stanowisko badawcze 97

7.2.3. Metodyka badań 106

7.2.4. Analiza wyników badań 113

8. **OBLICZENIA NA MODELU MATAMATYCZNYM** 124

8.1. Program komputerowy 124

8.2. Wyniki obliczeń symulacyjnych 127

9. **WERYFIKACJA MODELU MATEMATYCZNEGO** 141

10. **WNIOSKI** 145

LITERATURA 148

ANEKS 1. Opis stosowanych w pracy metod analizy wyników 155

ANEKS 2. Program komputerowy ŹDŹBŁO_1 160

Wykaz ważniejszych oznaczeń

a_x, a_y – składowe przyspieszeń środka ciężkości korbowodu, m/s^2,

B_k – siła bezwładności korbowodu, N,

B_n – siła bezwładności listwy nożowej, N,

c_x – współczynnik oporu powietrza,

d_w – średnica wewnętrzna żdźbła, mm,

d_z – średnica zewnętrzna żdźbła, mm,

E – moduł Younga, N/mm^2,

F_c – powierzchnia przekroju żdźbła, mm^2,

g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2,

h – odległość wału korby od płaszczyzny cięcia, mm,

h_c – wysokość cięcia, mm,

i_p – przełożenie kinematyczne przekładni pasowej kosiarki,

J – moment bezwładności przekroju żdźbła, mm^4,

J_k – masowy moment bezwładności środka ciężkości korbowodu, $kg \cdot mm^2$,

l – długość targańca, mm,

l_k – długość kłosa, mm,

L_c – praca cięcia w trakcie pojedynczego skoku listwy nożowej, J,

L_{cj} – praca cięcia pojedynczego żdźbła, J,

m_k – masa targańca, kg,

$m_{kł}$ – masa kłosa, g,

m_n – masa listwy nożowej, kg,

m_z – masa żdźbła, g,

M – chwilowy moment obrotowy, Nm,

$\bar{M}_j$ – wartość średniego momentu obrotowego ruchu jałowego zespołu tnącego, Nm,

$\bar{M}_r$ – wartość średniego momentu obrotowego ruchu roboczego zespołu tnącego, Nm,

$\Delta\bar{M}$ – przyrost wartości średniego momentu obrotowego związany z pracą cięcia, Nm,

P_c – siła cięcia, N,

P_x, P_y – siły oddziaływania listwy nożowej na korbowód, N,

r – promień korby, mm,

R_x, R_y – siły oddziaływania korby na korbowód, N,

t – czas, s,

v_m – prędkość ruchu wózka z materiałem do cięcia (prędkość maszyny), m/s,

v_n – prędkość ruchu listwy nożowej, m/s,

v_x, v_y – składowe prędkości środka ciężkości korbowodu, m/s,

x_c, y_c – współrzędne przemieszczenia środka ciężkości korbowodu,

x_n – przemieszczenie listwy nożowej, mm,

y_d – droga dosuwu źdźbła, mm,

α – kąt ustawienia nożyka względem ciętego materiału, ...^{o}

β – kąt nachylenia korbowodu do linii cięcia, rad,

μ – współczynnik tarcia listwy nożowej w prowadnicy,

ρ_p – gęstość powietrza, kg/m^3,

φ – kąt obrotu korby, rad,

ω – prędkość kątowa korby, rad/s,

ω_k – prędkość kątowa środka ciężkości targańca, rad/s.

1. WSTĘP

Proces technologiczny cięcia materiału roślinnego (roślin źdźbłowych i łodygowych), należy do jednego z najważniejszych w ramach zbioru zbóż, czy też innych roślin na cele paszowe.

Wśród maszyn służących do cięcia materiału roślinnego na pierwszy plan wysuwają się kombajny zbożowe, sieczkarnie oraz kosiarki.

Jednym z podstawowych zespołów roboczych tego typu maszyn jest nożycowo-palcowy zespół tnący.

Cięcie materiału roślinnego przez nożycowo-palcowy zespół tnący jest szczególnym przypadkiem mechanicznego dzielenia materiału roślinnego pod działaniem sił zewnętrznych przekraczających opór spójności międzycząsteczkowej materiału.

Istniejące rozwiązania konstrukcyjne nożycowo-palcowych zespołów tnących charakteryzują się dużą energochłonnością procesu cięcia, a co w efekcie się z tym wiąże ich układy napędowe wyposażone są w silniki o stosunkowo dużej mocy. Wskazuje to na fakt, że istniejące rozwiązania konstrukcyjne, powstały w dużej mierze na podstawie intuicji konstruktorskiej oraz wykorzystania zasady „prób i błędów".

Z literatury znane są szczegółowe opisy i opracowania rozwiązań konstrukcyjnych, charakterystyk użytkowych oraz symulacji matematycznych układów tnących. Wszystkie znane opracowania realizowane były dla wyidealizowanej rośliny źdźbłowej czy też łodygowej. W dotychczasowych badaniach źdźbło traktowano jako element belkowy o przekroju kołowym i jednakowych właściwościach fizykomechanicznych na całej długości, co nie odpowiada rzeczywistości, gdyż element źdźbłowy posiada skomplikowaną budowę morfologiczną i zróżnicowane właściwości fizykomechaniczne.

Biorąc pod uwagę powyższe stwierdzenia należy uznać, że istnieje pilna potrzeba wyjaśnienia istoty cięcia za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego z uwzględnieniem energochłonności procesu.

W świetle powyższych ustaleń za cel niniejszej pracy przyjęto:

1. Opracowanie modelu matematycznego wyjaśniającego istotę cięcia roślin źdźbłowych dla potrzeb projektowania nożycowo-palcowych zespołów tnących;

2. Eksperymentalne wyznaczenie wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych nożycowo-palcowego zespołu tnącego na energochłonność cięcia roślin źdźbłowych.

Zweryfikowany doświadczalnie model matematyczny może być wykorzystany do matematycznej optymalizacji konstrukcji nożycowo-palcowego zespołu tnącego oraz porównywania różnych wariantów ich rozwiązań w aspekcie energochłonności cięcia.

Konfrontacja wyników badań, uzyskanych na podstawie badań doświadczalnych z wynikami uzyskanymi z modelu, powinna posłużyć wyjaśnieniu w sposób ilościowy i jakościowy wielu nieznanych dotychczas prawidłowości wpływających na energochłonność procesu cięcia roślin źdźbłowych za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego.

Ze względu na konieczność wprowadzenia do opracowanego modelu matematycznego wybranych parametrów, opisujących cięty materiał, zaistniała potrzeba przeprowadzenia odpowiednich badań dla zebrania danych o jego cechach fizykomechanicznych, co weszło również w zakres niniejszej rozprawy.

Rozprawa doktorska została zrealizowana w ramach grantu - projektu badawczego NN502462134.

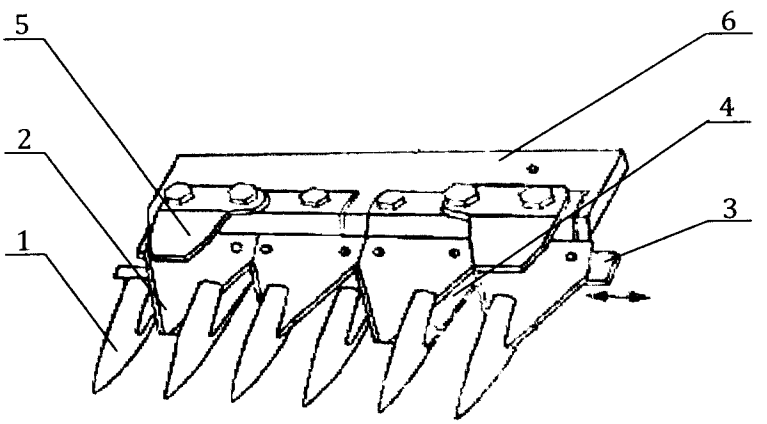
2. ANALIZA STANU ZAGADNIENIA W ŚWIETLE LITERATURY

Analizując prace z zakresu cięcia materiału roślinnego, a w szczególności źdźbeł roślin zbożowych, czy też łodyg innych roślin można stwierdzić, że do chwili obecnej problematyka cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym nie jest dokładnie poznana, pomimo faktu, że zespół ten jest powszechnie stosowanym w najważniejszych grupach maszyn rolniczych, tj. kombajnach zbożowych, sieczkarniach samobieżnych oraz różnego typu kosiarkach. Na rys. 2.1, 2.2 i 2.3 przedstawiono w widoku wybrane przykłady tego typu maszyn rolniczych.

Rys.2.1. Kombajn zbożowy New Holland

Rys.2.2. Sieczkarnia samobieżna CLAAS

Rys.2.3. Kosiarka ciągnikowa przyczepiana H. CEGIELSKI



Rys. 2.4. Konstrukcja nożycowo-palcowego zespołu tnącego w przykładzie[28]: 1-palec, 2-nożyk , 3-listwa nożowa, 4-krawędź przeciwtnąca, 5-przycisk listwy nożowej, 6-belka palcowa

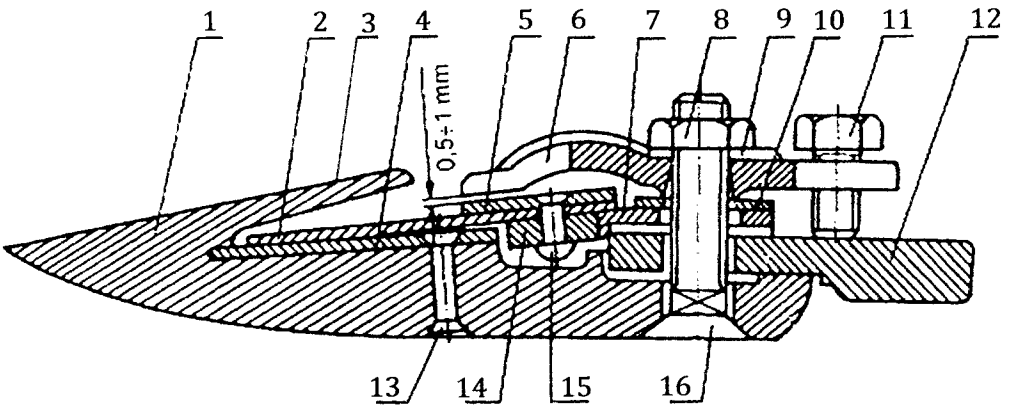
Na rys.2.4 przedstawiono konstrukcję nożycowo-palcowego zespołu tnącego.

Istota konstrukcji nożycowo-palcowego zespołu tnącego polega na tym, że zespół składa się z ruchomej listwy nożowej i nieruchomej belki palcowej. Przynitowane do listwy nożowej nożyki mają kształt trapezu. Ostrza nożyków są gładkie lub posiadają nacięcia.

W tym miejscu należy stwierdzić, że w bardzo wielu opracowaniach z zakresu badań procesu cięcia nożycowymi zespołami tnącymi, nożyki wchodzące w skład listwy nożowej nazywane są nożami tnącymi.

Przymocowane do belki palcowej palce służą do rozdzielania ścinanego materiału na porcje. Palce mają wycięcia, które umożliwiają ruch posuwisto - zwrotny nożyków oraz zwężają się ku przodowi – w celu łatwiejszego rozdzielania materiału. 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 prowadnicę. Na rys. 2.5 przedstawiono przykładowy przekrój nożycowo-palcowego zespołu tnącego.

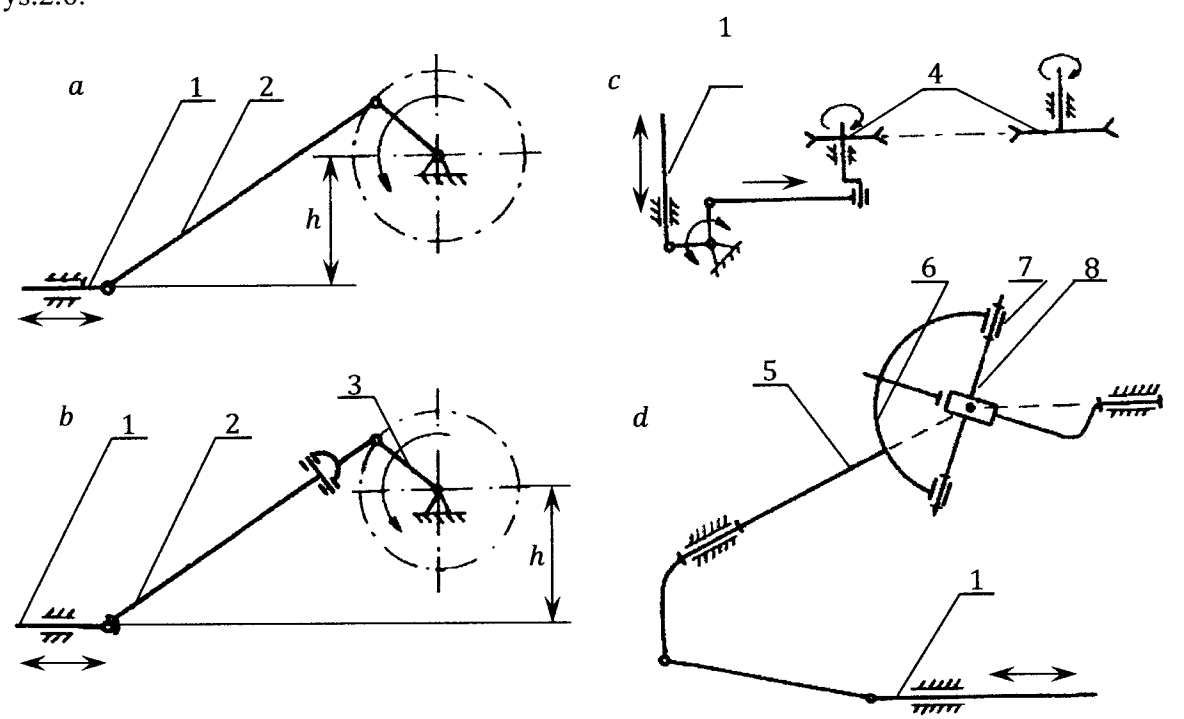
Zasada działania nożycowo - palcowego zespołu tnącego polega na tym, że palce wchodzą między ścinane rośliny i rozdzielają je na porcje. Następnie poszczególne nożyki przygniatają źdźbła, czy też łodygi roślin do bocznych krawędzi palców tzw. stalek (krawędzi przeciwtnących) i powodują ścinanie roślin.



Rys.2.5. Przekrój poprzeczny nożycowo-palcowego zespołu tnącego[28]: 1-palec, 2-nożyk, 3- górne ramię palca, 4-krawędź przeciwtnąca, 5-nakładka nożyka, 6-przycisk listwy nożowej, 7-prowadnica, 8-nakrętka, 9,10-podkładki, 11-śruba regulacyjna, 12-belka palcowa, 13,15- nity mocujące, 14-listwa nożowa, 16-śruba

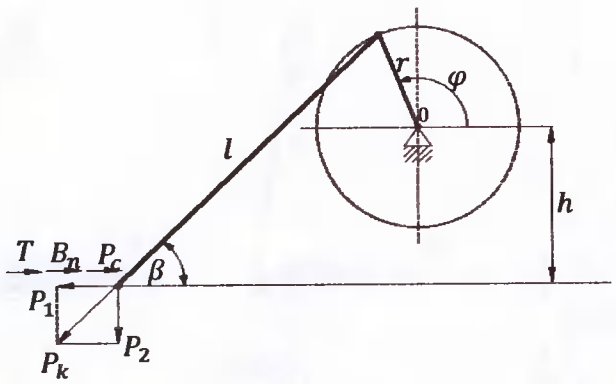
Do napędu listwy nożowej wykonującej ruch posuwisto-zwrotny stosuje się zarówno mechanizmy płaskie, jak i przestrzenne.

Przykłady niektórych mechanizmów napędzających listwę nożową przedstawiono na rys.2.6.



Rys.2.6. Schemat mechanizmów napędzających listwę nożową[19]: a-mechanizm korbowy płaski, b- mechanizm korbowy przestrzenny, c-mechanizm korbowy z dźwignią kątową, d- mechanizm z tarczą wahliwą; 1-listwa nożowa, 2-targaniec, 3-korba, 4-koła klinowo-pasowe, 5-wałek wahliwy, 6-widełki, 7-pierścień, 8-tarcza wahliwa; h- odległość wału korby od płaszczyzny ruchu listwy nożowej

Na rys.2.7 przedstawiono siły działające na listwę nożową przy napędzie mechanizmem korbowym asymetrycznym. Kinematyka i dynamika nożycowo-palcowego zespołu tnącego w przypadku napędu listwy nożowej mechanizmem korbowym asymetrycznym będzie dla potrzeb realizacji rozprawy szczegółowo analizowana w rozdziale 5 pracy.



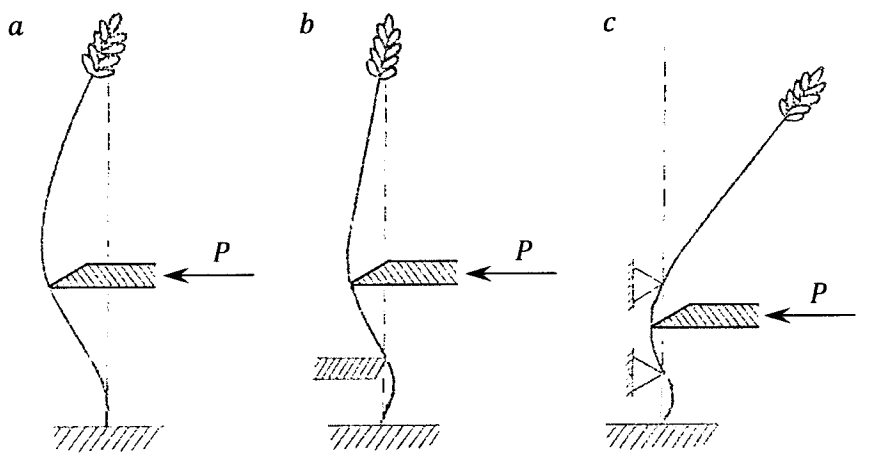
Rys.2.7. Rozkład sił działających na listwę nożową przy napędzie mechanizmem korbowym asymetrycznym: P_k – siła działająca wzdłuż targańca, P_1, P_2 – składowe siły P_k, P_c – średnia wartość siły oporów cięcia, B_n – siła bezwładności listwy nożowej, T – siła tarcia listwy nożowej o elementy prowadzące, r – promień korby, l – długość targańca, β – kąt nachylenia targańca do płaszczyzny ruchu listwy nożowej, h – odległość wału korby od płaszczyzny ruchu listwy nożowej

W dotychczasowych pracach z zakresu cięcia materiału roślinnego, a w szczególności źdźbeł roślin zbożowych nie analizowano specyficznych właściwości ciętego materiału roślinnego [4, 6, 7, 11, 12, 13, 14, 19, 20, 21, 22, 23, 30, 34, 35, 42, 49].

Przyjmowano, że źdźbło jest elementem belkowym o przekroju kołowym i o jednakowych właściwościach fizykomechanicznych na całej długości. Źdźbło traktowano jako belkę jednostronnie utwierdzoną z ograniczeniem wszystkich punktów swobody w miejscu utwierdzenia. Przypisywano mu również stałą średnicę i stały moduł Younga na całej długości. Po wielu analizach stwierdzono jednoznacznie, że powyższe założenia nie odpowiadają rzeczywistości, gdyż źdźbło zboża jest elementem niezwykle skomplikowanym pod względem struktury oraz właściwości fizykomechanicznych.

Źdźbło roślin zbożowych składa się z elementów rurowych o różnych wymiarach geometrycznych połączonych węzłami. Węzły, zwane kolankami, mają różną w stosunku do międzywęźli budowę. Charakteryzują się dużą twardością i sztywnością. Całe źdźbło zakończone jest kłosem, w którym skupiona jest największa masa w stosunku do pozostałej części źdźbła. Roślina jest utwierdzona w podłożu za pomocą systemu korzeniowego.

Na rys.2.8 przedstawiono schematy możliwości realizacji procesu cięcia roślin źdźbłowych. Punkt, w którym następuje działanie części czynnej zespołu – wnikanie ostrza w źdźbło, przedstawiono jako obciążenie siłą P.



Rys.2.8. Schematy możliwości realizacji procesu cięcia roślin źdźbłowych za pomocą: a- bezpodporowego zespołu tnącego, b- zespołu tnącego z jedną krawędzią przeciwtnącą, c- zespołu tnącego z dwiema krawędziami przeciwtnącymi

Problematyka cięcia roślin źdźbłowych jest dziedziną bardzo rozległą. W ramach realizacji rozprawy analizie poddano prace opisujące:

- cięcie podporowe, w przypadku docisku noża do krawędzi przeciwtnącej (nożycowe zespoły tnące),
- cięcie podporowe, w warunkach zwiększonej szczeliny między nożem a krawędzią przeciwtnącą i ze sprężystym dociskiem noża do krawędzi przeciwtnącej (zespoły obiegowe),
- cięcie bezpodporowe, cięcie udarowe (rotacyjne zespoły tnące).

Prace z zakresu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym powstawały głównie w okresie początkowego zastosowania tego układu w praktyce. W wielu pracach można znaleźć stwierdzenie, że teoria działania nożycowo-palcowego zespołu tnącego została w dużej części rozpoznana. Można zgodzić się z tym stwierdzeniem tylko w odniesieniu do zespołu tnącego jako mechanizmu, gdyż określono wówczas zasadnicze zależności w zakresie statyki cięcia oraz kinematyki i dynamiki ruchu zespołu tnącego bez odniesienia do procesu cięcia źdźbeł czy też łodyg.

Opracowaniem teorii cięcia zajmowali się: V.P. Goriačkin, Ł.P. Kramarenko, V.A. Żeligowski, N.I. Režnik, Cz. Kanafojski, E.S. Bosoj, N.I. Drozdow i inni. [7, 28].

Mimo wielu prób podejmowanych przez różnych badaczy do chwili obecnej problematyka procesu cięcia nie została wystarczająco dokładnie wyjaśniona (rozwiązana). Nie przedstawiono dotąd modelu matematycznego procesu cięcia roślin źdźbłowych, ujmującego w ścisłą zależność wszystkie ważniejsze parametry charakterystyczne dla tego procesu z uwzględnieniem konstrukcji zespołu tnącego oraz skomplikowanej budowy morfologicznej ciętego materiału.

Modelowanie procesu cięcia roślin źdźbłowych jest rzeczą skomplikowaną nawet przy obecnym stanie wiedzy i osiągnięciach w dziedzinie techniki komputerowej. Pomimo tego wielu badaczy podejmowało trud opisania procesu cięcia roślin źdźbłowych. Przeprowadzone przez nich analizy i prezentowane wyniki badań pozwalają jedynie na cząstkowe opisanie procesu cięcia roślin źdźbłowych.

Przykładowo K. Dobler przeprowadził symulacyjne badania procesu cięcia bezpodporowego [13,14]. Celem tych badań było ustalenie związków pomiędzy prędkością noża, siłą cięcia i jakością cięcia. K. Dobler podjął także, próbę uzyskania informacji o mechanizmie cięcia udarowego, prowadząc badania teoretyczne przy zastosowaniu maszyny cyfrowej. Model opisujący proces cięcia udarowego przedstawił jako równanie (2.1):

$$\Delta m \frac{d^2x}{dt^2} = P_c(\delta) - P_b(x) - P_k(x), \tag{2.1}$$

gdzie-

Δm - zredukowana masa źdźbła podlegająca wychyleniu,

x - droga wygięcia punktu źdźbła, dla którego zredukowana jest masa,

$P_c(\delta)$ - siła cięcia jako funkcja głębokości wnikania noża w źdźbło,

$P_b(x)$ - siła pozioma ugięcia statycznego źdźbła,

$P_k(x)$ - siła pozioma od ukorzenienia źdźbła.

Korzystając z tego równania K. Dobler badał wpływ prędkości noża na czas cięcia źdźbła oraz głębokość wnikania noża w źdźbło. Najmniejszą prędkość ruchu noża v_{min} w procesie cięcia udarowego K. Dobler określił zależnością (2.2):

$$v_{min} = \pi_v \sqrt{\frac{dP_{max}}{\Delta m}}, \tag{2.2}$$

gdzie-

d - średnica zewnętrzna źdźbła w miejscu cięcia,

P_{max} - maksymalna wartość siły cięcia źdźbła,

π_v - współczynnik bezwymiarowy,

Δm - zredukowana masa źdźbła podlegająca wychyleniu.

Równanie (2.1) posłużyło do symulacji procesu cięcia na maszynie cyfrowej. W badaniach tych opisano proces cięcia na przykładzie łodyg słonecznika. Wykazano, że siła cięcia jest praktycznie niezależna od prędkości cięcia. Wynik ten sprzeczny jest z wynikami innych autorów m.in. Cz. Kanafojskiego, N.I. Režnika i K.H. Schulze, których wyniki badań dowodzą zmniejszenie oporu cięcia wraz ze wzrostem jego prędkości [21, 28].

E.S. Bosoj analizował trzy przypadki cięcia źdźbła [7]:

- cięcie z dwiema podporami,
- cięcie z jedną podporą,
- cięcie bez podpory.

Rozważania prowadził na drodze analitycznych zależności opisujących proces cięcia z uwzględnieniem dynamicznych oddziaływań noża na cięte źdźbło. Uwzględnił także zginanie źdźbła przez zespół tnący.

Warunek ścięcia źdźbła elementem tnącym, który ma pewną zadaną prędkość, określił na podstawie funkcji wielu zmiennych i opisał równaniem (2.3):

$$P_c < P_{zg} + P_b + P_p + P_o, \tag{2.3}$$

gdzie-

P_c- siła konieczna do ścięcia źdźbła elementem tnącym,

P_{zg} - opór pojedynczego źdźbła przy zginaniu,

P_b - siła bezwładności źdźbła,

P_p - opór powietrza podczas odchylania źdźbła,

P_o- opór odchylania źdźbła w kierunku sąsiednich źdźbeł.

E.S. Bosoj w dalszych rozważaniach pominął opór powietrza P_p oraz oddziaływanie sąsiednich źdźbeł P_o, co przedstawia równanie (2.4):

$$P_c < P_{zg} + P_b, \tag{2.4}$$

Opór zginania źdźbła P_{zg} opisał równaniem (2.5):

$$P_{zg} = \frac{3\, f\, EJ}{h^3}, \tag{2.5}$$

gdzie-

$f = v\, \Delta t$ - odchylenie źdźbła,

h - wysokość ścierniska,

EJ- sztywność źdźbła na zginanie,

v - prędkość ruchu noża podczas cięcia,

Δt - czas przemieszczenia się noża podczas cięcia.

Siła bezwładności źdźbła została opisana równaniem (2.6):

$$P_b = m\, a, \tag{2.6}$$

gdzie-

m - masa ścinanego źdźbła,

$a = v\, /\Delta t$ - średnie przyspieszenie noża.

Uwzględniając zależności (2.5) i (2.6), warunek ścięcia źdźbła według E.S. Bosoja ma postać:

$$P_c < \frac{3\, v\, \Delta t\, EJ}{h^3} + \frac{m\, v}{\Delta t}. \tag{2.7}$$

Ważną cechą konstrukcyjną zespołów tnących jest sposób podparcia źdźbła podczas ścinania, co decyduje o wymaganej prędkości cięcia [7].

Według E.S. Bosoja prędkość ruchu noża v podczas ścinania źdźbła powinna spełniać warunki:

a) dla cięcia z dwiema podporami:

$$v > \frac{P_c}{\frac{3\,\Delta t\,EJ}{l\,s^2\left(1-\frac{s}{l}\right)^2}+\frac{m}{\Delta t}}, \tag{2.8}$$

gdzie-

l - długość źdźbła,

s - odległość dolnej podpory od płaszczyzny działania noża w zespole tnącym.

b) dla cięcia z jedną podporą:

$$v > \frac{P_c}{\frac{3\,\Delta t\,EJ}{s^3}+\frac{m}{\Delta t}}, \tag{2.9}$$

c) dla cięcia bezpodporowego:

$$v > \frac{P_c}{\frac{3\,\Delta t\,EJ}{h^3}+\frac{m}{\Delta t}}. \tag{2.10}$$

E.S. Bosoj nie wykonał weryfikacji swojego modelu na bazie eksperymentu. Wyniki uzyskane z obliczeń, choć różne z wynikami K. Doblera, są również sprzeczne z wynikami badań eksperymentalnych przedstawionych przez innych autorów [21, 23, 28].

Z modelu matematycznego E.S. Bosoja wynika, że średni opór cięcia rośnie wraz ze wzrostem prędkości ruchu noża, co potwierdzają równania (2.8), (2.9) i (2.10). Natomiast pomiary wykonane przez innych badaczy wykazują odwrotną zależność. Taki stan rzeczy wynika z tego, iż E.S. Bosoj nie uwzględniał zmienności siły cięcia i prędkości ruchu noża podczas realizacji procesu cięcia.

Modelu matematycznego E.S. Bosoja nie potwierdzają badania doświadczalne, dlatego też nie ma on zastosowania w praktyce.

E.S. Bosoj w swojej obszernej pracy zwrócił jednak uwagę na dwa praktyczne aspekty dotyczące procesu cięcia w wariancie bez podparcia [7]:

1. Proces cięcia udarowego lepiej jest realizować nożem z nacięciami niż nożem gładkim, ponieważ przy tym samym odchyleniu źdźbła nóż z nacięciami ułatwia ścinanie;
2. Właściwe przecinanie źdźbła jest możliwe, gdy źdźbło lekko ślizga się po ostrzu noża w kierunku przeciwnym do jego ruchu. Taka sytuacja występuje wtedy, gdy ostrze jest podniesione do góry w stosunku do pozostałej części noża.

E.S. Bosoj stwierdza również, że przy cięciu bezpodporowym źdźbło pod wpływem udaru uzyskuje większą prędkość niż element wywołujący udar. Proces ścinania rozpoczyna się dopiero w momencie gdy siły bezwładności mają znaczący udział w bilansie wszystkich sił, a dzieje się to przy dostatecznie dużym odchyleniu źdźbła.

D.M. Mc Randal i P.B. Mc Nulty prowadząc analizę teoretyczną procesu cięcia bezpodporowego zaproponowali dwa modele matematyczne źdźbła: belkowy i drobinowy [34,35].

Model belkowy polegał na przedstawieniu źdźbła jako drgającej belki, w której uwzględniono tylko bezwładność i efekt zginania. Równanie różniczkowe swobodnych drgań jednorodnej belki ma postać:

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{\rho(l)}{EJ}\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \tag{2.11}$$

gdzie-

x - współrzędna długości źdźbła,

y - współrzędna ugięcia poziomego źdźbła,

$\rho(l)$ - gęstość liniowa źdźbła,

E - moduł sprężystości Younga dla źdźbła,

J - moduł bezwładności przekroju dla źdźbła,

t - czas.

Równanie (2.11) uzupełniono funkcją opisującą siłę cięcia F, którą przedstawiono równaniem (2.12):

$$F = k_p(v\,t - y_o), \tag{2.12}$$

gdzie-

k_p- opór przenikania ostrza w źdźbło,

v - prędkość ruchu noża,

y_o- ugięcie wstępne źdźbła,

t - czas.

Energia W nadana źdźbłu przez ostrze noża w punkcie przyłożenia siły jest równa:

$$W = \int F\ v\ dt, \tag{2.13}$$

Energia statyczna cięcia W_c została określona jako:

$$W_c = F\ r = 2\ k_p\ r^2, \tag{2.14}$$

gdzie-

r- promień zewnętrzny przekroju źdźbła,

k_p - opór przecinania.

Przyjmując, że:

$$\rho_l = \pi\ r^2\ \rho, \tag{2.15}$$

gdzie-

ρ_l - gęstość liniowa źdźbła,

ρ – gęstość,

oraz kojarząc równania (2.14) i (2.15) wyznaczono opór przecinania k_p:

$$k_p = \frac{\pi\ \rho\ W_c}{2\ \rho_l}. \tag{2.16}$$

Parametry ρ, W_c i ρ_l wymagają wyznaczenia na drodze eksperymentalnej. Autorzy nie zajmowali się wyznaczeniem modułu Younga E źdźbła, jego przybliżoną wartość przyjmowali z dostępnej literatury.

D.M. McRandal i P.B. McNulty oparli model drobinowy na założeniu, 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:

$$\ddot{y} + (y + v\,t)\frac{k_p}{l\,\rho_l} = 0, \tag{2.17}$$

gdzie-

v- prędkość noża,

k_p- opór przenikania noża w źdźbło,

l - długość źdźbła,

ρ_l - gęstość liniowa źdźbła.

Analizując model drobinowy przedstawiony równaniem (2.17), można wyznaczyć najmniejszą prędkość noża po zakończeniu cięcia:

$$v \geq 2\,r\sqrt{\frac{k_p}{l\,\rho_l}}. \tag{2.18}$$

Natomiast minimalną prędkość cięcia określić można po skojarzeniu równań (2.16) i (2.18):

$$v_{min} = \sqrt{\frac{2\,W_c}{l\,\rho_l}}. \tag{2.19}$$

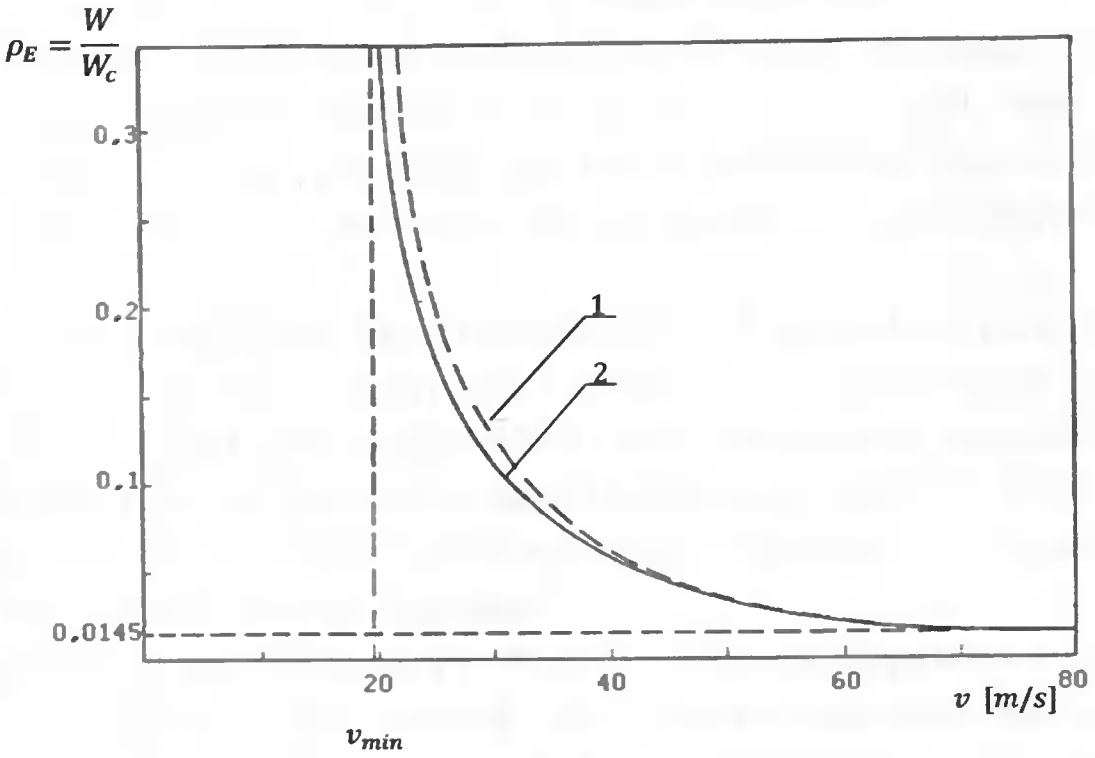
D.M. McRandal i P.B. McNulty rozwijając swoje badania określili także pracę jaka została włożona w przyspieszenie drobiny w czasie cięcia. Praca ta jest równa energii kinetycznej przekazywanej masie cząstki:

$$W = l\,\rho_l\,v^2\left(1-\sqrt{\frac{4\,k_p\,r^2}{l\,\rho_l\,v^2}}\right)-2\,k_p\,r^2. \tag{2.20}$$

Wyniki obliczonego zużycia energii zostały wyrażone dla modelu belkowego i drobinowego jako wskaźniki energii ρ_E:

$$\rho_E = \frac{W}{W_c}. \tag{2.21}$$

Uzyskane wyniki z obliczeń przedstawiono na rys.2.9. Wykres obrazuje wpływ prędkości cięcia źdźbła v na wskaźnik energii ρ_E procesu cięcia.



Rys.2.9. Wpływ prędkości noża na wskaźnik energii [35].
1-krzywa opisująca model drobinowy, 2-krzywa opisująca model belkowy.

Analizując równanie (2.19) opisujące prędkość minimalną, można stwierdzić, że interpretacja tego wzoru obarczona jest dużym uproszczeniem z punktu widzenia dynamiki, gdyż wyznaczono prędkość minimalną cięcia z wielkości uzyskanych bezpośrednio z pomiarów statycznych. Autorzy dokonali także uproszczenia w postaci braku uwzględnienia

masy noża, co ze względu na określenie energochłonności cięcia układu jest dużym zaniedbaniem, ponieważ badając energię cięcia powinno uwzględnić się energię kinetyczną noża, a zatem i jego masę.

Przyjęty w modelu drobinowym sposób określania masy noża, decydującej o wartości siły cięcia bez uwzględnienia sztywności źdźbła, jest podejściem niedokładnym i sami autorzy przyznają i potwierdzają w badaniach, że przedstawiony na rys. 2.9. wpływ prędkości cięcia na wskaźnik energii procesu cięcia w rzeczywistości nie jest tak istotny.

Wyników badań D.M. McRandala i P.B. Mc Nulty nie potwierdzają badania T. Bono i T. Ogawy, którzy stwierdzili, że energochłonność procesu cięcia wzrasta powyżej prędkości cięcia określonej wartością $40\ m/s$.

Sami autorzy modelu drobinowego i belkowego we wnioskach stwierdzają, że oba modele wykazują zgodność, pomimo braku uwzględnienia w modelu belkowym wpływu długości źdźbła, która powinna w myśl ich teorii dać większą wartość masy równej iloczynowi długości źdźbła l i gęstości liniowej źdźbła $\rho(l)$. Wartość długości odkształcenia źdźbła, a zatem i jego masa zostały określone dla modelu belkowego i przyjęte w modelu drobinowym. Jedyna różnica w określaniu obu modeli polegała na braku uwzględniania sztywności źdźbła w modelu drobinowym, co spowodowało różnice w wynikach dla mniejszych prędkości cięcia.

P. Grabański przeprowadził analizę matematyczną procesu cięcia podporowego w ramach pracy [21]. 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 P. Grabański stwierdził, iż energochłonność procesu cięcia roślin źdźbłowych można określić na podstawie analizy równania quasi-statycznej siły cięcia z uwzględnieniem dynamicznego 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, co przedstawił w równaniu (2.22):

$$W_d = \left(\frac{1}{\delta}\right)^{n+1} W_q, \tag{2.22}$$

gdzie-

W_d - praca dynamicznego cięcia,

W_q- praca quasi-statycznego cięcia,

δ - dynamiczny współczynnik cięcia.

Dynamiczny współczynnik cięcia δ został określony równaniem (2.23):

$$\delta = \frac{\alpha_m}{\alpha_q} \tag{2.23}$$

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.

P. Grabański w ramach weryfikacji rozważań analitycznych przeprowadził badania doświadczalne w postaci eksperymentu naturalnego. W doświadczeniu zastosował bezszczelinowy i bezdociskowy nożycowo-tarczowy zespół tnący.

Jako zmienne niezależne przyjął [21, 22]:

- prędkość ruchu noża w zakresie zmienności 3 m/s - 20 m/s ,
- grubość ostrza noża w zakresie zmienności 40 μm - 240 μm,
- średnicę źdźbła w zakresie zmienności 3 mm - 5,5 mm.

Eksperyment naturalny obejmował identyfikację dla parametrów wejściowych do modelu matematycznego oraz badania stanowiskowe procesu cięcia roślin źdźbłowych. W swojej obszernej publikacji autor przedstawił następujące wnioski:

1. Określony równaniem (2.22) model matematyczny może mieć praktyczne zastosowanie do oceny energochłonności procesu cięcia roślin źdźbłowych;
2. Praca quasi-statycznego cięcia rośnie wprost proporcjonalnie do średnicy źdźbła mierzonej w przekroju ciecia, i jej wartość zależna jest od grubości ostrza noża;
3. Gęstość linowa źdźbeł pszenżyta oraz ich masa (bez kłosa) są wprost proporcjonalne do średnicy źdźbła mierzonej w przekroju cięcia.

P. Grabański wyraźnie sugeruje w swojej pracy, że mimo prowadzonych przez siebie obszernych badań z zakresu cięcia roślin źdźbłowych nie udało się wyjaśnić wszystkich problemów, a związana jest z tym potrzeba prowadzenia dalszych badań. Badania te powinny zmierzać do opracowania ogólnej teorii procesu cięcia roślin źdźbłowych, która pozwoli na komputerową symulację tego procesu i dokładne poznanie wszystkich istotnych wielkości, dla różnych warunków realizacji procesu, zmieniających się w czasie. Ponadto istnieje potrzeba zoptymalizowania konstrukcji zespołów tnących ze szczególnym uwzględnieniem nożycowo-palcowych oraz zastosowania automatycznej regulacji umożliwiającej dostosowanie parametrów kinematyczno-konstrukcyjnych zespołów tnących do zmiennych warunków realizacji procesu.

Badania eksperymentalne prowadził także K. Dobler [13, 14]. Badania wykonane dla łodygi słonecznika, uwypukliły znaczenie sił zależnych od ugięcia źdźbła $P_b(x)$ i ukorzenienia źdźbła $P_k(x)$ w procesie cięcia.

Stwierdził, że jeżeli siła cięcia nie zależy od prędkości noża, to moc cięcia pojedynczej łodygi rośnie proporcjonalnie do prędkości cięcia.

Analizując osiągnięcia K. Doblera, w odniesieniu zarówno do rozważań teoretycznych jak i doświadczalnych, zauważyć można, że wartości wyliczone na drodze analitycznej są mniejsze od uzyskanych z pomiarów laboratoryjnych i mniejsze od uzyskanych w warunkach polowych. Różnice te według autora wynikają z tępienia się ostrzy w rzeczywistych warunkach pracy. Jednak wpływ geometrii i stan ostrza na przebieg procesu cięcia nie został ustalony. Analizując głębiej powyższe zagadnienie, różnic w uzyskanych wynikach można doszukiwać się w uproszczeniach, które zostały zastosowane w metodzie analitycznej. K. Dobler w swoich obliczeniach nie uwzględnił sztywności łodygi, równanie (2.2), która decyduje o wartości masy zredukowanej Δm. Przyjęcie błędnej masy zredukowanej, równej całkowitej masie części przekroju łodygi poddanej cięciu w konsekwencji prowadzi do błędnych obliczeń siły i pracy cięcia.

Metoda zaproponowana przez K. Doblera ma jeszcze jedną poważną wadę. Wartości wszystkich wielkości przedstawionych we wzorach (2.1) i (2.2) muszą pochodzić z pomiarów, co jest zasadniczo pracochłonne za względu za potrzebę ich przeprowadzenia.

D.M. McRandal i P.B. McNulty prowadzili swoje badania laboratoryjne na stanowisku, którego konstrukcja opierała się za zasadzie działania młota wirowego. Badania te nie były realizowane w celu weryfikacji modeli teoretycznych gdyż wyniki obliczeń analitycznych i wyniki badań eksperymentalnych z zakresu energochłonności procesu cięcia przedstawiono ilościowo nieporównywalnymi wielkościami takimi jak:

- energia cięcia przypadająca na jednostkę suchej masy roślinnej,
- energia cięcia przypadająca na jednostkę wilgotnej masy roślinnej,
- energia cięcia pojedynczej łodygi,
- energia cięcia przypadająca na jednostkę przekroju poprzecznego źdźbła.

Do badań wykorzystali darń trawy o wysokości źdźbeł $150\ mm$. Wysokość cięcia wynosiła $20\ mm$. Zakres prędkości noża stosowanych w doświadczeniu, wynosił od $5\ m/s$ do $60\ m/s$.

Podczas badań prowadzonych przez D.M. McRandal i P.B. McNulty określona została minimalna prędkość, która dawała zadowalające rezultaty cięcia. Określono ją w przybliżeniu jako $20\ m/s$. Poniżej tej prędkości cięcie nie zachodziło, gdyż nóż ślizgał się po źdźbłach. Określono także, że prędkość $25\ m/s$ jest właściwą prędkością, przy której zachodzi idealnie „czyste cięcie".

W wyniku badań stwierdzono, że zużycie energii przy cięciu traw i źdźbeł owsa zmniejszyło się o około 25 %, gdy prędkość noża zwiększano z $20\ m/s$ do $60\ m/s$. Zaobserwowano także nieznaczne zmniejszenie energochłonności cięcia przy zmianie kąta ostrza noża z 60^{o} na 45^{o}.

D.M. McRandal i P.B. McNulty prowadzili także badania polowe, których celem było określenie wpływu cech środowiska roślinnego oraz parametrów ruchu zespołu tnącego na pracę ciecia roślin źdźbłowych. Celem przeprowadzonych badań było również przedstawienie bilansu energii cięcia, jako funkcji prędkości obrotowej bębna oraz ruchu postępowego maszyny. Badania realizowano dwubębnową kosiarką rotacyjną [34]. Podczas badań określono następujące cechy środowiska roślinnego: wysokość plonu, gęstość porostu trawy, zawartość suchej masy w źdźbłach traw i długość źdźbeł.

Na podstawie przeprowadzonych badań przedstawiono następujące wnioski:

1. Najważniejszą cechą środowiska roślinnego, która ma wpływ na energochłonność procesu cięcia, to wielkość plonu przypadająca na jednostkę powierzchni;
2. Z bilansu energii, rozpatrywanego jako funkcja prędkości noża i prędkości roboczej maszyny wynika, że zapotrzebowanie energii na samo ścięcie źdźbeł stanowi jedynie mniej niż 3 % całkowitej energii, natomiast transport i przyspieszenie ściętego już materiału pochłania ponad 50 % energii.

Analizując przedstawione wnioski można stwierdzić, że wniosek drugi budzi szczególne wątpliwości. Autorzy, określając bilans energetyczny, nie wyznaczyli zapotrzebowania na energię ścinania źdźbła na podstawie eksperymentu polowego, lecz określili je na podstawie rozważań teoretycznych, czyli na podstawie modeli, które nie uwzględniały parametrów konstrukcyjnych zespołu tnącego. Zostało dowiedzione, że wartości uzyskiwane z tych wzorów są zaniżone szczególnie w zakresie prędkości roboczych cięcia kosiarek rotacyjnych, tj. powyżej $40\,m/s$. Stosując prędkości powyżej $70\,m/s$ modele matematyczne przedstawione przez D.M. McRandal i P.B. McNulty dają wyniki mocno różniące się od rzeczywistych. Wydaje się więc dalece nieuzasadnione aby wyniki badań eksperymentalnych uzupełniać o nie zweryfikowane wyniki rozważań teoretycznych w aspekcie określania energochłonności procesu cięcia.

R.D. Carlson prowadząc badania polowe analizował trajektorię ruchu źdźbeł po ich ścięciu przez kosiarkę rotacyjną [10].

H. Erbelding podczas badań polowcyh badał wpływ ruchu ostrza kosiarki rotacyjnej na zapotrzebowanie energii i przepływ masy roślinnej [17].

I.W. Litherland i R. Yoerger badali ruch źdźbeł trawy w otoczeniu kosiarki rotacyjnej i kąt wyjścia źdźbeł oraz prędkość odrzutu ściętych źdźbeł w warunkach badań polowych.

Badania polowe prowadzili również J. Brzozowski, R.D. Carlson, R.R. Yoerger, B.J. Butler, H. Erbelding, E.Gasparetto, R. Gulik, E. Hoehn, W. Klinner, T. Marszałek, D.B Rajchman, M.Ł. Vajsman, A. Roszkowski, Z. Soucek i Z. Vrany [8, 10, 25, 45].

W większości przypadków były to eksploatacyjne badania kwalifikacyjne [8,25,27,34,45]. Badania takie mają na celu ocenę stopnia przydatności danego rodzaju, czy typu maszyny dla rolnictwa. Bardzo często wykonuje się także eksploatacyjne badania niezawodności, których celem jest wyznaczenie charakterystyk przebiegu eksploatacji i niezawodności kosiarek i wykrycie ich słabych ogniw [33, 41, 45]. W warunkach polowych przeprowadza się także badania nowych rozwiązań konstrukcyjnych kosiarek lub takich, które funkcjonują według nowych zasad działania.

Zdaniem autora rozprawy badania polowe to typ badań bardzo przydatnych dla nauki, gdyż ich wyniki wyjaśniają procesy zachodzące w układzie maszyna-roślina. Badania te służą także weryfikacji i uzupełnieniu wcześniejszych wyników badań teoretycznych, czy też laboratoryjnych.

T. Banno i T. Ogawa przeprowadzili badania laboratoryjno-stanowiskowe procesu cięcia udarowego [4]. Celem tych badań było określenie wpływu kąta zaostrzenia noża, prędkości

cięcia i średnicy ścinanego źdźbła na wartość energii cięcia. Autorzy przedstawili następujące wnioski:

1. Zależność między kątem ostrza noża i energią cięcia można opisać funkcją trzeciego stopnia. Jeżeli kąt zaostrzenia noża jest mniejszy od 23^{o}, to energia cięcia gwałtownie maleje. Natomiast gdy kąt ostrza noża jest większy od 45^{o}, to energia cięcia gwałtownie wzrasta;
2. Wpływ prędkości noża na energię cięcia można opisać funkcją kwadratową. Jeżeli prędkość cięcia jest większa od $40\ m/s$ lub mniejsza niż $20\ m/s$, to energia cięcia wzrasta. Powyższa zależność jest bardzo dobrze widoczna dla większego kąta noża oraz podczas ścinania źdźbeł o małych średnicach;
3. Zależność między średnicą źdźbła i energią cięcia można opisać funkcją liniową. Najsilniejszy wpływ średnicy cięcia na energię cięcia zaobserwować można w warunkach malejącej prędkości cięcia.

H. Kobiński i T. Pawlicki badali proces cięcia podporowego w warunkach zwiększonej szczeliny między nożykiem, a krawędzią przeciwtnącą oraz proces cięcia podporowego w warunkach sprężystego docisku nożyka do krawędzi przeciwtnącej [42]. Podjęcie badań było efektem zaproponowania nowych konstrukcji zespołów tnących.

Warunkiem poprawnego zaprojektowania nowej odmiany zespołu tnącego jest dokładna znajomość zależności pomiędzy parametrami geometryczno-kinematycznymi konstrukcji i wielkościami charakteryzującymi proces cięcia. Jako drogę poznawczą przy określaniu zależności występujących w nowej odmianie zespołu tnącego wybrano eksperyment. Poprzestano na znalezieniu zależności pomiędzy odpowiednio dobranym zbiorem wielkości warunkujących przebieg procesu cięcia, a zbiorem wielkości określających efekt do którego prowadzi ten proces.

Zbadano warunki, w których para tnąca spełnia funkcje cięcia źdźbeł i określono parametry, które mają decydujący wpływ na sprawność cięcia. Ponadto, określono zależności głównych wielkości kinematyczno-konstrukcyjnych pary tnącej, dla uzyskania zadowalającej efektywności cięcia źdźbeł, ocenianej sprawnością cięcia oraz jednostkową pracą cięcia obydwu zespołów.

Określając sprawność cięcia rozpatrzono dwa zjawiska:

- zakleszczania źdźbeł w parze tnącej,
- wciągania źdźbeł pomiędzy ostrze nożyka i krawędź przeciwtnącą.

Dla pierwszego przypadku sprawność cięcia wyrażono stosunkiem masy jednostkowej ściętych źdźbeł w próbce do całkowitej masy jednostkowej źdźbeł w próbce.

Dla drugiego przypadku sprawność cięcia wyrażono stosunkiem liczby niewciągniętych źdźbeł do całkowitej liczby źdźbeł w próbce.

H. Kobiński i T.Pawlicki, badając proces cięcia realizowany w dwóch typach zespołów tnących, wyrazili za pomocą równań regresji, matematyczną zależność energii cięcia od geometrycznych i kinematycznych parametrów tych zespołów. Metoda wyprowadzenia zależności matematycznej, oparta na rachunku prawdopodobieństwa i statystyce matematycznej jest często stosowana. Służy ona do celów interpolacji oraz zwięzłej formy przedstawienia wyników doświadczeń. Zaletą tej metody jest wyeliminowanie wpływu niezidentyfikowanych zmiennych losowych wejścia na wyniki pomiarów. Wadą w tej metodzie jest to, że uzyskane wyrażenie nie ma sensu fizycznego i nie może służyć do jakiegokolwiek wyjaśnienia opisywanego procesu.

Do chwili obecnej nie podjęto próby teoretycznego opisu procesu zachodzącego w zespole tnącym ze zwiększoną szczeliną między nożem i częścią przeciwtnącą. Nie ma także teorii projektowania zespołów tnących o posuwistym ruchu noży, mimo iż w literaturze występują takie rozwiązania [2, 26, 31].

D. Żuk w swoich badaniach teoretyczno-doświadczalnych główny nacisk położyła na poznanie przebiegu cięcia źdźbeł zbóż poprzez charakterystykę zjawisk zachodzących w ścinanym źdźble w różnych warunkach agrotechnicznych [55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64]. Zasadnicze działanie ukierunkowane były na:

- przeprowadzenie badań umożliwiających dokonanie charakterystyki procesu cięcia źdźbeł zbóż,
- matematyczne przedstawienie przebiegu cięcia źdźbeł zbóż, uwzględniające wpływ istotnych czynników i parametrów tego procesu,
- przedstawienie uzyskanych wyników w formie przydatnej do praktyki inżynierskiej.

Zasadnicze badania procesu cięcia przeprowadzono w warunkach laboratoryjnych na stanowisku typu wahadłowego z modelowym zespołem tnącym, które umożliwiało dokonanie pomiarów oporów działających na nóż przy cięciu źdźbła, prędkości ruchów wycinka źdźbła znajdującego się poniżej płaszczyzny cięcia, drogi przebytej przez wycinek źdźbła oraz energii zużywanej na proces cięcia źdźbeł. Uzupełnieniem badań przeprowadzonych na stanowisku wahadłowym były badania na stanowisku laboratoryjnym z zespołem tnącym kombajnu zbożowego. W badaniach wyznaczono opory przecięcia źdźbła w funkcji czasu

oraz pośrednio wyodrębniono obciążenie listwy nożowej siłami bezwładności, oporami tarcia i oporami cięcia przy zmiennych prędkościach listwy nożowej.

Dalsze badania przeprowadzone w warunkach naturalnych pracy kombajnu zbożowego polegały na pomiarach, za pomocą oscylografu, oporów działających na listwę nożową w czasie cięcia i pracy luzem w funkcji skoku oraz pośrednio na wyodrębnieniu obciążenia listwy nożowej siłami bezwładności, oporami tarcia, oporami cięcia przy zmiennym zasilaniu zespołu tnącego.

Efektem omawianej pracy było podzielenie procesu cięcia na fazy cięcia wraz z ich dokładną identyfikacją. Wyodrębniono cztery fazy cięcia:

1. Faza I obejmuje odkształcenie sprężyste źdźbła. Faza ta rozpoczyna się od chwili uderzenia noża w źdźbło i trwa do chwili wystąpienia pęknięć w źdźble;
2. Faza II obejmuje początek niszczenia tkanki źdźbła. Rozpoczyna się od chwili wystąpienia pęknięć ścianki źdźbła i trwa do chwili rozpoczęcia dzielenia źdźbła w płaszczyźnie działania noża;
3. Faza III obejmuje dalsze niszczenie tkanki źdźbła poprzez jego dzielenie. W tej fazie występuje zgniatanie źdźbła oraz stopniowo wzrastają opory tarcia pomiędzy nożem, a źdźbłem;
4. Faza IV odpowiada przejściu noża nad ściętym źdźbłem. Po podzieleniu źdźbła na nóż działają dalej opory tarcia przeciętych końców źdźbła. Omawiana faza kończy się w chwili zaniknięcia kontaktu noża ze źdźbłem.

Dla procesu cięcia źdźbła opracowano funkcję określającą przebieg tego procesu, dla różnych warunków pracy maszyny, określając:

- opory cięcia pojedynczego źdźbła $F_c(t)$ równanie (2.24),
- maksymalne opory cięcia źdźbła $F_{c\,max}$ równanie (2.25),
- opory cięcia obciążające listwę nożową P_{clmax} równanie (2.26).

$$F_c(t) = F_I(t) + F_{II}(t) + F_{III}(t) + F_{IV}(t), \tag{2.24}$$

gdzie-

$F_I(t)$, $F_{II}(t)$, $F_{III}(t)$, $F_{IV}(t)$ - opory działające na nóż w poszczególnych fazach.

Natomiast maksymalne opory cięcia opisano zależnością:

$$F_{c\,max} = F_{II\,zg} + F_{II\,b} + F_{III\,d} + F_{III\,t\,max} + F_{III\,zg}, \tag{2.25}$$

gdzie-

$F_{II\,zg}$ - opory zgniatania źdźbła w fazie II i III,

$F_{II\,b}$ – opory bezwładności źdźbła w fazie II,

$F_{III\,d}$ - opory dzielenia źdźbła,

$F_{III\,t\,max}$ – opory tarcia źdźbła o nóż w fazie III,

$F_{III\,zg}$ - opory zgniatania źdźbła w fazie III.

Opory cięcia obciążające listwę nożową opisano równaniem:

$$P_{cl\,max} = P_{cl}\,k_p = 1{,}7\,F_{c\,max}\,n\,k_p, \tag{2.26}$$

gdzie-

$P_{cl\,max}$ - opory cięcia działające na listwę nożową przy przeciążeniach zespołu tnącego,

k_p - współczynnik przeciążenia, którego maksymalna wartość może wynosić $k_p = 4$,

n – liczba noży w listwie nożowej.

M. Mrozek prowadził badania laboratoryjno-stanowiskowe, których celem było określenie wartości podstawowych wielkości opisujących geometryczne oraz fizykomechaniczne właściwości roślin źdźbłowych dla potrzeb opracowania belkowego modelu źdźbła o postaci niejednorodnej [36, 37]. Wykonany eksperyment potwierdził przypuszczenie iż traktowanie źdźbła jako jednorodnej belki było podejściem błędnym, które mogło prowadzić do uzyskiwania błędnych wyników w prowadzonych pracach przez innych autorów. Z wykonanych badań wynika, że źdźbła roślin zbożowych cechuje duża różnorodność kształtów wzdłuż linii osi symetrii i wynikający z tego nierównomierny rozkład masy, mający istotny wpływ na przebieg procesu cięcia.

M. Mrozek przeprowadził również eksperyment, którego celem była identyfikacja zjawisk zachodzących w strukturze źdźbła podczas cięcia. Przeprowadzona przez M. Mrozka analiza wyników badań wykazała, że w strefie działania noża na źdźbło, wraz ze wzrostem średniej prędkości listwy nożowej, powstają naprężenia lokalne o wartości od $10^4 Pa$, dla prędkości $0{,}5\ m/s$, do $12 \cdot 10^4 Pa$, dla prędkości $4\ m/s$. W bezpośrednich okolicach miejsca zgniotu źdźbła zaobserwowano odkształcenia przekroju w płaszczyźnie cięcia na poziomie od

0,1 mm do 0,01 mm, których wartość malała wraz ze wzrostem średniej prędkości listwy nożowej. Autor nie zaobserwował zamykania przekroju źdźbła.

Uzyskane wyniki badań sugerują odmienny od ogólnie przyjętego przez wielu badaczy mechanizm ścinania źdźbła.

Z analizy uzyskanych danych, na drodze symulacji komputerowej, wynika że w momencie ścinania, w strefie cięcia, powstają lokalne siły reakcji o charakterze masowym, które powodują w naturalny sposób usztywnienie źdźbła, a powstałe na bardzo małym obszarze naprężenia lokalne prowadzą do rozerwania włókien rośliny. Na powstałe zjawisko ma wpływ charakterystyka geometryczna układu ostrze – źdźbło - krawędź przeciwtnąca. Nie należy więc porównywać zjawisk zachodzących w obszarze całego źdźbła z procesami zachodzącymi bezpośrednio w strefie cięcia, gdyż jak wykazały badania, należą one do odmiennych w sensie jakościowym i ilościowym.

M. Mrozek przeprowadził także badania, których celem była identyfikacja naprężeń oraz rejestracja ich widma podczas cięcia roślin zbożowych nożycowym zespołem tnącym [38]. Eksperyment został wykonany w warunkach laboratoryjnych pozwalających na odtworzenie cięcia w środowisku naturalnym. Otrzymane wyniki i wykonane obserwacje wykazały znaczny wpływ cech kinematyczno-konstrukcyjnych zespołu tnącego na zjawiska zachodzące podczas cięcia roślin źdźbłowych nożycowym zespołem tnącym.

Zaobserwowano wzrost naprężeń w wybranych punktach źdźbła wraz ze wzrostem wartości średniej prędkości noża oraz szczeliny pomiędzy ostrzem i przeciwostrzem. Największe naprężenia zarejestrowano w punkcie położonym bezpośrednio nad miejscem ukorzenienia źdźbła. Naprężenia te były od 10 do 15 razy większe niż bezpośrednio nad punktem cięcia źdźbła. Najmniejsze wartości naprężeń zanotowano w punkcie położonym bezpośrednio nad miejscem wnikania noża w materiał. Wartości ekstremalne uzyskane podczas rejestracji widma naprężeń potwierdzają wartości obliczone na podstawie odkształceń w źdźble.

Z. Kośmicki i W. Antonowicz przeprowadzili badania porównawcze zespołów tnących. Porównywano nożycowy zespół tnący typu obiegowego z nożycowo-palcowym zespołem tnącym [1, 2, 3, 29]. Celem badań było określenie zapotrzebowania na moc obu zespołów tnących, momentu obrotowego na wałku napędzającym koło łańcuchowe zespołu tnącego typu obiegowego oraz tarczę mimośrodową zespołu nożycowo-palcowego. Przy opracowywaniu zespołu tnącego typu obiegowego przyjęto rozstaw palców, kąt pochylenia ostrza noża oraz kąt pochylenia krawędzi przeciwtnącej możliwie zbliżone do stosowanych w

nożycowo-palcowych zespołach tnących. Badania przeprowadzono w warunkach polowych, przy uwzględnieniu zmienności warunków pracy.

Wyniki badań wykazały, że zespół tnący typu obiegowego pracuje z mniejszą energochłonnością oraz ze znacznie mniejszymi obciążeniami dynamicznymi. Amplitudy momentu obrotowego, dla przyrządu tnącego typu obiegowego, sięgają 30 % obciążenia średniego, natomiast w klasycznym zespole tnącym aż 65 % obciążenia średniego.

Nożycowy zespół tnący typu obiegowego przeciętnie pobiera około 1,5 kW na 1 m szerokości roboczej. Zapotrzebowanie na moc w warunkach pracy luzem wynosi 0,5 kW. Pobór mocy dla omawianego typu przyrządu wzrasta wraz ze zwiększaniem prędkości ruchu roboczego maszyny i prędkości noży tnących. W zależności od rodzaju ścinanego materiału pobór mocy waha się w granicach od 1 do 2,4 kW na 1 m szerokości roboczej.

Pracujący w podobnych warunkach klasyczny nożycowo-palcowy zespół tnący wykazuje średnią energochłonność na poziomie 2,3 kW na 1 m szerokości roboczej [29].

Nożycowy zespół tnący typu obiegowego posiada jednak szereg wad. Podczas ścinania roślin źdźbłowych, zespół ten pracuje prawidłowo jedynie w zakresie prędkości nożyków powyżej 5 m/s. Przy mniejszych prędkościach nożyków tnących następuje pogorszenie pracy zespołu, które charakteryzuje się utrudnionym spływem ściętych źdźbeł znad zespołu tnącego oraz zapychaniem zespołu tnącego spowodowanym wciąganiem wiotkich źdźbeł pomiędzy nożyk a krawędź przeciwtnącą.

Analizując matematyczne modelowanie procesu cięcia roślin źdźbłowych oraz badania doświadczalne można stwierdzić, że problematyka procesu cięcia roślin źdźbłowych jest szeroko podejmowana w literaturze. Wyniki uzyskane z badań zespołów tnących, głównie bezpodporowych, są porównywalne tylko w małym zakresie. Powodem tego stanu rzeczy jest fakt, iż energia cięcia określana była następującymi, nieporównywalnymi wskaźnikami jako:

- energia cięcia przypadająca na jednostkę suchej masy roślinnej,
- energia cięcia przypadająca na jednostkę wilgotnej masy roślinnej,
- energia cięcia pojedynczej łodygi,
- energia cięcia przypadająca na jednostkę przekroju poprzecznego źdźbła.

Ponadto opisano cięcie przez wprowadzenie różnych współczynników. Oceniano proces cięcia na podstawie:

- współczynnika oporu zgniotu,
- współczynnika użytecznej pracy cięcia,
- współczynnik energochłonności procesu.

Badania przy mniejszych prędkościach ruchu noży prowadzone były głownie jako eksperymenty na źdźbłach o niezidentyfikowanej strukturze, np. belka jednorodna.

Pomimo pozornej monotematyczności opisywanej problematyki procesu cięcia pojedynczych źdźbeł czy też łodyg, jest ona w całym obszarze badawczym bardzo często podejmowana i opisywana dotąd jedynie punktowo. Szczególnie odczuwalny jest brak dokładnego poznania zależności pomiędzy cechami i parametrami konstrukcyjnymi poszczególnych zespołów tnących oraz wielkościami charakteryzującymi efekt cięcia. Jest to istotna przeszkoda w wykorzystywaniu rozwiązanej problematyki badawczej na etapie projektowania nowych konstrukcji zespołów tnących, a w szczególności nożycowo-palcowych, które są najczęściej stosowane w maszynach rolniczych.

Znajomość omawianych procesów cięcia roślin źdźbłowych oraz ich cech fizykomechanicznych jest również podstawą do matematycznej optymalizacji zespołów tnących i ich parametrów konstrukcyjnych.

Stosowane obecnie metody doświadczalne na etapie projektowania nowych odmian zespołów tnących są długotrwałe i pracochłonne ze względu na krótki termin eksploatacji tego typu maszyn w ciągu roku. Powoduje to ryzyko, że nieudana konstrukcja takiego zespołu może być ponownie sprawdzone dopiero po kilku miesiącach, a nawet po roku.

W obecnej dobie komputeryzacji, proces projektowania zespołów tnących może ograniczyć się do czysto informatycznych zabiegów. Dzięki temu można uzyskać możliwość szybkiego przystosowania konstrukcji do specyfiki wymagań użytkownika przez analizę wielu wariantów rozwiązań konstrukcyjnych na drodze symulacji komputerowej.

Podstawowym warunkiem uzyskania właściwych wyników symulacyjnych jest posiadanie (zbudowanie) adekwatnego do rzeczywistości modelu matematycznego, który ujmowałby w ścisłą zależność wszystkie ważniejsze parametry, które charakteryzują proces cięcia oraz konstrukcję zespołu tnącego z uwzględnieniem wpływu właściwości fizykomechanicznych roślin [51, 52, 53, 54].

Na podstawie przeprowadzonej analizy literatury można stwierdzić, że dotychczas nie przedstawiono modelu matematycznego procesu cięcia źdźbła odwzorowującego możliwie dokładnie jego rzeczywistą budowę fizykomechaniczną.

Dlatego podjęto próbę rozwiązania tej problematyki w aspekcie badania energochłonności procesu cięcia źdźbeł. Szczególną uwagę zwrócono na kwestię jakości modelu matematycznego, procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym, z uwzględnieniem zmiennej budowy morfologicznej i fizykomechanicznej źdźbła.

3. PROBLEMY BADAWCZE

Z analizy dotychczasowych prac badawczych, związanych z procesem cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego, wynika, że występuje potrzeba przeprowadzenia badań analitycznych i doświadczalnych tego procesu z uwzględnieniem skomplikowanych właściwości fizykomechanicznych ciętego materiału.

Przedstawione zadanie autor pracy podjął się zrealizować przez rozwiązanie następujących problemów, sformułowanych w formie pytań badawczych:

1. **Czy uwzględniając zmienną sztywność źdźbła i opór powietrza towarzyszący odchylaniu źdźbeł podczas cięcia, możliwe jest opracowanie adekwatnego modelu matematycznego wyjaśniającego istotę cięcia roślin źdźbłowych dla potrzeb projektowania nożycowo – palcowych zespołów tnących ?**

2. **Jaki wpływ na energochłonność cięcia roślin źdźbłowych, realizowanego nożycowo – palcowym zespołem tnącym wywiera:**
   - **prędkość listwy nożowej zespołu tnącego,**
   - **prędkość podawania materiału do cięcia (odwzorowująca prędkość roboczą kosiarki)**
   - **kąt ustawienia zespołu tnącego względem ciętych źdźbeł ?**

Rozwiązanie powyżej sformułowanych problemów badawczych umożliwi realizację celu rozprawy.

W efekcie tych działań zostanie stworzona baza danych z zakresu energochłonności cięcia roślin źdźbłowych za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego. Dla potrzeb rozprawy jako miarę energochłonności cięcia, przyjęto pracę cięcia odniesioną do pojedynczego źdźbła oraz przypadającą na jednostkę powierzchni cięcia.

4. KONCEPCJA I PROGRAM REALIZACJI ZADANIA

Problemy badawcze sformułowane w pracy doktorskiej determinują opracowanie modelu matematycznego procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym oraz jego weryfikację doświadczalną na stanowisku badawczym.

Opracowanie modelu matematycznego poprzedzone zostało dokładną analizą literatury z zakresu problematyki cięcia roślin źdźbłowych, a w szczególności cięcia przy użyciu nożycowo-palcowego zespołu tnącego.

Studia literaturowe oraz własne obserwacje skłoniły dodatkowo autora do przedstawienia nowego opracowania kinematyki i dynamiki ruchu nożycowo-palcowego zespołu tnącego, gdyż istniejące dotychczasowe opracowania opierały się na bardzo dużych uproszczeniach i odbiegały znacznie od rzeczywistości.

Opracowanie zrealizowano w sposób analityczny z wykorzystaniem techniki komputerowej do obliczeń matematycznych. Uzyskane wyniki z zakresu kinematyki i dynamiki ruchu nożycowo-palcowego zespołu tnącego wykorzystano w dalszej części rozprawy.

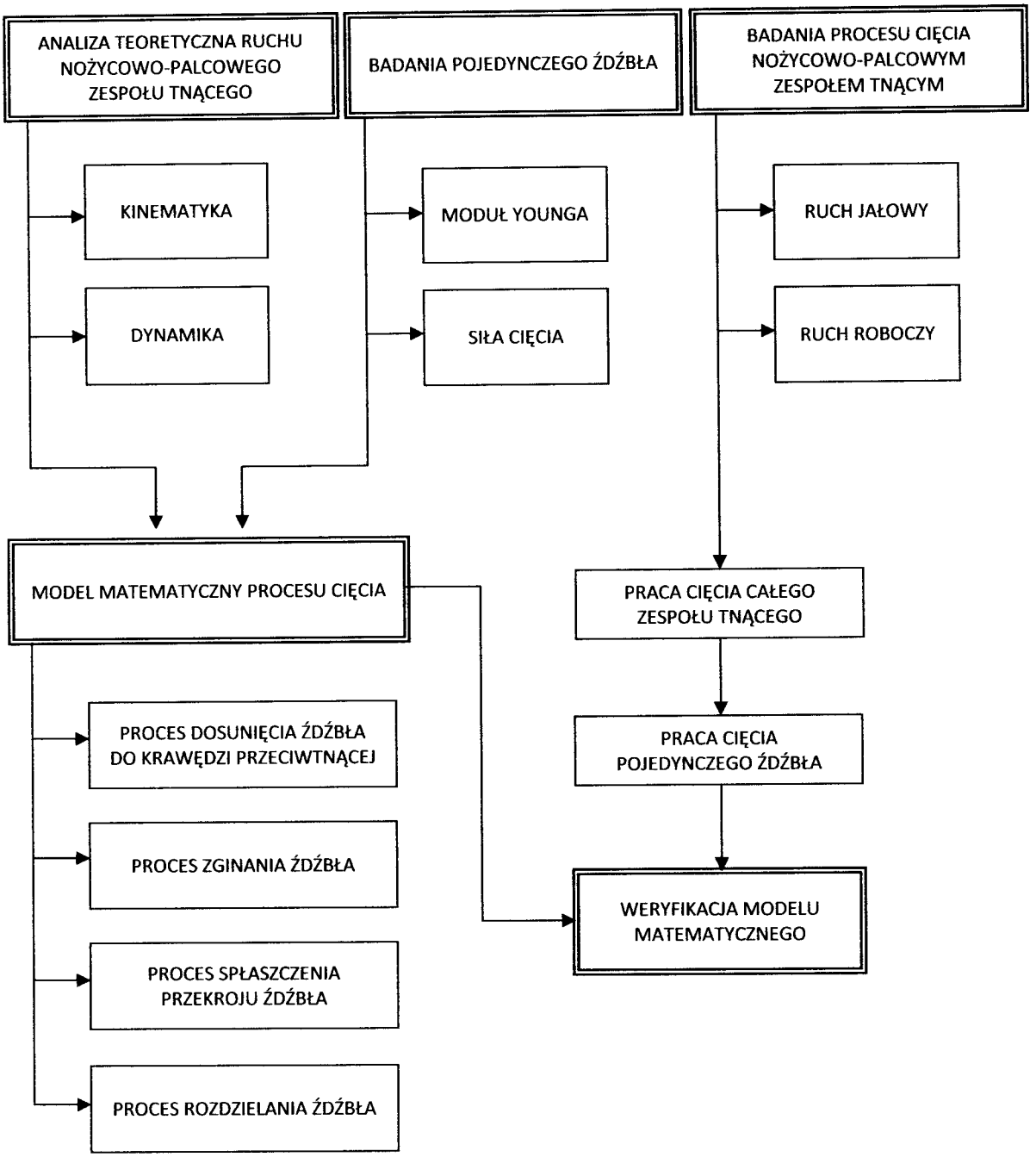
Znajomość mechaniki zespołu tnącego, jego geometrii oraz zagadnień skomplikowanej budowy źdźbła rośliny zbożowej umożliwiło opracowanie modelu matematycznego procesu cięcia.

Do obliczeń symulacyjnych na modelu matematycznym opracowano program komputerowy o nazwie ŹDŹBŁO_1 w języku Turbo Pascal. Aby obliczenia symulacyjne były wiarygodne, zgodne z wynikami uzyskanymi z badań doświadczalnych należy posiadać zgodne dane wejściowe. Dane te uzyskano z badań modułu Younga i siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła. Badania realizowano pod hasłem: „Badania pojedynczego źdźbła"

Do przeprowadzenia weryfikacji modelu matematycznego procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem wykonano badania doświadczalne, które realizowano pod hasłem: "Badania procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym".

W ostatniej fazie realizacji zadania porównano wyniki uzyskane z obliczeń symulacyjnych na opracowanym modelu matematycznym z wynikami uzyskanymi w drodze badań doświadczalnych.

Koncepcję i plan realizacji zadania przedstawiono na rys.4.1.



Rys.4.1. Schemat koncepcji realizacji zadania

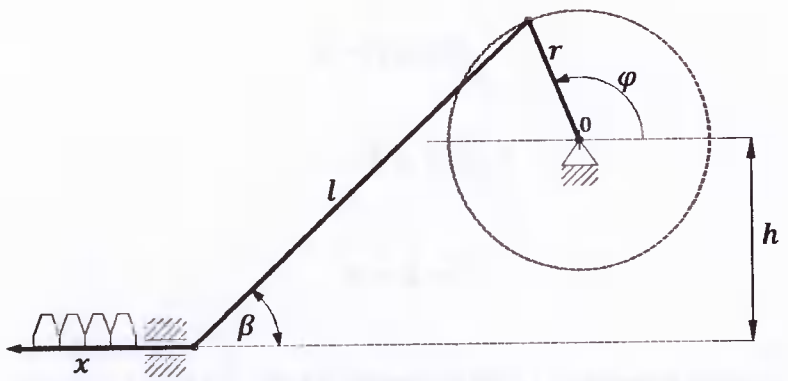
5. KINEMATYKA I DYNAMIKA RUCHU NOŻYCOWO-PALCOWEGO ZESPOŁU TNĄCEGO

5.1. Analiza kinematyki ruchu nożycowo-palcowego zespołu tnącego

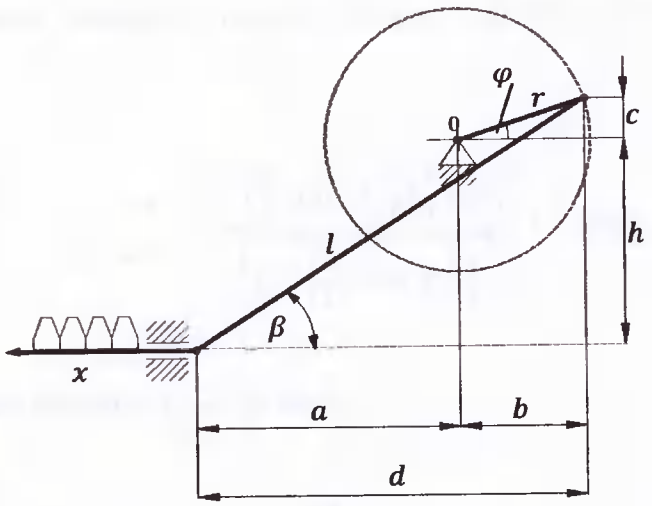
W maszynach rolniczych wyposażonych w nożycowo-palcowe zespoły tnące, stosuje się rozmaite układy napędowe dla nadania listwie nożowej ruchu posuwisto-zwrotnego [18, 19, 28].

Dla potrzeb niniejszej pracy rozpatrzono kinematykę ruchu mechanizmu korbowego asymetrycznego, gdyż jest on przedmiotem badań prowadzonych w ramach niniejszej rozprawy doktorskiej.

Płaski asymetryczny układ korbowy stosowany jest w maszynach, np. kosiarkach, czy też niektórych kombajnach zbożowych, od których wymaga się pozostawienia możliwie jak najniższego ścierniska, dlatego oś obrotu korby mechanizmu napędowego nie jest umieszczona w płaszczyźnie działania listwy nożowej lecz przemieszczona o wymiar *h* jak na rys.5.1, co determinuje fakt, iż skok listwy nożowej nie jest równy podwójnemu promieniowi korby.



Rys.5.1. Schemat asymetrycznego mechanizmu korbowego:
r- promień korby, l- długość targańca, φ- kąt obrotu korby, x- przemieszczenie listwy nożowej (listwę nożową na rysunku obrócono o 90° w stosunku do rzeczywistej płaszczyzny ruchu), β- kąt nachylenia targańca do płaszczyzny ruchu listwy nożowej, h- odległość osi obrotu korby od płaszczyzny ruchu listwy nożowej



Rys.5.2. Schemat asymetrycznego mechanizmu korbowego w dowolnym położeniu

W celu wyznaczenia zależności kinematycznych dla asymetrycznego mechanizmu korbowego ustalono podstawowe związki geometryczne (rys.5.2):

$$c = r\,sin\varphi, \tag{5.1}$$

$$b = r\cos\varphi, \tag{5.2}$$

$$d = l\cos\beta, \tag{5.3}$$

$$c + h = l\sin\beta, \tag{5.4}$$

$$a = d - b, \tag{5.5}$$

Po przekształceniu równań od (5.1) do (5.4), równanie (5.5) przyjmuje postać:

$$a = r\left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - (\sin\varphi + \varepsilon)^2} - \cos\varphi\right), \tag{5.6}$$

gdzie-

$$\lambda = \frac{l}{r}, \qquad \varepsilon = \frac{h}{r}.$$

W celu wyznaczenia skrajnych położeń listwy nożowej, wyznaczono pochodną równania(5.6):

$$\frac{da}{d\varphi} = \frac{-l\left(\frac{r}{l}sin\varphi + \frac{h}{l}\right)\frac{r}{l}cos\varphi}{\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}sin\varphi + \frac{h}{l}\right)^2}} + r\,sin\varphi, \tag{5.7}$$

a następnie przyrównano równanie (5.7) do zera,

$$\frac{da}{d\varphi} = 0, \tag{5.8}$$

by w rezultacie otrzymać dwie wartości kątów φ_o i φ_k odpowiadające ekstremalnym położeniom listwy nożowej nożycowo-palcowego zespołu tnącego:

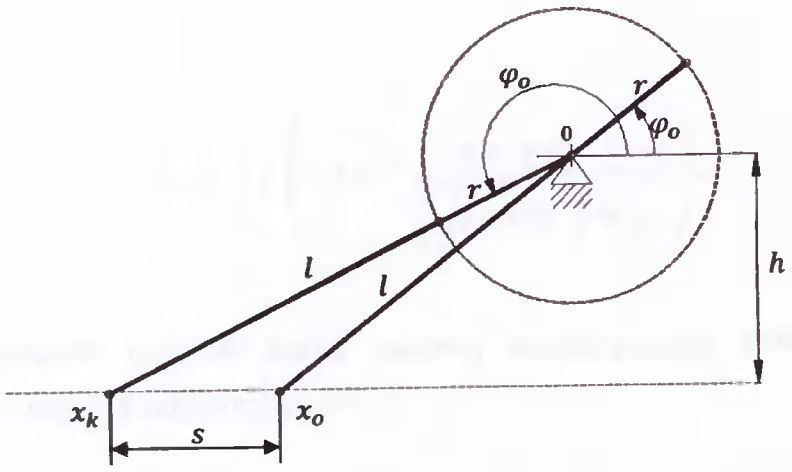
$$\varphi_o = \arcsin\frac{h}{l-r}, \tag{5.9}$$

$$\varphi_k = \pi + \arcsin\frac{h}{l+r}, \tag{5.10}$$

oraz odpowiadające im wartości $x(x_o, x_k)$:

$$x_o = r\left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - (\sin\varphi_o + \varepsilon)^2} - \cos\varphi_o\right), \tag{5.11}$$

$$x_k = r\left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - (\sin\varphi_k + \varepsilon)^2} - \cos\varphi_k\right), \tag{5.12}$$



Rys.5.3. Schemat skrajnych położeń listwy nożowej napędzanej za pomocą asymetrycznego układu korbowego

Skok listwy nożowej można obliczyć z zależności:

$$s = x_k - x_o. \tag{5.13}$$

Po podstawieniu zależności (5.11) i (5.12) mamy:

$$s = r\left(\sqrt{(\frac{1}{\lambda^2}+1)^2-\varepsilon^2} - \sqrt{(\frac{1}{\lambda^2}-1)^2-\varepsilon^2}\right). \tag{5.14}$$

Przemieszczenie listwy nożowej można opisać następującym równaniem:

$$x_n = r\left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2}-(\sin\varphi+\varepsilon)^2} - \cos\varphi\right) - x_o. \tag{5.15}$$

W celu określenia prędkości listwy nożowej wyznaczono pochodną po czasie przemieszczenia listwy nożowej (5.15):

$$v_n = \frac{dx_n}{dt} = \frac{dx_n}{d\varphi}\frac{d\varphi}{dt} = \omega\frac{dx_n}{d\varphi}. \tag{5.16}$$

Zatem

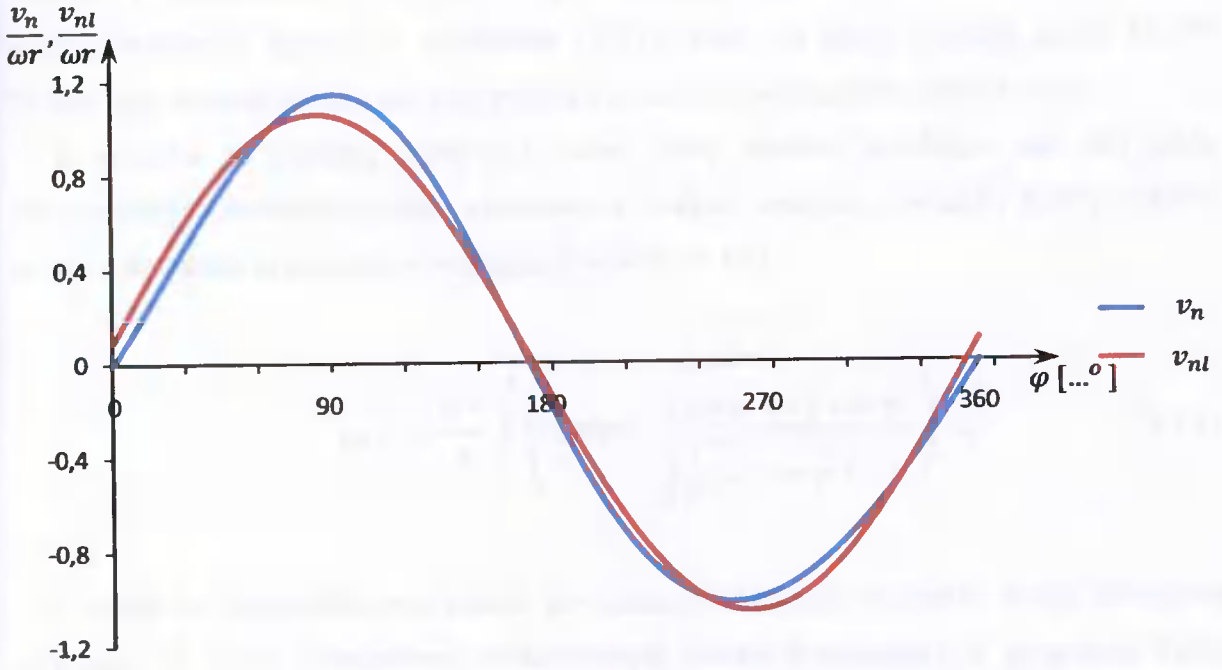
$$v_n = \omega r \left(\sin\varphi - \frac{(\sin\varphi + \varepsilon)\cos\varphi}{\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - (\sin\varphi + \varepsilon)^2}} \right). \tag{5.17}$$

Równanie opisujące prędkość listwy nożowej asymetrycznego układu korbowego w literaturze określane jest zależnością [19, 20]:

$$v_{nl} = \omega r \left(sin\varphi - \frac{h}{l} cos\varphi \right). \tag{5.18}$$

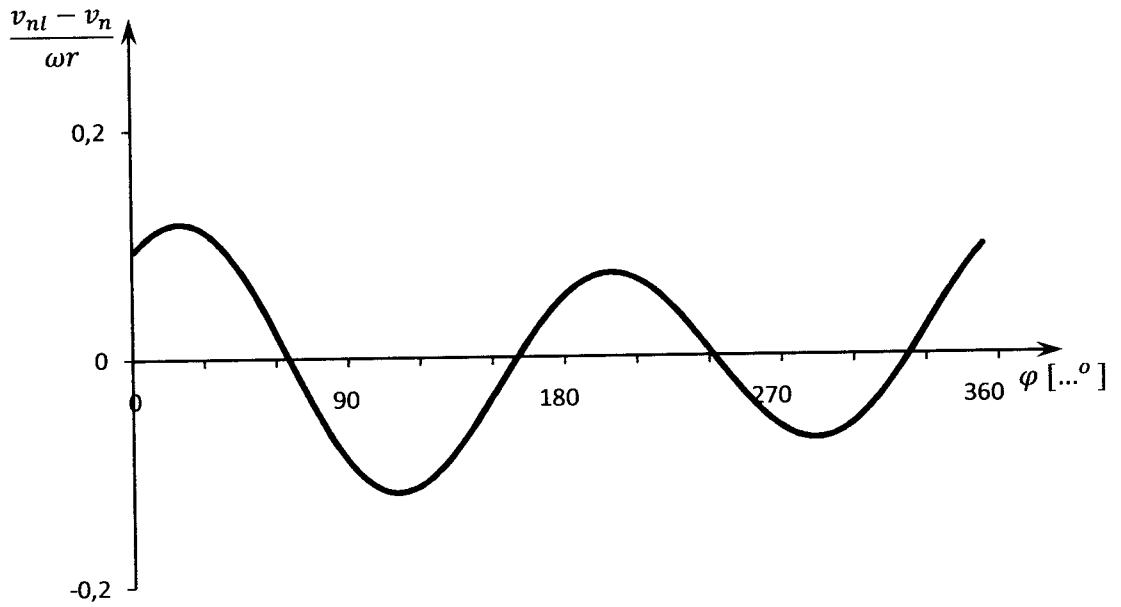
Rysunek 5.4 przedstawia wykres zmian prędkości listwy nożowej opisanej równaniem (5.17) w zestawieniu z prędkością opisaną równaniem (5.18).

Obliczenia prowadzono dla następujących parametrów geometrycznych układu korbowego: $r = 35{,}7\ mm$, $l = 230\ mm$, $h = 80\ mm$, $s = 76{,}2\ mm$, $\lambda = r/l = 0{,}1552$, $\varepsilon = h/r = 2{,}241$.



Rys.5.4. Zmiana prędkości listwy nożowej w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla mechanizmu korbowego asymetrycznego

Na rys.5.5 przedstawiono różnice prędkości listwy nożowej $v_{nl} - v_n$ odpowiednio dla prędkości opisanej równaniem (5.17) i (5.18).



Rys.5.5. Wykres różnicy prędkości w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla mechanizmu korbowego asymetrycznego

Z rys.5.5 wynika, iż obliczanie wartości prędkości, dla różnych kątów obrotu korby, zgodnie z równaniem (5.18) może być obarczone błędem w stosunku do obliczeń przeprowadzonych zgodnie z równaniem (5.17). Błąd ten może wynosić nawet 11,7%. Wobec tego zasadne wydaje się korzystanie z zależności wskazanych przez autora.

W związku ze zmienną prędkością ruchu listwy nożowej niezbędne jest, dla celów obliczeniowych niniejszej pracy, wyznaczenie średniej wartości prędkości listwy nożowej $v_{n\,śr}$, co uzyskano w wyniku rozwiązania równania (5.19).

$$v_{n\,śr} = \frac{\omega\, r}{\pi} \int_0^{\pi} \left(\sin\varphi - \frac{(\sin\varphi + \varepsilon)\,\cos\varphi}{\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - (\sin\varphi + \varepsilon)^2}} \right) d\varphi, \qquad (5.19)$$

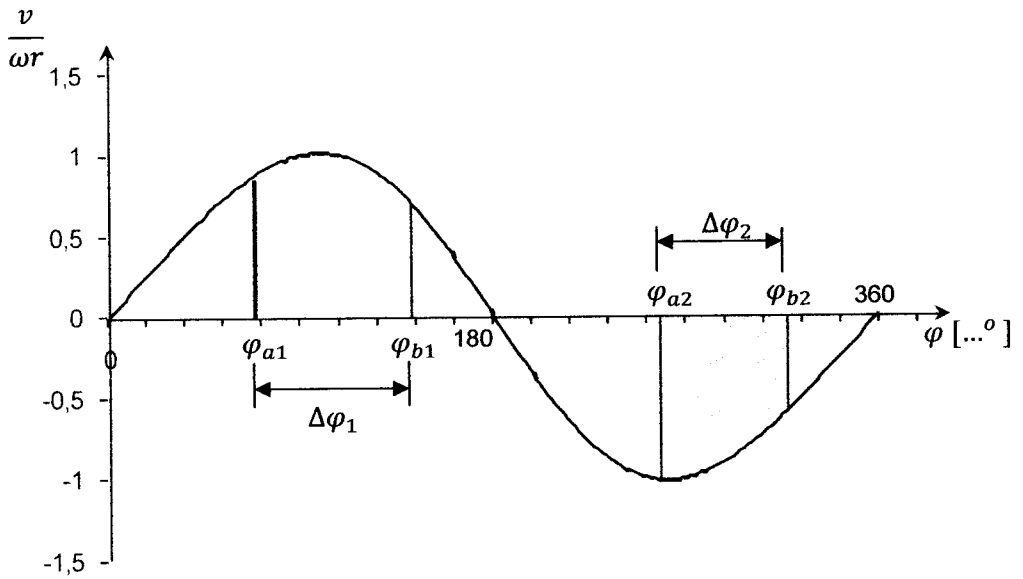
Z uwagi na skomplikowaną postać powyższego równania wszystkie dalsze obliczenia wykonano w sposób numeryczny wykorzystując autorskie procedury w programie Turbo Pascal.

Właściwością układu korbowego, asymetrycznego jest to, iż prędkości listwy nożowej nożycowo-palcowego zespołu tnącego mają różne wartości podczas ruchu „tam i z powrotem" tj. podczas ruchu wysuwu i wsuwu listwy nożowej.

W obliczeniach numerycznych uzyskano następujące wartości średniej prędkości ruchu listwy nożowej:

- ruch wysuwu $v_{n\,śr} = 0{,}7070\ \omega r$,
- ruch wsuwu $v_{n\,śr} = 0{,}6556\ \omega r$,
- średnia wartość dla obu ruchów $v_{n\,śr} = 0{,}6803\ \omega r$.

Analizując proces cięcia źdźbła nożycowo-palcowym zespołem tnącym, napędzanym asymetrycznym układem korbowym należy zauważyć, że faktyczne cięcie źdźbła nie następuje w czasie całego suwu listwy nożowej (połowa obrotu korby) lecz w przedziale kąta obrotu korby $\Delta\varphi_1$ i $\Delta\varphi_2$, co przedstawiono na rys.5.6.



Rys. 5.6. Przedziały kąta obrotu korby mechanizmu napędowego odpowiadające rzeczywistemu cięciu źdźbła.

Cięcie rośliny źdźbłowej, etap jej rozdzielania, podczas ruchu listwy nożowej w jedną stronę następuje odpowiednio między kątami $\varphi_{a1} = 1{,}51340\ rad\ (86^o43')$ a $\varphi_{b1} = 2{,}47777\ rad\ (141^o58')$. Podczas ruchu powrotnego listwy nożowej, co przedstawia część wykresu poniżej osi odciętych, cięcie następuje pomiędzy $\varphi_{a2} = 4{,}48165\ rad\ (256^o47')$ a $\varphi_{b2} = 5{,}56163\ rad\ (318^o40')$.

Przedziały kąta φ, dla których odbywa się właściwe cięcie wynoszą odpowiednio $\Delta\varphi_1 = 0{,}96437\,rad\,(55^o15')$ i $\Delta\varphi_2 = 1{,}07998\,rad\,(61^o53')$.

Dlatego rzeczywista, średnia prędkość cięcia źdźbła $v_{c\,śr}$, na etapie jego rozdzielania, wynosi:

$$v_{c\,śr} = \frac{1}{\varphi_{b1} - \varphi_{a1}} \int_{\varphi_{a1}}^{\varphi_{b1}} v_n\, d\varphi + \frac{1}{\varphi_{b2} - \varphi_{a2}} \int_{\varphi_{a2}}^{\varphi_{b2}} v_n\, d\varphi, \tag{5.20}$$

Podstawiając odpowiednie wartości liczbowe do równania (5.20) i korzystając z metody numerycznej obliczono rzeczywistą średnią prędkość cięcia źdźbła:

$$v_{c\,śr} = 1{,}0276\,\omega r. \tag{5.21}$$

5.2. Analiza dynamiki ruchu nożycowo-palcowego zespołu tnącego

Analiza pracy nożycowo-palcowego zespołu tnącego w aspekcie dynamicznym jest kłopotliwa ze względu na złożoność całego układu i niedoskonałość opisujących go zależności dynamicznych. W nożycowo-palcowym zespole tnącym wyodrębnić można następujące elementy składowe:

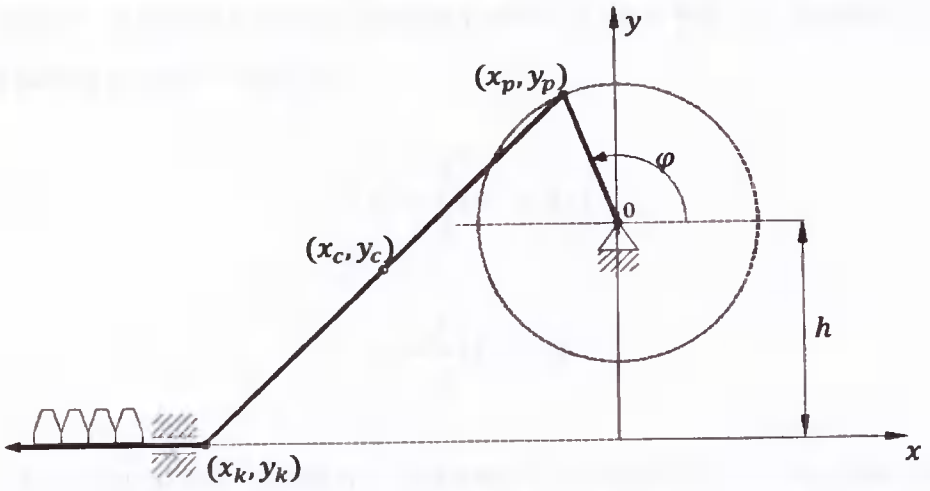
- tarczę wirującą z korbą,
- targaniec,
- listwę nożową,
- belkę palcową z prowadnicą.

Przeprowadzone badania doświadczalne nożycowo-palcowego zespołu tnącego, w ramach niniejszej rozprawy, w aspekcie dynamicznym, nie dają wystarczającej odpowiedzi z uwagi na fakt, że dotyczą one sumy obciążeń działających na poszczególne elementy i nie wyodrębniają przyczyn ich powstawania. Dodatkowo badania wykazały duże opory ruchu jałowego listwy nożowej.

Wobec tego autor pracy przeprowadził analizę dynamiki ruchu nożycowo-palcowego zespołu tnącego. Model dynamiki jego ruchu opracowano przy następujących założeniach:

- tarcza mimośrodowa obraca się ze stałą prędkością kątową ω,
- między listwą nożową a prowadnicą występuje tarcie culombowskie,
- pominięto opory tarcia w połączeniu listwy nożowej z targańcem i targańca z korbą .

Na rys.5.7 przedstawiono schemat asymetrycznego mechanizmu korbowego.
Na schemacie zaznaczono współrzędne początku (x_p, y_p), środka ciężkości (x_c, y_c) i końca (x_k, y_k) targańca.



Rys.5.7. Schemat asymetrycznego mechanizmu korbowego

Dla danych wielkości charakterystycznych asymetrycznego mechanizmu korbowego:

- r – promień korby,
- l – długość targańca,
- h – wysokość osi obrotu korby mierzona od płaszczyzny cięcia,

współrzędne targańca są funkcjami kąta obrotu korby φ.

Współrzędne początku targańca opisują następujące równania:

$$x_p = r\,cos\varphi, \tag{5.22}$$

$$y_p = h + r\,sin\varphi. \tag{5.23}$$

Współrzędne końca targańca, zgodnie z równaniem (5.6), przy założeniu, że $x_k = -a$ opisuje równanie:

$$x_k = -r\left(\sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - (sin\varphi + \varepsilon)^2} - cos\varphi\right), \tag{5.24}$$

gdzie-

$\varepsilon = h/r,$

$\lambda = l/r,$

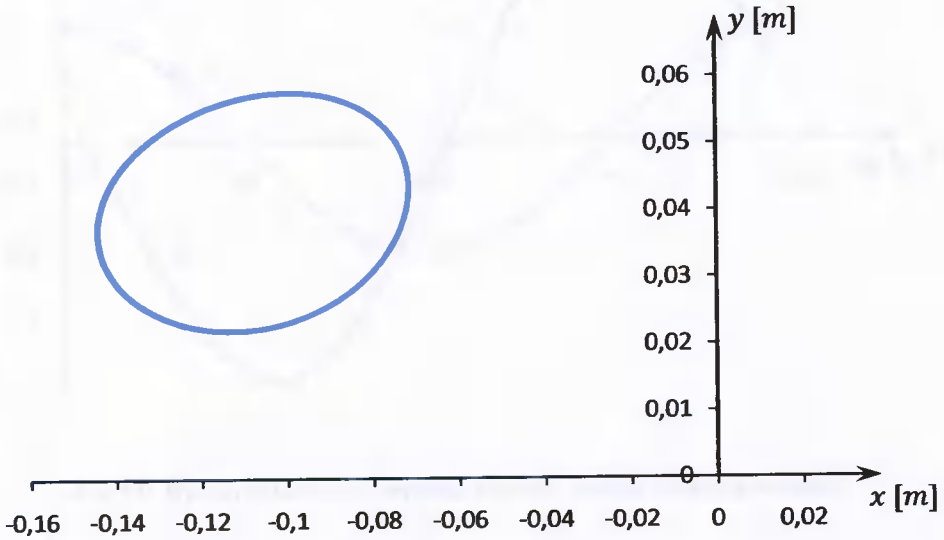
$$y_k = 0. \tag{5.25}$$

Przy założeniu, że środek ciężkości targańca znajduje się w połowie długości, współrzędne jego środka można opisać równaniem:

$$x_c = \frac{1}{2}(x_p + x_k), \tag{5.26}$$

$$y_c = \frac{1}{2}(y_p + y_k). \tag{5.27}$$

Na rys.5.8 przedstawiono wykres trajektorii ruchu środka ciężkości targańca opisanej równaniem (5.26) i (5.27).



Rys.5.8. Wykres trajektorii ruchu środka targańca

W celu wyznaczenia składowych prędkości środka targańca v_x i v_y, zróżniczkowano równania (5.26) i (5.27). Po wprowadzeniu oznaczenia:

$$A = \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - (sin\varphi + \varepsilon)^2}, \tag{5.28}$$

otrzymano zależności:

$$v_x = \omega r\left[-sin\varphi + \frac{(sin\varphi + \varepsilon)cos\varphi}{2A}\right], \tag{5.29}$$

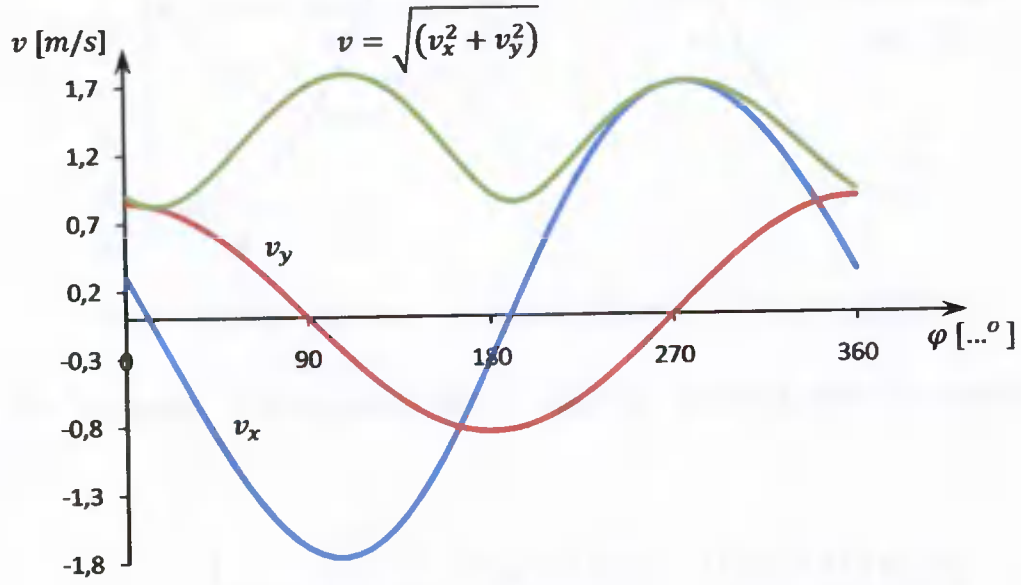
$$v_y = \omega r \frac{cos\varphi}{2}, \tag{5.30}$$

gdzie-

ω – prędkość kątowa korby,

r – promień korby.

Wykres zmian prędkości środka ciężkości targańca przedstawiono na rys. 5.9.



Rys.5.9. Wykres składowych prędkości ruchu środka ciężkości targańca

Składowe przyspieszenia środka ciężkości targańca a_x i a_y wyznaczono przez zróżniczkowanie zależności (5.29) i (5.30). Otrzymano:

$$a_x = \omega^2 r \left[-cos\varphi + \frac{cos^2\varphi - (sin\varphi + \varepsilon)sin\varphi}{2A} + \frac{(sin\varphi + \varepsilon)^2 cos^2\varphi}{2A^3} \right], \tag{5.31}$$

$$a_y = -\omega^2 r \frac{sin\varphi}{2}, \tag{5.32}$$

gdzie-

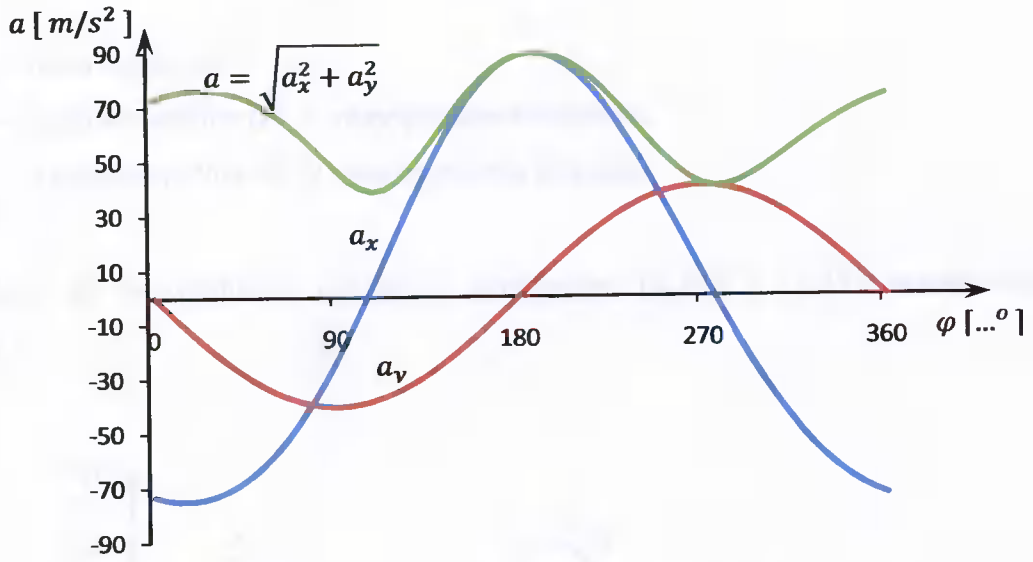
$\varepsilon = h/r$,

A – opisano zależnością (5.28),

ω – prędkość kątowa korby,

r – promień korby.

Wykres przyspieszeń środka ciężkości targańca przedstawiono na rys. 5.10.



Rys.5.10. Wykres składowych przyspieszeń ruchu środka ciężkości targańca

W celu obliczenia przyspieszenia listwy nożowej zróżniczkowano równanie (5.17) i otrzymano:

$$a_n = \omega^2 r\left[cos\varphi - \frac{cos^2\varphi - (sin\varphi + \varepsilon)sin\varphi}{A} - \frac{(sin\varphi + \varepsilon)^2 cos^2\varphi}{A^3}\right], \tag{5.33}$$

W celu wyznaczenia sił bezwładności listwy nożowej B_n oraz siły bezwładności targańca B_k wyznaczono ich masy. Dla konstrukcji nożycowo-palcowego zespołu tnącego z napędem korbowym asymetrycznym(konstrukcja, która będzie badana w dalszej części rozprawy) masa targańca $m_k = 2{,}60$ kg. Natomiast masa listwy nożowej $m_n = 4{,}12$ kg.

Siłę bezwładności listwy nożowej B_n opisano równaniem:

$$B_n = m_n|a_n|, \tag{5.34}$$

gdzie-

m_n – masa listwy nożowej,

a_n – przyspieszenie listwy nożowej.

Natomiast siłę bezwładności targańca B_k opisano zależnością:

$$B_k = m_k\sqrt{a_x^2 + a_y^2}, \tag{5.35}$$

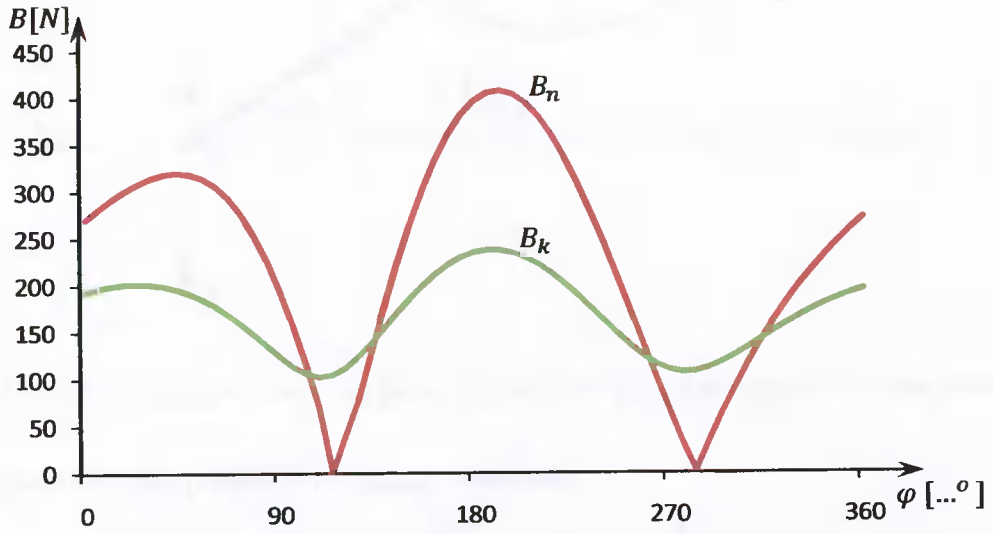
gdzie-

m_k – masa targańca,

a_x – składowa wzdłuż osi x przyspieszenia targańca,

a_y – składowa wzdłuż osi y przyspieszenia targańca.

Wykres sił bezwładności opisanych równaniem (5.34) i (5.35) przedstawiono na rys. 5.11.

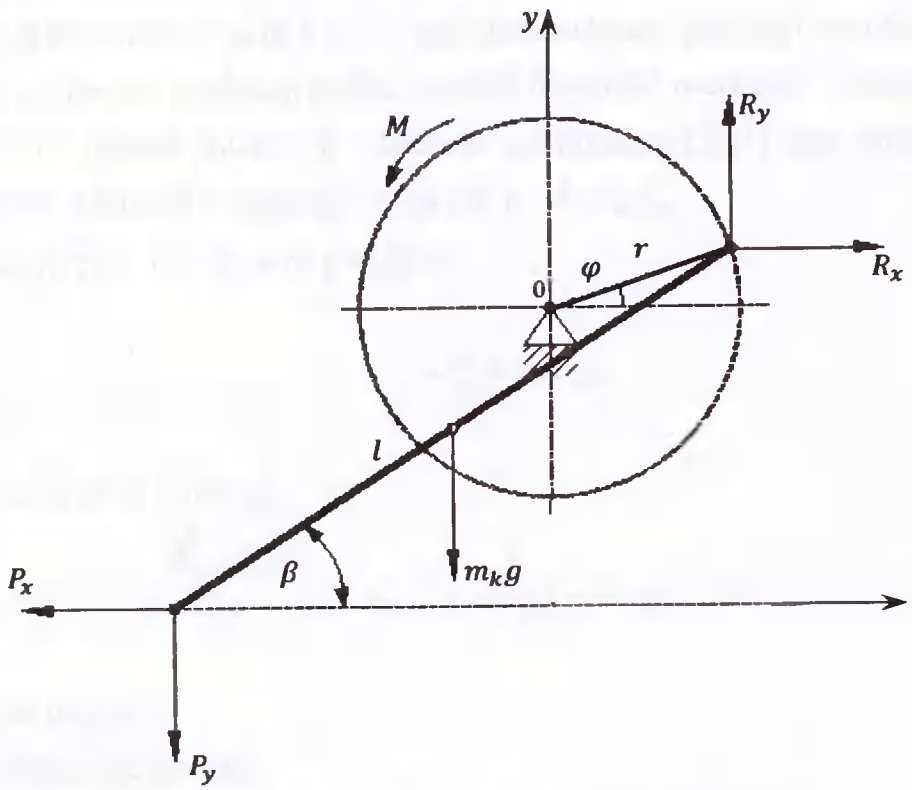


Rys.5.11. Wykres siły bezwładności targańca B_k i siły bezwładności listwy nożowej B_n

Z rysunku 5.11 wynika, iż siła bezwładności targańca B_k przyjmuje w przybliżeniu wartości tego samego rzędu, co siła bezwładności listwy nożowej B_n. Z tego względu podczas analizy dynamiki zespołu tnącego pomijanie siły bezwładności targańca B_k, co czynione jest w znanych pozycjach literaturowych [19, 28] jest niezasadne i może prowadzić do uzyskania błędnych wyników.

Dlatego rozpatrzono układ sił w nożycowo-palcowym zespole tnącym działających na targaniec, co przedstawiono na rys.5.12. Na targaniec działają siły R i P, które opisać można przez składowe $R = (R_x, R_y)$ oraz $P = (P_x, P_y)$.

Siła R pochodzi od oddziaływania korby na targaniec w miejscu ich powiązania kinematycznego. Siła P związana jest z oddziaływaniem listwy nożowej na targaniec, również w miejscu ich powiązania kinematycznego.



Rys.5.12. Układ sił w nożycowo-palcowym zespole tnącym działających na targaniec w ruchu jałowym

Oddziaływanie korby na targaniec opisuje zależność:

$$-R_x\, r\, sin(\pi - \varphi) + R_y\, r\, sin\left(\frac{\pi}{2} + \varphi\right) = M, \tag{5.36}$$

gdzie-

M – chwilowy moment obrotowy.

Po przekształceniu równania (5.36) otrzymano:

$$-R_x\ sin\varphi + R_y\ cos\varphi = \frac{M}{r}, \tag{5.37}$$

Ruch targańca jest ruchem płaskim. Do opisu jego ruchu dogodne jest wybranie punktu znajdującego się w środku ciężkości.

Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy
BIBLIOTEKA GŁÓWNA

W wyniku przeprowadzonej analizy dynamicznej uzyskano trzy równania:

- suma składowych sił na oś x równa jest sile bezwładności środka ciężkości,
- suma składowych sił na oś y równa jest sile bezwładności środka ciężkości,
- suma momentów względem środka ciężkości równa jest pochodnej krętu targańca.

Trzy równania opisane powyżej w połączeniu z równaniem (5.37) dają zamknięty układ czterech równań, z których wyznaczyć można siły R_x, R_y, P_x, P_y.

Zgodnie z rys. 5.12 rzut sił na oś x wynosi:

$$R_x - P_x = m_k\, a_x, \tag{5.38}$$

natomiast rzut sił na oś y wynosi:

$$R_y - P_y - m_k\, g = m_k\, a_y, \tag{5.39}$$

gdzie-

m_k – masa targańca,

g – przyspieszenie ziemskie,

a_x, a_y – przyspieszenia środka ciężkości targańca (5.31), (5.32).

Przyjęto, że środek ciężkości targańca znajduje się w połowie jego długości, a masa rozłożona jest równomiernie na całej długości. Przy takim założeniu masowy moment bezwładności targańca J_k wynosi:

$$J_k = \frac{2}{3}\, m_k\, l^2, \tag{5.40}$$

Sumę momentów względem środka ciężkości c opisać można następującym równaniem dynamicznym:

$$R_y\, \frac{l}{2} sin\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right) + P_y\, \frac{l}{2}\, sin\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right) - R_x\, \frac{l}{2} sin(\pi - \beta) - P_x\, \frac{l}{2} sin(\pi - \beta) = J_k \frac{d\omega_k}{dt}, \tag{5.41}$$

gdzie-

l – długość targańca,

J_k – masowy moment bezwładności,

ω_k –prędkość kątowa targańca względem jego środka ciężkości.

Prędkość kątową targańca można opisać równaniem (5.42):

$$\omega_k = \frac{d\beta}{dt}, \tag{5.42}$$

gdzie-

β – kąt pomiędzy osią targańca, a płaszczyzną cięcia,

t – czas.

W wyniku zróżniczkowania zależności (5.42) uzyskano zależność na przyspieszenie kątowe targańca:

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{d^2\beta}{dt^2} = \omega^2\left(-\frac{sin\varphi}{A} + \frac{cos^2\varphi(sin\varphi + \varepsilon)}{A^3}\right), \tag{5.43}$$

gdzie-

ω – prędkość kątowa korby,

φ –kąt obrotu korby,

$\varepsilon = h/r$ - względne przesunięcie osi korby względem płaszczyzny cięcia,

A – funkcja opisana wzorem (5.28).

W celu uproszczenia zapisu wprowadzono funkcję pomocniczą f_w w postaci:

$$f_w = \left(-\frac{sin\varphi}{A} + \frac{cos^2\varphi(sin\varphi + \varepsilon)}{A^3}\right), \tag{5.44}$$

Po uwzględnieniu zależności (5.44) równanie (5.43) opisujące przyspieszenie kątowe targańca przyjmuje postać:

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \omega^2 f_w, \tag{5.45}$$

Uwzględniając zależności (5.40), (5.43), (5.45) równanie (5.41) przyjmuje postać:

$$R_y cos\beta + P_y cos\beta - R_x sin\beta - P_x sin\beta = \frac{4}{3} m_k l \omega^2 f_w, \tag{5.46}$$

W wyniku rozwiązania układu równań (5.37), (5.38), (5.39) i (5.46) uzyskano:

$$R_x = \frac{M}{r} f_{x_1} - l\, m_k\, \omega^2\, f_{x_2}, \tag{5.47}$$

$$R_y = \frac{M}{r} f_{y_1} - l\, m_k\, \omega^2\, f_{y_2}, \tag{5.48}$$

$$P_x = \frac{M}{r} f_{x_1} - l\, m_k\, \omega^2 \left(f_{x_2} + \lambda f_x\right), \tag{5.49}$$

$$P_y = \frac{M}{r} f_{y_1} - l\, m_k\, \omega^2 \left(f_{y_2} + \lambda f_y + \lambda\, K_a\right), \tag{5.50}$$

gdzie-

$$f_{x_1} = \frac{cos\beta}{\sin(\beta - \varphi)}, \qquad f_{x_2} = f_r \frac{cos\varphi}{\sin(\beta - \varphi)},$$

$$f_{y_1} = \frac{sin\beta}{\sin(\beta - \varphi)}, \qquad f_{y_2} = f_r \frac{sin\varphi}{\sin(\beta - \varphi)},$$

$$f_r = \frac{2}{3} f_w + \frac{\lambda}{2}\left(f_y cos\beta - f_x sin\beta - K_a cos\beta\right),$$

$$K_a = \frac{g}{\omega^2 r},$$

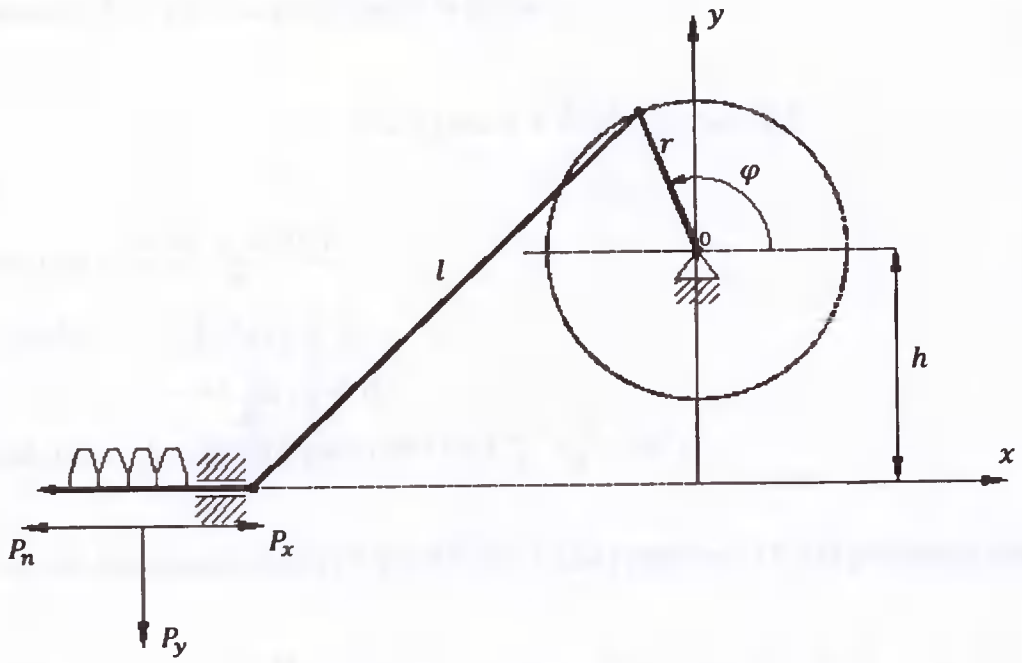
Postacie funkcji f_x *i* f_y wynikają z zależności (5.31) i (5.32):

$$a_x = \omega^2 r\, f_x, \qquad a_y = \omega^2 r f_y,$$

$$f_x = -cos\varphi + \frac{cos^2\varphi - (sin\varphi + \varepsilon)sin\varphi}{2A} + \frac{(sin\varphi + \varepsilon)^2 cos^2\varphi}{A^3},$$

$$f_y = -\frac{sin\varphi}{2},$$

Na rys .5.13. przedstawiono rozkład sił działających na listwę nożową.



Rys.5.13. Siły działające na listwę nożową w ruchu jałowym

Równanie dynamiki listwy nożowej przy jej ruchu jałowym opisuje zależność (5.51):

$$P_n - T = m_n \frac{dv_n}{dt}, \tag{5.51}$$

gdzie-

P_n – siła pozioma $P_n = -P_x$,

T – siła tarcia listwy nożowej w prowadnicy,

m_n – masa listwy nożowej,

v_n – prędkość listwy nożowej opisana równaniem (5.17).

Siłę tarcia T listwy nożowej w prowadnicy można opisać zależnością (5.52):

$$T = (m_n\, g + |P_y|)\mu, \tag{5.52}$$

gdzie-

μ – współczynnik tarcia,

g – przyspieszenie ziemskie.

Równanie (5.48) można przedstawić w postaci:

$$-P_x - (m_n\, g + \delta P_y)\mu = m_n \omega^2 r f_v, \tag{5.53}$$

gdzie-

$$f_v = sin\varphi - \frac{(sin\varphi + \varepsilon)cos\varphi}{A}, \tag{5.54}$$

δ – symbol $\delta = 1$ dla $P_y \geq 0$;

$\delta = -1$ dla $P_y < 0$.

Postać funkcji f_v wynika z zależności (5.17) $v_n = \omega r\, f_v$.

Po uwzględnieniu zależności (5.49), (5.50), (5.54) równanie (5.53) przyjmuje postać:

$$\frac{M}{r} + l m_k \omega^2 F_1 - m_n \omega^2 r F_2 = (m_n g F_3 - l m_k \omega^2 F_4)\mu, \tag{5.55}$$

gdzie-

$$F_1 = \frac{f_{x_2} + \lambda f_x}{f_o}, \qquad F_2 = \frac{|f_v|}{f_o}, \qquad F_3 = \frac{1}{f_o}, \qquad F_4 = \frac{\delta\left(\frac{f_{y_2}}{\lambda} + f_y + K_a\right)}{f_o},$$

$$f_o = -f_{x_1} - \delta f_{y_1}\mu.$$

Po scałkowaniu równania (5.55) otrzymano:

$$\frac{1}{r}\frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} M\, d\varphi + \frac{l m_k \omega^2}{2\pi}\int_0^{2\pi} F_1 d\varphi - \frac{m_n \omega^2 r}{2\pi}\int_0^{2\pi} F_2 d\varphi =$$

$$= \frac{\mu m_k g}{2\pi}\int_0^{2\pi} F_3 d\varphi - \frac{\mu l m_k \omega^2}{2\pi}\int_0^{2\pi} F_4 d\varphi, \tag{5.56}$$

$$\frac{\bar{M}}{r} + l m_k \omega^2 f_1 - m_n \omega^2 r f_2 = \mu(m_n g f_3 - l m_k \omega^2 f_4), \tag{5.57}$$

gdzie-

$\bar{M}$ – wartość średnia momentu obrotowego przy ruchu jałowym w przedziale $< 0,2\pi >$ otrzymana z pomiaru.

Natomiast zmienne f_1, f_2, f_3 i f_4 opisują następujące zależności:

$$f_1 = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} F_1 d\varphi, \quad f_2 = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} F_2 d\varphi, \quad f_3 = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} F_3 d\varphi, \quad f_4 = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} F_4 d\varphi.$$

Przekształcając równanie (5.57) otrzymano wzór na obliczenie współczynnika tarcia μ:

$$\mu = \frac{\frac{\bar{M}}{r} + lm_k\omega^2 f_1 - m_n\omega^2 r f_2}{m_n g f_3 - lm_k\omega^2 f_4}. \tag{5.58}$$

Równanie (5.58) jest zależnością uwikłaną ze względu na współczynnik tarcia μ dlatego jego wyznaczenie wymaga zastosowania procedur numerycznych stosowanych przy rozwiązywaniu równań nieliniowych.

Cała analiza dynamiczna nożycowo-palcowego zespołu tnącego, łącznie z wyznaczeniem współczynnika tarcia μ przeprowadzona została w oparciu o autorski program komputerowy napisany w języku Turbo Pascal.

Zależność (5.58) umożliwia wyznaczenie współczynnika tarcia μ dla danych parametrów konstrukcyjnych nożycowo-palcowego zespołu tnącego i dla określonej prędkości kątowej korby. W celu wyznaczenia współczynnika tarcia μ konieczna jest znajomość średniego momentu $\bar{M}$ działającego na korbę. Przykładowe wyniki obliczeń współczynnika tarcia μ zestawiono w tabeli 5.1. Wartości momentu $\bar{M}$ ruchu jałowego przy danych prędkościach kątowych korby wyznaczono doświadczalnie na stanowisku badawczym opisanym w rozdziale 7.2 rozprawy.

Tabela 5.1. Przykładowe wartości współczynnika tarcia obliczone z zależności (5.58)

Prędkość kątowa korby ω $[rad/s]$	***Moment obrotowy ruchu jałowego*** $\bar{M}$ $[Nm]$	***Współczynnik tarcia*** μ
30,92	22,80	1,416
47,57	23,36	1,234
103,70	28,44	0,710

Prezentowana w pracy analiza dynamiczna nożycowo-palcowego zespołu tnącego umożliwia wyznaczenie współczynnika tarcia μ w warunkach rzeczywistej pracy maszyny.

W trakcie analizy literatury nie spotkano podobnego podejścia w celu wyznaczenia współczynnika tarcia w warunkach pracy zespołu tnącego. Wartości współczynnika tarcia przedstawione w literaturze opierają się najprawdopodobniej na doświadczeniu przeprowadzonym przy przesuwaniu listwy przy zdemontowanym napędzie korbowym [12]. Wartości tak wyznaczonego współczynnika tarcia są kilkakrotnie mniejsze niż wyniki prezentowane w pracy. Wynika to z faktu, że w trakcie ruchu roboczego występują niekorzystne warunki pracy listwy nożowej w prowadnicy, co nie zachodzi w przypadku jej przesuwu statycznego. Przy ruchu roboczym następuje m.in. falowanie listwy nożowej oraz jej podrywanie w przedniej części. Ma to na pewno decydujący wpływ na wzrost wartości współczynnika tarcia.

Z analizy otrzymanych wartości współczynnika tarcia μ na podstawie zależności (5.58) wynika, że wraz ze wzrostem prędkości kątowej korby ω jego wartość maleje.

6. MODEL MATEMATYCZNY PROCESU CIĘCIA NOŻYCOWO - PALCOWYM ZESPOŁEM TNĄCYM

W rozdziale przedstawiono oryginalny model matematyczny, odwzorowujący proces cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego, przy uwzględnieniu specyficznych właściwości morfologicznych i fizykomechanicznych ciętego materiału.

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 i umożliwia określenie sił działających na nożyk oraz energochłonność procesu cięcia w poszczególnych etapach

Model nie uwzględnia pracy towarzyszącej procesowi cięcia, związanej z mechanicznym współdziałaniem elementów układu nożycowo-palcowego.

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 Younga na długości międzywęźla źdźbła,
    d) przyjęto jednakową średnicę zewnętrzną i wewnętrzną na długości międzywęźla źdźbła,
    e) pominięto miejscowe wzrosty sztywności źdźbła związane z występowanie 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.

Na etapie modelowania proces cięcia podzielono na trzy kolejne etapy.

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 zostało zamodelowane za pomocą równania różniczkowego cząstkowego opisanego zależnością (6.14). Nieznanym parametrem wymagającym identyfikacji jest moduł Younga. Moduł Younga wyznaczono doświadczalnie, co zostało opisane w rozdziale 7.1. rozprawy.

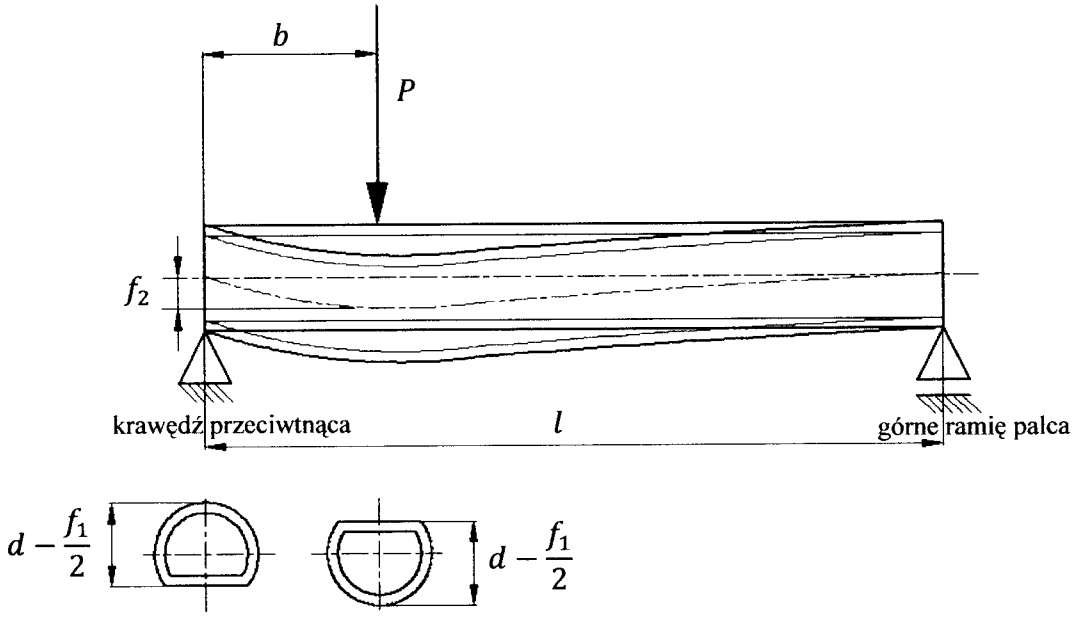
Jednym z wyników jaki można uzyskać rozwiązując równanie różniczkowe cząstkowe jest praca L_I dosunięcia źdźbła do krawędzi przeciwtnącej.

ETAP II – odkształcenie przekroju źdźbła

Zjawisko to zachodzi od momentu zetknięcia się źdźbła z krawędzią przeciwtnącą, aż do chwili rozpoczęcia przecinania źdźbła przy sile cięcia $P_{c\,max}$.

W etapie tym wyróżniamy dwa procesy:

- proces ugięcia źdźbła, oznaczony na rys. 6.1. strzałką ugięcia f_2,
- proces spłaszczenia przekroju poprzecznego źdźbła w miejscu przyłożenia siły i na podporach, oznaczony na rys. 6.1. spłaszczeniem f_1.



Rys. 6.1. Odkształcenie przekroju źdźbła

Spłaszczenie f_1 i ugięcie f_2 źdźbła opisują odpowiednio zależności (6.1) i (6.2) [39].

$$f_1 = 0{,}149\,\frac{Pr^3}{EJ}, \tag{6.1}$$

$$f_2 = \frac{Pb}{48EJ}(3l^2 - 4b^2), \tag{6.2}$$

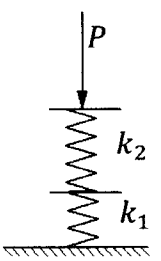
gdzie-

r – promień zewnętrzny przekroju źdźbła,

E – moduł Younga,

J – moment bezwładności przekroju źdźbła.

Zjawiska spłaszczenia przekroju źdźbła i ugięcia źdźbła pod działaniem siły P, pochodzącej od oddziaływania nożyka, występują jednocześnie. W celu opisania obu tych zjawisk zamodelowano je, jako dwie szeregowo połączone sztywności w punkcie działania siły P, co przedstawiono na rys.6.2.



Rys.6.2. Model procesu ugięcia i spłaszczenia źdźbła:
k_1 – sztywność spłaszczenia przekroju źdźbła, k_2 – sztywność ugięcia źdźbła.

Na podstawie zależności (6.1) i (6.2) wyznaczono sztywności k_1 i k_2:

$$k_1 = \frac{EJ}{0{,}149\,r^3}, \tag{6.3}$$

$$k_2 = \frac{48\,EJ}{b(3l^2 - 4b^2)}. \tag{6.4}$$

Sztywność zastępczą układu opisuje równanie (6.5):

$$k_z = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}. \tag{6.5}$$

Obliczenie wartości sztywności k_1 i k_2 przeprowadzono dla rzeczywistych parametrów występujących podczas cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym. Przyjęto, że $r/l = 0{,}2$ oraz $b/l = 0{,}2$, więc:

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

Spłaszczenie ździbła f_1 i ugięcie ździbła f_2 opisują zależności:

$$f_1 = \frac{P}{k_1}, \qquad f_2 = \frac{P}{k_2},$$

natomiast pracę spłaszczenia ździbła $L_{II\,b}$ i pracę jego ugięcia $L_{II\,a}$ opisują równania:

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

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

Uwzględniając powyższe zależności, stosunek pracy spłaszczenia ździbła $L_{II\,b}$ do pracy ugięcia ździbła $L_{II\,a}$ opisuje zależność:

$$\frac{L_{II\,b}}{L_{II\,a}} = \frac{k_2}{k_1} = 0{,}1007. \tag{6.6}$$

Z zależności (6.6) wynika, że zdecydowany wpływ na pracę L_{II} procesu cięcia, w rozpatrywanym etapie procesu cięcia, ma zjawisko ugięcia ździbła.

Praca cięcia L_{II}, jest sumą prac obu procesów: spłaszczenia i ugięcia, co przedstawiono w równaniu (6.7):

$$L_{II} = L_{II\,a} + L_{II\,b}, \tag{6.7}$$

gdzie-

$L_{II\,a}$ – praca zginania źdźbła podpartego na krawędzi przeciwtnącej,

$L_{II\,b}$ – praca spłaszczenia przekroju poprzecznego źdźbła.

Pracę zginania $L_{II\,a}$ źdźbła wyznaczono rozwiązując równanie (6.14) przy uwzględnieniu dodatkowo warunków brzegowych opisujących podparcie źdźbła. Rozwiązywanie równania (6.14) prowadzono do czasu rozpoczęcia rozdzielania źdźbła. Punkt graniczny został wyznaczony przez wartość siły oddziaływania nożyka na źdźbło.

Pracę spłaszczenia przekroju $L_{II\,b}$ wyznaczono z zależności opisanej równaniem (6.8):

$$L_{II\,b} = \frac{1}{2} P_{c\,max}\, f_1, \tag{6.8}$$

gdzie-

$P_{c\,max}$ – maksymalna siła cięcia,

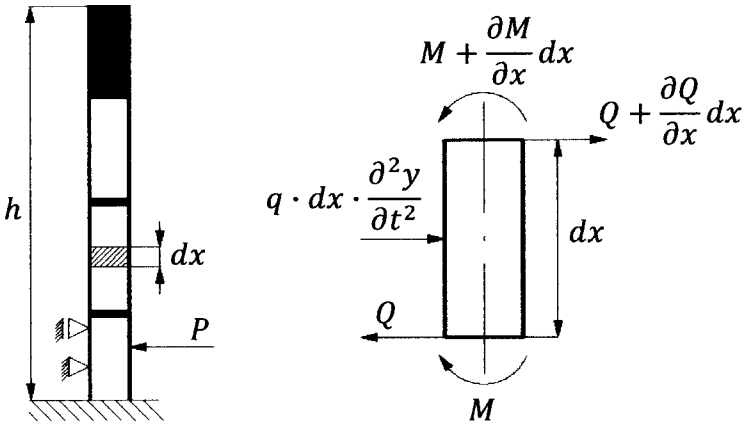
f_1 – wartość spłaszczenia przekroju źdźbła

ETAP III – rozdzielanie źdźbła

Etap ten rozpoczyna się w momencie osiągnięcia przez siłę cięcia wartości $P_{c\,max}$ i trwa do momentu podzielenia źdźbła na dwie części.

Wartość siły rozdzielającej źdźbło wyznaczono na podstawie badań pomocniczych opisanych w rozdziale 7.1.

Na podstawie przyjętych założeń związanych z procesem cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym, uwzględniając zmienną skomplikowaną budowę morfologiczną źdźbła, zmianę jego przekroju i sztywności oraz opór powietrza towarzyszący odchylaniu się źdźbła, rozpatrzono równowagę elementu źdźbła o długości dx.



Rys.6.3. Obciążenie wycinka źdźbła

Suma rzutów na oś poziomą wszystkich przyłożonych sił dla elementu dx wynosi:

$$Q - \left(Q + \frac{\partial Q}{\partial x} dx\right) - p\, dx = q\, dx\, \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}. \tag{6.9}$$

Po przekształceniu równanie (6.9) przyjmuje postać:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + q \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -p, \tag{6.10}$$

gdzie-

p – siła jednostkowa oddziaływania oporu powietrza.

Suma momentów od sił przyłożonych do wycinka źdźbła wynosi:

$$\frac{\partial M}{\partial x} dx - Q dx = 0, \tag{6.11}$$

$$\frac{\partial M}{\partial x} - Q = 0, \tag{6.12}$$

Wykorzystano znany warunek zginania opisany równaniem:

$$M = EJ\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}, \tag{6.13}$$

Różniczkując powyższe równanie dwukrotnie względem x i wstawiając do równania (6.12), przy uwzględnieniu zależności (6.10) otrzymano:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2}\left(EJ\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}\right) + q\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -p, \tag{6.14}$$

gdzie-

x –współrzędna długości ździbła,

y – współrzędna odchylenia pionowego,

q – masa rozłożona ździbła (gęstość liniowe ździbła),

E – moduł sprężystości Younga,

J – moment bezwładności przekroju,

t – czas,

p – siła jednostkowa oddziaływania oporu powietrza.

Równanie (6.14) jest modelem matematycznym dwóch etapów procesu cięcia:

- etapu dosunięcia ździbła do krawędzi przeciwtnącej,
- etapu ugięcia ździbła podpartego na krawędzi przeciwtnącej.

Przyjmując sztywność względną ździbła, stałą w całym przedziale, równanie (6.14) upraszcza się do postaci:

$$EJ\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + q\frac{\partial^2 y}{dt^2} = -p. \tag{6.15}$$

Natomiast w miejscach zmiany sztywności ździbła (na pograniczu zmiany przedziałów) model matematyczny przyjmuje postać, bardziej złożoną (6.16):

$$EJ\frac{\partial^4 y}{\partial x^4}+\frac{\partial EJ}{\partial x}\frac{\partial^2 y}{\partial x^3}+\frac{\partial^2 EJ}{\partial x^2}\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}+q\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}=-p. \tag{6.16}$$

Do obliczeń na modelu matematycznym (6.14) niezbędne jest określenie jednostkowej siły oporu powietrza p, którą opisano zależnością (6.17) [9]:

$$p=c_x\frac{\rho_p}{2}d_z v^2, \tag{6.17}$$

gdzie-

c_x – współczynnik oporu powietrza,

ρ_p – gęstość powietrza,

d_z – średnica zewnętrzna ździebła,

v – prędkość ździebła w określonym punkcie.

Całkowitą pracę cięcia określono jako sumę prac opisanych w poszczególnych trzech etapach:

$$L_{cj_m}=L_I+L_{II}+L_{III}, \tag{6.18}$$

Całkowita praca cięcia ździebła L_{cj_m}, opisana równaniem (6.18), bazuje na założeniu quasi-statycznego oddziaływania nożyka na ścinane ździebło.

Wobec tego po przeprowadzeniu badań doświadczalnych z wykorzystaniem nożycowo-palcowego zespołu tnącego równanie (6.18) zostanie wzbogacone o człon dynamiczny procesu cięcia ździebła tj. pracę dynamicznego oddziaływanie nożyka na ździebło, i przyjmie następującą postać:

$$L_{cj_m}=L_I+L_{II}+L_{III}+L_{IV}, \tag{6.19}$$

gdzie-

L_I – praca procesu cięcia w I etapie (dosunięcie ździebła do krawędzi przeciwtnącej),

L_{II} – praca procesu cięcia w II etapie (odkształcenie przekroju ździebła),

L_{III} – praca procesu cięcia w III etapie (rozdzielanie ździebła),

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

7. BADANIA DOŚWIADCZALNE PROCESU CIĘCIA ROŚLIN ŹDŹBŁOWYCH

Osiągnięcie sformułowanego w rozdziale 3 celu rozprawy, ze szczególnym uwzględnieniem weryfikacji doświadczalnej przedstawionego w rozdziale 6 modelu matematycznego, wymagało przeprowadzenia badań w zakresie:

1. Badań doświadczalnych procesu cięcia pojedynczego źdźbła,
2. Badań doświadczalnych procesu cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego.

Badania doświadczalne procesu cięcia pojedynczego źdźbła obejmowały:

- badania modułu Younga,
- badania siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła.

Celem tych badań była identyfikacja parametrów wejściowych do modelu matematycznego.

Natomiast badania doświadczalne cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego miały na celu ustalenie energochłonności tego procesu poprzez wyznaczenie całkowitej pracy cięcia L_c wykonanej przez listwę nożową. Wyniki uzyskane z tych badań, jak wcześniej zasugerowano, zostały wykorzystane do weryfikacji opracowanego modelu matematycznego.

7.1. Badania doświadczalne procesu cięcia pojedynczego źdźbła

7.1.1. Badania doświadczalne modułu Younga

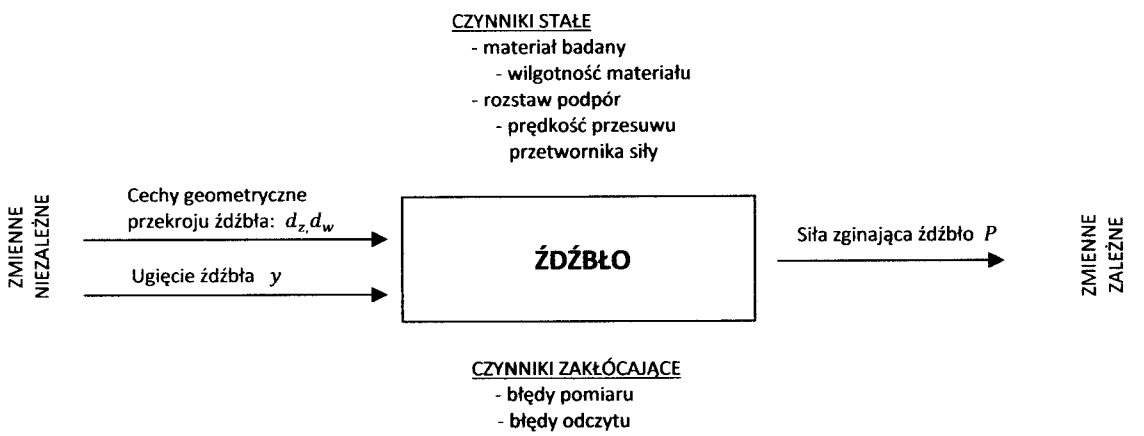
7.1.1.1. Plan i program badań

W celu wyznaczenia modułu Younga dla pojedynczego źdźbła zaplanowano eksperyment. Jako zmienne niezależne w eksperymencie przyjęto:

- cechy geometryczne przekroju źdźbła: średnicę zewnętrzną d_z, średnicę wewnętrzną d_w oraz ugięcie źdźbła y.

Natomiast jako zmienną zależną, niezbędną do wyznaczenia modułu Younga, przyjęto siłę zginającą źdźbło P.

Schemat badań zilustrowano na rys.7.1, uwzględniając czynniki stałe i zakłócające.



Rys. 7.1. Schemat badań doświadczalnych modułu Younga

Dla większości materiałów moduł Younga jest wartością stałą i nie zależy od ich cech geometrycznych. W przypadku źdźbeł zbóż zauważono, że moduł Younga nie jest wartością stałą [36]. Zależy on od średnicy źdźbeł.

Celem badań jest wyznaczenie wartości modułu Younga E dla pszenżyta w celu ustalenia zależności:

$$E = f(d_z), \tag{7.1}$$

gdzie-

d_z – średnica zewnętrzna źdźbła.

Badania prowadzono dla pszenżyta, gdyż na etapie realizacji rozprawy procesowi cięcia podlegał właśnie wspomniany materiał.

Zgodnie z przyjętym na rys.7.1 schematem badań doświadczalnych badania realizowano dla serii 30 źdźbeł o różnych średnicach zewnętrznych. Reprezentatywną serię źdźbeł wylosowano z całej populacji posiadanego materiału do badań.

Wilgotność względna źdźbeł pszenżyta w czasie wszystkich badań doświadczalnych realizowanych w ramach rozprawy była stała i wynosiła 12%. Stała wilgotność była zapewniona poprzez ciągłe przechowywanie próbek w szafie klimatyzacyjnej.

Badania zasadnicze poprzedzono pomiarem średnic zewnętrznych i wewnętrznych. Pomiary przeprowadzono na mikroskopie warsztatowym. Mierzono średnicę w dwóch prostopadłych do siebie kierunkach w taki sposób, że odcinano małe odcinki źdźbeł, o długości $10\,mm$, z dwóch końców, przygotowanej do badań próbki. Za średnicę zewnętrzną i wewnętrzną uznawano średnią arytmetyczną z czterech pomiarów.

7.1.1.2. Stanowisko badawcze

Badanie modułu Younga wymagało zastosowania urządzeń pozwalających mierzyć i rejestrować z dużą dokładnością wartość siły w funkcji przemieszczenia. Dodatkowym wymaganiem była odpowiednio mała prędkość realizacji procesu. Wymagania te spełnia maszyna wytrzymałościowa INSTRON 8501 będąca na wyposażeniu Laboratorium Akredytowanego Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn Wydziału Mechanicznego UTP. Maszyna wytrzymałościowa składa się z elementu roboczego i elementu rejestrującego. Ogólny widok stanowiska przedstawiono na rys.7.2.

Maszyna wytrzymałościowa umożliwia rejestrację przebiegu zmian siły oddziaływania głowicy na badany obiekt w funkcji przemieszczenia. Istnieje możliwość zmian zakresu obciążenia, prędkości przebiegu procesu, szybkości rejestracji i zakresu rejestracji danych.

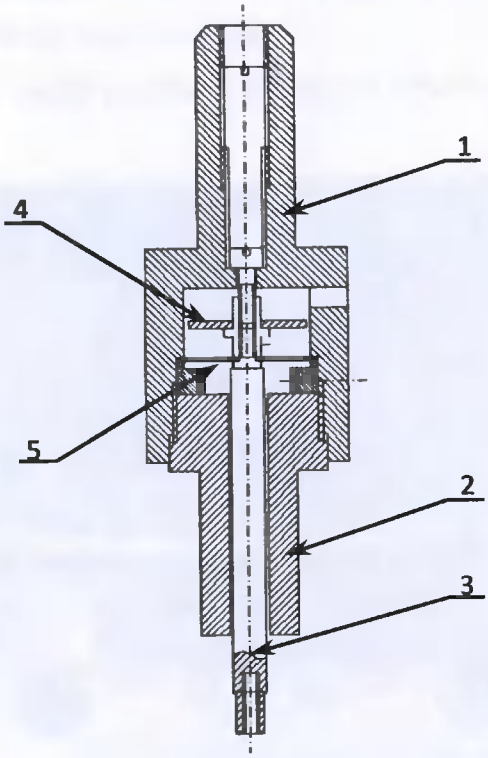
W normalnym trybie pracy INSTRON 8501 pozwala na realizację zadania w zakresie obciążeń statycznych do 120 kN i dynamicznych do 100 kN.

W doświadczeniu zaplanowano rejestrację sił w zakresie 0 – 25 N, na co nie pozwalało standardowe wyposażenie maszyny wytrzymałościowej.

Dlatego w celu realizacji badań doświadczalnych, wykonano we własnym zakresie, rejestrator siły specjalnej konstrukcji.

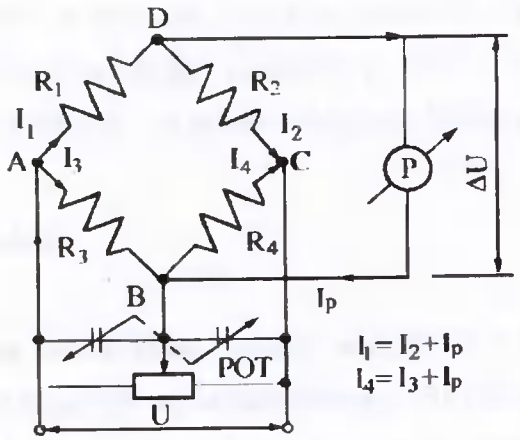
Schemat konstrukcyjny rejestratora siły przedstawiono na rys.7.3.

Rys. 7.2. Ogólny widok stanowiska badawczego



Rys. 7.3. Schemat rejestratora siły
1-górna część korpusu, 2-dolna część korpusu, 3-trzpień, 4-złącze technologiczne do mocowania przewodów sygnałowych, 5- membrana z tensometrami

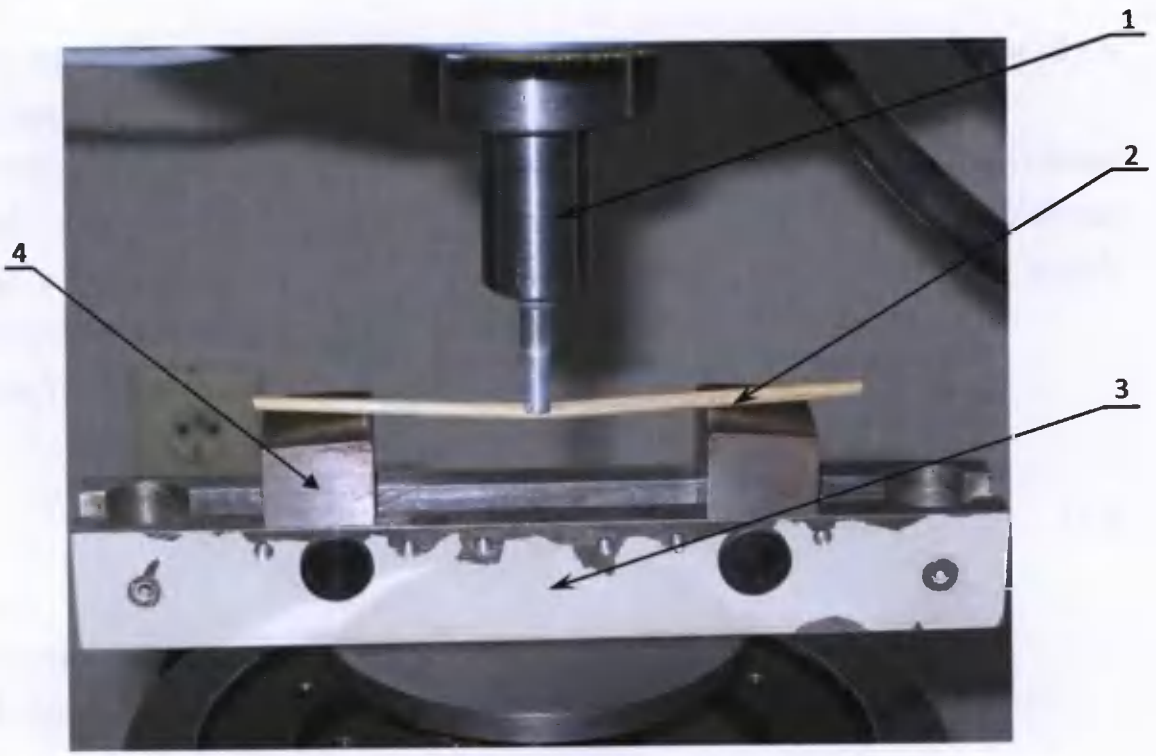
Charakterystycznym elementem rejestratora (czujnika) siły jest cienka membrana (5), na której zostały naklejone tensometry w sposób przedstawiony na rys.7.4.



Rys. 7.4. Schemat rozmieszczenia tensometrów

Środek membrany został połączony z ruchomym trzpieniem. Natomiast zewnętrzne obrzeże membrany osadzono w korpusie czujnika mocowanym w uchwycie maszyny wytrzymałościowej. Trzpień (3) wywierając nacisk na membranę powodował jej odkształcenie, co rejestrowano dzięki tensometrom sprzężonym z komputerem za pomocą przewodów sygnałowych. Komputer wyposażono w program, który pozwalał na bezpośredni odczyt siły, która oddziaływała na trzpień czujnika.

Na rys. 7.5. przedstawiono widok przyrządu do badania modułu Younga.



Rys.7.5. Widok przyrządu do badania modułu Younga:
1-czujnik siły, 2-wycinek międzywęźla źdźbła, 3-belka podporowa, 4-podpora

Czujnik siły zamontowano w górnym uchwycie maszyny wytrzymałościowej. Dolny uchwyt maszyny wyposażono w belkę podporową (3) z dwiema podporami (4) zamontowanymi w odległości 80 mm , na których układano źdźbło rośliny (2).

7.1.1.3. Metodyka badań

Do badań modułu Younga wykorzystano opisany w rozdziale 7.1.1.2. przyrząd specjalnej konstrukcji zamontowany na maszynie wytrzymałościowej INSTRON 8501.

Na podporach belki układano wcześniej przygotowany element międzywęźla źdźbła pszenżyta. Na element źdźbła w miejscu centralnym, pomiędzy dwiema podporami, oddziaływano trzpieniem przetwornika siły z prędkością 0,5 mm/s. Aby zapobiec wyślizgiwaniu się materiału do badań, końcówkę trzpienia wykonano w kształcie widełek obejmujących źdźbło.

Badania przeprowadzano w następujący sposób. Maszyna wytrzymałościowa została zaprogramowana tak aby podczas wykonywania badania był zachowany stały posuw górnego uchwytu z zamontowanym przetwornikiem siły. Doświadczenie realizowano z prędkością 0,5 mm/s. Dzięki temu trzpień przetwornika oddziaływał na źdźbło, co powodowało jego zginanie.

Opór stawiany przez źdźbło został zarejestrowany przez komputer jako przyrost siły w funkcji ugięcia źdźbła.

Materiał do badań został przygotowany w ten sposób, że między podporami belki dolnej przyrządu nie występował węzeł czyli kolanko. Dało to możliwość badania elementu zwanego międzywęźlem. W ten sposób wyznaczano moduł Younga elementu o stałych, jednakowych właściwościach fizykomechanicznych.

Moduł Younga obliczano z zależności:

$$E = \frac{P\,l^3}{48\,y\,J}\ , \tag{7.2}$$

gdzie-

P – siła zginająca źdźbło,

l – odległość między podporami,

y – wartość ugięcia badanego materiału,

J – moment bezwładności przekroju międzywęźla źdźbła.

Do celów obliczeniowych modułu Younga należało również wyznaczyć moment bezwładności J przekroju źdźbła.

7.1.1.4. Analiza wyników badań

Wyniki pomiarów średnic zewnętrznych d_z i wewnętrznych d_w źdźbeł, sił zginających źdźbła P, ich ugięcia y oraz obliczone odpowiednie wartości modułu Younga E zestawiono w tabeli 7.1.

Tabela 7.1. Wyniki pomiarów modułu Younga źdźbła pszenżyta

Nr pomiaru	*Średnica źdźbła*		*Siła zginająca źdźbło* $P\ [N]$	*Ugięcie źdźbła* $y\ [mm]$	*Moduł Younga* $E\ [N/mm^2]$
	zewnętrzna $d_z\ [mm]$	*wewnętrzna* $d_w\ [mm]$			
1	3,26	2,75	1,900	1,239	5978,3
2	3,94	3,16	3,567	1,239	4428,2
3	2,97	2,17	2,058	1,239	6486,4
4	3,64	2,79	3,637	1,269	5416,9
5	3,02	2,34	2,034	1,269	6545,7
6	3,31	2,54	2,725	1,212	6230,0
7	4,35	3,41	5,419	1,239	4265,3
8	3,67	3,02	2,879	1,182	5389,1
9	3,37	2,46	3,188	1,239	6053,1
10	3,86	3,02	4,351	1,241	5488,0
11	3,61	2,87	3,232	1,239	5557,5
12	2,63	1,80	1,467	1,211	7048,1
13	3,03	1,93	2,654	1,239	6609,4
14	3,70	2,91	3,280	1,239	4972,3
15	2,14	1,36	8,400	1,241	8380,1
16	3,71	3,02	3,052	1,193	5231,8
17	3,42	2,54	2,972	1,109	6118,7
18	2,73	1,81	1,693	1,249	6574,0
19	3,46	2,65	2,896	1,218	5495,9
20	3,81	2,77	4,133	1,257	4705,2
21	3,57	2,43	4,251	1,261	5742,5

22	3,03	1,93	2,430	1,239	6053,0
23	2,53	1,43	1,481	1,226	7136,5
24	4,03	3,13	4,282	1,253	4425,9
25	3,85	2,73	4,599	1,266	4808,3
26	3,07	2,15	2,396	1,242	6214,5
27	4,41	3,38	5,818	1,245	4099,6
28	3,90	2,82	4,354	1,244	4524,2
29	3,23	2,31	2,732	1,265	5838,7
30	3,99	3,04	4,975	1,255	5125,9

Przeprowadzone badania wykazały, że moduł Younga E dla źdźbła rośliny zbożowej (pszenżyta) nie jest wielkością stałą i zależy od cech geometrycznych jej przekroju.

Z analizy wyników badań zamieszczonych w tabeli 7.1 wynika, że wraz ze wzrostem średnicy zewnętrznej d_z źdźbła wartość modułu Younga E w przybliżeniu maleje liniowo.

Szczegółową zależność $E = f(d_z)$ wyznaczono na podstawie analizy regresji.

Na początkowym jej etapie przyjęto, możliwie ogólną postać funkcji regresji:

$$E = a_1 + a_2 d_z + a_3 d_z^2 + a_4 d_z^3, \tag{7.3}$$

gdzie-

a_1, a_2, a_3, a_4 – współczynniki regresji.

Współczynniki regresji zostaną wyznaczone dla następujących jednostek miar:

- E – moduł Younga w N/mm^2,
- d_z – średnica zewnętrzna źdźbła w mm.

Współczynniki regresji a_1, a_2, a_3, a_4, wyznaczono rozwiązując równanie macierzowe $(A.1.4)$. Analizowano istotność współczynników regresji na poziomie istotności $\alpha_{pi} = 0{,}05$, dla którego $t_{kr} = 2{,}07$. Wartość t_{kr} wyznaczono na podstawie rozkładu t-Studenta dla 25 stopni swobody (30-4-1) [5, 16, 40].

Wyznaczanie współczynników regresji przeprowadzono w trzech etapach. W każdym z etapów z ogólnej postaci funkcji regresji (7.3) odrzucano najmniej istotny człon. W trzecim etapie obliczeń wszystkie współczynniki regresji okazały się istotne.

Tabela 7.2. Wyniki pierwszego etapu analizy funkcji regresji

Współczynnik regresji	***Wartość współczynnika regresji (A.1.4)***	***Odchylenie standardowe współczynnika regresji (A.1.7)***	***Test istotności (A.1.9)***
a_1	18416	7273	2,532
a_2	-7755	6816	1,138
a_3	1750	2090	0,8374
a_4	-166,2	209,9	0,7916
Odchylenie standardowe resztowe σ (A.1.5)		280,4	
Współczynnik korelacji wielowymiarowej R (A.1.6)		0,9635	

Na tym etapie analizy odrzucono współczynnik regresji a_4 jako najmniej istotny. Do analizy w drugim etapie przyjęto następującą postać funkcji regresji:

$$E = a_1 + a_2 d_z + a_3 d_z^2. \tag{7.4}$$

Tabela 7.3. Wyniki drugiego etapu analizy funkcji regresji

Współczynnik regresji	***Wartość współczynnika regresji (A.1.4)***	***Odchylenie standardowe współczynnika regresji (A.1.7)***	***Test istotności (A.1.9)***
a_1	12802	1600	8,000
a_2	-2415	967,4	2,496
a_3	99,63	144,3	0,6907
Odchylenie standardowe resztowe σ (A.1.5)		278,4	
Współczynnik korelacji wielowymiarowej R (A.1.6)		0,9626	

W etapie drugim odrzucono współczynnik regresji a_3 jako najmniej istotny. Do analizy w trzecim etapie przyjęto następującą postać funkcji regresji:

$$E = a_1 + a_2 d_z. \tag{7.5}$$

Tabela 7.4. Wyniki trzeciego etapu analizy funkcji regresji

Współczynnik regresji	***Wartość współczynnika regresji (A.1.4)***	***Odchylenie standardowe współczynnika regresji (A.1.7)***	***Test istotności (A.1.9)***
a_1	11720	333,3	35,17
a_2	-1750	95,74	18,28
Odchylenie standardowe resztowe σ (A.1.5)		275,6	
Współczynnik korelacji liniowej R (A.1.6)		0,9619	

Na tym etapie analizy wszystkie współczynniki regresji okazały się istotne $t > t_{kr}$.

Dla ostatniej postaci funkcji regresji opisanej równaniem (7.5) przeprowadzono test adekwatności. Obliczono wartości statystyki $t\,(A.1.10)$ dla wszystkich 30 punktów pomiarowych. Wyniki testu adekwatności przedstawiono w tabeli 7.5.

Tabela 7.5. Wyniki testu adekwatności

Nr pomiaru	***Test adekwatności t (A.1.10)***	***Nr pomiaru***	***Test adekwatności t (A.1.10)***
1	0,13255	***16***	0,01413
2	1,39700	***17***	1,36792
3	0,12918	***18***	1,28024
4	0,23669	***19***	0,60518
5	0,38904	***20***	1,23080
6	1,07676	***21***	0,96141
7	0,53708	***22***	1,29016
8	0,32459	***23***	0,53406
9	0,82123	***24***	0,84615
10	1,84665	***25***	0,61689
11	0,55082	***26***	0,47279
12	0,24094	***27***	0,32859

13	0,67635	***28***	1,30852
14	0,97091	***29***	0,81623
15	1,31830	***30***	1,36149

Maksymalną wartość statystyki $t_{max} = 1{,}84665$ otrzymano dla 10 punktu pomiarowego.

Wartość krytyczna statystyki dla poziomu istotności $\alpha_{pi} = 0{,}05$ i 27 (30-2-1) stopni swobody wynosi t_{kr} =3,50.

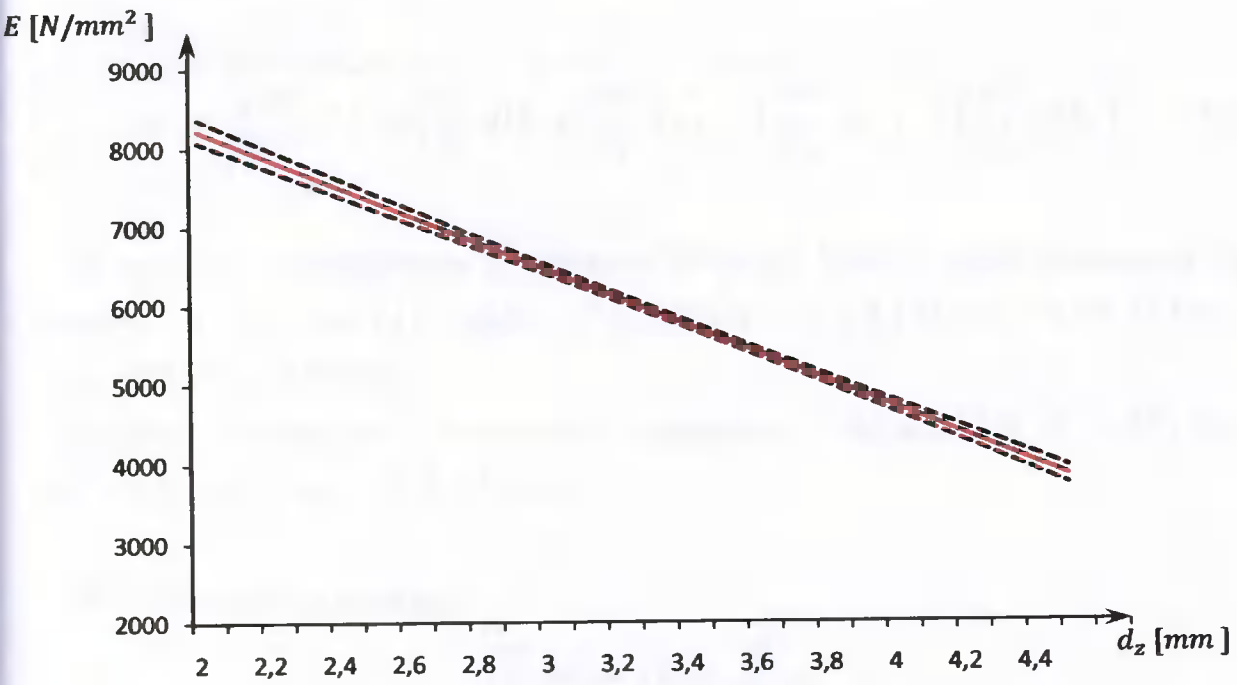
Ponieważ $t_{max} < t_{kr}$ nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy o adekwatności funkcji regresji opisanej równaniem (7.5):

$$E = a_1 + a_2 d_z.$$

Po podstawieniu wartości współczynników regresji otrzymano:

$$E = 11720 - 1750\, d_z.$$

Na rys.7.6. przedstawiono przedziały ufności dla funkcji regresji na podstawie zależności $(A.1.8)$ dla $F_{cj} = 5{,}5\ mm^2$.



Rys. 7.6. Wykres przedziałów ufności dla funkcji regresji

Przeprowadzona analiza regresji wykazała, że współczynnik korelacji wynosi $R = 0{,}9616$, co świadczy o silnym związku statystycznym pomiędzy zmiennymi E i d_z.

Analiza błędów pomiarów

Moduł Younga wyznaczono metodą pośrednią z zależności (7.2):

$$E = \frac{Pl^3}{48\, y J}.$$

Uwzględniając zależność na moment bezwładności:

$$J = \frac{\pi}{64}(d_z^4 - d_w^4), \tag{7.6}$$

równanie (7.2) przyjmuje postać:

$$E = \frac{4}{3\pi}\frac{P\, l^3}{y(d_z^4 - d_w^4)}. \tag{7.7}$$

Zatem błąd pomiaru modułu Younga E można opisać zależnością:

$$\Delta E = \sqrt{\left(\frac{\partial E}{\partial P}\, dP\right)^2 + \left(\frac{\partial E}{\partial l}\, dl\right)^2 + \left(\frac{\partial E}{\partial y}\, dy\right)^2 + \left(\frac{\partial E}{\partial d_z}\, dd_z\right)^2 + \left(\frac{\partial E}{\partial d_w}\, dd_w\right)^2}. \tag{7.8}$$

W rozprawie zaprezentowano przykładowe obliczenia błędów metody pomiarowej dla pomiaru nr 16 (tab.7.1), gdzie: $P = 3{,}052\ N$, $y = 1{,}193\ mm$, $d_z = 3{,}71\ mm$, $d_w = 3{,}02\ mm$ $l = 80\ mm$.

Przyjęto następujące dokładności pomiarowe: $dP = 0{,}01\ N$, $dy = 0{,}01\ mm$, $dd_z = dd_w = 0{,}01\ mm$, $dl = 0{,}1\ mm$.

W wyniku obliczeń uzyskano:

$$\left|\frac{\partial E}{\partial P}\, dP\right| = 17{,}14\ \frac{N}{mm^2},$$

$$\left|\frac{\partial E}{\partial l} dl\right| = 19{,}62 \frac{N}{mm^2},$$

$$\left|\frac{\partial E}{\partial y} dy\right| = 43{,}85 \frac{N}{mm^2},$$

$$\left|\frac{\partial E}{\partial d_z} dd_z\right| = 100{,}55 \frac{N}{mm^2},$$

$$\left|\frac{\partial E}{\partial d_w} dd_w\right| = 54{,}23 \frac{N}{mm^2}.$$

Zatem błąd pomiaru wynosi:

$$\Delta E = \pm 125{,}1 \frac{N}{mm^2}.$$

Podobne wartości błędu pomiaru uzyskano dla pozostałych wyników badań zamieszczonych w tabeli 7.1, co świadczy o dużej dokładności przyjętej metody wyznaczania modułu Younga dla źdźbeł pszenżyta.

7.1.2. Badania doświadczalne siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła

7.1.2.1. Plan i program badań

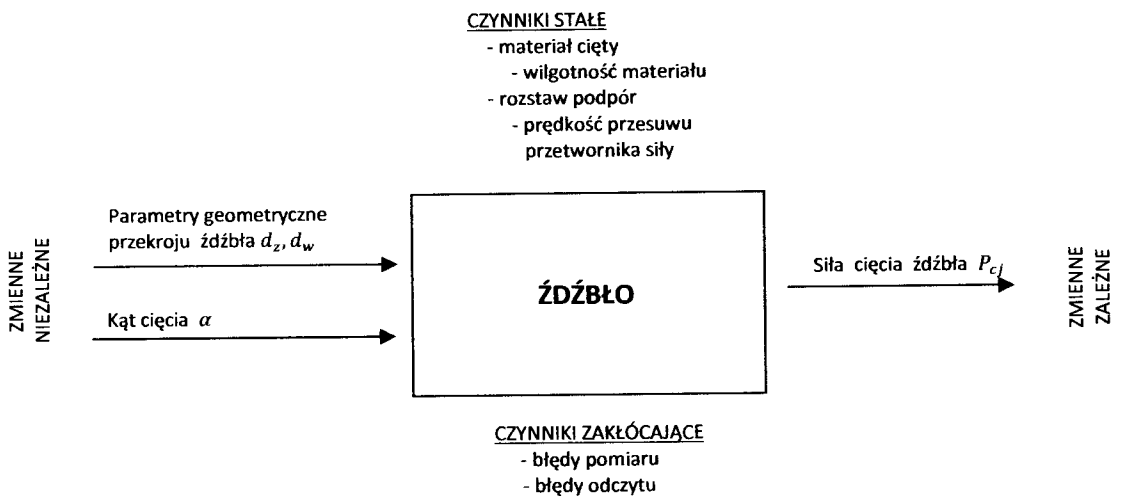
W celu wyznaczenia siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła zaplanowano eksperyment.

Jako zmienne niezależne w eksperymencie przyjęto:

- cechy geometryczne przekroju źdźbła: średnicę zewnętrzną d_z oraz średnicę wewnętrzną d_w,
- kąt cięcia źdźbła α.

Natomiast jako zmienną zależną przyjęto siłę cięcia źdźbła P_{cj}.

Dla wymienionych powyżej zmiennych przyjęto schemat badań, uwzględniając czynniki stałe i czynniki zakłócające. Schemat badań zilustrowano na rys. 7.7.



Rys. 7.7. Schemat badań doświadczalnych siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła

Celem badań było doświadczalne wyznaczenie siły cięcia P_{cj} w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła, w celu ustalenia zależności:

$$P_{cj} = f\left(F_{cj}, \alpha\right), \tag{7.10}$$

gdzie-

F_{cj} – pole przekroju źdźbła w miejscu cięcia,

α – kąt cięcia źdźbła.

Kąt cięcia źdźbła α zmieniano w zakresie od 0^o do 15^o, co 5^o $(0^o, 5^o, 10^o, 15^o)$.

Przyjęty zakres zmian kąta cięcia źdźbła α wynika z faktu, że jest on możliwy do realizacji podczas pracy nożycowo-palcowego zespołu tnącego w warunkach polowych, czy tez laboratoryjnych.

Badania prowadzono dla serii 30 losowo wybranych źdźbeł. Całkowita liczba pomiarów wynosiła 120. Przygotowane próbki elementów źdźbeł miały 120 mm długości każda.

Szczególną uwagę zwrócono na reprezentatywny dobór źdźbeł do badań. Całą populację źdźbeł przeznaczonych do badań podzielono na pięć oddzielnych grup. Z każdej grupy losowano po 6 sztuk źdźbeł, co w efekcie dało 30 próbek do badań. Taki przebieg procesu losowego wyboru źdźbeł dawał większe prawdopodobieństwo reprezentatywności materiału do badań.

Po wylosowaniu źdźbeł przeprowadzono następujące pomiary:

- masy źdźbła,
- masy kłosa,
- długości poszczególnych odcinków źdźbła,
- długości kłosa,
- średnicy zewnętrznej i wewnętrznej drugiego i trzeciego odcinka źdźbła.

Średnicę drugiego i trzeciego odcinka źdźbła mierzono w połowie długości, w dwóch kierunkach prostopadłych, wyznaczając średnią z pomiarów. Średnicę pierwszego odcinka mierzono po przeprowadzeniu prób cięcia. Na każdym źdźble przeprowadzono czterokrotne badanie cięcia pod różnymi kątami.

W wyniku procesu cięcia uzyskano cztery odcinki źdźbła o długości 10 mm. Odcinki te przecinano w połowie w celu dokonania pomiaru średnic. Średnice mierzono w dwóch prostopadłych do siebie kierunkach. Średnica zewnętrzna d_z i wewnętrzna d_w została wyznaczona jako średnia z ośmiu pomiarów.

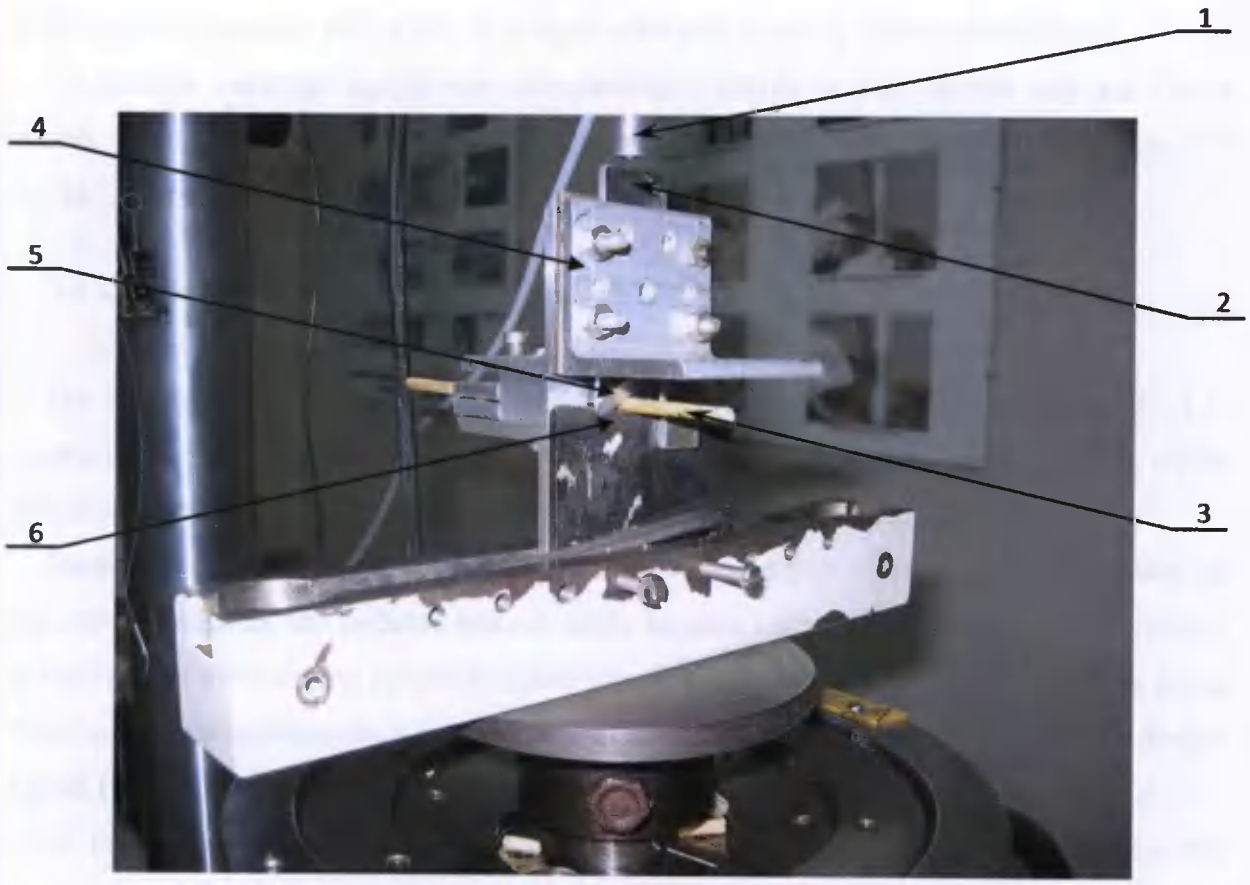
Materiał do badań został przygotowany w ten sposób, że próbę quasi-statycznego rozdzielania źdźbła przeprowadzano na odcinku źdźbła odpowiadającym wysokości ciecia równej 70 mm. Wysokość ta odpowiadała wysokości cięcia realizowanego za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego opisanego w rozdziale 7.2.

Uzyskane wyniki pomiarów parametrów geometrycznych oraz mas źdźbła wykorzystano podczas obliczeń symulacyjnych w programie komputerowym ŹDŹBŁO_1. Wartości liczbowe tych parametrów zamieszczono w rozdziale 8.2.

7.1.2.2. Stanowisko badawcze

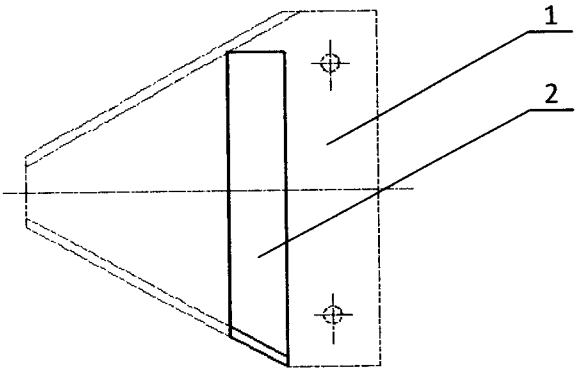
Badanie doświadczalne siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła, podobnie jak badania modułu Younga, przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej INSTRON 8501. W doświadczeniu wykorzystano także opisany wcześniej czujnik siły cięcia, który zamocowano w górnym uchwycie maszyny wytrzymałościowej. W dolnym uchwycie zamontowano korpus przyrządu, specjalnej konstrukcji, do cięcia. Przyrząd ten został tak zbudowany aby odzwierciedlał pojedynczy element nożycowo-palcowego zespołu tnącego, tj. nożyk i krawędź przeciwtnącą. Dlatego też, w przyrządzie zachowano wielkości geometryczne takie jak w typowym nożycowo-palcowym zespole tnącym. Z tego powodu nożyk i krawędź przeciwtnącą wykonano z oryginalnych elementów składowych nożycowo-palcowego zespołu tnącego.

Na rys. 7.8. przedstawiono widok przyrządu do badania siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła.



Rys.7.8. Widok przyrządu do badania siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła: 1-trzpień przetwornika siły, 2-nożyk tnący, 3-materiał do cięcia, 4-korpus przyrządu, 5-krawędź tnąca nożyka, 6- krawędź przeciwtnąca.

Na rys. 7.9 przedstawiono nożyk, który zastosowano do budowy przyrządu tnącego



Rys. 7.9. Nożyk zastosowany do budowy przyrządu tnącego:
1-nożyk stosowany w tradycyjnych zespołach tnących, 2- element nożyka zastosowany w przyrządzie do badania siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła

Nożyk w przyrządzie został powiązany z górnym uchwytem mocującym maszyny wytrzymałościowej, tj. z przetwornikiem siły, natomiast krawędź przeciwtnącą zamontowano nieruchomo w korpusie przyrządu, w dolnym uchwycie maszyny wytrzymałościowej.

Dodatkowo przyrząd umożliwiał zamontowanie źdźbła w taki sposób aby kąt cięcia źdźbła, tj. kąt pomiędzy płaszczyzną cięcia, a osią źdźbła, mógł być zmieniany od 0^o do 15^o.

7.1.2.3. Metodyka badań

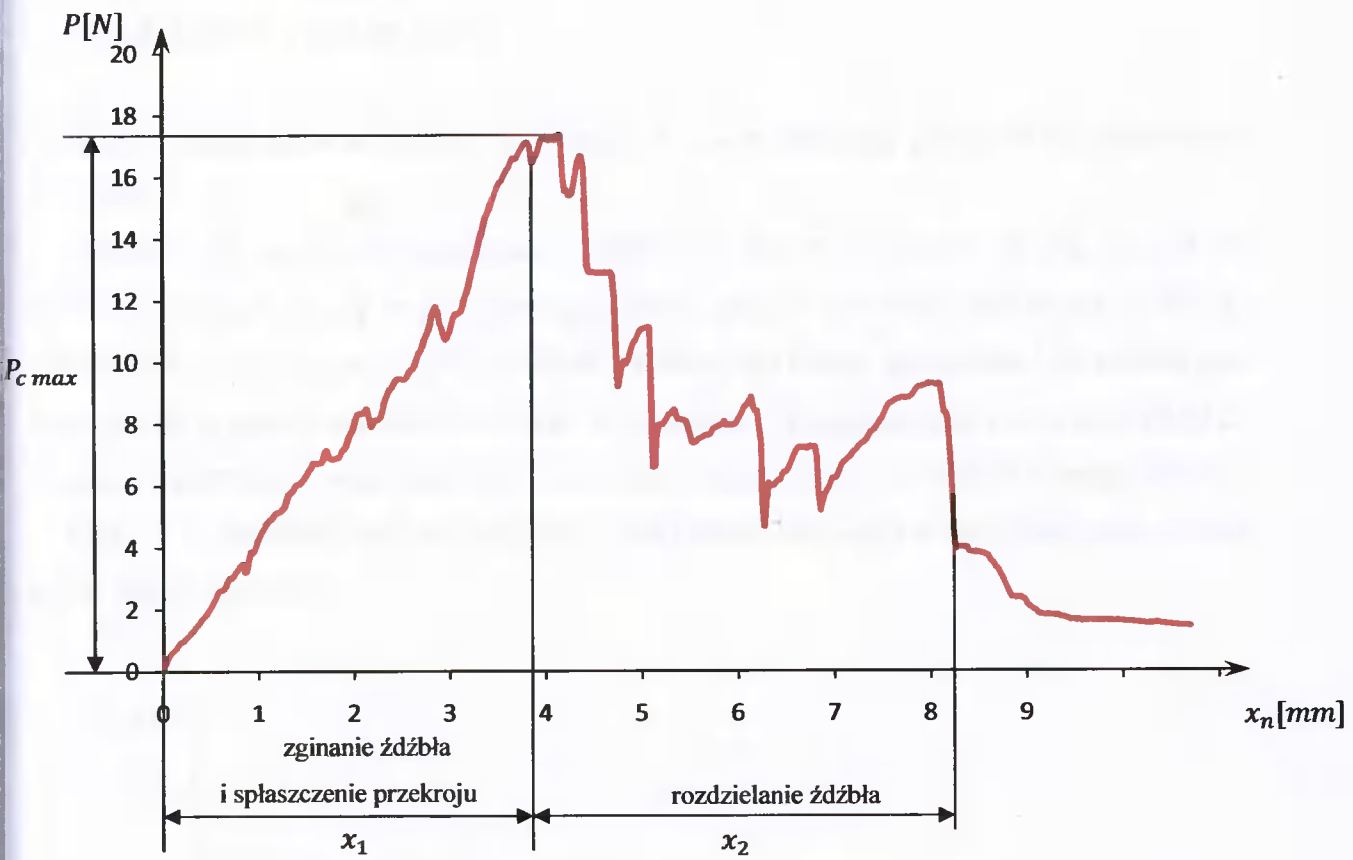
Do badań quasi-statycznej siły cięcia wykorzystano opisany w rozdziale 7.1.1.2. przetwornik siły oraz przyrząd specjalnej konstrukcji odzwierciedlający proces cięcia realizowany przez jeden segment nożycowo-palcowego zespołu tnącego.

Badania realizowano w następujący sposób. Maszyna wytrzymałościowa została zaprogramowana tak aby podczas wykonywania badania zachowany był stały posuw górnego uchwytu z zamontowanym przetwornikiem siły. Trzpień czujnika siły oddziaływał na górną część nożyka przesuwając się z prędkością $2\ mm/s$. Źdźbła mocowano w specjalnych dwóch (górna i dolna) płytkach z wykonanym rowkiem odpowiednio pod kątem $0^0, 5^o, 10^o, 15^o$.

W tak przygotowane płytki mocowano źdźbło i realizowano cięcie pod wymienionymi kątami. Dokładność pomiaru kąta, podczas przygotowania płytek, wynosiła $d\alpha = 0{,}5^o$. Siłę cięcia rejestrowano w komputerze. Dokładność pomiaru siły wynosiła $dP = 0{,}01\ N$.

Przykładowy przebieg zmian siły cięcia w funkcji przemieszczenia nożyka w źdźble przedstawiono na rys.7.10. Przedstawiony poniżej przebieg siły cięcia uzyskano dla pomiaru nr 46 opisanego w rozdziale 7.1.2.4.

Próba quasi-statycznego cięcia wyraźnie wskazuje dwa przedziały przebiegu procesu. Na odcinku x_1 wystąpił efekt ugięcia źdźbła i spłaszczenia jego przekroju poprzecznego, który trwa do momentu osiągnięcia siły $P_{c\,max}$. Następnie na odcinku x_2 występuje zjawisko rozdzielania źdźbła.



Rys.7.10. Fazy przebiegu procesu cięcia

Średnią siłę rozdzielania źdźbła opisuje zależność:

$$P_{cj} = \frac{1}{x_2} \int_{x_1}^{x_1+x_2} P \; dx. \tag{7.11}$$

Siłę cięcia P_{cj} wyznaczono na podstawie wyników z dyskretnych pomiarów z zależności:

$$P_{cj} = \sum_{i=1}^{n} \frac{P}{n}, \tag{7.12}$$

gdzie-

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

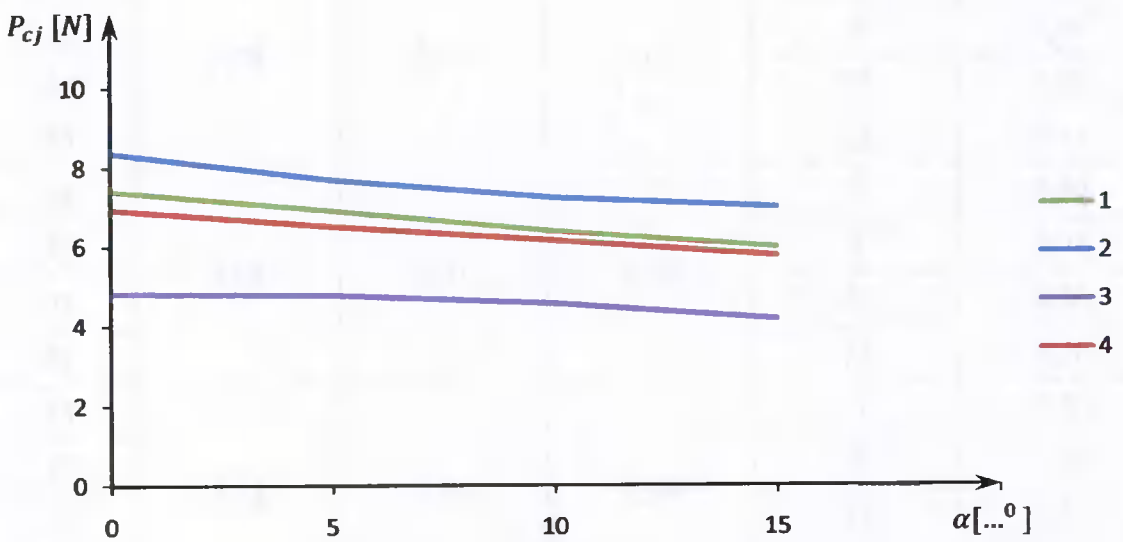
Zaobserwowano, że zjawisko rozdzielania źdźbła przebiega na odcinku x_2 odpowiadającym wymiarowi średnicy zewnętrznej źdźbła.

7.1.2.4. Analiza wyników badań

Wyniki badań doświadczalnych siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia zestawiono w tabeli 7.6.

Odnosząc się do danych zawartych w tabeli 7.6 należy stwierdzić, że dla wszystkich badanych przypadków cięcia pojedynczego źdźbła wraz ze wzrostem kąta cięcia źdźbła α, siła cięcia P_{cj} maleje w przybliżeniu liniowo. Wobec tego należy wnioskować, że celowe jest sprawdzenie w sposób doświadczalny, czy wymienione zjawisko zachodzi przy cięciu źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego (jednoczesne cięcie kilkudziesięciu źdźbeł).

Na rys.7.11 przedstawiono przykładowe wyniki badań siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbeł pszenżyta.



Rys.7.11. Wykres siły cięcia dla różnych kątów cięcia źdźbeł o średnicach: 1- $d_z = 3{,}92\ mm, d_w = 2{,}99\ mm$, 2- $d_z = 4{,}35\ mm, d_w = 3{,}43\ mm$, 3- $d_z = 3{,}08\ mm, d_w = 2{,}31\ mm$, 4- $d_z = 4{,}01\ mm, d_w = 3{,}25\ mm$

Tabela 7.6. Wyniki badań siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła pszenżyta

Nr pomiaru	*Średnica źdźbła*		*Pole przekroju źdźbła w miejscu cięcia* F_{cj} $[mm^2]$	*Kąt cięcia* α $[...^o]$	*Siła cięcia* P_{cj} $[N]$
	zewnętrzna d_z $[mm]$	*wewnętrzna* d_w $[mm]$			
1	4,19	3,17	5,89	*0*	9,29
2				*5*	8,87
3				*10*	7,46
4				*15*	6,95
5	3,5	2,81	3,42	*0*	5,01
6				*5*	4,84
7				*10*	4,50
8				*15*	4,32
9	3,94	3,17	4,30	*0*	6,34
10				*5*	6,2
11				*10*	5,71
12				*15*	5,42
13	3,82	2,92	4,76	*0*	6,95
14				*5*	6,57
15				*10*	6,25
16				*15*	6,03
17	3,78	3,03	4,01	*0*	6,12
18				*5*	5,94
19				*10*	5,70
20				*15*	5,31
21	3,08	2,31	3,26	*0*	4,82
22				*5*	4,78
23				*10*	4,56
24				*15*	4,16
25	3,78	2,84	4,88	*0*	7,15
26				*5*	6,8
27				*10*	6,56
28				*15*	6,42
29	4,39	3,39	6,11	*0*	9,81
30				*5*	8,33

31				***10***	7,88
32				***15***	7,13
33	4,28	3,32	5,73	***0***	9,21
34				***5***	8,56
35				***10***	8,08
36				***15***	7,35
37	3,92	2,99	5,04	***0***	7,40
38				***5***	6,91
39				***10***	6,38
40				***15***	5,98
41	4,35	3,43	5,62	***0***	8,36
42				***5***	7,69
43				***10***	7,23
44				***15***	6,99
45	4,45	3,51	5,88	***0***	9,08
46				***5***	8,86
47				***10***	7,73
48				***15***	7,43
49	4,32	3,61	4,42	***0***	6,77
50				***5***	6,05
51				***10***	5,62
52				***15***	5,24
53	4,17	3,35	4,84	***0***	7,62
54				***5***	7,17
55				***10***	6,68
56				***15***	6,18
57	5,22	4,20	7,55	***0***	11,17
58				***5***	10,54
59				***10***	9,61
60				***15***	8,88
61	5,02	4,25	5,61	***0***	9,04
62				***5***	8,49
63				***10***	7,61
64				***15***	7,07

65	3,54	2,80	3,68	***0***	5,41
66				***5***	5,07
67				***10***	4,72
68				***15***	4,36
69	3,54	2,67	4,24	***0***	6,41
70				***5***	6,25
71				***10***	5,79
72				***15***	5,44
73	3,85	2,90	5,04	***0***	7,37
74				***5***	6,88
75				***10***	6,44
76				***15***	6,05
77	4,01	3,25	4,33	***0***	6,93
78				***5***	6,51
79				***10***	6,15
80				***15***	5,76
81	3,27	2,49	3,53	***0***	5,19
82				***5***	4,88
83				***10***	4,46
84				***15***	4,16
85	3,67	2,91	3,93	***0***	6,33
86				***5***	5,91
87				***10***	5,56
88				***15***	5,22
89	4,29	3,39	5,43	***0***	8,71
90				***5***	8,13
91				***10***	7,68
92				***15***	6,73
93	4,30	3,33	5,81	***0***	9,31
94				***5***	8,76
95				***10***	8,18
96				***15***	7,35
97	3,84	2,90	4,98	***0***	7,42
98				***5***	6,81

99				***10***	6,30
100				***15***	5,86
101	4,31	3,40	5,51	***0***	8,32
102				***5***	7,69
103				***10***	7,33
104				***15***	6,98
105	4,35	3,62	4,57	***0***	7,35
106				***5***	6,86
107				***10***	6,43
108				***15***	6,03
109	4,11	3,49	3,70	***0***	5,96
110				***5***	5,61
111				***10***	5,23
112				***15***	4,86
113	3,88	3,12	4,18	***0***	6,23
114				***5***	6,01
115				***10***	5,80
116				***15***	5,43
117	4,23	3,19	6,06	***0***	9,31
118				***5***	8,99
119				***10***	7,73
120				***15***	7,08

Szczegółową zależność $P_{cj} = f(F_{cj}, \alpha)$ wyznaczono na podstawie przeprowadzonej analizy regresji.

Na początkowym jej etapie przyjęto, możliwie ogólną postać funkcji regresji:

$$P_{cj} = F_{cj}(a_1 + a_2\alpha + a_3\alpha^2). \tag{7.13}$$

gdzie-

a_1, a_2, a_3 – współczynniki regresji.

Współczynniki regresji wyznaczone zostaną dla jednostek miary:

- P_{cj} – siła cięcia źdźbła w N,
- F_{cj} – pole przekroju źdźbła w miejscu cięcia w mm^2,
- α – kąt cięcia źdźbła w *stopniach*.

W celu bardziej dokładnej analizy wpływu powierzchni cięcia na wartość jednostkowej siły cięcia rozbudowano funkcję regresji (7.13) do następującej postaci:

$$P_{cj} = F_{cj}(a_1 + a_2\alpha + a_3\alpha^2 + a_4F_{cj} + a_5\alpha F_{cj}). \tag{7.14}$$

Wyznaczono pięć współczynników regresji a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 rozwiązując równanie macierzowe ($A.1.4$). Analizowano istotność współczynników regresji na poziomie istotności $\alpha_{pi} = 0{,}05$, dla którego $t_{kr} = 1{,}98$. Wartość t_{kr} wyznaczono na podstawie rozkładu t-Studenta dla 114 stopni swobody (120-5-1) [5, 16, 40].

Wyznaczanie współczynników regresji przeprowadzono w trzech etapach. W każdym z etapów z ogólnej postaci funkcji regresji (7.14) odrzucano najmniej istotny człon. W trzecim etapie obliczeń wszystkie współczynniki regresji okazały się istotne.

Tabela 7.7. Wyniki pierwszego etapu analizy funkcji regresji

Współczynnik regresji	***Wartość współczynnika regresji (A.1.4)***	***Odchylenie standardowe współczynnika regresji (A.1.7)***	***Test istotności (A.1.9)***
a_1	1,476	$4{,}449 \cdot 10^{-2}$	33,18
a_2	$-6{,}983 \cdot 10^{-3}$	$5{,}649 \cdot 10^{-3}$	1,236
a_3	$-1{,}877 \cdot 10^{-6}$	$2{,}066 \cdot 10^{-4}$	$9{,}08 \cdot 10^{-3}$
a_4	$1{,}151 \cdot 10^{-2}$	$8{,}884 \cdot 10^{-3}$	1,296
a_5	$-2{,}451 \cdot 10^{-3}$	$9{,}497 \cdot 10^{-4}$	2,581
Odchylenie standardowe resztowe σ (A.1.5)		0,05658	
Współczynnik korelacji wielowymiarowej R (A.1.6)		0,8890	

Na tym etapie analizy odrzucono współczynnik regresji a_3 jako najmniej istotny.

Do analizy w drugim etapie przyjęto następującą postać funkcji regresji:

$$P_{cj} = F_{cj}(a_1 + a_2\alpha + a_4F_{cj} + a_5\alpha F_{cj}). \tag{7.15}$$

Tabela 7.8. Wyniki drugiego etapu analizy funkcji regresji

Współczynnik regresji	***Wartość współczynnika regresji (A.1.4)***	***Odchylenie standardowe współczynnika regresji (A.1.7)***	***Test istotności (A.1.9)***
a_1	1,476	$4{,}399 \cdot 10^{-2}$	33,55
a_2	$-7{,}011 \cdot 10^{-3}$	$4{,}703 \cdot 10^{-3}$	1,491
a_4	$1{,}151 \cdot 10^{-2}$	$8{,}845 \cdot 10^{-3}$	1,302
a_5	$-2{,}451 \cdot 10^{-3}$	$9{,}456 \cdot 10^{-4}$	2,592
Odchylenie standardowe resztowe σ (A.1.5)		0,05633	
Współczynnik korelacji wielowymiarowej R (A.1.6)		0,8890	

W etapie drugim odrzucono współczynnik regresji a_4 jako najmniej istotny. Do analizy w trzecim etapie przyjęto następującą postać funkcji regresji:

$$P_{cj} = F_{cj}(a_1 + a_2\alpha + a_5\alpha F_{cj}). \tag{7.16}$$

Tabela 7.9. Wyniki trzeciego etapu analizy funkcji regresji

Współczynnik regresji	***Wartość współczynnika regresji (A.1.4)***	***Odchylenie standardowe współczynnika regresji (A.1.7)***	***Test istotności (A.1.9)***
a_1	1,532	$8{,}631 \cdot 10^{-3}$	177,5
a_2	$-1{,}182 \cdot 10^{-2}$	$2{,}915 \cdot 10^{-3}$	4,057
a_5	$-1{,}464 \cdot 10^{-3}$	$5{,}668 \cdot 10^{-4}$	2,584
Odchylenie standardowe resztowe σ (A.1.5)		0,05650	
Współczynnik korelacji wielowymiarowej R (A.1.6)		0,8873	

Na tym etapie analizy wszystkie współczynniki regresji okazały się istotne $t > t_{kr}$.

Dla ostatniej postaci funkcji regresji opisanej równaniem (7.16) przeprowadzono test adekwatności. Obliczono wartości statystyki $t\,(A.1.10)$ dla wszystkich 120 punktów pomiarowych. Wyniki testu adekwatności przedstawiono w tabeli 7.10.

Tabela 7.10. Wyniki testu adekwatności

Nr pomiaru	***Test adekwatności t (A.1.10)***	***Nr pomiaru***	***Test adekwatności t (A.1.10)***	***Nr pomiaru***	***Test adekwatności t (A.1.10)***
1	0,75704	***41***	0,79095	***81***	1,07626
2	1,30736	***42***	1,12822	***82***	1,13172
3	1,09530	***43***	0,80176	***83***	1,71870
4	0,80815	***44***	0,20764	***84***	1,69021
5	1,17626	***45***	0,22319	***85***	1,38789
6	0,57582	***46***	1,36269	***86***	1,06027
7	0,83739	***47***	0,22188	***87***	1,03514
8	0,28258	***48***	0,66526	***88***	1,04561
9	1,01227	***49***	0,02389	***89***	1,26158
10	0,00335	***50***	1,27974	***90***	1,12911
11	0,40722	***51***	1,37971	***91***	1,40881
12	0,00001	***52***	1,27178	***92***	0,06960
13	1,28680	***53***	0,71807	***93***	1,21243
14	1,04437	***54***	0,75217	***94***	1,34338
15	0,57167	***55***	0,63609	***95***	1,37242
16	0,26881	***56***	0,48048	***96***	0,64402
17	0,11711	***57***	0,91269	***97***	0,72032
18	0,64976	***58***	0,37133	***98***	1,20111
19	1,15091	***59***	0,51277	***99***	1,32320
20	0,98681	***60***	0,20309	***100***	1,18970
21	0,93859	***61***	1,40307	***101***	0,39321
22	0,29971	***62***	1,44768	***102***	0,65714
23	0,56629	***63***	0,44712	***103***	0,05611
24	0,12162	***64***	0,50970	***104***	0,57068

25	1,21396	***65***	1,12208	***105***	1,33223
26	0,81168	***66***	1,23590	***106***	1,08285
27	0,00506	***67***	1,38473	***107***	1,05570
28	1,15433	***68***	1,56385	***108***	1,13637
29	1,27936	***69***	0,37984	***109***	1,36691
30	1,14651	***70***	0,54172	***110***	1,22667
31	0,61188	***71***	0,22077	***111***	0,93249
32	0,92731	***72***	0,35308	***112***	0,68170
33	1,31077	***73***	1,20689	***113***	0,72271
34	1,10085	***74***	1,23756	***114***	0,07467
35	1,40170	***75***	1,08539	***115***	0,61867
36	0,92974	***76***	0,75345	***116***	0,63308
37	1,15787	***77***	1,16921	***117***	0,06602
38	1,18314	***78***	1,06968	***118***	0,95769
39	1,34026	***79***	1,20530	***119***	0,87309
40	1,03696	***80***	1,21023	***120***	0,92477

Maksymalną wartość statystyki $t_{max} = 1{,}71870$ otrzymano dla 83 punktu pomiarowego. Wartość krytyczna statystyki dla poziomu istotności $\alpha_{pi} = 0{,}05$ i 116 (120-3-1) stopni swobody wynosi $t_{kr} = 3{,}63$.

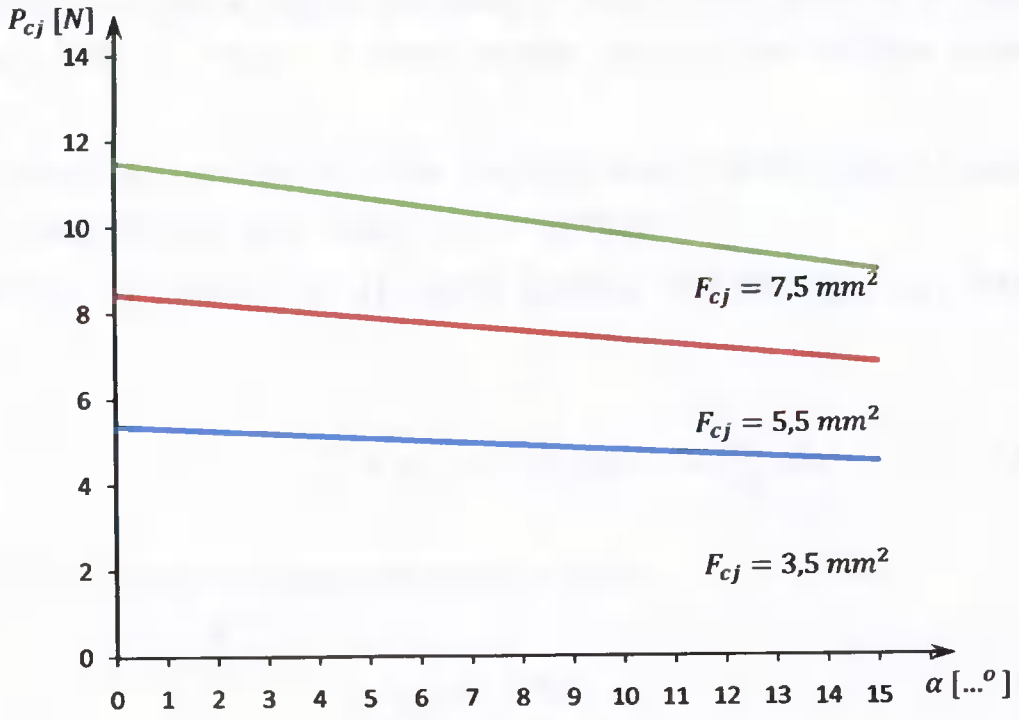
Ponieważ $t_{max} < t_{kr}$ nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy o adekwatności funkcji regresji opisanej równaniem (7.14) o następującej postaci:

$$P_{cj} = F_{cj}(a_1 + a_2\alpha + a_5\alpha F_{cj}).$$

Po podstawieniu wartości współczynników regresji do równanie (7.16) otrzymano równanie:

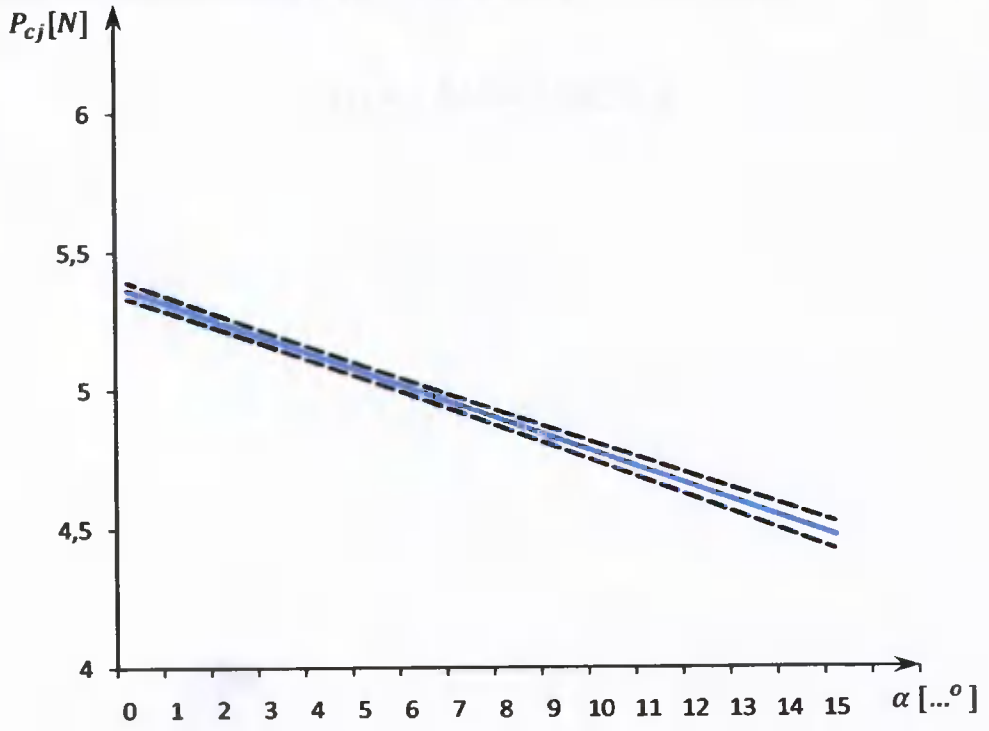
$$P_{cj} = F_{cj}(1{,}532 + 0{,}01182\,\alpha + 0{,}001464\,\alpha\,F_{cj}).$$

Na rys.7.12 przedstawiono zależność siły cięcia źdźbła P_{cj} od kąta cięcia α dla trzech różnych przekrojów cięcia $F_{cj}(3{,}5; 5{,}5; 7{,}5)mm^2$.



Rys. 7.12. Wykres siły cięcia źdźbła dla różnych kątów cięcia i dla różnych pól przekrojów źdźbła

Na rys.7.13 przedstawiono przykładowe przedziały ufności dla funkcji regresji na podstawie zależności $(A.1.8)$ dla $F_{cj} = 3{,}5\ mm^2$.



Rys. 7.13. Wykres przedziałów ufności funkcji regresji dla pola przekroju źdźbła $F_{cj} = 3{,}5\ mm^2$

Przeprowadzona analiza regresji wykazała, że współczynnik korelacji R wynosi w przybliżeniu 0,90, co świadczy o silnym związku statystycznym pomiędzy zmiennymi P_{cj}, F_{cj}, α.

Chcąc określić siłę potrzebną do ścięcia reprezentatywnego źdźbła określono średnie pole przekroju badanych źdźbeł, które wynosi $F_{cj\,śr} = 4{,}878\,mm^2$.

Podstawiając do równania (7.12) wartość średniego pola przekroju $F_{cj\,śr}$, otrzymano równanie:

$$P_{cj} = a_1 F_{cj\,śr} + \left(a_2 F_{cj\,śr} + a_5 F_{cj\,śr}^2\right)\alpha. \tag{7.17}$$

Siłę cięcia przeciętnego źdźbła można zapisać w postaci:

$$P_{cj} = b_1 + b_2\alpha, \tag{7.18}$$

gdzie-

- $b_1 = a_1 F_{cj\,śr} = 7{,}474$,
- $b_2 = a_2 F_{cj\,śr} + a_5 F_{cj\,śr}^2 = -0{,}09252$.

Po podstawieniu wartości liczbowych do równania (7.18) otrzymano:

$$P_{cj} = 7{,}474 - 0{,}09252\,\alpha. \tag{7.19}$$

7.2. Badania procesu cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego

7.2.1. Plan i program badań

Celem badań procesu cięcia za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego było wyznaczenie całkowitej pracy cięcia L_c wykonanej przez listwę nożową.

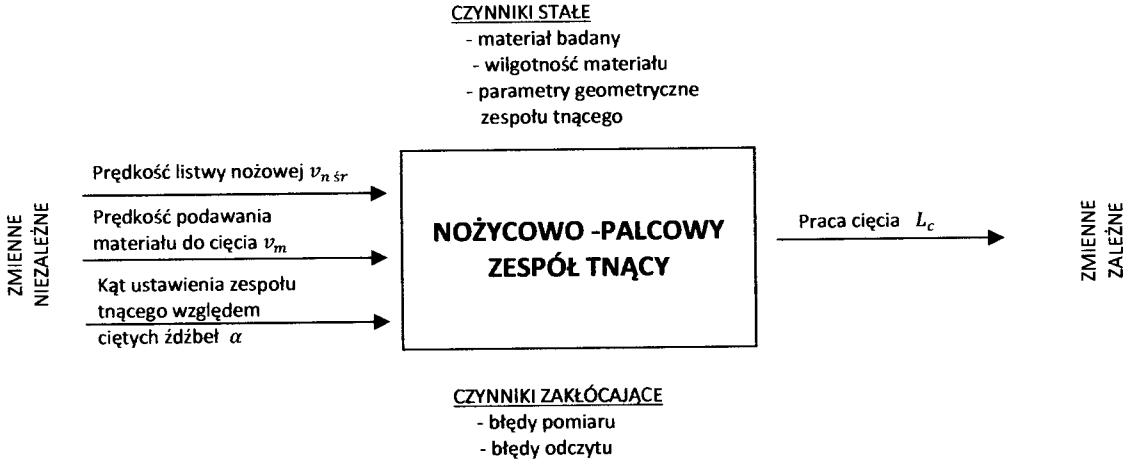
W celu przeprowadzenia badań doświadczalnych zaplanowano eksperyment.

Jako zmienne niezależne w eksperymencie przyjęto:

- prędkość listwy nożowej $v_{n\,śr}$,
- prędkość podawania materiału do cięcia (odwzorowuje prędkość roboczą kosiarki) v_m,
- kąt ustawienia zespołu tnącego względem ciętych źdźbeł α.

Natomiast jako zmienną zależną przyjęto pracę cięcia nożycowo-palcowego zespołu tnącego L_c.

Schemat badań zilustrowano na rys. 7.14.



Rys. 7.14. Schemat badań procesu cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego

Badania zasadnicze procesu cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego poprzedzono badaniami wstępnymi.

Przeprowadzona analiza wyników z tych badań wykazała, że istotny wpływ na pracę cięcia wywiera prędkość listwy nożowej $v_{n\,śr}$ oraz prędkość podawania materiału do cięcia v_m. Jednocześnie analiza ta wykazała brak wpływu kąta ustawienia zespołu tnącego, względem ciętych źdźbeł, na wartość pracy cięcia L_c.

Przykładowe wyniki badań wstępnych zamieszono w rozdziale 7.2.4 rozprawy.

Wobec tego, celem zasadniczych badań było ustalenie zależności:

$$L_c = f(v_{n\,śr}, v_m). \tag{7.20}$$

Wartości zmiennych niezależnych przyjęto na podstawie badań wstępnych i wynosiły one odpowiednio:

$v_{n\,śr}$ = 0,751; 1,155; 2,518 m/s,

v_m = 0,18; 0,30; 0,50 m/s.

Przyjęte wartości zmiennych niezależnych mogą występować w rzeczywistych warunkach eksploatacji nożycowo-palcowych zespołów tnących. Dla przyjętych przedziałów wartości zmiennych niezależnych, stwierdzono poprawność funkcjonowania nożycowo-palcowego zespołu tnącego w badanej kosiarce oraz określony skutek, czyli zapewnienie dużej efektywności procesu cięcia.

W trakcie badań przyjęto program badań statyczny, kompletny, trzywartościowy z ośmioma powtórzeniami [43]. Całkowita liczba pomiarów wynosiła 72.

Każdy z tych pomiarów wymagał zamocowania w specjalnie przygotowanym uchwycie 120 źdźbeł (5 rzędów po 24 sztuki). Odpowiada to średniej gęstości porostu roślin w warunkach naturalnych.

Wyboru 120 źdźbeł do pomiaru dokonano w sposób losowy według procedury opisanej w rozdziale 7.1.

Do każdego rzędu mocowano losowo wybrane źdźbła z innej grupy przygotowanego materiału. Opisany wyżej sposób pobierania materiału do cięcia zapewnia powtarzalność wymiarów geometrycznych źdźbeł.

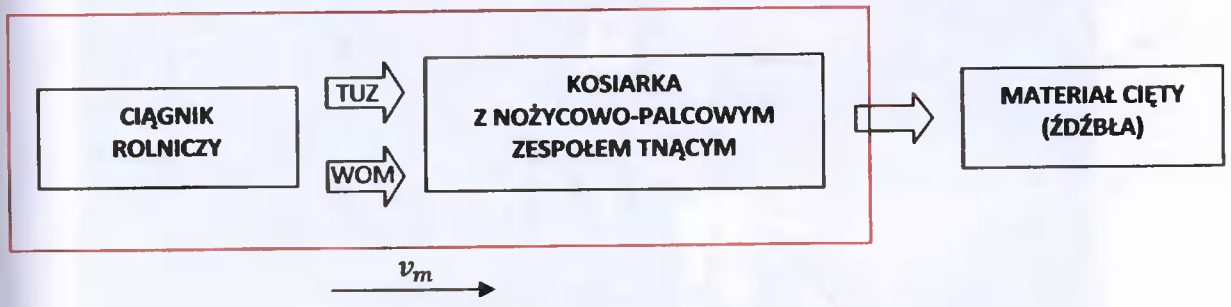
7.2.2. Stanowisko badawcze

Do realizacji badań procesu cięcia za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego autor zaprojektował i zbudował stanowisko badawcze. Zasada działania nożycowo-palcowego zespołu tnącego została omówiona w rozdziale 2 niniejszej pracy.

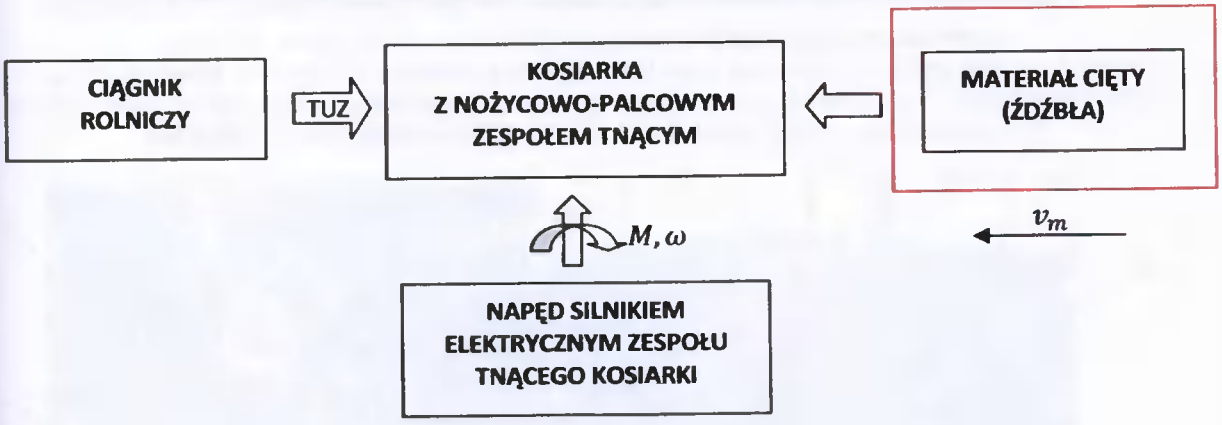
Na rys. 7.15. przedstawiono ogólną strukturę stanowiska badawczego w odniesieniu do rzeczywistego układu: ciągnik - kosiarka - ścinany materiał (źdźbła).

W stanowisku badawczym napęd od ciągnika został zastąpiony napędem od silnika elektrycznego z przekładnią pasową, natomiast ruch zespołu tnącego (ciągnik rolniczy + kosiarka) został zastąpiony ruchem podajnika z materiałem do cięcia.

UKŁAD RZECZYWISTY: CIĄGNIK ROLNICZY-KOSIARKA Z NOŻYCOWO-PALCOWYM ZESPOŁEM TNĄCYM-CIĘTY MATERIAŁ (ŹDŹBŁA)



UKŁAD STANOWSIKA BADAWCZEGO



Rys. 7.15. Struktura stanowiska badawczego

Stanowisko badawcze składało się z następujących elementów:

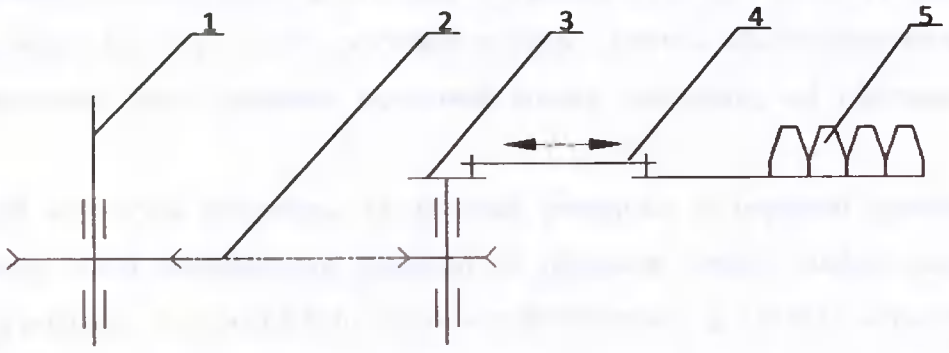
- kosiarka ZO34 wyposażona w nożycowo-palcowy zespół tnący zamocowania na ciągniku rolniczym,
- układ elektryczny służący do napędu zespołu tnącego,
- podajnik materiału do cięcia, wyposażony w pneumatyczny układ napędowy,
- aparatura do pomiaru momentu obrotowego i prędkości obrotowej wraz z komputerem,
- aparatura do pomiaru podawanego materiału.

Na rys. 7.16. przedstawiono widok ogólny stanowiska badawczego.

Rys. 7.16. Widok ogólny stanowiska badawczego od strony stołu pomiarowego: 1- źdźbła (materiał do cięcia), 2- nożycowo-palcowy zespół tnący wyposażony w listwę nożową, 3- wózek z materiałem do cięcia,4-stoper elektryczny, 5-rozdzielacz pneumatyczny, 6-komputer, 7-miernik dwukanałowy MW2006-4, 8-blok przygotowania sprężonego powietrza, 9-siłownik pneumatyczny

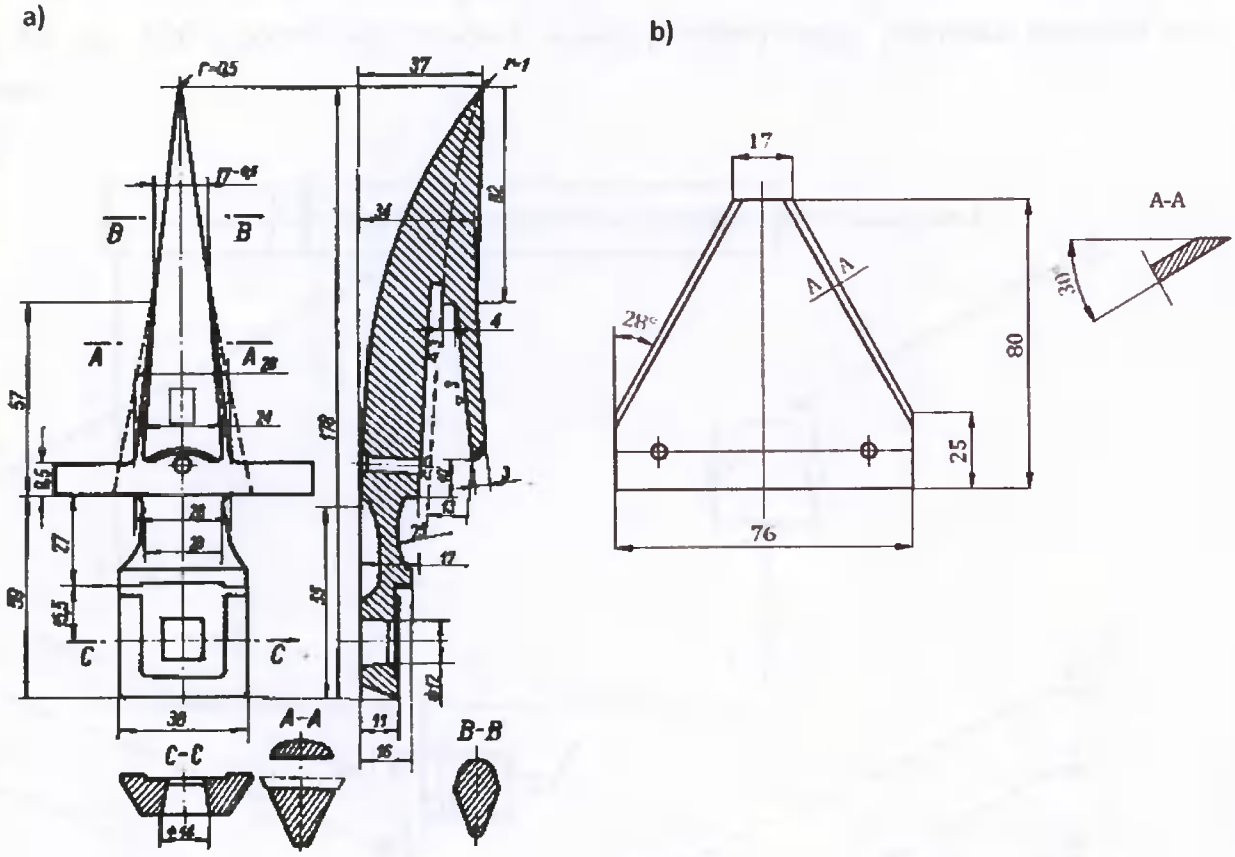
Rys. 7.17. Widok ogólny stanowiska badawczego od strony zespołu tnącego: 1-przekładnia pasowa kosiarki, 2-momentomierz MiR20, 3-przekładnia pasowa, 4-silnik elektryczny, 5-kosiarka ZO34 wyposażona w nożycowo-palcowy zespół tnący

Ogólny schemat kinematyczny kosiarki przedstawiono na rys.7.18.



Rys.7.18. Schemat kinematyczny kosiarki ZO34:
1- napęd od WOM, 2- przekładnia pasowa, 3- tarcza z korbą, 4- targaniec, 5- listwa nożowa

Na rys. 7.19 przedstawiono elementy wykonawcze nożycowo-palcowego zespołu tnącego.



Rys.7.19. Elementy wykonawcze nożycowo-palcowego zespołu tnącego:
a- palec, b- nożyk

Kosiarka została zamontowana w tradycyjny sposób, na trzypunktowym układzie zawieszenia, do ciągnika rolniczego Ursus. Napęd listwy nożowej zespołu tnącego

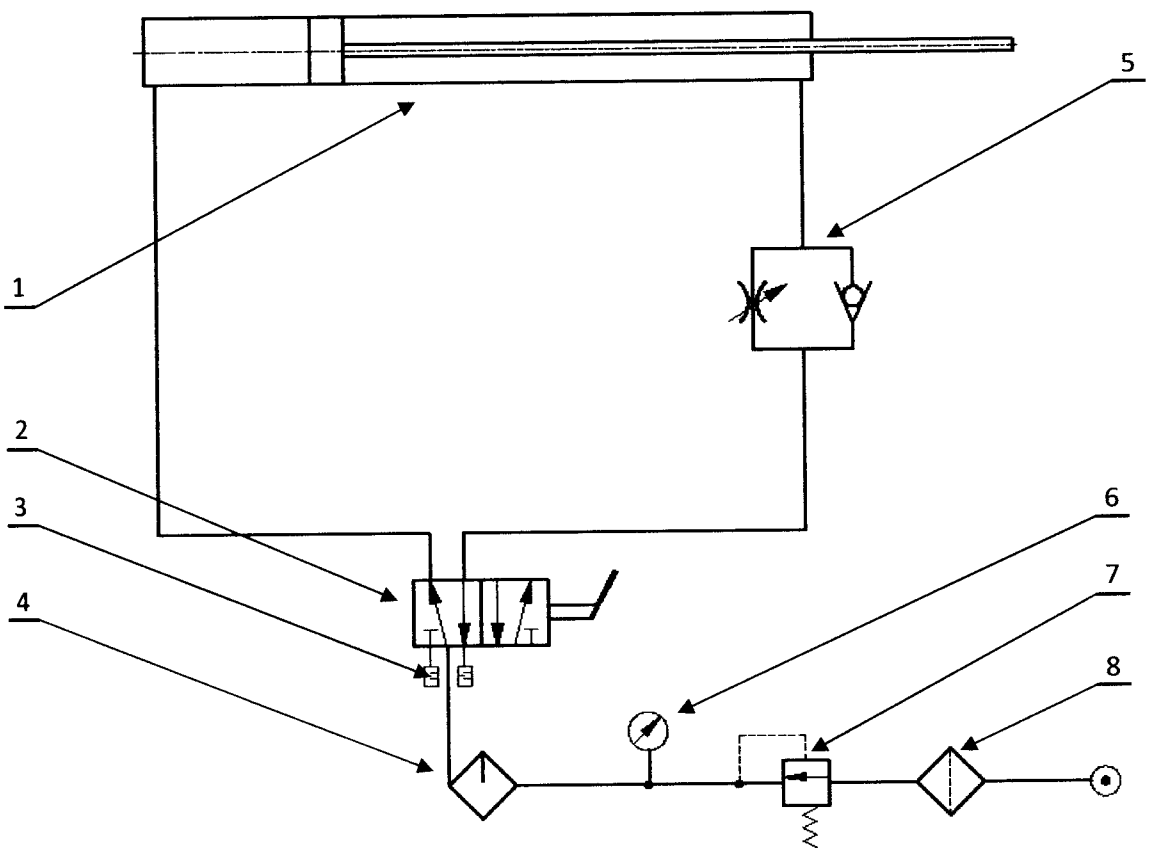
realizowano za pomocą silnika elektrycznego asynchronicznego o mocy 5,5 kW przez bezstopniową przekładnię pasową, co umożliwiło płynną regulację prędkości obrotowej.

Zastosowanie tego typu silnika pozwoliło uzyskać „sztywną charakterystykę napędową", czyli utrzymanie stałej prędkości obrotowej silnika niezależnie od obciążenia zespołu tnącego.

Materiał do cięcia podawano za pomocą podajnika z napędem pneumatycznym. Zastosowany układ pneumatyczny pozwolił na realizację posuwu ruchem jednostajnym. Wartością prędkości v_m można było sterować z dokładnością $\pm 5\, mm/s$. Zmianę prędkości uzyskiwano przez odpowiednią nastawę zaworu dławiąco-zwrotnego (5) umieszczonego na wypływie z siłownika (1).

W celu zapewnienia stałej prędkości v_m podajnika z materiałem do cięcia, dobrano siłownik o skoku $2\, m$. W ten sposób wyeliminowano niejednostajną prędkość siłownika, która występuje w początkowej fazie jego ruchu.

Na rys. 7.20 przedstawiono schemat układu pneumatycznego podajnika materiału do cięcia.



Rys. 7.20. Schemat układu pneumatycznego podajnika
1-siłownik pneumatyczny (10.016J.2000P), 2-rozdzielacz pięciodrogowy dwupołożeniowy sterowany ręcznie(24.0124.3238), 3-tłumik hałasu wypływu powietrza, 4-smarownica, 5- zawór dławiąc-zwrotny, 6-manometr, 7-zawór redukcyjny, 8-filtr powietrza

Materiał do cięcia mocowano w specjalnie przygotowanych uchwytach. Uchwyty zaprojektowano w ten sposób aby gęstość mocowanych źdźbeł odpowiadała średniej gęstości porostu w warunkach naturalnych.

Na rys 7.21 przedstawiono widok sposobu mocowania źdźbeł w podajniku.

Rys. 7.21. Widok rozmieszczenia źdźbeł w podajniku

Do pomiaru prędkości listwy nożowej v_n oraz momentu obrotowego na wale napędzającym przekładnię pasową kosiarki wykorzystano miernik dwukanałowy MW2006-4 wraz z oprogramowaniem PP203 i KON100 oraz momentomierz MiR-20, który zamontowano pomiędzy silnikiem elektrycznym, a zespołem napędowym kosiarki. Widok ogólny sposobu montażu momentomierza przedstawiono na rys.7.22.

Rys. 7.22. Widok ogólny montażu momentomierza MiR-20

Momentomierz został wyposażony w przetwornik obrotowo-impulsowy oparty na układzie scalonym HAL300 oraz w tarczę impulsową o 60 impulsach na obrót.

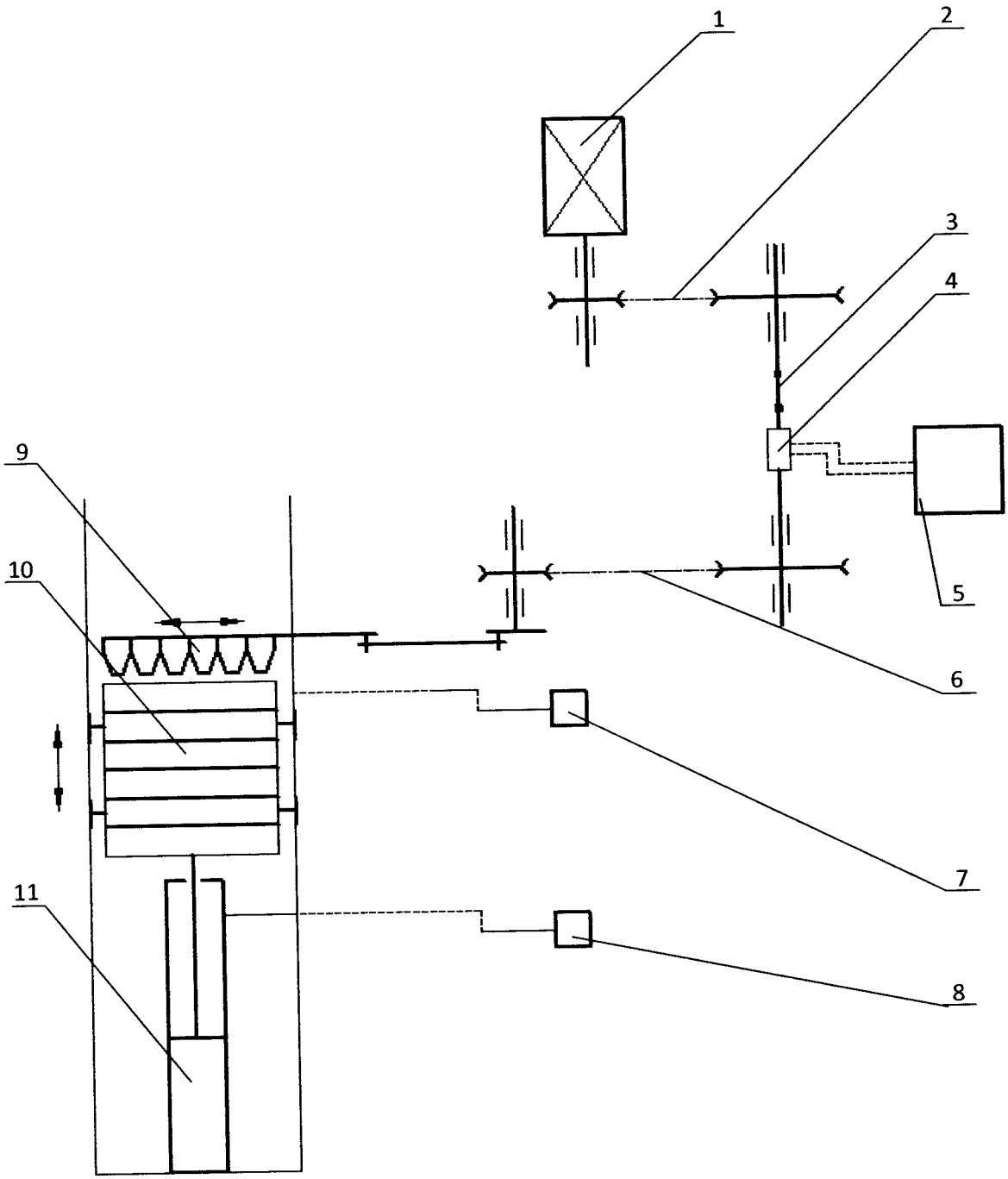
Dane techniczne miernika dwukanałowego przedstawiono w tabeli 7.11.

Tabela 7.11. Dane techniczne miernika dwukanałowego

Parametr	***Wartość parametru***
Liczba kanałów	2
Kanały	a) 1 kanał moment momentomierz MiR-20 b) 2 kanał prędkość obrotowa przetwornik(imp/obrót): 60
Napięcie zasilania momentomierza	2,5Vsk. 5kHz
Czułość znamionowa kanału 1	10 mV/V (możliwa korekcja cyfrowa ±10%)
Typ przetwornika obrotowo-impulsowego	Zasilanie 5V DC Wyjście typu nadajnik linii lub układ scalony HAL320

Częstotliwości próbkowania dla zapisu na karcie pamięci oraz podczas rejestracji w komputerze (wybierane niezależnie)	1,2,5,10,20,50,100,200,400,800,1600[Hz]
Zerowanie momentu	Automatyczne
Dokładność przyrządu	a) moment: cyfrowa 0,1% b) obroty: cyfrowo ±1 impuls zliczany
Wyjście cyfrowe	USB izolowane galwanicznie
Zasilanie	12V DC 300mA max

Na rys. 7.23 przedstawiono schemat stanowiska do badania procesu cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego.



Rys.7.23. Schemat stanowiska do badania procesu cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego: 1- silnik elektryczny, 2- przekładnia pasowa z bezstopniową regulacją prędkości, 3- WOM, 4- momentomierz MiR-20, 5- miernik dwukanałowy MW 2006-4 wraz z komputerem, 6- przekładnia pasowa kosiarki, 7- stoper elektryczny, 8- sterowanie układem pneumatycznym, 9- listwa nożowa, 10- podajnik z materiałem do cięcia, 11- siłownik pneumatyczny

7.2.3. Metodyka badań

Materiałem przyjętym do badań nożycowo-palcowym zespołem tnącym, podobnie jak na etapie wyznaczania modułu Younga, czy też siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia pojedynczego źdźbła było pszenżyto. Wyboru dokonano ze względu na duże rozpowszechnienie tej odmiany zboża. Materiał do badań dostarczono jednorazowo z pola, gdzie odcięto źdźbła ostrym narzędziem tuż przy korzeniach.

Pole z którego zebrano materiał utrzymane było w dużej kulturze, o czym świadczyła mała ilość kamieni oraz mała ilość chwastów i roślin zielonych. Zebrany materiał był w pełni dojrzały. Źdźbła zbierano z pola w sposób losowy, a następnie do czasu badań przechowywano w komorze klimatyzacyjnej aby utrzymać ich wilgotność na poziomie 12%.

Materiał do badań mocowano na wózku, który był elementem podajnika pneumatycznego, o wymiarach: szerokość 600 mm, długość 625 mm. Podajnik został tak skonstruowany aby gęstość mocowanych źdźbeł odpowiadała średniej gęstości porostu roślin w naturalnych warunkach. Źdźbła mocowano w pięciu rzędach po 24 sztuki w każdym, co umożliwiło cięcia 120 sztuk źdźbeł. Tak rozmieszczone źdźbła odpowiadały średniej gęstości porostu w warunkach naturalnych.

Układ pneumatyczny służący do napędu wózka podającego materiał roślinny do cięcia zbudowano w ten sposób, że zapewniono stałą prędkość podawania materiału podczas realizacji procesu cięcia. Prędkością wózka, z materiałem do cięcia, sterowano za pomocą dławika umieszczonego na wypływie z siłownika.

Proces cięcia odbywał się w końcowej fazie ruchu tłoczyska, kiedy wózek poruszał się ruchem jednostajnym. W ten sposób wyeliminowano początkowo niejednostajny ruch wózka z materiałem do cięcia.

Prędkość podawania materiału do cięcia ustalano metodą pośrednią w ten sposób, że mierzono czas przesuwu wózka na długości $1\,m$. Czas mierzono stoperem elektrycznym z dokładnością $dt = 0{,}01\,s$. Stoper sterowany był elektrycznym łącznikiem drogowym. Ta metoda umożliwiła pomiar prędkości v_m wózka z materiałem do cięcia z dokładnością $\pm 2\,mm/s$.

Wózek, na którym mocowano materiał roślinny, poruszał się w prowadnicach na rolkach teflonowych. Rolki do wózka zamontowano w sposób umożliwiający ciągłą kontrolę ich docisku do bieżni. Dzięki temu ruch wózka odbywał się ruchem jednostajnym, nie występowało blokowanie czy klinowanie się podajnika. Zmianę kierunku ruchu podajnika z materiałem do cięcia realizowano ręcznie za pomocą rozdzielacza pięciodrogowego.

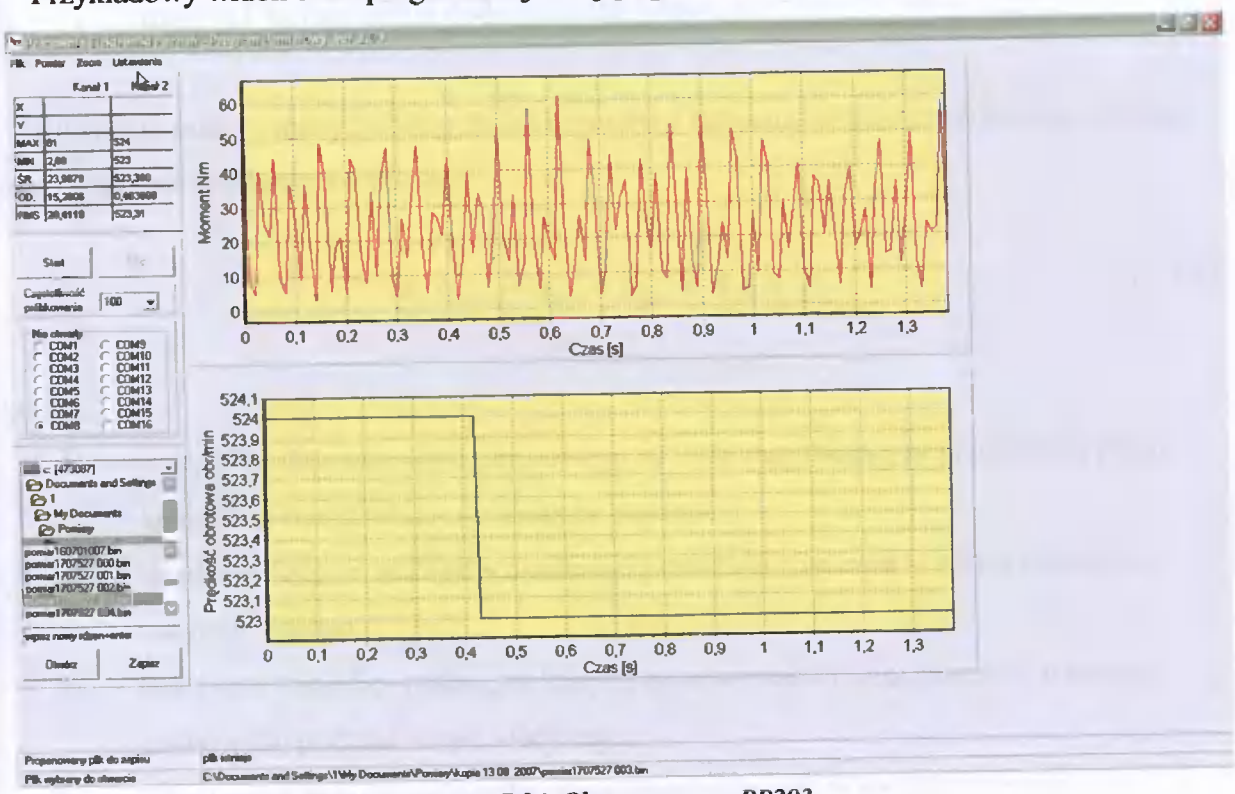
Przed rozpoczęciem właściwych pomiarów oporów cięcia, dokonano pomiarów momentu obrotowego na wale napędzającym przekładnię pasową kosiarki, w ruchu jałowym nożycowo-palcowego zespołu tnącego dla przyjętych w programie badań prędkości listwy nożowej $v_{n\,śr}$.

Następnie realizowano zasadnicze badania procesu cięcia źdźbeł pszenżyta za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego. Źdźbła cięto na wysokości 70 mm, co odpowiada wysokości cięcia maszyn wyposażonych w nożycowo-palcowe zespoły tnące, np. kombajny zbożowe.

W trakcie badań zasadniczych mierzono moment obrotowy na wale napędzającym przekładnię pasową kosiarki oraz obroty tego wału w celu zabezpieczenia właściwej prędkości listwy nożowej $v_{n\,śr}$.

Zmianę prędkości listwy nożowej $v_{n\,śr}$ dokonywano za pomocą przekładni bezstopniowej, natomiast prędkość podawania materiału do cięcia v_m ustalano za pomocą zaworu dławiąco-zwrotnego.

Przykładowy widok okna programu rejestrującego PP203 przedstawiono na rys. 7.24.



Rys. 7.24. Okno programu PP203

W celu wyznaczenia pracy cięcia nożycowo-palcowego zespołu tnącego rozpatrzono równania bilansu mocy ruchu jałowego oraz ruchu roboczego, tego zespołu, uśrednione w czasie. Równanie bilansu mocy ruchu jałowego ma postać:

$$\bar{M}_j\,\omega_{Mj} - N_{sj} = N_{Tj} + N_{Bj}, \tag{7.22}$$

gdzie-

$\bar{M}_j$ – wartość średnia momentu obrotowego na wale napędzającym przekładnię pasową kosiarki w ruchu jałowym zespołu tnącego,

ω_{Mj} – prędkość kątowa wału napędzającego przekładnię pasową w ruchu jałowym zespołu tnącego,

N_{Sj} – straty mocy między wałem, na którym zamontowano momentomierz, a tarczą korbowodu w ruchu jałowym,

N_{Tj} – straty mocy w nożycowo-palcowym zespole tnącym podczas ruchu jałowego,

N_{Bj} – straty mocy na pokonanie sił bezwładności w nożycowo-palcowym zespole tnącym i korbowodzie podczas ruchu jałowego.

Równanie bilansu mocy podczas ruchu roboczego nożycowo-palcowego zespołu tnącego można zapisać równaniem o postaci:

$$\bar{M}_r\,\omega_{Mr} - N_{sr} = N_{Tr} + N_{Br} + N_c, \tag{7.23}$$

gdzie-

$\bar{M}_r$ – wartość średnia momentu obrotowego na wale napędzającym przekładnię pasową kosiarki w ruchu roboczym zespołu tnącego,

ω_{Mr} – prędkość kątowa wału napędzającego przekładnię pasową w ruchu roboczym zespołu tnącego,

N_{Sr} – straty mocy między wałem, na którym zamontowano momentomierz, a tarczą korbowodu podczas ruchu roboczego,

N_{Tr} – straty mocy w nożycowo-palcowym zespole tnącym w ruchu roboczym,

N_{Br} – straty mocy na pokonanie sił bezwładności w nożycowo-palcowym zespole tnącym i korbowodzie podczas procesu cięcia,

N_c – moc zużyta na cięcie źdźbeł.

Na etapie badań doświadczalnych przyjęto, że $\omega_{Mj} = \omega_{Mr} = \omega_M$.

Ponadto w dalszych rozważaniach przyjęto, że $N_{Sj} = N_{Sr}$, $N_{Tj} = N_{Tr}$, $N_{Bj} = N_{Br}$, a ewentualne różnice są pomijalnie małe.

Zatem odejmując stronami równania (7.22) i (7.23) otrzymano:

$$N_c = \left(\bar{M}_r - \bar{M}_j\right) \omega_M = \Delta\bar{M}\, \omega_M, \tag{7.24}$$

Natomiast energochłonność procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym, wyrażoną pracę cięcia L_c dla jednego, pojedynczego skoku listwy nożowej, opisuje zależność:

$$L_c = \Delta\bar{M}\frac{\pi}{i_p}, \tag{7.25}$$

gdzie-

- i_p – przełożenie kinematyczne przekładni pasowej kosiarki, $i_p = 265/140$.

Po uwzględnieniu przełożenia przekładni pasowej wzór na całkowitą pracę cięcia przyjmuje postać:

$$L_c = 1{,}6597\, \Delta\bar{M}. \tag{7.26}$$

W wyniku przeprowadzonych badań stanowiskowych wyznaczono całkowitą pracę cięcia serii źdźbeł (dla pojedynczego skoku listwy nożowej) w zależności od prędkości narzędzia i od prędkości przesuwu materiału do cięcia.

W celu wyznaczenia pracy cięcia pojedynczego źdźbła oraz pracy cięcia przypadającej na jednostkową powierzchnię cięcia, na podstawie badań stanowiskowych, niezbędne jest określenie tych prac w sposób analityczny.

W celu wyznaczenia pracy cięcia pojedynczego źdźbła L_{cj} przeprowadzono poniższą analizę.

Rozpatrzono czas t_n przesuwu listwy nożowej w jedną stronę, który wynosi:

$$t_n = \frac{\pi}{\omega}, \tag{7.27}$$

gdzie-

ω – prędkość kątowa tarczy korbowodu mechanizmu korbowego asymetrycznego napędzającego listwę nożową.

Wózek podający materiał do cięcia wyposażony był w uchwyty specjalnej konstrukcji za pomocą których mocowano źdźbła pszenżyta przeznaczone do ścięcia. Łączna liczba ścinanych źdźbeł i_Σ wynosiła 120 sztuk. Uchwyty mocujące źdźbła zostały wykonane w ten sposób, że rozmieszczenie źdźbeł było równomierne na powierzchni wózka. Wózek miał kształt prostokąta o wymiarach l_c i s_c, gdzie:

- l_c – szerokość cięcia równa 600 mm,
- s_c – długość cięcia równa 625 mm.

Czas t_w potrzebny na ścięcie wszystkich źdźbeł odpowiada czasowi potrzebnemu na przemieszczenie się wózka z prędkością v_m na drodze s_c, co opisuje równanie (7.28):

$$t_w = \frac{s_c}{v_m}. \tag{7.28}$$

Liczba skoków listwy nożowej i_s w trakcie ścinania wszystkich 120 szt. źdźbeł wynosi:

$$i_s = \frac{t_w}{t_n}. \tag{7.29}$$

Po skojarzeniu równania (7.29) z równaniami (7.28) i (7.27) otrzymano:

$$i_s = \frac{1}{\pi}\,\frac{s_c\,\omega}{v_m}. \tag{7.30}$$

Korzystając z wcześniej określonej zależności na średnią prędkość cięcia $v_{n\,śr}$ w postaci:

$$v_{n\,śr} = 0{,}6003\;\omega\;r. \tag{7.31}$$

wyznaczono prędkość kątową tarczy korbowodu ω:

$$\omega = \frac{v_{n\,śr}}{0{,}6803\,r}. \tag{7.32}$$

Podstawiając równanie (7.32) do równania (7.30) otrzymano:

$$i_s = 0{,}4679\frac{s_c}{r}\frac{v_{n\,śr}}{v_m}, \tag{7.33}$$

gdzie-

r – promień tarczy korbowodu równy $0{,}0357\ m$.

Liczbę ścinanych źdźbeł podczas suwu listwy nożowej w jedną stronę można określić z zależności:

$$i_c = \frac{i_\Sigma}{i_s}, \tag{7.34}$$

gdzie-

i_Σ – liczba wszystkich źdźbeł zamocowanych na wózku z materiałem do cięcia,

i_s – liczba skoków listwy nożowej w trakcie próby cięcia.

Całkowita praca cięcia podczas jednego suwu listwy nożowej wynosi:

$$L_c = i_c\,L_{cj}, \tag{7.35}$$

gdzie-

L_{cj} – całkowita praca cięcia pojedynczego źdźbła.

Stąd pracę cięcia pojedynczego źdźbła uzyskano z równania (7.35):

$$L_{cj} = \frac{L_C}{i_c}. \tag{7.36}$$

Pracę cięcia $L_{cj\,F}$ przypadającą na jednostkową powierzchnię ścinanych źdźbeł można opisać zależnością:

$$L_{cj\,F} = \frac{L_c}{F_c}, \tag{7.37}$$

gdzie-

F_c –pole powierzchni cięcia.

Pole powierzchni cięcia F_c opisuje zależność:

$$F_c = i \cdot s \cdot s_m, \tag{7.38}$$

gdzie-

i – liczba nożyków ścinających źdźbła,

s – skok listwy nożowej,

s_m – droga przesuwu wózka z materiałem do cięcia, podczas jednego skoku listwy nożowej.

Drogę przesuwu wózka s_m opisać można równaniem:

$$s_m = v_m \cdot t_n, \tag{7.39}$$

gdzie-

v_m –prędkość ruchu wózka z materiałem do cięcia,

t_n – czas przesuwu listwy nożowej podczas jednego skoku opisany równaniem (7.27).

Podstawiając równanie (7.27) do równania (7.39) otrzymano:

$$s_m = \frac{\pi}{\omega} v_m. \tag{7.40}$$

Otrzymaną zależność (7.40) skojarzono z równaniem (7.38) i otrzymano:

$$F_c = l_c \frac{\pi}{\omega} v_m, \tag{7.41}$$

gdzie-

l_c – szerokość cięcia określona zależnością $l_c = i \cdot s$.

Podstawiając równanie (7.41) i (7.32) do równania (7.37) otrzymano równanie opisujące pracę cięcia $L_{cj\,F}$ przypadającą na jednostkową powierzchnię ścinanych źdźbeł:

$$L_{cj\,F} = \frac{L_c}{0{,}076\, l_c} \frac{v_{n\,śr}}{v_m}. \tag{7.42}$$

7.2.4. Analiza wyników badań

W tabeli 7.12. zestawiono wyniki badań wstępnych wpływu kąta ustawienia zespołu tnącego α względem ścinanych źdźbeł na całkowitą jego pracę cięcia L_c:

Tabela 7.12. Wyniki badań wstępnych

Nr pomiaru	***Kąt ustawienia zespołu tnącego*** α [...^{o}]	***Przyrost momentu obrotowego*** $\overline{\Delta M}$ [Nm]	***Praca cięcia*** $L_c[J]$
1	0^o	0,5064	0,8405
2		0,4736	0,7860
3		0,3684	0,6114
4		0,4184	0,6944
5		0,4631	0,7686
6		0,4899	0,8131
7		0,4999	0,8297
8		0,5443	0,9034
			$\bar{L}_c$ =0,7809 σ =0,08542
9	10^o	0,3517	0,5837
10		0,4765	0,7909
11		0,4554	0,7558
12		0,4442	0,7372
13		0,4838	0,8030
14		0,4897	0,8128
15		0,5322	0,8833
16		0,4050	0,6722
			$\bar{L}_c$ =0,7549 σ =0,08654

Głównym celem przeprowadzonych badań wstępnych było ustalenie wpływu kąta ustawienia zespołu tnącego α na pracę cięcia roślin źdźbłowych. Dla potrzeb analizy wyników badań wstępnych przyjęto następującą postać funkcji regresji:

$$L_c = a_1 + a_2\alpha. \tag{7.43}$$

Wyznaczono dwa współczynniki regresji a_1, a_2 rozwiązując równanie macierzowe $(A.1.4)$. Analizowano istotność współczynników regresji na poziomie istotności $\alpha_{pi} = 0{,}05$ dla którego $t_{kr} = 2{,}16$. Wartość t_{kr} wyznaczono na podstawie rozkładu t-Studenta dla 13 stopni swobody (16-2-1). Analizę istotności współczynników regresji zestawiono w tabeli 7.13.

Tabela 7.13. Wyniki analizy funkcji regresji dla badań wstępnych

Współczynnik regresji	***Wartość współczynnika regresji (A.1.4)***	***Odchylenie standardowe współczynnika regresji (A.1.7)***	***Test istotności (A.1.9)***
a_1	0,7809	0,03372	23,16
a_2	-0,002603	0,004769	0,5457
Odchylenie standardowe resztowe σ (A.1.5)		0,09539	
Współczynnik korelacji wielowymiarowej R (A.1.6)		0,1496	

Wyniki badań siły cięcia w quasi-statycznej próbie cięcia źdźbła opisanej w rozdziale 7.1.2. wykazały istotny wpływ kąta cięcia na wartość siły cięcia. Natomiast z przeprowadzonych badań wstępnych, z wykorzystaniem nożycowo-palcowego zespołu tnącego, wynika brak wpływu kąta ustawienia zespołu tnącego na całkowitą pracę cięcia L_c.

Charakterystyczną cechą omawianego zespołu tnącego jest losowe ustawianie się źdźbeł względem nożyka (różna droga dosuwu źdźbła do nożyka) co powoduje, że wpływ kąta α należy uznać za nieistotny w badaniach stanowiskowych.

W tabeli 7.14. zestawiono wyniki badań stanowiskowych. Parametrami mierzonymi bezpośrednio na stanowisku były:

- prędkość obrotowa wału napędzającego przekładnię pasową n,
- prędkość podawania materiału do cięcia v_m,
- moment obrotowy na wale napędzającym przekładnię pasową w ruchu roboczym M_r i jałowym M_j zespołu tnącego.

Średnia prędkość listwy nożowej została wyznaczona analitycznie na podstawie zależności $v_{n\,śr} = 0{,}6803\,\omega r$.

Wymieniona zależność została wyprowadzona przez autora w rozdziale 5 rozprawy.

Średnia praca cięcia została wyznaczona z równania (7.26) w wyniku analizy równania bilansu mocy nożycowo-palcowego zespołu tnącego. Zestawione w tabeli wartości pracy cięcia pojedynczego źdźbła L_{cj} oraz pracy cięcia przypadającej na jednostkę powierzchni cięcia L_{cjF} wyznaczono odpowiednio z równań (7.36) i (7.37).

Tabela 7.14. Wyniki badań stanowiskowych

Nr pomiaru	***Prędkość obrotowa wału momentomierza*** $n\,[obr/min]$	***Średnia prędkość nożyka*** $v_{n\,śr}\ [m/s]$	***Prędkość podawania materiału*** $v_m\ [m/s]$	***Przyrost momentu*** $\Delta\overline{M}\ [Nm]$	***Praca cięcia*** $L_c\ [J]$	***Praca cięcia pojedynczego źdźbła*** $L_{cj}\ [J]$	***Praca cięcia na jednostkę powierzchni*** $L_{cjF}\ [J/m^2]$
1	156	0,751	0,18	0,3800	0,6307	0,1796	57,48
2	156	0,751	0,18	0,3882	0,6443	0,1835	58,72
3	156	0,751	0,18	0,3604	0,5982	0,1704	54,52
4	156	0,751	0,18	0,3668	0,6088	0,1734	55,48
5	156	0,751	0,18	0,3994	0,6629	0,1888	60,42
6	156	0,751	0,18	0,3872	0,6426	0,1830	58,57
7	156	0,751	0,18	0,3715	0,6166	0,1756	56,20
8	156	0,751	0,18	0,3571	0,5927	0,1688	54,02
					$\overline{L}_c$ =0,6246 σ = 0,0230	$\overline{L}_{cj}$ =0,1779 σ = 0,00656	$\overline{L}_{cjF}$ =56,92 σ =2,099
9	156	0,751	0,30	0,6632	1,101	0,1881	60,21
10	156	0,751	0,30	0,6167	1,024	0,1750	55,99
11	156	0,751	0,30	0,5877	0,9754	0,1667	53,34
12	156	0,751	0,30	0,6492	1,077	0,1840	58,89
13	156	0,751	0,30	0,6265	1,040	0,1777	56,87
14	156	0,751	0,30	0,6538	1,085	0,1854	59,33
15	156	0,751	0,30	0,5844	0,9699	0,1657	53,04
16	156	0,751	0,30	0,6555	1,088	0,1859	59,49
					$\overline{L}_c$ =1,045 σ = 0,0482	$\overline{L}_{cj}$ =0,1786 σ =0,00823	$\overline{L}_{cjF}$ =57,15 σ =2,634
17	156	0,751	0,50	1,0746	1,784	0,1829	58,53
18	156	0,751	0,50	1,0176	1,689	0,1732	55,42
19	156	0,751	0,50	1,0027	1,664	0,1706	54,60

20	156	0,751	0,50	1,0498	1,742	0,1786	57,15
21	156	0,751	0,50	1,0293	1,708	0,1751	56,04
22	156	0,751	0,50	1,0673	1,771	0,1816	58,11
23	156	0,751	0,50	1,0107	1,677	0,1719	55,02
24	156	0,751	0,50	1,0469	1,738	0,1782	57,02
					$\bar{L}_c$ =1,722 σ = 0,0412	$\bar{L}_{cj}$ =0,1765 σ =0,00422	$\bar{L}_{cjF}$ =56,49 σ =1,351

25	240	1,155	0,18	0,3190	0,5294	0,2320	74,23
26	240	1,155	0,18	0,2926	0,4856	0,2128	68,09
27	240	1,155	0,18	0,2559	0,4247	0,1861	59,55
28	240	1,155	0,18	0,2750	0,4564	0,2000	63,99
29	240	1,155	0,18	0,2719	0,4513	0,1977	63,28
30	240	1,155	0,18	0,2908	0,4826	0,2114	67,67
31	240	1,155	0,18	0,3081	0,5114	0,2241	71,70
32	240	1,155	0,18	0,3124	0,5185	0,2272	72,70
					$\bar{L}_c$ =0,4825 σ = 0,0342	$\bar{L}_{cj}$ =0,2114 σ =0,0150	$\bar{L}_{cjF}$ =67,65 σ =4,790

33	240	1,155	0,30	0,5077	0,8426	0,2215	70,89
34	240	1,155	0,30	0,4739	0,7865	0,2068	66,17
35	240	1,155	0,30	0,3665	0,6083	0,1599	51,17
36	240	1,155	0,30	0,4185	0,6946	0,1826	58,43
37	240	1,155	0,30	0,4601	0,7636	0,2007	64,24
38	240	1,155	0,30	0,4917	0,8161	0,2145	68,66
39	240	1,155	0,30	0,4950	0,8216	0,2160	69,12
40	240	1,155	0,30	0,5478	0,9092	0,2390	76,49
					$\bar{L}_c$ =0,7803 σ = 0,0871	$\bar{L}_{cj}$ =0,2051 σ =0,0229	$\bar{L}_{cjF}$ =65,65 σ =7,330

41	240	1,155	0,50	0,8755	1,453	0,2292	73,34
42	240	1,155	0,50	0,8097	1,344	0,2120	67,84
43	240	1,155	0,50	0,6967	1,156	0,1823	58,35
44	240	1,155	0,50	0,8208	1,362	0,2148	68,75
45	240	1,155	0,50	0,7935	1,317	0,2077	66,48
46	240	1,155	0,50	0,8091	1,343	0,2118	67,79
47	240	1,155	0,50	0,8146	1,352	0,2133	68,24
48	240	1,155	0,50	0,7128	1,183	0,1866	59,71

					$\bar{L}_c$ =1,314 σ = 0,0915	$\bar{L}_{cj}$ =0,2072 σ =0,0144	$\bar{L}_{cjF}$ =66,31 σ =4,617
49	523	2,518	0,18	0,2570	0,4265	0,4072	130,3
50	523	2,518	0,18	0,1988	0,3300	0,3151	100,8
51	523	2,518	0,18	0,2421	0,4018	0,3836	122,8
52	523	2,518	0,18	0,1900	0,3153	0,3010	96,34
53	523	2,518	0,18	0,2140	0,3552	0,3391	108,5
54	523	2,518	0,18	0,2509	0,4164	0,3976	127,2
55	523	2,518	0,18	0,2274	0,3774	0,3603	115,3
56	523	2,518	0,18	0,2029	0,3368	0,3216	102,9
					$\bar{L}_c$ =0,3699 σ = 0,0393	$\bar{L}_{cj}$ =0,3532 σ =0,0375	$\bar{L}_{cjF}$ =113,0 σ =11,99
57	523	2,518	0,30	0,4347	0,7215	0,4133	132,3
58	523	2,518	0,30	0,3546	0,5885	0,3371	107,9
59	523	2,518	0,30	0,3605	0,5983	0,3427	109,7
60	523	2,518	0,30	0,3081	0,5114	0,2930	93,75
61	523	2,518	0,30	0,3277	0,5439	0,3116	99,71
62	523	2,518	0,30	0,3636	0,6035	0,3457	110,6
63	523	2,518	0,30	0,4202	0,6974	0,3995	127,9
64	523	2,518	0,30	0,4057	0,6733	0,3857	123,4
					$\bar{L}_c$ =0,6172 σ = 0,0693	$\bar{L}_{cj}$ =0,3536 σ =0,0397	$\bar{L}_{cjF}$ =113,2 σ =12,70
65	523	2,518	0,50	0,6613	1,098	0,3774	120,8
66	523	2,518	0,50	0,5744	0,9533	0,3277	104,9
67	523	2,518	0,50	0,6762	1,122	0,3857	123,4
68	523	2,518	0,50	0,5932	0,9845	0,3384	108,3
69	523	2,518	0,50	0,7139	1,185	0,4073	130,3
70	523	2,518	0,50	0,6199	1,029	0,3537	113,2
71	523	2,518	0,50	0,5971	0,9910	0,3406	109,0
72	523	2,518	0,50	0,6145	1,020	0,3506	112,2
					$\bar{L}_c$ =1,048 σ = 0,0743	$\bar{L}_{cj}$ =0,3602 σ =0,0255	$\bar{L}_{cjF}$ =115,3 σ =8,170

Odnosząc się do danych zawartych w tabeli 7.14 należy stwierdzić, że istnieje znaczący wpływ prędkości listwy nożowej $v_{n\,śr}$ i prędkości podawania materiału v_m na całkowitą pracę cięcia L_c.

Związek ten polega na tym, iż wraz ze wzrostem prędkości listwy nożowej $v_{n\,śr}$ zaobserwowano nieliniowy spadek pracy cięcia L_c. Natomiast wraz ze wzrostem prędkości podawania materiału do cięcia v_m zaobserwowano liniowy wzrost pracy cięcia L_c.

Maksymalna wartość pracy cięcia L_c występuje przy najmniejszej prędkości ruchu listwy nożowej $v_{n\,śr} = 0{,}751\ m/s$ i największej prędkości podawania materiału $v_m = 0{,}50\ m/s$.

Najmniejsza wartość pracy cięcia L_c występuje przy największej prędkości ruchu listwy nożowej $v_{n\,śr} = 2{,}58\ m/s$ i najmniejszej prędkości podawania materiału do cięcia $v_m = 0{,}18\ m/s$.

Głównym celem przeprowadzonych badań było wyznaczenie pracy cięcia roślin źdźbłowych. Dla potrzeb analizy wyników badań stanowiskowych przyjęto następującą postać funkcji regresji:

$$L_c = \frac{v_m}{v_{n\,śr}}\left(a_1 + a_2 v_{n\,śr} + a_3 v_{n\,śr}^2 + a_4 v_m\right), \tag{7.44}$$

Współczynniki regresji zostaną wyznaczone dla następujących jednostek miary:

- L_c – całkowita praca cięcia w J,
- v_m – prędkość maszyny w m/s,
- $v_{n\,śr}$ – średnia prędkość noża w m/s.

Postać powyższej funkcji wynika z analizy wpływu dwóch podstawowych parametrów kinematycznych: v_m i $v_{n\,śr}$ przeprowadzonego doświadczenia stanowiskowego. Praca cięcia jest proporcjonalna do prędkości maszyny v_m. Większej prędkości maszyny odpowiada proporcjonalnie większe wypełnienie materiałem do cięcia przestrzeni między nożem, a krawędzią przeciwtnącą. Rozpatrując wpływ prędkości narzędzia $v_{n\,śr}$ można stwierdzić, że sytuacja jest odwrotna. Wzrostowi prędkości narzędzia odpowiada zmniejszenie czasu jednego cyklu cięcia, co odpowiada mniejszemu wypełnieniu przez źdźbła przestrzeni roboczej noża.

Początkowo wyznaczono cztery współczynniki regresji a_1, a_2, a_3, a_4 rozwiązując równanie macierzowe ($A.1.4$). Analizowano istotność współczynników regresji na poziomie istotności 0,05 dla którego $t_{kr} = 2{,}00$. Wartość t_{kr} wyznaczono na podstawie rozkładu t-Studenta dla 67 stopni swobody (72-4-1). Analizę istotności współczynników regresji przeprowadzono etapowo. W każdym z etapów z ogólnej funkcji regresji (7.43) odrzucano człon najmniej istotny. W trzecim etapie obliczeń wszystkie współczynniki regresji okazały się istotne. Wyniki pierwszego etapu analizy funkcji regresji zestawiono w tabeli 7.15.

Tabela 7.15. Wyniki pierwszego etapu analizy funkcji regresji

Współczynnik regresji	***Wartość współczynnika regresji (A.1.4)***	***Odchylenie standardowe współczynnika regresji (A.1.7)***	***Test istotności (A.1.9)***
a_1	2,067	0,2057	10,05
a_2	0,5051	0,2991	1,689
a_3	0,3042	0,09465	3,214
a_4	-0,05400	0,1992	0,2711
Odchylenie standardowe resztowe σ (A.1.5)		0,06361	
Współczynnik korelacji wielowymiarowej R (A.1.6)		0,9867	

Na tym etapie analizy odrzucono współczynnik regresji a_4 jako najmniej istotny. Do analizy w drugim etapie przyjęto funkcję regresji w następującej postaci:

$$L_c = \frac{v_m}{v_{n\,śr}}\left(a_1 + a_2 v_{n\,śr} + a_3 v_{n\,śr}^2\right). \tag{7.45}$$

Wyniki drugiego etapu analizy funkcji regresji przedstawiono w tabeli 7.16.

Tabela 7.16. Wyniki drugiego etapu analizy funkcji regresji

Współczynnik regresji	***Wartość współczynnika regresji (A.1.4)***	***Odchylenie standardowe współczynnika regresji (A.1.7)***	***Test istotności (A.1.9)***
a_1	2,044	0,1863	10,97
a_2	0,5051	0,2971	1,700
a_3	0,3042	0,09401	3,236
Odchylenie standardowe resztowe σ (A.1.5)		0,06317	
Współczynnik korelacji wielowymiarowej R (A.1.6)		0,9902	

Na tym etapie analizy odrzucono współczynnik regresji a_2 jako najmniej istotny. Do analizy w trzecim etapie przyjęto funkcję regresji w następującej postaci:

$$L_c = \frac{v_m}{v_{n\,śr}}\left(a_1 + a_3 v_{n\,śr}^2\right). \tag{7.46}$$

Wyniki trzeciego etapu analizy funkcji regresji przedstawiono w tabeli 7.17.

Tabela 7.17. Wyniki trzeciego etapu analizy funkcji regresji

Współczynnik regresji	***Wartość współczynnika regresji (A.1.4)***	***Odchylenie standardowe współczynnika regresji (A.1.7)***	***Test istotności (A.1.9)***
a_1	2,357	0,02944	80,04
a_3	0,4616	0,01679	27,48
Odchylenie standardowe resztowe σ (A.1.5)		0,06403	
Współczynnik korelacji wielowymiarowej R (A.1.6)		0,9941	

W trzecim etapie analizy funkcji regresji wszystkie współczynniki regresji okazały się istotne gdyż $t > t_{kr}$.

Dla ostatecznej postaci funkcji regresji opisanej równaniem (7.46) przeprowadzono testowanie adekwatności funkcji. Obliczono wartość statystyki t $(A.1.10)$ dla wszystkich 72 punktów pomiarowych. Wyniki testu adekwatności przedstawiono w tabeli 7.18.

Tabela 7.18. Wyniki testu adekwatności

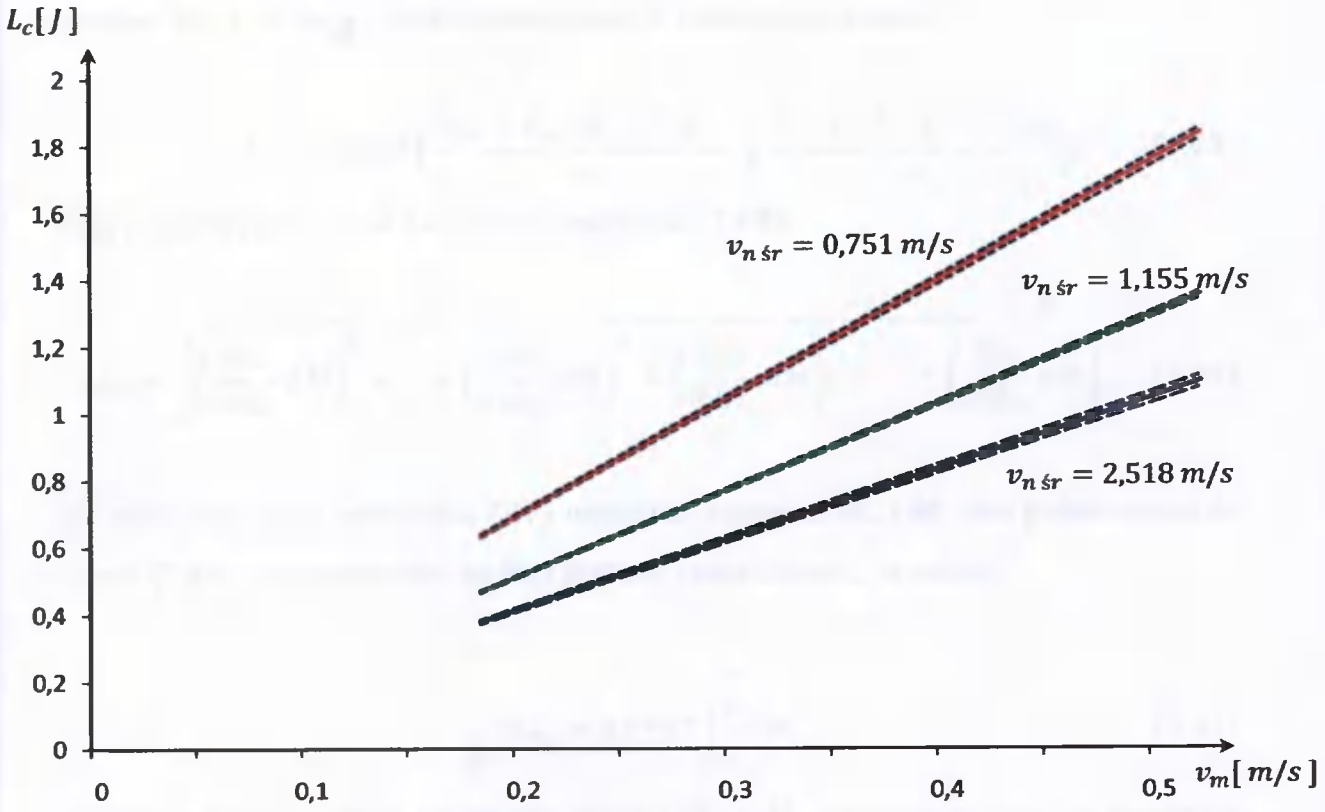
Nr pomiaru	***Test adekwatności t (A.1.10)***	***Nr pomiaru***	***Test adekwatności t (A.1.10)***
1	0,0532	***37***	0,1298
2	0,2647	***38***	0,6866
3	0,4523	***39***	0,7721
4	0,2874	***40***	2,134

5	0,5539	***41***	2,568
6	0,2382	***42***	0,8861
7	0,1661	***43***	2,015
8	0,5378	***44***	1,164
9	0,8573	***45***	0,4695
10	0,3314	***46***	0,8707
11	1,082	***47***	1,010
12	0,4868	***48***	1,598
13	0,0844	***49***	0,7586
14	0,6103	***50***	0,7408
15	1,167	***51***	0,3748
16	0,6566	***52***	0,9692
17	0,6288	***53***	0,3492
18	0,8089	***54***	0,6017
19	1,187	***55***	0,0043
20	0,0068	***56***	0,6351
21	0,5213	***57***	1,417
22	0,4321	***58***	0,6308
23	0,9905	***59***	0,4799
24	0,0673	***60***	1,818
25	1,033	***61***	1,318
26	0,3498	***62***	0,3998
27	0,5998	***63***	1,046
28	0,1055	***64***	0,6751
29	0,1851	***65***	0,7352
30	0,3030	***66***	1,440
31	0,7521	***67***	1,096
32	0,8628	***68***	0,9713
33	1,099	***69***	2,043
34	0,2263	***70***	0,3023
35	2,545	***71***	0,8736
36	1,203	***72***	0,4376

Test adekwatności wyłonił maksymalną wartość statystyki $t_{max} = 2{,}568$ dla punktu pomiarowego numer 41. Wartość krytyczna statystyki dla poziomu istotności $\alpha_{pi} = 0{,}05$ dla 69 (72-2-1) stopni swobody wynosi $t_{kr} = 3{,}57$. Ponieważ $t_{max} < t_{kr}$ nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy o adekwatności funkcji regresji opisanej równaniem (7.46) o następującej postaci:

$$L_c = \frac{v_m}{v_{n\,śr}}\left(a_1 + a_3 v_{n\,śr}^2\right).$$

Na rys. 7.25 przedstawiono przedziały ufności dla funkcji regresji na podstawie zależności $(A.1.8)$.



Rys. 7.25. Przedziały ufności dla funkcji regresji

W wyniku przeprowadzonych badań stanowiskowych wyznaczono całkowitą pracę cięcia serii źdźbeł (dla pojedynczego skoku listwy nożowej) w zależności od prędkości listwy nożowej $v_{n\,śr}$ i prędkości podawania materiału do cięcia v_m.

Analiza błędów pomiarów

Pracę cięcia nożycowo-palcowego zespołu tnącego L_c wyznaczono metodą pośrednią z zależności (7.26):

$$L_c = 1{,}6597\,\Delta\bar{M} = 1{,}6597\,(\bar{M}_r - \bar{M}_j)$$

gdzie-

M_r – wartość średnia momentu obrotowego ruchu roboczego zespołu tnącego,

M_j – wartość średnia momentu obrotowego ruchu jałowego zespołu tnącego.

Średnie momenty wyznaczono z n-pomiarów zarejestrowanych na dysku twardym komputera. Wzór na pracę cięcia można zapisać w następującej postaci:

$$L_c = 1{,}6597\left(\frac{M_{r1} + M_{r2} + \cdots + M_{rn}}{n} + \frac{M_{j1} + M_{j2} + \cdots + M_{jn}}{n}\right). \qquad (7.47)$$

Błąd pomiaru pracy cięcia ΔL_c opisuje zależność (7.48):

$$\Delta L_c = \sqrt{\left(\frac{\partial L_c}{\partial M_{r1}}dM\right)^2 + \ldots + \left(\frac{\partial L_c}{\partial M_{rn}}dM\right)^2 + \left(\frac{\partial L_c}{\partial M_{j1}}dM\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial L_c}{\partial M_{jn}}dM\right)^2}. \qquad (7.48)$$

Po zróżniczkowaniu zależności(7.47) względem momentu M_r i M_j oraz podstawieniu do równanie (7.48) otrzymano wzór na błąd pomiaru pracy cięcia L_c w postaci:

$$\Delta L_c = 1{,}6597\sqrt{\frac{2}{n}}dM, \qquad (7.49)$$

Podczas realizacji pomiaru momenty średnie $\bar{M}_r$ i $\bar{M}_j$ wyznaczane były na podstawie $n = 150$ pomiarów.

Producent zestawu pomiarowego MW2006-4 określa błąd pomiarowy przyrządu na 0,1% wielkości mierzonego momentu obrotowego. Przeciętna wartość mierzonego momentu wynosiła $25Nm$ więc $dM = 0{,}001\,M = 0{,}025$.

Ostatecznie błąd pomiaru pracy cięcia L_c określony wzorem (7.49) wynosi:

$$\Delta L_c = \pm 0{,}0048\ J.$$

8. OBLICZENIA NA MODELU MATEMATYCZNYM

8.1. Program komputerowy

Do rozwiązania równania różniczkowego (6.15) posłużono się metodą różnic skończonych. Operatory różniczkowania funkcji ciągłych zastąpiono odpowiadającymi im operatorami różnic wartości funkcji w wybranych punktach.

Wszystkie ciągłe funkcje, określono zbiorem ich wartości w punktach dyskretnych, dostatecznie gęsto pokrywających obszar zmienności funkcji.

W ten sposób równanie różniczkowe cząstkowe (6.15) zastąpiono układem równań różnic skończonych, które przyjmuje postać:

$$\frac{EJ}{h^4}(y_{i-2} - 4y_{i-1} + 6y_i - 4y_{i+1} + y_{i+2}) + \frac{q}{\Delta t^2}(y_i - 2y_{1i} + y_{0i}) = \\ = -c_x \frac{\varrho_p}{2} d_z \frac{v_p}{\Delta t}(y_i - y_{1i}), \tag{8.1}$$

gdzie-

- h – odległość miedzy przedziałami całkowania,
- y_{1i} – współrzędna y_i dla czasu $t - \Delta t$,
- y_{0i} – współrzędna y_i dla czasu $t - 2\Delta t$,
- y_i – współrzędna dla czasu t.

W celu uproszczenia zapisu podstawiono do wzoru (8.1) następujące zależności:

$$f = 6\frac{EJ}{h^4} + \frac{q}{\Delta t^2} + c_x \frac{\varrho_p}{2} d_z v_p, \tag{8.2}$$

$$c = \frac{EJ}{h^4 f}, \tag{8.3}$$

$$d = \frac{q}{\Delta t^2 f}, \tag{8.4}$$

$$e = \frac{1}{f}\left(\frac{2q}{\Delta t^2} + c_x \frac{\varrho_p}{2} d_z v_p\right), \tag{8.5}$$

aby w efekcie otrzymać układ równań liniowych:

$$y_i = -cy_{i-2} + 4cy_{i-1} + 4cy_{i+1} - cy_{i+2} - dy_{0i} + ey_{1i}. \tag{8.6}$$

Do rozwiązania układu równań posłużono się metodą iteracyjną Seidla [48]. Po przekształceniu równanie (8.6) przyjmuje postać:

$$\Delta y_i = -y_i + c(-y_{i-2} + 4y_{i-1} + 4y_{i+1} - y_{i+2}) + d\, y_{0i} + e\, y_{1i}, \tag{8.7}$$

gdzie-

- Δy_i – oznacza przyrost ugięcia y_i w kolejnym kroku iteracji.

Przy rozwiązywaniu modelu wykorzystano metodę nadrelaksacji przyjmując współczynnik nadrelaksacji równy w=1,3 [48].

Ostatecznie ugięcie źdźbła w punkcie i w kolejnym kroku iteracyjnym wynosi

$$y_i = y_i^* + w\, \Delta y_i, \tag{8.8}$$

gdzie-

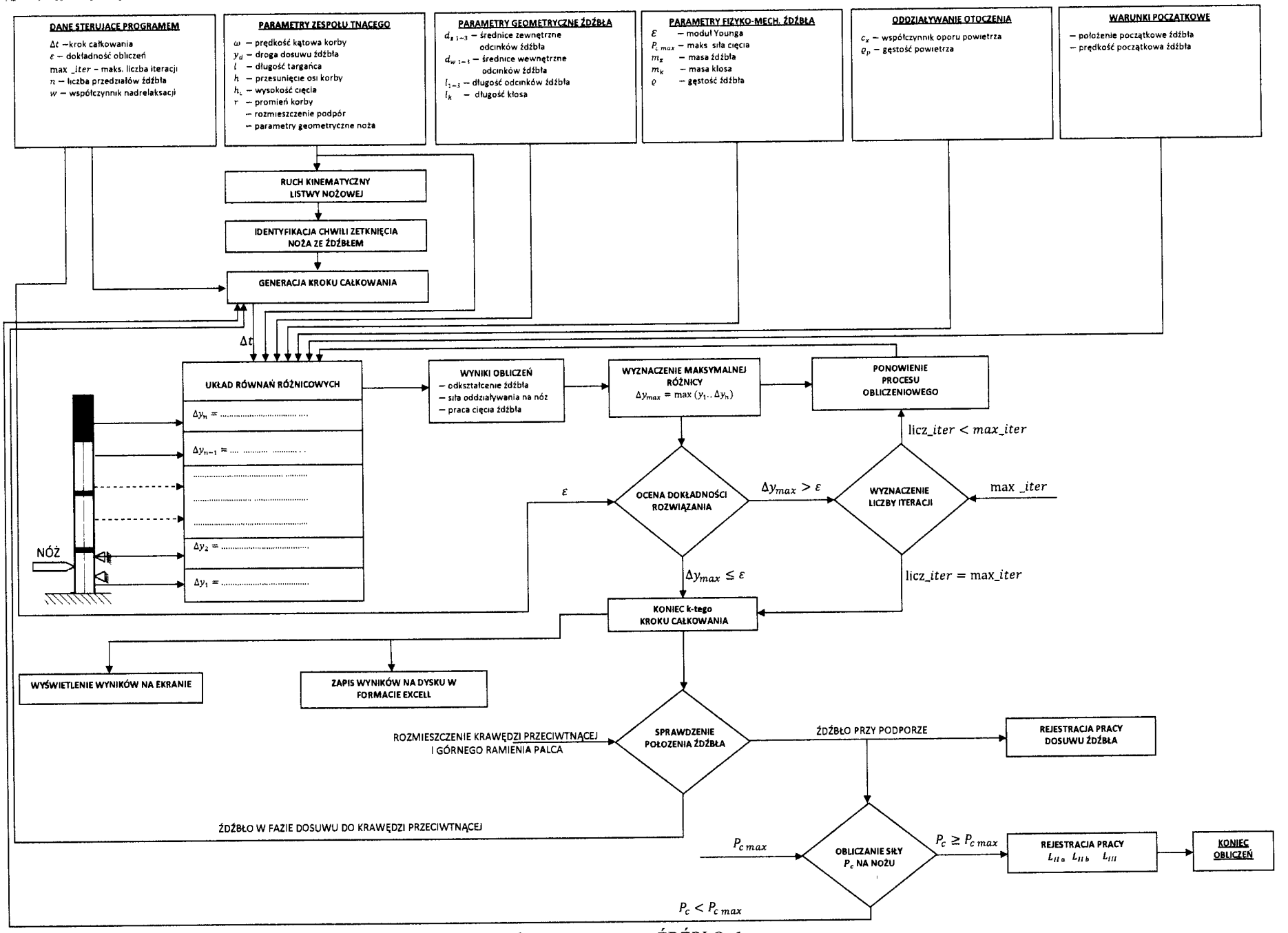
- y_i^* – oznacza wartość ugięcia w poprzednim kroku iteracyjnym.

Równanie różniczkowe (6.16) obowiązuje w miejscach zmiany sztywności źdźbła zastępuje się analogicznie bardziej złożonym układem równań liniowych.

Do rozwiązania powyższego modelu autor rozprawy napisał własny program komputerowy o nazwie ŹDŹBŁO_1 w języku Turbo Pascal, który pozwala na otrzymanie następujących wielkości z badań symulacyjnych:

a) ugięcie źdźbła w dowolnym punkcie,
b) siłę cięcia źdźbła,
c) pracę cięcia źdźbła,
d) reakcję krawędzi przeciwtnącej.

Opracowany program komputerowy o nazwie ŹDŹBŁO_1 zamieszczono w aneksie nr 2 niniejszej rozprawy, a jego algorytm na rys. 8.1.



Rys 8.1. Algorytm programu ŹDŹBŁO_1

8.2. Wyniki obliczeń symulacyjnych

Po licznych, wstępnych obliczeniach przyjęto następujące parametry sterujące programem komputerowym ŹDŹBŁO_1:

- przedział czasu (krok) całkowania $\Delta t = 10^{-6}\ s$,
- dokładność obliczeń $\varepsilon = 10^{-10}\ m$,
- maksymalna ilość kroków iteracji $\max_iter = 10\ 000$,
- współczynnik nadrelaksacji przyspieszający obliczenia w metodzie Seidla $w = 1{,}3$ [48].

Obliczenia symulacyjne prowadzone były dla następujących parametrów:

1. Parametry nożycowo-palcowego zespołu tnącego:
   - prędkość kątowa korby $\omega = 47{,}57\ rad/s$ ($240\ obr/min$ na wale momentomierza), co odpowiada średniej prędkości nożyka $v_{n\,śr} = 1{,}155 m/s$,
   - promień korby $r = 35{,}7\ mm$,
   - długość targańca $l = 230\ mm$,
   - odległość osi obrotu korby od płaszczyzny ruchu listwy nożowej $h = 80\ mm$,
   - odległość podpór 10 mm,
   - odległość nożyka od krawędzi przeciwtnącej 1,85 mm,
   - przemieszczenie podpór względem siebie 0 mm.

2. Parametry geometryczne źdźbła:
   - długość pierwszego odcinka źdźbła $l_1 = 186\ mm$,
   - długość drugiego odcinka źdźbła $l_2 = 278\ mm$,
   - długość trzeciego odcinka źdźbła $l_3 = 368\ mm$,
   - długość kłosa $l_k = 92\ mm$,
   - średnica zewnętrzna pierwszego odcinka źdźbła $d_{z1} = 4{,}05\ mm$,
   - średnica wewnętrzna pierwszego odcinka źdźbła $d_{w1} = 3{,}19\ mm$,
   - średnica zewnętrzna drugiego odcinka źdźbła $d_{z2} = 3{,}62\ mm$,
   - średnica wewnętrzna drugiego odcinka źdźbła $d_{w2} = 2{,}86\ mm$,
   - średnica zewnętrzna trzeciego odcinka źdźbła $d_{z3} = 2{,}55\ mm$,
   - średnica wewnętrzna trzeciego odcinka źdźbła $d_{w3} = 1{,}97\ mm$.

3. Parametry fizykomechaniczne źdźbła:
   - moduł Younga wyznaczany z równania (7.5),
   - siła rozdzielająca źdźbło wyznaczona ze wzoru (7.16),
   - masa źdźbła $m_z = 5{,}2\ g$,
   - masa kłosa $m_k = 4{,}3\ g$,

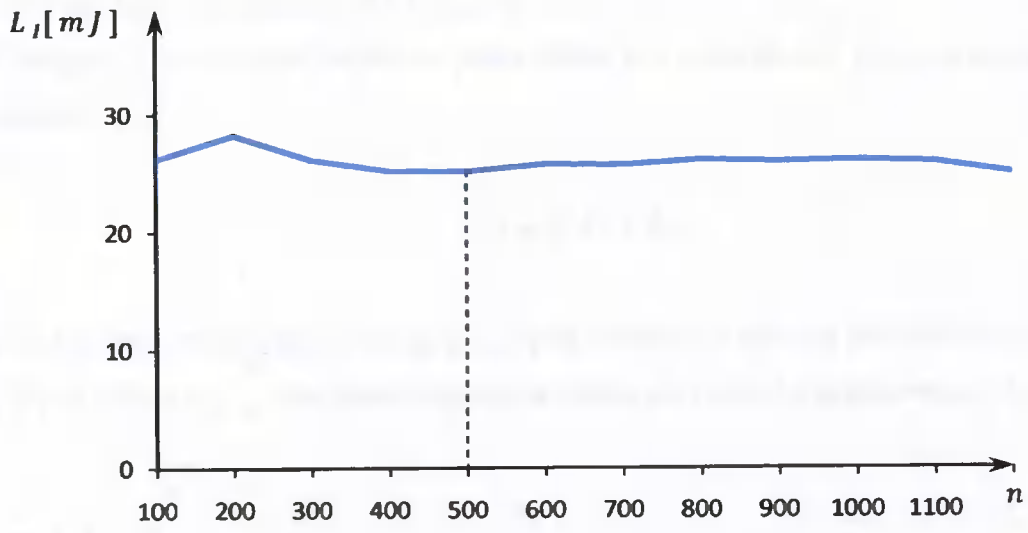
4. Oddziaływanie otoczenia na źdźbło:
   - współczynnik oporu powietrza $c_x = 0{,}98$,
   - gęstość powietrza $\varrho_p = 1{,}191\ kg/m^3$.

Głównym celem obliczeń symulacyjnych było wyznaczenie średniej pracy dosuwu $L_{I\,śr}$ w zależności od wysokości cięcia h_c, momentu bezwładności J przekroju poprzecznego oraz modułu Younga E źdźbła. Praca $L_{I\,śr}$ wyznaczona została dla długości drogi dosuwu źdźbła do krawędzi przeciwtnącej $y_{d\,śr} = 34{,}5\ mm$.

Obliczenia prowadzono dla:
- dziesięciu różnych wysokości cięcia h_c z przedziału $60 \div 150\ mm$,
- pięciu różnych średnic, co odpowiadało:
  - zmianom momentów bezwładności J z przedziału $(3{,}1187 \div 16{,}796) mm^4$,
  - zmianom modułu Younga E z przedziału $(2883 \div 6383) N/mm^2$.

Badania symulacyjne prowadzono dla średnic źdźbeł różniących się o $\Delta d\ (-1; -0{,}5; 0; 0{,}5; 1) mm$. Moduł Younga wyznaczano z zależności (7.5).

Na wstępie badań symulacyjnych przeprowadzono obliczenia umożliwiające wyznaczenie optymalnej liczby przedziałów podczas dyskretyzacji równania różniczkowego cząstkowego, co przedstawiono na rys.8.2.



Rys.8.2. Optymalizacja liczby przedziałów n:
L_l – praca dosunięcia źdźbła do krawędzi przeciwtnącej, n – liczba podziałów źdźbła.

Optymalną wartość przedziałów oceniono na $n = 500$. Dalszy wzrost liczby przedziałów nie zwiększa dokładności obliczeń, a znacznie wydłuża proces obliczeniowy.

Na kolejnych rysunkach przedstawiono wyniki obliczeń symulacyjnych energochłonności procesu cięcia za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego w oparciu o program obliczeniowy ŹDŹBŁO_1.

W wyniku obliczeń symulacyjnych okazało się, że na całkowitą wartość pracy cięcia L_{cj_m} opisanej równaniem:

$$L_{cj_m} = L_l + L_{IIa} + L_{IIb} + L_{III}, \tag{8.9}$$

gdzie-

- L_l – praca dosunięcia źdźbła do krawędzi przeciwtnącej,
- $L_{II\,a}$ – praca zginania źdźbła podpartego na krawędziach przeciwtnących,
- $L_{II\,b}$ – praca spłaszczenia przekroju poprzecznego źdźbła,
- L_{III} – praca rozdzielania źdźbła,

znaczący wpływ mają tylko dwie prace, tj.:

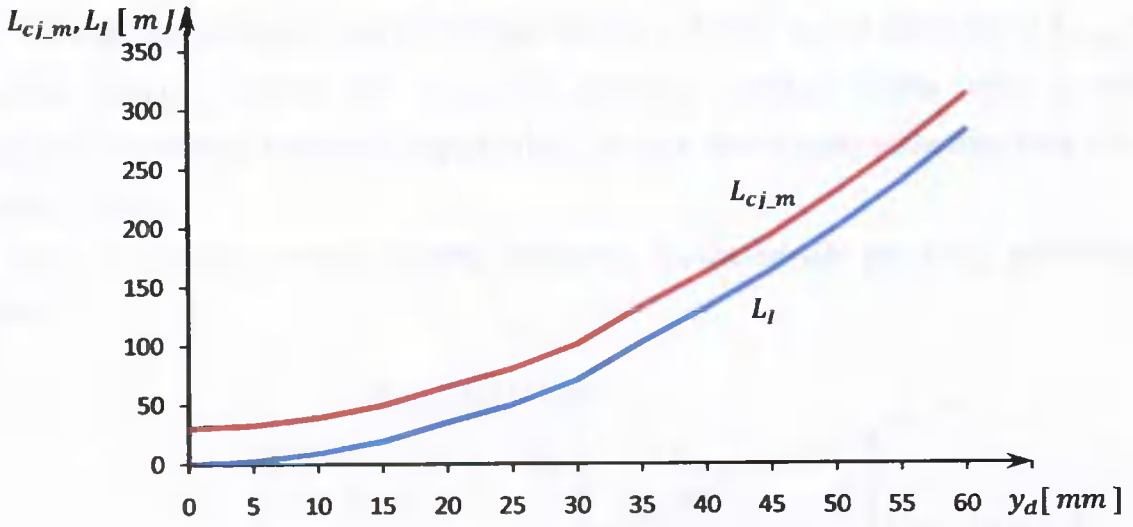
- praca dosunięcia źdźbła do krawędzi przeciwtnącej L_I,
- praca rozdzielania źdźbła L_{III}.

Mały wpływ pracy zginania L_{IIa} wynika z małej odległości podpór w układzie tnącym, natomiast zgodnie z równaniem (6.6) $L_{IIb} \ll L_{IIa}$.

W związku z powyższym całkowita praca cięcia jest sumą dwóch prac, co można opisać równaniem:

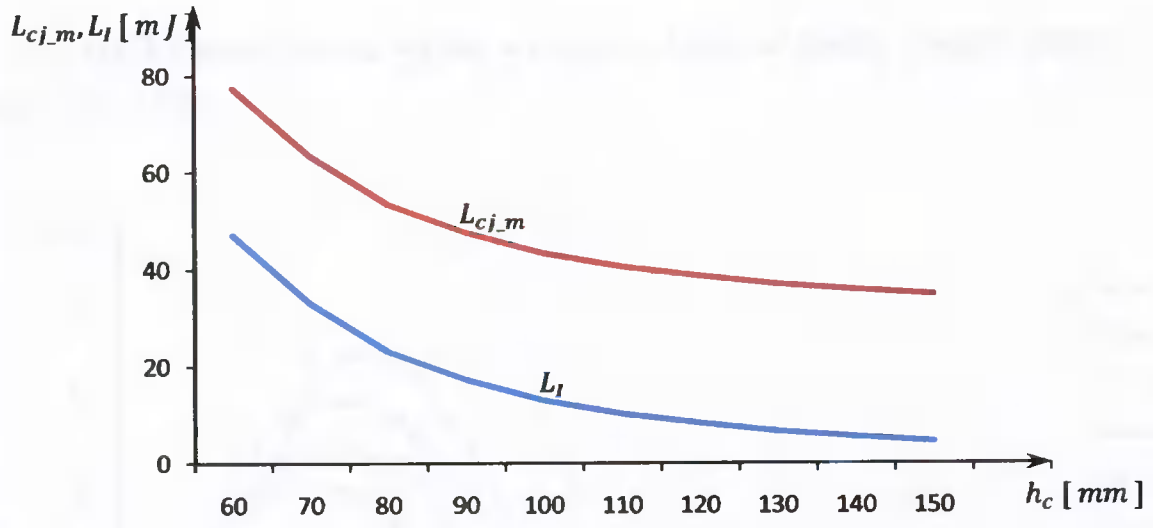
$$L_{cj_m} = L_I + L_{III}, \tag{8.10}$$

Na rys.8.3 przedstawiono wpływ drogi dosunięcia źdźbła do krawędzi przeciwtnącej y_d na pracę cięcia źdźbła L_{cj_m} oraz pracę dosunięcia źdźbła do krawędzi przeciwtnącej L_I.



Rys.8.3. Praca ciecia źdźbła L_{cj_m} i praca dosunięcia źdźbła do krawędzi przeciwtnącej L_I w funkcji długości drogi dosunięcia źdźbła y_d dla wysokości cięcia $h_c = 70$ mm.

Program komputerowy ŹDŹBŁO_1 umożliwia dodatkowo przeprowadzenie obliczeń wpływu wysokości cięcia źdźbła h_c na prace L_{cj_m} i L_I, co przedstawiono na rys. 8.4.

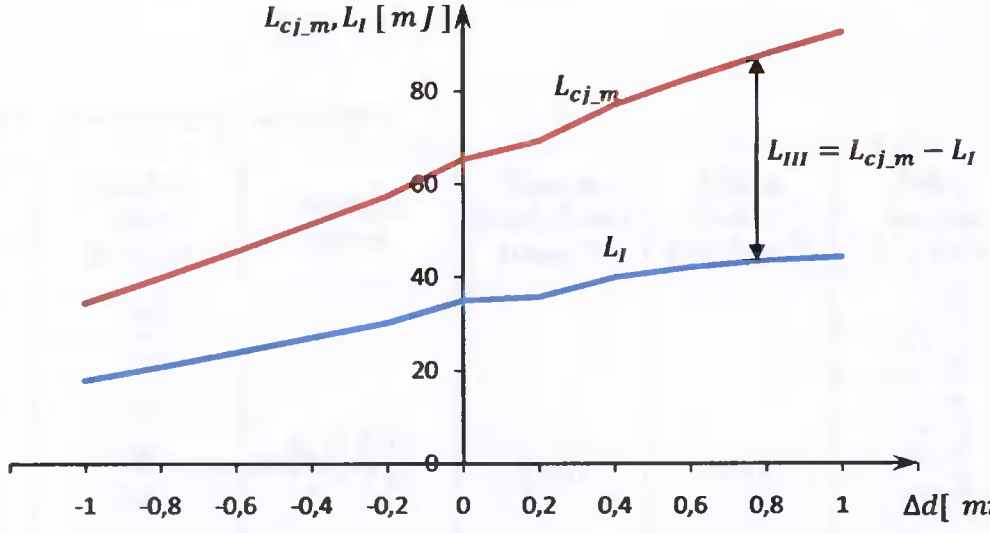


Rys.8.4. Praca ciecia źdźbła L_{cj_m} i praca dosunięcia źdźbła do krawędzi przeciwtnącej L_l w funkcji wysokości cięcia źdźbła h_c dla drogi dosuwu $y_d = 20mm$

Wraz ze wzrostem wysokości cięcia maleje energochłonność procesu cięcia źdźbła.

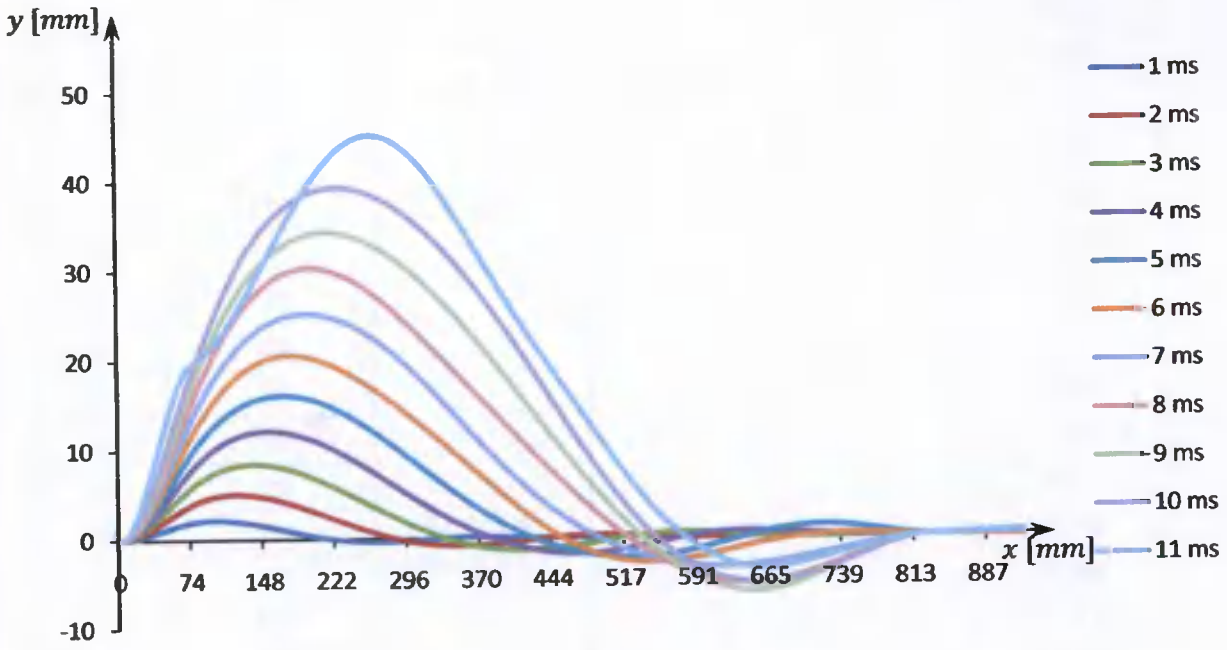
Na rys.8.5 przedstawiono wpływ zmiany średnicy źdźbła Δd na prace cięcia L_{cj_m} i L_l. Zmiana średnic o wartość Δd dotyczyła wszystkich odcinków źdźbła. Wraz ze zmianą średnicy zewnętrznej, zmieniano odpowiednio średnicę wewnętrzną zakładając stałą grubość ścianki źdźbła.

Wraz ze wzrostem średnicy źdźbła zauważono wzrost udziału pracy L_{III} rozdzielającej źdźbło.



Rys.8.5. Praca ciecia źdźbła L_{cj_m} i praca dosunięcia źdźbła do krawędzi przeciwtnącej L_l w funkcji zmiany średnicy źdźbła Δd_z dla wysokości cięcia $h_c = 70mm$ i drogi dosuwu $y_d = 20mm$

Na rys. 8.6 przedstawiono wykres wychylenia źdźbła w funkcji długości źdźbła x dla danej chwili czasu.



Rys. 8.6. Wychylenie źdźbła w danej chwili czasu pod działaniem noża

Wyniki obliczeń symulacyjnych zestawiono w tabeli 8.1.

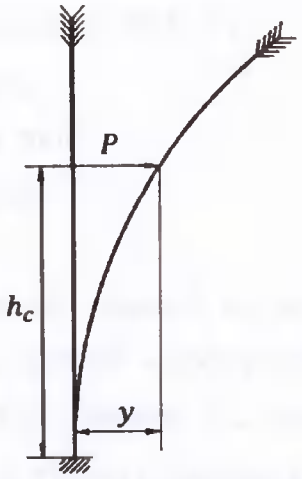
Tabela 8.1. Wyniki obliczeń symulacyjnych

Nr pomiaru	*Wysokość cięcia* $h_c[mm]$	*Średnica źdźbła*	*Moment bezwładności* $J[mm^4]$	*Moduł Younga* $E\ [N/mm^2]$	*Praca dosuwu* $L_{I\,śr}\ [m\,J]$
1	60	$d_z = 3{,}05$ $d_w = 2{,}19$	3,119	6383	77,81
2	70				54,76
3	80				38,43
4	90				28,72
5	100				21,54
6	110				16,89
7	120				13,66
8	130				10,90

9	140				8,980
10	150				7,354
11	60	$d_z = 3{,}55$ $d_w = 2{,}69$	5,226	5508	108,9
12	70				76,77
13	80				53,76
14	90				40,43
15	100				30,44
16	110				24,15
17	120				19,60
18	130				15,70
19	140				12,92
20	150				10,64
21	60	$d_z = 4{,}05$ $d_w = 3{,}19$	8,123	4633	141,4
22	70				99,42
23	80				69,58
24	90				52,31
25	100				39,32
26	110				30,86
27	120				24,92
28	130				19,84
29	140				16,25
30	150				13,34
31	60	$d_z = 4{,}55$ $d_w = 3{,}69$	11,94	3758	167,2
32	70				117,3
33	80				81,96
34	90				61,25
35	100				45,87
36	110				36,07
37	120				29,17
38	130				23,24
39	140				19,05
40	150				15,56
41	60	$d_z = 5{,}05$ $d_w = 4{,}19$	16,80	2883	178,2
42	70				125,2
43	80				87,48
44	90				65,47
45	100				49,13
46	110				38,58
47	120				31,20

48	130				24,83
49	140				20,44
50	150				16,76

W celu doboru odpowiedniej postaci funkcji regresji wyznaczono pracę potrzebną do statycznego ugięcia źdźbła realizowanego siłą P przyłożoną w odległości h_c od podłoża rys. 8.7.



Rys. 8.7. Ugięcie źdźbła pod wpływem działania siły statycznej

Ugięcie źdźbła y można opisać zależnością:

$$y = \frac{P\,h_c^3}{3EJ}. \tag{8.11}$$

Zatem siłę P opisuje zależność:

$$P = \frac{3EJ}{h_c^3}\,y. \tag{8.12}$$

Pracę L_I statycznego ugięcia źdźbła opisuje równanie:

$$L_I = \int_0^y P\,dy = \frac{3}{2}\frac{EJ}{h_c^3}y^2. \tag{8.13}$$

Z zależności (8.13) wynika, że wpływ na rzeczywistą (dynamiczną) pracę dosuwu źdźbła do krawędzi przeciwtnącej będzie miało wyrażenie EJ/h_c^3.

Dla potrzeb analizy, opierając się na zależności (8.13), przyjęto następującą postać funkcji regresji na średnią pracę $L_{I\,śr}$ dosuwu:

$$L_{I\,śr} = \frac{EJ}{h_c^3}\left(a_1 + a_2\frac{1}{h_c} + a_3 J + a_4 E\right). \tag{8.14}$$

Współczynniki regresji zostaną wyznaczone dla następujących jednostek miar:

- $L_{I\,śr}$ – praca dosuwu pojedynczego ździebła w J,
- h_c – wysokość cięcia w mm,
- J – moment bezwładności w mm^4,
- E – moduł Younga w N/mm^2.

Wyznaczono cztery współczynniki regresji a_1, a_2, a_3, a_4 rozwiązując równanie macierzowe $(A.1.4)$. Analizowano istotność współczynników regresji na poziomie istotności $\alpha_{pi} = 0{,}05$ dla którego $t_{kr} = 2{,}02$. Wartość t_{kr} wyznaczono na podstawie rozkładu t-Studenta dla 45 stopni swobody (50-4-1). Analizę istotności współczynników regresji przeprowadzono w dwóch etapach. W pierwszym etapie z ogólnej funkcji regresji (8.14) odrzucano człon najmniej istotny. W drugim etapie obliczeń wszystkie współczynniki regresji okazały się istotne. Wyniki pierwszego etapu analizy funkcji regresji zestawiono w tabeli 8.2.

Tabela 8.2. Wyniki pierwszego etapu analizy funkcji regresji

Współczynnik regresji	***Wartość współczynnika regresji (A.1.4)***	***Odchylenie standardowe współczynnika regresji (A.1.7)***	***Test istotności (A.1.9)***
a_1	1,270	$8{,}398 \cdot 10^{-2}$	15,12
a_2	-39,88	0,7558	52,76
a_3	$3{,}818 \cdot 10^{-3}$	$3{,}070 \cdot 10^{-3}$	1,244
a_4	$3{,}513 \cdot 10^{-5}$	$1{,}210 \cdot 10^{-5}$	2,903
Odchylenie standardowe resztowe σ (A.1.5)		0,01667	
Współczynnik korelacji wielowymiarowej R (A.1.6)		0,9923	

Na tym etapie analizy odrzucono współczynnik regresji a_3 jako najmniej istotny. Do analizy w drugim etapie przyjęto funkcję regresji w następującej postaci:

$$L_{I\,śr} = \frac{EJ}{h_c^3}\left(a_1 + a_2\frac{1}{h_c} + a_4 E\right). \tag{8.15}$$

Tabela 8.3. Wyniki drugiego etapu analizy funkcji regresji

Współczynnik regresji	***Wartość współczynnika regresji (A.1.4)***	***Odchylenie standardowe współczynnika regresji (A.1.7)***	***Test istotności (A.1.9)***
a_1	1,373	$1{,}210\cdot10^{-2}$	113,5
a_2	-39,88	0,7603	52,45
a_4	$2{,}027\cdot10^{-5}$	$1{,}916\cdot10^{-6}$	10,57
Odchylenie standardowe resztowe σ (A.1.5)		0,01677	
Współczynnik korelacji wielowymiarowej R (A.1.6)		0,9921	

W drugim etapie analizy funkcji regresji wszystkie współczynniki regresji okazały się istotne gdyż $t > t_{kr}$.

Dla ostatecznej postaci funkcji regresji opisanej równaniem (8.15) przeprowadzono testowanie adekwatności funkcji. Obliczono wartość statystyki t ($A.1.10$) dla wszystkich 50 punktów pomiarowych. Wyniki testu adekwatności przedstawiono w tabeli 8.4.

Tabela 8.4. Wyniki testu adekwatności

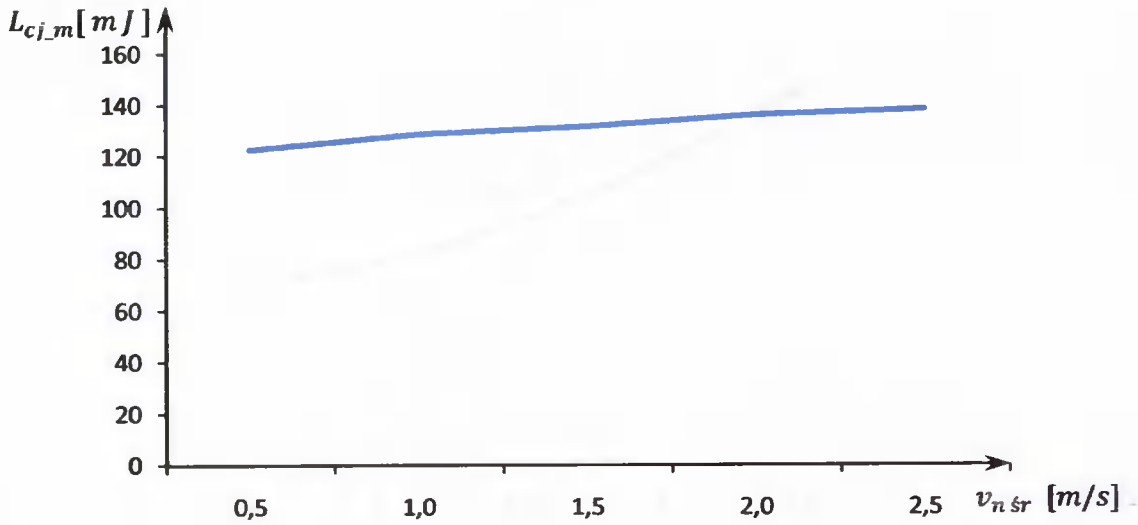
Nr pomiaru	***Test adekwatności t (A.1.10)***	***Nr pomiaru***	***Test adekwatności t (A.1.10)***
1	0,3675	***26***	0,7627
2	0,6214	***27***	0,5677
3	0,8904	***28***	0,1122
4	0,4339	***29***	0,1629
5	1,2456	***30***	0,2745
6	0,6078	***31***	1,1628
7	0,9082	***32***	1,0086

8	0,4257	*33*	0,8908
9	1,1667	*34*	0,6284
10	0,5904	*35*	1,6358
11	0,1565	*36*	0,9626
12	0,0058	*37*	0,3984
13	1,7469	*38*	0,2457
14	1,0313	*39*	0,0559
15	1,6623	*40*	0,7328
16	0,3142	*41*	1,5742
17	1,4262	*42*	1,4394
18	1,1956	*43*	0,4533
19	1,8565	*44*	0,1487
20	1,6711	*45*	1,0376
21	0,5290	*46*	0,4809
22	0,5189	*47*	0,8322
23	1,2811	*48*	0,1171
24	0,6205	*49*	0,6794
25	1,3762	*50*	0,1556

Test adekwatności wyłonił maksymalną wartość statystyki $t_{max} = 1{,}8565$ dla punktu numer 19. Wartość krytyczna statystyki dla poziomu istotności $\alpha_{pi} = 0{,}05$ i 46 (50-3-1) stopni swobody wynosi $t_{kr} = 3{,}52$. Ponieważ $t_{max} < t_{kr}$ nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy o adekwatności funkcji regresji opisanej równaniem (8.15) o następującej postaci:

$$L_{I\,śr} = \frac{EJ}{h_c^3}\left(a_1 + a_2\frac{1}{h_c} + a_4 E\right). \tag{8.15}$$

W oparciu o model matematyczny analizowano również wpływ prędkości nożyka $v_{n\,śr}$ na pracę cięcia L_{cj_m}. Wyniki obliczeń symulacyjnych przedstawiono na rys.8.8.



Rys.8.8. Praca cięcia źdźbła L_{cj_m} w funkcji średniej prędkości ruchu nożyka $v_{n\,śr}$

Obliczenia symulacyjne wykazały brak znaczącego wpływu prędkości nożyka $v_{n\,śr}$ na pracę cięcia L_{cj}. Wynika to z faktu, iż model matematyczny uwzględnia jedynie wpływ sił bezwładności źdźbła oddziaływujących na nożyk. Z uwagi na małą masę całego źdźbła wpływ ten jest nieznaczny.

Rzeczywisty wpływ prędkości nożyka na pracę cięcia analizować można w oparciu o badania doświadczalne.

W tym celu podstawiono do równania (7.36) zależności (7.34), (7.46) i uzyskano równanie opisujące wpływ prędkości ruchu listwy nożowej na pracę cięcia pojedynczego źdźbła:

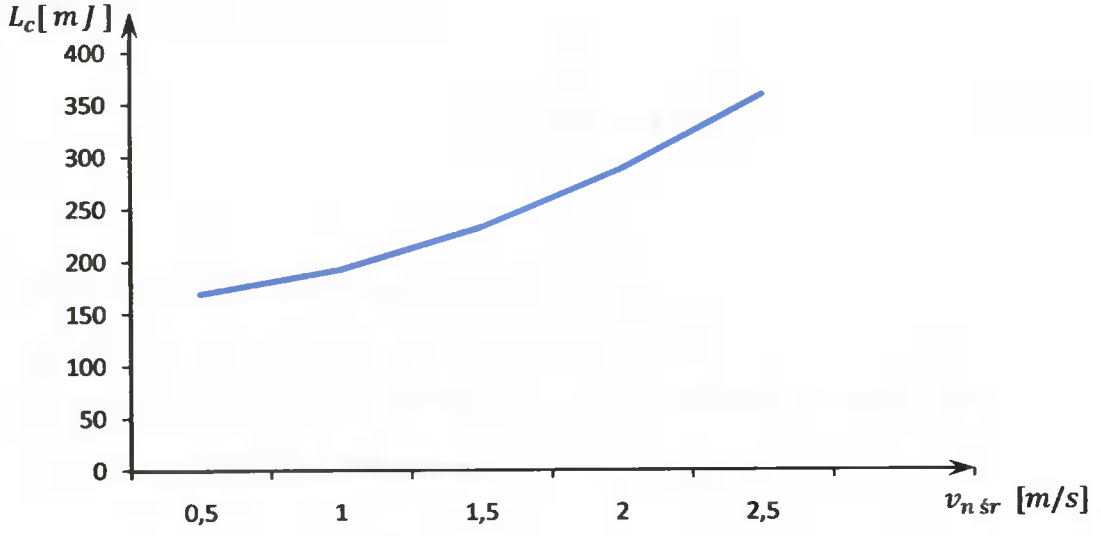
$$L_{cj} = 0{,}06826\left(a_1 + a_3 v_{n\,śr}^2\right), \tag{8.16}$$

gdzie-

$a_1 = 2{,}357\,J$,

$a_3 = 0{,}4616\,J\,s^2/m^2$.

Na rys. 8.9 przedstawiono rzeczywisty wpływ prędkości ruchu listwy nożowej na pracę cięcia reprezentatywnego źdźbła.



Rys.8.9. Praca cięcia źdźbła L_{cj} w funkcji średniej prędkości ruchu nożyka $v_{n\,śr}$

Z analizy rys.8.9 wynika, iż wpływ prędkości ruchu listwy nożowej na pracę cięcia jest znaczący. Wynika on z dynamicznego oddziaływania nożyka na źdźbło w ostatniej fazie procesu cięcia tj. na etapie jego rozdzielania.

Na etapie opracowywania modelu matematycznego nie uwzględniano efektu dynamicznego, gdyż pracę cięcia źdźbła obliczano w oparciu o quasi-statyczne oddziaływanie nożyka na źdźbło.

W celu wzbogacenia modelu matematycznego o efekt dynamiczny procesu cięcia, uogólniono zależność (8.10), opisującą całkowitą pracę cięcia, do postaci:

$$L_{cj} = L_I + L_{III} + L_{IV}, \tag{8.17}$$

gdzie-

L_I – praca dosunięcia źdźbła do krawędzi przeciwtnącej zależna od wysokości cięcia, parametrów geometrycznych źdźbła oraz modułu Younga, opisana zależnością(8.15),

L_{III} – praca rozdzielania źdźbła (obliczana jako iloczyn $P_{cj} \cdot d_z$),

L_{IV} – praca dynamicznego oddziaływania nożyka na źdźbło (obliczona jako$0{,}03151\ v_{n\,śr}^2$)

Praca cięcia pojedynczego źdźbła uzyskana na podstawie obliczeń symulacyjnych, umożliwia wyznaczenie energochłonności procesu cięcia źdźbeł na danej powierzchni za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego.

Należy wówczas skorzystać z zależności:

$$L_c = F_c \cdot g_p \cdot L_{cj_m}, \tag{8.18}$$

gdzie-

F_c – powierzchnia cięcia obliczona z równania (7.41),

g_p – liczba sztuk roślin na jednostkowej powierzchni cięcia,

L_{cj_m} – praca cięcia pojedynczego źdźbła wyznaczona z obliczeń symulacyjnych zgodnie z równaniem (8.17).

9. WERYFIKACJA MODELU MATEMATYCZNEGO

W celu weryfikacji opracowanego w rozdziale 6 pracy modelu matematycznego, porównano wyniki uzyskane w badaniach doświadczalnych procesu cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego z wynikami obliczeń symulacyjnych.

W statystyce matematycznej nie ma opisanych jednoznacznie metod porównywania wyników badań z wynikami uzyskanymi z modeli matematycznych.

Wobec tego jako kryterium adekwatności modelu matematycznego do modelowanej rzeczywistości służą różnego rodzaju kryteria zapożyczone np. z teorii aproksymacji.

W niniejszej rozprawie jako miarę adekwatności modelu matematycznego do wyników badań doświadczalnych przyjęto wielkość χ, która jest stosunkiem wartości pracy L_{cj} uzyskanej z badań doświadczalnych do wartości pracy L_{cj_m} uzyskanej z obliczeń symulacyjnych na modelu:

$$\chi = \frac{L_{cj}}{L_{cj_m}}. \tag{9.1}$$

Zestawienie porównywanych wartości pracy cięcia pojedynczego źdźbła za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego L_{cj} z wartościami obliczeń symulacyjnych pracy cięcia pojedynczego źdźbła L_{cj_m} zestawiono w tabeli 9.1.

Porównanie przeprowadzono dla wszystkich punktów pomiarowych związanych z wykonywanym doświadczeniem, zgodnie z tabelą 7.14.

Na etapie porównywania wyników obliczono, także wartości średnie i odchylenie standardowe wielkości χ dla wyróżnionych grup wyników.

Tabela 9.1. Zestawienie porównywanych wartości L_{cj} i L_{cj_m} dla odpowiednich wartości $v_{n\,śr}$ i v_m

Nr pomiaru	$v_{n\,śr}$ $[m/s]$	v_m $[m/s]$	L_{cj} $[J]$	L_{cj_mod} $[J]$	χ
1	0,751	0,18	0,1796	0,1465	1,22
2	0,751	0,18	0,1835	0,1465	1,25
3	0,751	0,18	0,1704	0,1465	1,16
4	0,751	0,18	0,1734	0,1465	1,18
5	0,751	0,18	0,1888	0,1465	1,29
6	0,751	0,18	0,1830	0,1465	1,24

7	0,751	0,18	0,1756	0,1465	1,19
8	0,751	0,18	0,1688	0,1465	1,15
					$\bar{\chi} = 1{,}21$ $\sigma = 0{,}0448$

9	0,751	0,30	0,1881	0,1465	1,28
10	0,751	0,30	0,1750	0,1465	1,19
11	0,751	0,30	0,1667	0,1465	1,13
12	0,751	0,30	0,1840	0,1465	1,25
13	0,751	0,30	0,1777	0,1465	1,21
14	0,751	0,30	0,1854	0,1465	1,26
15	0,751	0,30	0,1657	0,1465	1,13
16	0,751	0,30	0,1859	0,1465	1,26
					$\bar{\chi} = 1{,}21$ $\sigma = 0{,}0561$

17	0,751	0,50	0,1829	0,1465	1,24
18	0,751	0,50	0,1732	0,1465	1,18
19	0,751	0,50	0,1706	0,1465	1,16
20	0,751	0,50	0,1786	0,1465	1,22
21	0,751	0,50	0,1751	0,1465	1,19
22	0,751	0,50	0,1816	0,1465	1,23
23	0,751	0,50	0,1719	0,1465	1,17
24	0,751	0,50	0,1782	0,1465	1,21
					$\bar{\chi} = 1{,}20$ $\sigma = 0{,}02882$

25	1,155	0,18	0,2320	0,1708	1,35
26	1,155	0,18	0,2128	0,1708	1,24
27	1,155	0,18	0,1861	0,1708	1,08
28	1,155	0,18	0,2000	0,1708	1,17
29	1,155	0,18	0,1977	0,1708	1,15
30	1,155	0,18	0,2114	0,1708	1,23
31	1,155	0,18	0,2241	0,1708	1,31
32	1,155	0,18	0,2272	0,1708	1,33
					$\bar{\chi} = 1{,}23$ $\sigma = 0{,}0876$

33	1,155	0,30	0,2215	0,1708	1,29
34	1,155	0,30	0,2068	0,1708	1,21
35	1,155	0,30	0,1599	0,1708	0,93
36	1,155	0,30	0,1826	0,1708	1,06
37	1,155	0,30	0,2007	0,1708	1,17
38	1,155	0,30	0,2145	0,1708	1,25
39	1,155	0,30	0,2160	0,1708	1,26
40	1,155	0,30	0,2390	0,1708	1,39
					$\bar{\chi} = 1{,}20$ $\sigma = 0{,}1341$

41	1,155	0,50	0,2292	0,1708	1,34
42	1,155	0,50	0,2120	0,1708	1,24
43	1,155	0,50	0,1823	0,1708	1,06
44	1,155	0,50	0,2148	0,1708	1,25
45	1,155	0,50	0,2077	0,1708	1,21
46	1,155	0,50	0,2118	0,1708	1,24
47	1,155	0,50	0,2133	0,1708	1,25
48	1,155	0,50	0,1866	0,1708	1,09
					$\bar{\chi} = 1{,}21$ $\sigma = 0{,}0844$

49	2,518	0,18	0,4072	0,3285	1,24
50	2,518	0,18	0,3151	0,3285	0,95
51	2,518	0,18	0,3836	0,3285	1,16
52	2,518	0,18	0,3010	0,3285	0,91
53	2,518	0,18	0,3391	0,3285	1,03
54	2,518	0,18	0,3976	0,3285	1,21
55	2,518	0,18	0,3603	0,3285	1,09
56	2,518	0,18	0,3216	0,3285	0,97
					$\bar{\chi} = 1{,}07$ $\sigma = 0{,}1141$

57	2,518	0,30	0,4133	0,3285	1,25
58	2,518	0,30	0,3371	0,3285	1,02
59	2,518	0,30	0,3427	0,3285	1,04
60	2,518	0,30	0,2930	0,3285	0,89
61	2,518	0,30	0,3116	0,3285	0,94

62	2,518	0,30	0,3457	0,3285	1,05
63	2,518	0,30	0,3995	0,3285	1,21
64	2,518	0,30	0,3857	0,3285	1,17
					$\bar{\chi} = 1{,}07$ $\sigma = 0{,}121$

65	2,518	0,50	0,3774	0,3285	1,14
66	2,518	0,50	0,3277	0,3285	0,99
67	2,518	0,50	0,3857	0,3285	1,17
68	2,518	0,50	0,3384	0,3285	1,03
69	2,518	0,50	0,4073	0,3285	1,24
70	2,518	0,50	0,3537	0,3285	1,07
71	2,518	0,50	0,3406	0,3285	1,03
72	2,518	0,50	0,3506	0,3285	1,06
					$\bar{\chi} = 1{,}09$ $\sigma = 0{,}0777$

Na podstawie przeprowadzonego porównania stwierdzono zgodność trendu zmian wartości pracy cięcia L_{cj} uzyskanych na drodze doświadczalnej z wartościami pracy cięcia L_{cj_m} uzyskanych z obliczeń symulacyjnych.

Średnie wartości wielkości χ mieszczą się w przedziale od 1,07 do 1,23, co zdaniem autora, świadczy o dobrej adekwatności modelu matematycznego.

Bardzo dużą zgodność wyników doświadczalnych z wynikami z obliczeń symulacyjnych uzyskano dla grup wyników, dla których proces cięcia realizowano z prędkością listwy nożowej równą $v_{n\,śr} = 2{,}518\,m/s$. Dla tych grup wyników średnie wartości wielkości χ mieszczą się w przedziale od 1,07 do 1,09.

10. WNIOSKI

W świetle przeprowadzonej analizy wyników, uzyskanych w badaniach doświadczalnych oraz symulacyjnych, wyprowadzić można następujące wnioski:

1. Opracowany i przedstawiony w niniejszej rozprawie model matematyczny procesu cięcia roślin źdźbłowych na bazie, którego przeprowadzono obliczenia symulacyjne oceny energochłonności tego procesu, dał dobrą zbieżność z wynikami uzyskanymi w warunkach eksperymentu naturalnego. Zatem przyjęty model można nazwać adekwatnym;

2. Zweryfikowany doświadczalnie model matematyczny, może być wykorzystany przy zastosowaniu metod symulacji komputerowej w badaniach procesu cięcia roślin źdźbłowych za pomocą nożycowo-palcowych zespołów tnących, optymalizacji ich konstrukcji na etapie projektowania oraz generowania nowych rozwiązań konstrukcyjnych zespołów tnących;

3. Na etapie modelowania matematycznego procesu cięcia roślin źdźbłowych za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego, należy wyróżnić etapy związane z:
   - dosunięciem źdźbła do krawędzi przeciwtnącej,
   - zginaniem źdźbła po dosunięciu go do krawędzi przeciwtnącej,
   - spłaszczaniem przekroju poprzecznego źdźbła,
   - rozdzielaniem źdźbła;

   Przeprowadzone obliczenia symulacyjne umożliwiły określenie energochłonności poszczególnych etapów procesu cięcia. Największy wpływ na pracę cięcia ma etap związany z dosunięciem źdźbła do krawędzi przeciwtnącej oraz etap rozdzielania źdźbła;

4. Moduł Younga jest jednym z podstawowych parametrów modelu masowo-sprężystego źdźbła. Z badań przeprowadzonych w ramach rozprawy wynika, że moduł Younga roślin źdźbłowych nie jest wartością stałą. Zależy on od średnicy źdźbła. Wraz ze wzrostem średnicy zewnętrznej źdźbła wartość jego w przybliżeniu liniowo maleje. Przykładowo dla średnicy źdźbła $d_z = 2{,}14mm$ moduł Younga $E = 8380{,}1\ N/mm^2$. Natomiast dla średnicy źdźbła $d_z = 4{,}41\ mm$ moduł Younga $E = 4099{,}6\ N/mm^2$;

5. Badania symulacyjne prowadzone na modelu matematycznym wykazały, że istotny wpływ na pracę cięcia źdźbeł realizowanego nożycowo-palcowym zespołem tnącym wywierają:
   - droga dosuwu źdźbła do krawędzi przeciwtnącej,
   - wysokość cięcia,
   - cechy geometryczne przekroju poprzecznego źdźbła.

   Natomiast zdecydowanie mniejszy wpływ na pracę cięcia wywierają:
   - masa źdźbła,
   - opór powietrza,
   - prędkość cięcia.

6. Z przeprowadzonych badań doświadczalnych wynika, że istotny wpływ na energochłonność procesu cięcia roślin źdźbłowych realizowanego nożycowo-palcowym zespołem tnącym wywiera:
   - prędkość listwy nożowej zespołu tnącego,
   - prędkość podawania materiału do cięcia.

   Maksymalną wartość pracy cięcia $L_c = 1{,}784\,J$ otrzymano dla prędkości listwy nożowej $v_{n\,śr} = 0{,}751\,m/s$ i prędkości podawania materiału do cięcia $v_m = 0{,}50\,m/s$. Natomiast najmniejszą wartość pracy cięcia $L_c = 0{,}330\,J$ otrzymano dla prędkości listwy nożowej $v_{n\,śr} = 2{,}58\,m/s$ i prędkości podawania materiału do cięcia $v_m = 0{,}18\,m/s$. Praca cięcia pojedynczego źdźbła dla przyjętych układów prędkości $v_{n\,śr}$ i v_m wynosiła odpowiednio: $L_{cj} = 0{,}1829\,J$ i $L_{cj} = 0{,}3532\,J$.

7. Przeprowadzone badania doświadczalne cięcia roślin źdźbłowych za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego wykazały, brak istotnego wpływu kąta ustawienia zespołu tnącego względem ciętych źdźbeł na energochłonność realizowanego procesu, pomimo istotnego wpływu kąta cięcia źdźbła na siłę cięcia wykazanego w badaniach doświadczalnych, w quasi-statycznej próbie cięcia pojedynczego źdźbła.

8. Złożoność procesu cięcia roślin źdźbłowych za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego wymagała przeprowadzenia wielostronnych analiz i badań:
   - analizy mechanicznej (kinematyki i dynamiki) nożycowo-palcowego zespołu tnącego,
   - badań właściwości fizykomechanicznych pojedynczego źdźbła,
   - badań doświadczalnych cięcia pojedynczego źdźbła,
   - opracowanie modelu matematycznego procesu cięcia,
   - obliczeń symulacyjnych na modelu matematycznym,
   - badań doświadczalnych procesu cięcia źdźbeł za pomocą nożycowo-palcowego zespołu tnącego,
   - weryfikację opracowanego modelu matematycznego;

Celowe wydaje się prowadzenie dalszych prac badawczych, które zmierzają do opracowania ogólnej teorii procesu cięcia roślin źdźbłowych, przy zmieniających się ich właściwościach fizykomechanicznych oraz określonych cechach i parametrach konstrukcyjnych zespołów tnących. Jako celowe należy uznać również opracowanie nowych, zoptymalizowanych konstrukcji zespołów tnących o większej efektywności funkcjonowania w stosunku do istniejących rozwiązań konstrukcyjnych.

Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy Bydgoszcz BIBLIOTEKA GŁÓWNA

11. LITERATURA

1. Antonowicz W.: Konstrukcja i badania przyrządu o jednostajnym prostoliniowym ruchu noży do cięcia roślin źdźbłowych. Praca doktorska. Politechnika Poznańska, Poznań, 1997.

2. Antonowicz W., Kośmicki Z.: Ważniejsze wielkości konstrukcyjne przyrządu tnącego o jednostajnym prostoliniowym ruchu noży. Prace PIMR, nr 1. Poznań, 1978.

3. Antonowicz W.: Konstrukcja i badanie przyrządu o jednostajnym prostoliniowym ruchu noży do cięcia roślin źdźbłowych. Praca doktorska. Politechnika Poznańska, Poznań, 1977.

4. Banno T., Ogawa T.: Studies on the cutting energy of the rotary mower. Journal Soc. Agric. Mach. Japan, vol. 40, nr 4. 1979.

5. Benjamin J.R., Cornell C.A.: Rachunek prawdopodobieństwa, statystyka matematyczna i teoria decyzji dla inżynierów. WNT, Warszawa, 1997.

6. Bochat A., Błaszczyk M., Zastempowski M.: Problematyka badawcza procesu cięcia pojedynczych źdźbeł i łodyg. Inżynieria i Aparatura Chemiczna 1-2/2007.

7. Bosoj E.G.: Rezuscie aparaty uborocnych masin. Masinostrojenie, Moskwa, 1967.

8. Brzozowski J.: Badania wzorców kosiarek rotacyjnych. Biuletyn Informacyjny IMER, nr 9, Warszawa, 1973.

9. Bukowski J., Kijkowski P.: Kurs mechaniki płynów. PWN, Warszawa, 1980.

10. Carlson R.D., Yoerger R.R., Butler B.I.: Utilizing particie trajectories In rotary – mower design. Transaction of the ASAE, vol. 16, nr 6, 1973.

11. Dittert P.: Schulztuecher fuer Kresel – Und Schlegelmacher im Test. Landtechnik, nr 4, 1976.

12. Dmitrewski J.: Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. TOM III. PWRiL, Warszawa, 1978.

13. Dobler K.: Grundlagende Untersuchungen uber den freien Schnitt bei Halmgut. Grundlagen der Landtechnik, nr 2, 1973.

14. Dobler K.: Schnittvorgang, Leistungsbedauf Und Schnittqualitat beim Muhen In freien Schnitt. Landtechnik, nr 1, 1973.

15. Dobrzański B., Zawadzki S.: Gleboznawstwo: podręcznik dla studentów akademii rolniczych. PWRiL, Warszawa, 1995.

16. Draper N.R., Smith H.: Analiza regresji stosowana. PWN, Warszawa, 1973.

17. Erbelding H.: Die Zuordnung von Werkzeug – und Gutbewengung bei Arbeitsmaschinen mit um ufenden Werkzeugen unter besonderer Beruecksichtigung des Scheibenmachwerkes. Labdtechnik Forsch. Vol.18, nr 6, 1970.

18. Fąfara R.: Analiza pracy dwulistwowego zespołu tnącego maszyn żniwnych. IBMER w Warszawa. Biuletyn Prac Naukowo-Badawczych. Warszawa, 1964.

19. Gach S., Kuczewski J., Waszkiewicz Cz.: Maszyny rolnicze. Elementy teorii i obliczeń. Wydawnictwo SGGW, Warszawa, 1991.

20. Gach S., Miszczak M., Waszkiewicz C.: Projektowanie maszyn rolniczych. Wydawnictwo SGGW-AR, Warszawa, 1989.

21. Grabański P: Badanie energochłonności procesu cięcia roślin źdźbłowych. Politechnika Poznańska, Rozprawa doktorska. Poznań, 1988.

22. Grabański P., Pawlicki T.: Analiza metod i wyników badań procesu cięcia roślin źdźbłowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej, nr 24. Poznań, 1984.

23. Grabański P., Pawlicki T.: Problematyka badawcza procesu cięcia roślin źdźbłowych w świetle badań własnych i obcych. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej, nr 24. Poznań, 1984.

24. Greń J.: Statystyka matematyczna, modele i zadania. PWN. Warszawa, 1984.

25. Gulik R.: Sprawozdanie z porównawczych badań kosiarek rotacyjnych RM-2, R2S-160, RC-160 oraz kosiarki bezpalcowe RN-321. Biuletyn informacyjny IMER, nr 3. Warszawa, 1972.

26. Hetmański M., Kobiński H., Kośmicki Z.: Kierunki rozwoju konstrukcji przyrządów tnących maszyn żniwnych. Maszyny i Ciągniki Rolnicze, nr 7/8. Warszawa, 1976.

27. Jodłowski J.: Analiza dynamicznych obciążeń mechanizmu tnącego kosiarki ze sprężystym akumulatorem energii. Wyd. WSR w Szczecinie, Szczecin, 1968.

28. Kanafojski Cz., Karwowski T.: Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. TOM II. PWRiL, Warszawa, 1980.

29. Kośmicki Z., Antonowicz W.: Badania funkcjonalności zespołu tnącego z nożami na cięgnie poruszającym się ruchem postępowym prostoliniowym. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 9, 1978.

30. Kośmicki Z.: Badania fizykomechanicznych cech roślin dla potrzeb projektowania maszyn rolniczych i analiz konstrukcji. Prace Przemysłowego Instytutu Maszyn Rolniczych, nr 3, Poznań, 1994.

31. Kośmicki Z., Grabański P., Pawlicki T.: Analiza statyczna konstrukcji kosiarki palcowej zawieszanej na ciągniku. Materiały III Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego nt.: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych, Politechnika Warszawska, Płock, 1985.

32. Mańczak K.: Technika planowania eksperymentu. WNT, Warszawa, 1976.

33. Marszałek T.: Analiza pracy kosiarek rotacyjnych. Biuletyn IBMER w Warszawie, Biuletyn Prac Naukowo-Badawczych nr 8. Warszawa, 1974.

34. Mc Randal D.M., Mc Nulty P.B.: Impact cutting behaviour of forage crops. Mathematical models and laboratory tests I. Journal of Agricultural Engineering Research, vol. 23, 1978.

35. Mc Randal D.M., Mc Nulty P.B.: Impact cutting behaviour of forage crops II. Field tests. Journal of Agricultural Engineering Research,vol. 23, 1978.

36. Mrozek M.: Komputerowa baza danych na użytek symulacji pracy zespołów tnących maszyn do zbioru zbóż i zielonek. Prace Przemysłowego Instytutu Maszyn Rolniczych, nr 1, Poznań, 1993.

37. Mrozek M.: Badanie cech fizykomechanicznych źdźbeł zbóż dla potrzeb modelowania za pomocą metody elementów skończonych. Prace Przemysłowego Instytutu Maszyn Rolniczych, vol.40 nr 1, Poznań, 1995.

38. Mrozek M., Łyczyński P.: Badania laboratoryjne naprężeń w źdźbłach roślin zbożowych podczas cięcia nożycowym zespołem tnącym. Prace Przemysłowego Instytutu Maszyn Rolniczych, nr 2, Poznań, 1995.

39. Niezgodziński M.E., Niezgodziński T.: Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe. WNT, Warszawa, 1996.

40. Oktaba W.: Elementy statystyki matematycznej i metody doświadczalnictwa. Wyd. Akademii Rolniczej w Lublinie, Lublin, 1988.

41. Owsiak Z.: Elementy teorii maszyn rolniczych. Wyd. Akademii Rolniczej we Wrocławiu w. 391 , Wrocław, 1994.

42. Pawlicki T.: Badania empiryczne procesu cięcia źdźbeł nożycowym zespołem tnącym. Prace Przemysłowego Instytutu Maszyn Rolniczych, nr 2, Poznań, 1996.

43. Polański Z.: Metody optymalizacji w technologii maszyn. PWN, Warszawa, 1977.

44. Rajski J., Tyszer J.: Modelowanie i symulacja cyfrowa. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1986.

45. Roszkowski A.: Sprawozdanie zbiorcze z międzynarodowych badań kosiarek rotacyjnych. Prace naukowo-badawcze XVII/221. IMER w Warszawie, Warszawa 1972.

46. Rumszyski L.Z.: Matematyczne opracowanie wyników eksperymentu. WNT, Warszawa, 1973.

47. Szot B., Skubisz G.: Zastosowanie zestawu pomiarowego do określenia parametrów mechanicznych źdźbła pszenicy ozimej. Biuletyn Instytutu Hodowli i Aklimatyzacji Roślin nr 135, 1979.

48. Szmelter J.: Metody komputerowe w mechanice. PWN, Warszawa, 1980.

49. Wąs L.: Badania nad sztywnością słomy u różnych gatunków pszenicy. Hodowla Roślin i Aklimatyzacji Roślin nr 3, 1970.

50. Winkowski J.: Programowanie symulacji procesów. WNT, Warszawa, 1974.

51. Zastempowski M.: Modelowanie procesu cięcia roślin źdźbłowych, Journal of Research and Applications In Agricultural Engineering, nr 4/2004.

52. Zastempowski M., Bochat A.: Analiza modeli cięcia źdźbeł roślin zbożowych, Inżynieria i Aparatura Chemiczna, nr 1-2/2005.

53. Zastempowski M., Bochat A.: Model procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym, X Międzynarodowe Sympozjum im. Prof.Cz. Kanafojskiego nt.: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, Płock, 2006.

54. Zastempowski M., Bochat A.: Badania symulacyjne procesu cięcia nożycowo-palcowym zespołem tnącym, X Międzynarodowe Sympozjum im. Prof.Cz. Kanafojskiego nt.: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, Płock, 2006.

55. Żuk D.: Ćwiczenia projektowe z maszyn rolniczych. Politechnika Warszawska, Warszawa, 1992.

56. Żuk D.: Określenie koniecznej prędkości elementów tnących w maszynach do ścinania źdźbeł i łodyg. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 3, 1979.

57. Żuk D., Żuk T.: Kierunki zmian konstrukcyjnych zespołu żniwnego kombajnu zbożowego. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 6, 1980.

58. Żuk D., Żuk T.: Przyrząd tnący-słabe ogniwo kombajnu zbożowego. Zeszyty Naukowe Akademii Rolniczo-Technicznej w Olsztynie nr 9. Olsztyn, 1981.

59. Żuk D.: Kinematyczne warunki pracy przyrządu tnącego w maszynach do zbioru zbóż. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 1, 1979.

60. Żuk D.: Analiza dynamiczna przyrządu tnącego. Maszyny i Ciągniki Rolnicze 4/1979.

61. Żuk D., Leszczyński W., Krzywosiński S.: Badania energetyczne różnych sposobów napędu zespołu tnącego w kombajnach zbożowych. II Krajowe Sympozjum nt.:Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, Płock 1982.

62. Żuk D., Rode H.: Propozycje oceny energetycznej zespołów tnących. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. Mechanika z 152, Warszawa, 1992.

63. Żuk D.: Uproszczony sposób obliczania oporów cięcia i energii zużytej na cięcie w nożycowych zespołach tnących. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. Mechanika z. 152, Warszawa, 1992.

64. Żuk D.: Agromechanika. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej. Warszawa, 1994.

ANEKS 1

Opis stosowanych w pracy metod analizy wyników [5, 16, 24, 40, 46]

Współczynniki wielowymiarowej funkcji regresji można zapisać w ogólnej postaci:

$$\hat{y} = a_o + a_1 x_1 + a_2 x_2 + \cdots + a_n x_n. \qquad (A.1.1)$$

W celu wyznaczenia nieznanych parametrów (a_i, dla $i = 0,1,2,3,\ldots,n$) funkcji regresji należy przeprowadzić m pomiarów, wyznaczając macierz wejścia X:

$$X = \begin{vmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & x_{1n} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & x_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_{m1} & x_{m2} & x_{mn} \end{vmatrix}, \qquad (A.1.2)$$

gdzie-

x_{ij} −wartość zmiennej $x_j$przy i-tym pomiarze,

oraz macierz wyjść Y:

$$Y = \begin{vmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_m \end{vmatrix}. \qquad (A.1.3)$$

Współczynnik regresji wyznacza się metodą najmniejszych kwadratów:

$$\sum_{i=1}^{i=m} \left(y_i - \sum_{j=0}^{j=n} a_j x_{ij} \right)^2 = min.$$

Zagadnienie wyznaczenia współczynników regresji można przedstawić prosto w zapisie macierzowym. Niech A będzie macierzą kolumnową:

$$A=\begin{vmatrix} a_o \\ a_1 \\ \vdots \\ a_n \end{vmatrix},$$

a X^T macierzą transponowaną względem macierzy X, to można wykazać [zast8,15], że:

$$A = (X^T X)^{-1} X^T Y, \qquad (A.1.4)$$

gdzie-

$(X^T X)^{-1}$ –jest macierzą odwrotną względem macierzy $X^T X$.

Miarą dopasowania linii regresji do punktów pomiarowych jest wariancja resztowa σ^2 i odchylenie standardowe resztowe σ:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{m-n-1}\sum_{i=1}^{i=m}\left(y_i - \sum_{j=0}^{j=n} a_j x_{ij}\right)^2}. \qquad (A.1.5)$$

Do określenia natężenia związku między wyjściem Y $(A.1.3.)$ a wyjściem modelu $\hat{y}$ $(A.1.1.)$ służy współczynnik korelacji wielowymiarowej R określonej zależnością:

$$R = \frac{\sum_{i=1}^{i=m}(y_i - \bar{y})(\hat{y}_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^{i=m}(y_i - \bar{y})^2 \sum_{i=1}^{i=m}(\hat{y}_i - \bar{y}_i)^2}},$$

gdzie-

- $\bar{y}$ – jest średnią z elementów macierzy Y $(A.1.3.)$.

$$\bar{y} = \frac{1}{m}\sum_{i=1}^{i=m} y_i.$$

Współczynnik R można wyznaczyć z zależności:

$$R = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{i=m}(\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^{i=m}(y_i - \bar{y})^2}}. \qquad (A.1.6)$$

Współczynnik korelacji wielowymiarowej R jest wielkością unormowaną i przyjmuje wartości z przedziału $0 \leq R \leq 1$.

Wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej R bliskie 1 świadczą o silnym związku pomiędzy wyjściem y a wyjściem modelu $\hat{y}$.

Współczynnik regresji a_i jest zmienną losową o wartości oczekiwanej określonej zależnością $(A.1.4.)$ i odchyleniu standardowym σ_{ai}:

$$\sigma_{ai} = \sigma\sqrt{c_{ii}}, \qquad (A.1.7)$$

gdzie-

- σ – odchylenie standardowe resztowe $(A.1.5.)$,
- c_{ii} – element macierzy opisanej zależnością:

$$C = (X^T X)^{-1}$$

Szczególnie duże znaczenie ma wyznaczenie przedziału ufności (na poziomie ufności $1 - \alpha$) dla prognozowanej wartości wyjścia $\hat{y}^o$ odpowiadającej wartościom wejść $x_1^o, x_2^o, \ldots, x_n^o$ gdzie:

$$\hat{y}^o = a_o + a_1 x_1^o + a_2 x_2^o + \cdots + a_n x_n^o$$

Wprowadzono oznaczenie macierzowe X^o

$$X^o = [1, x_1^o, x_2^o, \ldots, x_n^o]$$

Przedział ufności dla funkcji regresji, prognozowanej wartości wyjścia $\hat{y}^o$,wynosi:

$$|y^o - \hat{y}^o| < t_{kr}\sigma\sqrt{X^o(X^T X)^{-1}(X^o)^T}, \qquad (A.1.8)$$

gdzie-

t_{kr} – wartość wyznaczona z tablic rozkładu t-Studenta dla poziomu ufności $1-\alpha$ i liczby stopni swobody m-n-1,

σ – odchylenie standardowe resztowe $(A.1.5)$,

$(X^o)^T$ – macierz transponowana macierzy X^o,

X – macierz wyjść $(A.1.2)$.

Wartość przedziału ufności$(A.1.8)$ zależy od wartości wejścia X^o.

W pracy stosowano metodę usuwania z pierwotnej postaci funkcji regresji po jednym członie najmniej istotnym, aż do momentu gdy wszystkie pozostałe były istotne. Szacowanie istotności danego członu dokonuje się na podstawie testu t. Wyznacza się wartość statystyki:

$$t = \frac{|a_i|}{\sigma_{ai}}, \qquad (A.1.9)$$

gdzie-

a_i – i-ty współczynnik regresji,

σ_{ai} – odchylenie standardowe współczynnika a_i $(A.1.7.)$.

Z tablic t-Studenta wyznacza się wartość t_{kr} przy przyjętym poziomie istotności α i liczbie stopni swobody m-n-1.

Jeżeli spełniona jest nierówność $t > t_{kr}$ to odrzuca się hipotezę o nieistotności współczynnika regresji a_i. W przypadku przeciwnym gdy $t \leq t_{kr}$ nie ma podstaw do odrzucenia tej hipotezy. W praktyce przyjmuje się wówczas $a_i = 0$.

W celu sprawdzenia hipotezy o adekwatności funkcji regresji tworzy się statystykę:

$$t = \frac{|\hat{y}^o - \bar{y}^o|}{\sigma\sqrt{(X^o)^T(X^TX)^{-1}X^o + \frac{1}{p}}}, \qquad (A.1.10)$$

gdzie-

p – liczba obserwacji, pomiarów,

$\hat{y}^o$ – wartość średnia w *obserwacjach* w punkcie X^o,

σ – odchylenie standardowe resztowe (A.1.5.).

Jeżeli przy porównaniu statystyki($A.1.3$) z wartością krytyczną t_{kr} z tablic rozkładu t-Studenta dla m-n-1 stopni swobody i przyjętego poziomu istotności zachodzi $t > t_{kr}$ to odrzucamy hipotezę o adekwatności modelu (równania regresji) do obiektu badanego.
W przypadku jeżeli $t \leq t_{kr}$ nie ma podstaw do odrzucenia powyższej hipotezy. Liczba powtórzeń może wynosić $p = 1$.

W przypadku sprawdzenia hipotezy o adekwatności w k punktach, dla każdego punktu tworzy się statystykę ($A.1.10$) przyjmując poziom istotności α_{pi}/k. Hipotezę adekwatności należy przyjąć wówczas gdy jest ona spełniona we wszystkich k punktach.

Przedstawienie powyższej zależności wielowymiarowej analizy regresji oraz statystyki na testowanie hipotez posłużyły do opracowania wyników badań doświadczalnych. Obliczenia realizowano na autorskich procedurach w programie Turbo Pascal.

ANEKS 2

Program komputerowy ŹDŹBŁO_1

```
program zdzblo_1;
 {program wyznacza proces przejsciowy dynamiki zdzbla
  metoda roznc skonczonch}
 {$N+}

 uses Crt;

 const

 dwie_podpory=true;       {true -  dwie podpory
                           false - jedna podpora}

 n=500;                   {* ilosc przedzialow}
 dt=0.000001;             {* przedzial czasu calkowania}

 dk=50;                    {* co ktory wynik jest wyswietlany}
 dk1=1000;                 {* co ktory wynik jest zapisywany na HD - wygiecie}
 dk2=100;                  {* co ktory wynik jest zapisywany na HD - sila}

 eps=1e-10;               {dokladnosc}
 il_iter=10000;           {ilosc itercji}
 wsp=1.3;                 {wsp.nadrelaksacji}

 znak_now_lini=chr(13)+chr(10);
 d_p=7;
 d_p1=3;

 type lancuch=string[80];

 label e0,e1,ek1,ek;

 var
  i,il,j,k,n1,n2,n3,n4,n5,n6,na,nb1,nb2,ilosc,ik,il_krok,il_dosuw,
  n05,n10,n15,n20,n25,n30,n35,n40,n45,n50,n55,n60,n65,
  n70,n75,n80,n85,n90,n95,n96,n97,n98,n99:LongInt;
  E,ro,rop,cx,mk,mz,a,b1,b2,l,l1,l2,l3,lk,x,p,p2,
  dz1,dw1,dz2,dw2,dz3,dw3,dzm,J1,J2,J3,Jm,EJ,EJ1,EJ2,EJ3,EJm,
  A1,A2,A3,Am,q,q1,q2,q3,qm,sila,sila_A,sila_B,sila_kryt,sila_sred,
  ds,praca,dosuw,
  omega,omega_1,ip,vcsr,vp,r,lambda,eps1,h,lt,
  splaszczenie,praca_1,praca_2a,praca_2b,praca_3,praca_razem,
  fio,fi,xo,xp,xx,xn,xno,xnp,vn,sinfi,cosfi,
  gr_sc1,gr_sc2,gr_sc3,d_sr1,d_sr2,
  dx,dx3,dx4,dt2,c,c1,d,d01,d10,d11,f,f1,eps_max,reszta,d_podp,dd:extended;
  y,y0,y1,dy:array[0..n] of extended;
  s_s:lancuch;
  boo,jest_przy_1_podporze,jest_przy_2_podporze:Boolean;
  z:char;
  zp,zp1:text;

procedure liczba_dzies_lancuch_skrot(var s:lancuch;
                                         r:extended;
                                    l,d,t:Byte);
{procedura kolejno wykonuje nastepujace operacje:
 - zamiane liczy dziesietnej r na lancuch s
 - wprowadzenie kropek do lancucha s
   t - ilosc miejsc oddzielanych kropka
 - rozszerzenie lancucha s do dlugosci l przez dopisanie spacji
   na poczatku lancucha}

label e1,e2,e3;
```

```
var i,j,j1,n,m,index,licznik:Byte;
    minus,boo:Boolean;
    k:integer;
    s1,s2,s3:lancuch;
    s1U,s2U,s3U:string[80];
begin
 Str(r:1:d,s);
 if s[1]=chr(45) then minus:=true
                 else minus:=false;
 if minus then Delete(s,1,1);
 j:=Length(s);
 index:=j+1;
 for i:=1 to j do
  if s[i]=chr(46) then index:=i;
 licznik:=j-index+1;
 s1:=s;
 Delete(s1,index,licznik);
 s2:=s;
 licznik:=index;
 Delete(s2,1,licznik);
 j:=Length(s1);
 s:=s1;

 n:=(j-1) div t;                {n - ilosc kropek w liczbie}

 while true do
 begin
  if minus then k:=j+1+n-1+d+1
           else k:=j+n-1+d+1;
  if k>0 then begin
               Delete(s,1,1);
               j:=Length(s);
               n:=(j-1) div t;    {n - ilosc kropek w liczbie}
              end
         else goto e1;
 end;

 e1:
 while true do
  begin
   if j=1 then goto e2;
   if s[1]='0' then Delete(s,1,1)
               else goto e2;
   j:=Length(s);
   n:=(j-1) div t;           {n - ilosc kropek w liczbie}
  end;

 e2:
 s1:=s;
 s3:=s1+s2;
 j1:=Length(s3);
 boo:=true;
 for i:=1 to j1 do
  if s3[i]<>'0' then begin
                      boo:=false;
                      goto e3;
                     end;
 e3:
 if boo then minus:=false;

 if j>t then begin
              m:=j mod t;
              if m=0 then m:=t;  {m - pozycja cyfry, po ktorej wystapi}
             end                 {    pierwsza kropka (bez uwzgl. znaku)}
        else m:=0;


 for i:=1 to n do
```

```
      begin
       index:=(m+1)+(i-1)*(t+1);
       Insert('.',s1,index);
      end;

     if minus then Insert('-',s1,1);
     j:=Length(s2);
     if j=0  then s:=s1
             else s:=s1+','+s2;

     j:=Length(s);
     if j>l
        then begin
              s1U:='blad w programie - za dlugi lancuch w proc. liczba_lancuch';
              s2U:='X';
              s3U:='!!!!!!!!!!!!!!!!.';
              Write(s1U);
              halt;
             end;
     n:=l-j;
     for i:=1 to n do
      Insert(' ',s,1);
    end; {liczba_dzies_lancuch_skrot}


    procedure postoj(n:integer);
     var i:integer;
     begin
      for i:=1 to n do read(z);
     end;

     begin
      clrscr;
      writeln;
      writeln('program wyznacza proces przejsciowy dynamiki zdzbla metoda roznc
skonczonch');

      writeln;
      writeln('dane ukladu nozycowo-palcowego:');
      ip:=265/140;                {* przelozenie przekladni pasowej}
      omega_1:=240;               {* obroty silnika napedzajacego obr/min}
      omega:=ip*omega_1*2*pi/60;  {* obroty korby rad/s}
      r:=0.0357;                  {* promien korby m}
      lt:=0.230;                  {* dlugosc targanca m}
      h:=0.080;                   {* przesuniecie osi korby m}


      lambda:=r/lt;
      eps1:=h/r;
      vcsr:=0.6803*omega*r;

      writeln('przelozenie przekladni pasowej=',ip:12);
      writeln('predkosc obrotowa silnika=',omega_1:12,' obr/min');
      writeln('predkosc katowa korby omega=',omega:12,' rad/s');
      writeln('promien korby r=',r:12,' m');
      writeln('dlugosc targanca=',lt:12,' m');
      writeln('przesuniecie osi korby=',h:12,' m');
      writeln;
      writeln('h/r=',eps1:12);
      writeln('r/lt=',lambda:12);
      writeln('predkosc srednia ciecia vcsr=',vcsr:12,' m/s');


      dd:=0.001;          {* przyrost srednicy m}

      dosuw:=0.02;     {* droga dosuwu zdzbla m}
      d_podp:=0;       {* przesuniecie podpory m}
      rop:=1.191;      {* gestosc powietrza kg/m3}
```

```
    cx:=0.98;        {* wsp.oporu}
    mz:=0.0052;      {* masa zdzbla (lacznie z klosem) kg}
    mk:=0.0043;      {* masa klosa kg}


    a:=0.07;           {* odleglosc do I podpory m}

    b1:=a+0.002;       {* odleglosc do noza m}
    b2:=a+0.01;        {* odleglosc do II podpory m}

    gr_sc1:=0.00043;    {* grubosc scianki I odcinek m}
    gr_sc2:=0.00038;    {* grubosc scianki II odcinek m}
    gr_sc3:=0.00029;    {* grubosc scianki III odcinek m}

    d_sr1:=0.00043;     {* zmiana srednicy I-II odcinek m}
    d_sr2:=0.00107;     {* zmiana srednicy II-III odcinek m}

    l1:=0.186;           {* dlugosc I odcinka zdzbla m}
    l2:=0.278;           {* dlugosc II odcinka zdzbla m}
    l3:=0.368;           {* dlugosc III odcinka zdzbla m}
    lk:=0.092;           {* dlugosc klosa m}
    l:=l1+l2+l3+lk;      {* dlugosc calkowita zdzbla m}

    dz1:=0.00405+dd;         {* srednica zewn. zdzbla I odcinka m}
    dw1:=dz1-2*gr_sc1;       {* srednica wewn. zdzbla I odcinka m}

    dz2:=dz1-d_sr1;          {* srednica zewn. zdzbla II odcinka m}
    dw2:=dz2-2*gr_sc2;       {* srednica wewn. zdzbla II odcinka m}

    dz3:=dz2-d_sr2;          {* srednica zewn. zdzbla III odcinka m}
    dw3:=dz3-2*gr_sc3;       {* srednica wewn. zdzbla III odcinka m}



    fio:=arctan(h/sqrt((lt-r)*(lt-r)-h*h));
    xo:=r*(sqrt(1/(lambda*lambda)-(sin(fio)+eps1)*(sin(fio)+eps1))-cos(fio));
    xp:=0.0762-(0.076+0.017+0.037+0.021)/4-dosuw-dz1;

  { xp:=0.0762-(0.0177+0.021)/2-dosuw-dz1;
    xp:=0.0762-(0.0177)/2-dosuw-dz1; }

    if xp<=0 then
     begin
      writeln('za duza wartosc dosuwu');
      postoj(3);
      goto ek;
     end;

    for i:=1 to i+1 do
     begin
      fi:=fio+omega*i*dt;
      xx:=r*(sqrt(1/(lambda*lambda)-(sin(fi)+eps1)*(sin(fi)+eps1))-cos(fi));
      xx:=xx-xo;
      if xx>=xp then goto e1;
     end;

    e1:
    fio:=fi;

    dx:=1/n;       {przedzial calkowania}

    dx3:=dx*dx*dx;
    dx4:=dx*dx3;

    dt2:=dt*dt;

    il_krok:=2*Round((dz1+dosuw)/(vcsr*dt));     {ilosc krokow calkowania z
przedzialem dt}
```

```
J1:=pi/64*(dz1*dz1*dz1*dz1-dw1*dw1*dw1*dw1);  {moment bezwladnosci
                                               I odcinka zdzbla m4}
J2:=pi/64*(dz2*dz2*dz2*dz2-dw2*dw2*dw2*dw2);  {moment bezwladnosci
                                               II odcinka zdzbla m4}
J3:=pi/64*(dz3*dz3*dz3*dz3-dw3*dw3*dw3*dw3);  {moment bezwladnosci
                                               II odcinka zdzbla m4}

E:=(11720-1750*dz1*1e3)*1e6;
EJ1:=E*J1;                          {sztywnosc wlasciwa I odcinka zdzbla}

E:=(11720-1750*dz2*1e3)*1e6;
EJ2:=E*J2;                          {sztywnosc wlasciwa II odcinka zdzbla}

E:=(11720-1750*dz3*1e3)*1e6;
EJ3:=E*J3;                          {sztywnosc wlasciwa III odcinka zdzbla}

writeln;
writeln('dane zdzbla:');
writeln('dosuw zdzbla=',dosuw,' m');
writeln;
writeln('dz1=',dz1,'   dw1=',dw1);
writeln('dz2=',dz2,'   dw2=',dw2);
writeln('dz3=',dz3,'   dw3=',dw3);
writeln;
writeln('EJ1=',EJ1,'   J1=',J1);
writeln('EJ2=',EJ2,'   J2=',J2);
writeln('EJ3=',EJ3,'   J3=',J3);
read(z);

A1:=pi/4*(dz1*dz1-dw1*dw1);          {pole przekroju I odcinka zdzbla m2}
A2:=pi/4*(dz2*dz2-dw2*dw2);          {pole przekroju II odcinka zdzbla m2}
A3:=pi/4*(dz3*dz3-dw3*dw3);          {pole przekroju III odcinka zdzbla m3}


writeln;
writeln('A1=',A1,'  pole przekroju m2');
writeln('A2=',A2);
writeln('A3=',A3);
postoj(2);

ro:=(mz-mk)/(A1*l1+A2*l2+A3*l3);
writeln('ro=',ro,'   gestosc zdzbla kg/m3');
postoj(2);

q1:=ro*A1;      {masa wlasciwa I odcinka zdzbla kg/m}
q2:=ro*A2;      {masa wlasciwa II odcinka zdzbla kg/m}
q3:=ro*A3;      {masa wlasciwa III odcinka zdzbla kg/m}
qm:=mk/lk;      {masa wlasciwa klosa rozlozona na ostatnich przedzialach}

Am:=mk/qm;
dzm:=sqrt(dw3*dw3+4/pi*Am);
Jm:=pi/64*(dzm*dzm*dzm*dzm-dw3*dw3*dw3*dw3);  {moment bezwladnosci
                                               odcinka klosa m4}
EJm:=E*Jm;   {sztywnosc wlasciwa odcinka klosa}
writeln('EJm=',EJm,'   sztywnosc wlasciwa odcinka klosa');
postoj(2);


writeln;
writeln('q1=',q1,'    masa wlasciwa (rozlozona)');
writeln('q2=',q2);
writeln('q3=',q3);
writeln('qm=',qm);
postoj(2);

n1:=Round(n*l1/l);        {nr przedzialu konca I odcinka zdzbla}
```

```
n2:=Round(n*(l1+l2)/l);   {nr przedzialu konca II odcinka zdzbla}

na:=Round(n*a/l);     {nr przedzialu usytuowania I podpory zdzbla}
nb1:=Round(n*b1/l);   {nr przedzialu usytuowania noza}
nb2:=Round(n*b2/l);   {nr przedzialu usytuowania II podpory zdzbla}

ik:=Round(n*lk/l);      {ilosc przedzialow z rozlozona masa klosa}

writeln;
writeln(' n1=',n1,'  liczba przedz. do konca I  odcinka zdzbla');
writeln(' n2=',n2,'  liczba przedz. do konca II odcinka zdzbla');
writeln;
writeln(' na=',na,'  liczba przedz. do  I podpory');
writeln('nb1=',nb1,'  liczba przedz. do  noza');

if dwie_podpory then
 writeln('nb2=',nb2,' liczba przedz. do  II podpory');

read(z);
writeln('ik=',ik,'  ilosc przedzialow z rozlozona masa klosa');
postoj(2);

sila_sred:=1.532*A1*1e6;
sila_kryt:=2*sila_sred;
writeln('sila_kryt=',sila_kryt,'  sila krytyczna N');
postoj(2);

 Assign(zp,'zdzblo_w.txt');     {generacja pliku rejestr. wygiecie zdzbla}
 Rewrite(zp);

 Assign(zp1,'zdzblo_s.txt');    {generacja pliku rejestr. sil oddz.na zdzblo}
 Rewrite(zp1);

jest_przy_1_podporze:=false;
jest_przy_2_podporze:=false;

{wartosci poczatkowe}
for i:=0 to n do
 begin
  y0[i]:=0;
  y1[i]:=0;
  y[i]:=0;
 end;

 y1[na]:=0;

 fi:=fio;
 xno:=r*(sqrt(1/(lambda*lambda)-(sin(fi)+eps1)*(sin(fi)+eps1))-cos(fi))-xo;

 fi:=fio+omega*dt;
 xn:=r*(sqrt(1/(lambda*lambda)-(sin(fi)+eps1)*(sin(fi)+eps1))-cos(fi))-xo;

 y1[nb1]:=xn-xno;

 xnp:=xn;

 if dwie_podpory then y1[nb2]:=0;

 il_dosuw:=0;

 writeln('p o c z a t e k   o b l i c z e n');

          praca:=0;

          for k:=1 to il_krok do
           begin
            if k>1 then
             begin
```

```
              for j:=0 to n do
               begin
                y0[j]:=y1[j];
                y1[j]:=y[j];
               end;
             end;

ilosc:=0;

e0:
eps_max:=0;
ilosc:=ilosc+1;

for i:=2 to n-2 do
 begin
  if not(jest_przy_1_podporze) then
   begin
    if y[na]>=dosuw then
     begin
      y[na]:=dosuw;
      jest_przy_1_podporze:=true;
     end;
   end else y[na]:=dosuw;


 fi:=fio+omega*(k+1)*dt;
 sinfi:=sin(fi);
 cosfi:=cos(fi);
 xn:=r*(sqrt(1/(lambda*lambda)-(sinfi+eps1)*(sinfi+eps1))-cosfi)-xo;

  y[nb1]:=xn-xno;

  if dwie_podpory then
   begin
    if not(jest_przy_2_podporze) then
     begin
      if y[nb2]>=(dosuw+d_podp) then
       begin
        y[nb2]:=(dosuw+d_podp);
        jest_przy_2_podporze:=true;
       end;
     end else y[nb2]:=(dosuw+d_podp);
   end;

  if (i=na) and jest_przy_1_podporze then goto ek1;
  if i=nb1 then goto ek1;
  if dwie_podpory and (i=nb2) and jest_przy_2_podporze then goto ek1;

  vp:=abs(y1[i]-y0[i])/dt;

  if i<=n1 then begin
                 EJ:=EJ1;
                 q:=q1;
                 p2:=cx*dz1*rop/2*vp/dt;
                end else
  if i<=n2 then begin
                 EJ:=EJ2;
                 q:=q2;
                 p2:=cx*dz2*rop/2*vp/dt;
                end else
  if i>=n-ik then begin
                    EJ:=EJm;
                    p2:=cx*dzm*rop/2*vp/dt;
                  end else
                begin
                 EJ:=EJ3;
                 q:=q3;
                 p2:=cx*dz3*rop/2*vp/dt;
```

```
                    end;

          p:=0;

          f:=6*EJ/dx4+q/dt2+p2;
          f1:=6*EJ/dx4+(qm+q)/dt2+p2;

          c:=EJ/(dx4*f);
          c1:=EJ/(dx4*f1);

          d:=q/(dt2*f);
          d01:=q/(dt2*f1);
          d10:=(qm+q)/dt2;
          d11:=(qm+q)/(dt2*f1);

          if i=(n-ik-2) then
           dy[i]:=-y[i]-c*y[i-2]+c*4*y[i-1]+c*4*y[i+1]-c1*y[i+2]-
d*y0[i]+y1[i]*(2*d+p2/f)+p/f
                    else
          if i=(n-ik-1) then
           dy[i]:=-y[i]-c*y[i-2]+c*4*y[i-1]+c1*4*y[i+1]-c1*y[i+2]-
d*y0[i]+y1[i]*(2*d+p2/f)+p/f
                    else
          if i=(n-ik) then
           dy[i]:=-y[i]-c*y[i-2]+c*4*y[i-1]+c1*4*y[i+1]-c1*y[i+2]-
d11*y0[i]+y1[i]*(2*d11+p2/f)+p/f
                   else
           dy[i]:=-y[i]-c*y[i-2]+c*4*y[i-1]+c*4*y[i+1]-c*y[i+2]-
d*y0[i]+y1[i]*(2*d+p2/f)+p/f;


          y[i]:=y[i]+wsp*dy[i];

          if abs(dy[i])>eps_max then eps_max:=abs(dy[i]);

          y[n-1]:=2*y[n-2]-y[n-3];
          y[n]:=3*y[n-2]-2*y[n-3];

        ek1:
        end;

        if (eps_max>eps) and (ilosc<il_iter) then goto e0;

        n05:=Round(n*0.05);
        n10:=Round(n*0.10);

        n15:=Round(n*0.15);
        n20:=Round(n*0.20);
        n25:=Round(n*0.25);

        n30:=Round(n*0.30);
        n35:=Round(n*0.35);
        n40:=Round(n*0.40);

        n45:=Round(n*0.45);
        n50:=Round(n*0.50);
        n55:=Round(n*0.55);

        n60:=Round(n*0.60);
        n65:=Round(n*0.65);
        n70:=Round(n*0.70);

        n75:=Round(n*0.75);
        n80:=Round(n*0.80);
        n85:=Round(n*0.85);

        n90:=Round(n*0.90);
        n95:=Round(n*0.95);
```

```
        n96:=Round(n*0.96);

        n97:=Round(n*0.97);
        n98:=Round(n*0.98);
        n99:=Round(n*0.99);

        reszta:=k mod dk;
        if abs(reszta)<1e-10 then boo:=true
                             else boo:=false;
        sila:= -EJ1*(-y[nb1-2]+2*y[nb1-1]-2*y[nb1+1]+y[nb1+2])/(2*dx3);
        if sila<0 then sila:=0;

        sila_A:= -EJ1*(-y[na-2]+2*y[na-1]-2*y[na+1]+y[na+2])/(2*dx3);
        if sila_A<0 then sila_A:=0;

        sila_B:= -EJ1*(-y[nb2-2]+2*y[nb2-1]-2*y[nb2+1]+y[nb2+2])/(2*dx3);
        if sila_B<0 then sila_B:=0;

        ds:=xn-xnp;

        praca:=praca+sila*ds;


      if boo then
       begin

        writeln('czas=',k*dt:12,' noz=',y[nb1]:12,' klos=',y[n]:12,'
eps=',eps_max:12,' il.=',ilosc);

        writeln('                   na=',y[ na]:12,'  nb2=',y[nb2]:12);
        writeln('                  n05=',y[n05]:12,'  n10=',y[n10]:12);
        writeln('                  n15=',y[n15]:12,'  n20=',y[n20]:12,'
n25=',y[n25]:12);
        writeln('                  n30=',y[n30]:12,'  n35=',y[n35]:12,'
n40=',y[n40]:12);
        writeln('                  n45=',y[n45]:12,'  n50=',y[n50]:12,'
n55=',y[n55]:12);
        writeln('                  n60=',y[n60]:12,'  n65=',y[n65]:12,'
n70=',y[n70]:12);
        writeln('                  n75=',y[n75]:12,'  n80=',y[n80]:12,'
n85=',y[n85]:12);
        writeln('                  n90=',y[n90]:12,'  n95=',y[n95]:12,'
n96=',y[n96]:12);
        writeln('                  n97=',y[n97]:12,'  n98=',y[n98]:12,'
n99=',y[n99]:12);
        writeln('                 sila=',sila:12,' prac=',praca:12);
        writeln('                                  prac=',praca);
        writeln;

        if (k mod dk1)=0 then
         begin
          liczba_dzies_lancuch_skrot(s_s,1000*k*dt,d_p,d_p1,30);       {czas ms}
          Write(zp,s_s,'  ');

          for i1:=0 to (n div 2)-1 do
           begin
            liczba_dzies_lancuch_skrot(s_s,1000*y[2*i1],d_p,d_p1,30);
{przemieszczenie mm}
            Write(zp,s_s,'  ');
           end;

          liczba_dzies_lancuch_skrot(s_s,1000*y[n],d_p,d_p1,30);       {praca mJ}
          Write(zp,s_s,znak_now_lini);
         end;

        if (k mod dk2)=0 then
         begin
          liczba_dzies_lancuch_skrot(s_s,1000*k*dt,d_p,d_p1,30);       {czas ms}
```

```
          Write(zp1,s_s,'  ');

          liczba_dzies_lancuch_skrot(s_s,sila,d_p,d_p1,30);     {przemieszczenie mm}
          Write(zp1,s_s,'  ');

          liczba_dzies_lancuch_skrot(s_s,sila_B,d_p,d_p1,30);  {przemieszczenie mm}
          Write(zp1,s_s,'  ');

          liczba_dzies_lancuch_skrot(s_s,sila_B,d_p,d_p1,30);  {praca mJ}
          Write(zp1,s_s,znak_now_lini);
         end;
      end;


        if jest_przy_1_podporze and
           (not(dwie_podpory) or (dwie_podpory and jest_przy_2_podporze)) then
         begin
          il_dosuw:=il_dosuw+1;

          if il_dosuw=2 then
           begin
            Writeln;

        writeln('czas=',k*dt:12,' noz=',y[nb1]:12,' klos=',y[n]:12,'
eps=',eps_max:12,' il.=',ilosc);

        writeln('                   na=',y[ na]:12,'  nb2=',y[nb2]:12);
        writeln('                  n05=',y[n05]:12,'  n10=',y[n10]:12);
        writeln('                  n15=',y[n15]:12,'  n20=',y[n20]:12,'
n25=',y[n25]:12);
        writeln('                  n30=',y[n30]:12,'  n35=',y[n35]:12,'
n40=',y[n40]:12);
        writeln('                  n45=',y[n45]:12,'  n50=',y[n50]:12,'
n55=',y[n55]:12);
        writeln('                  n60=',y[n60]:12,'  n65=',y[n65]:12,'
n70=',y[n70]:12);
        writeln('                  n75=',y[n75]:12,'  n80=',y[n80]:12,'
n85=',y[n85]:12);
        writeln('                  n90=',y[n90]:12,'  n95=',y[n95]:12,'
n96=',y[n96]:12);
        writeln('                  n97=',y[n97]:12,'  n98=',y[n98]:12,'
n99=',y[n99]:12);
        writeln('                 sila=',sila:12,' prac=',praca:12);
        writeln('                                  prac=',praca);
        writeln;

            praca_1:=praca;
            Writeln('koniec dosuwu zdzbla');

            postoj(6);
           end;
         end;


        if (sila>sila_kryt) then
         begin
          Writeln;

        writeln('czas=',k*dt:12,' noz=',y[nb1]:12,' klos=',y[n]:12,'
eps=',eps_max:12,' il.=',ilosc);

        writeln('                   na=',y[ na]:12,'  nb2=',y[nb2]:12);
        writeln('                  n05=',y[n05]:12,'  n10=',y[n10]:12);
        writeln('                  n15=',y[n15]:12,'  n20=',y[n20]:12,'
n25=',y[n25]:12);
        writeln('                  n30=',y[n30]:12,'  n35=',y[n35]:12,'
n40=',y[n40]:12);
```

```
        writeln('                    n45=',y[n45]:12,'  n50=',y[n50]:12,'
n55=',y[n55]:12);
        writeln('                    n60=',y[n60]:12,'  n65=',y[n65]:12,'
n70=',y[n70]:12);
        writeln('                    n75=',y[n75]:12,'  n80=',y[n80]:12,'
n85=',y[n85]:12);
        writeln('                    n90=',y[n90]:12,'  n95=',y[n95]:12,'
n96=',y[n96]:12);
        writeln('                    n97=',y[n97]:12,'  n98=',y[n98]:12,'
n99=',y[n99]:12);
        writeln('                   sila=',sila:12,' prac=',praca:12);
        writeln('                                        prac=',praca);
        writeln;

          praca_2a:=praca-praca_1;
          splaszczenie:=0.149*sila*(dz1/2)*(dz1/2)*(dz1/2)/EJ1;
          praca_2b:=splaszczenie*sila/2;
          praca_3:=sila_sred*dz1;
          praca_razem:=praca_1+praca_2a+praca_2b+praca_3;

          Writeln('      praca_1=',praca_1:12);
          Writeln('     praca_2a=',praca_2a:12);
          Writeln('     praca_2b=',praca_2b:12);
          Writeln('      praca_3=',praca_3:12);
          Writeln('  ____________________________');
          Writeln('  praca_razem=',praca_razem:12);

          writeln;
          Writeln('k o n i e c   o b l i c z e n');

          Close(zp);
          Close(zp1);

          postoj(12);
          goto ek;
        end;
                xnp:=xn;
              end; {il_krok}

       writeln;

       while KeyPressed do z:=ReadKey;
       postoj(3);

      ek:
      end.  {zdzblo_1}
```

Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy (1) BIBLIOTEKA GŁÓWNA

Biblioteka Główna UTP w Bydgoszczy
D 334