



UNIwersytet Technologiczno-Przyrodniczy
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY

ROZPRAWY NR 143

Bronisław Andrzej Kolator

STUDIUM DOSKONALENIA PROCESU FUNKCJONOWANIA AGREGATU MASZYNOWEGO W WARUNKACH POLOWYCH

BYDGOSZCZ – 2010

REDAKTOR NACZELNY
prof. dr hab. inż. Janusz Prusiński

REDAKTOR DZIAŁOWY
dr hab. inż. Henryk Tylicki, prof. nadzw. UTP

OPINIODAWCY
prof. dr hab. inż. Wiesław Piekarski
prof. dr hab. inż. Michał Styp-Rekowski

OPRACOWANIE REDAKCYJNE I TECHNICZNE
mgr Michał Górecki, mgr Patrycja Fereni-Morzyńska

© Copyright
Wydawnictwa Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego
Bydgoszcz 2010

ISSN 0209-0597

Wydawnictwa Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego
ul. Ks. A. Kordeckiego 20, 85-225 Bydgoszcz, tel. 52 3749482, 3749426
e-mail: wydawucz@utp.edu.pl <http://www.wu.utp.edu.pl>

Wyd. I. Nakład 150 egz. Ark. aut. 10,8. Ark. druk. 11,25.
Oddano do druku i druk ukończono we wrześniu 2010 r.
Zakład Poligraficzny ARGONEX S.J.
ul. Przemysłowa 34, 85-758 Bydgoszcz, tel. 052 348 93 11

Spis treści

Spis ważniejszych oznaczeń	5
1. Wstęp	8
2. Dotychczasowy stan badań efektywności funkcjonowania agregatów maszynowych	11
2.1. Wymagania stawiane agregatom maszynowym	11
2.2. Przegląd badań efektywności funkcjonowania agregatów maszynowych	12
2.2.1. Sprawność uciągu	14
2.2.2. Zużycie paliwa	23
2.2.3. Wydajność powierzchniowa	26
2.3. Kryteria optymalizacji sterowania agregatem maszynowym	28
3. Sformułowanie zagadnienia naukowego	30
4. Model matematyczny procesu funkcjonowania agregatu maszynowego	33
4.1. Założenia modelowania	33
4.2. Model analityczny	34
4.2.1. Silnik i układ przeniesienia napędu	36
4.2.2. Koła napędowe i prowadzące	39
4.2.3. Kadłub ciągnika i narzędzie	45
4.2.4. Model sumaryczny	47
4.3. Analiza modelu	51
5. Symulacyjny model procesu funkcjonowania agregatu maszynowego	53
5.1. Opis schematu programu do symulacji funkcjonowania agregatu maszynowego	53
5.1.1. Silnik spalinowy ciągnika	54
5.1.2. Układ przeniesienia napędu	56
5.1.3. Kadłub i koła ciągnika	56
5.1.4. Narzędzie współpracujące z ciągnikiem	61
5.1.5. Wskaźniki oceny funkcjonowania agregatu maszynowego	61
5.2. Wielkości wejściowe do programu symulacyjnego	62
5.3. Podsumowanie programu symulacyjnego	64
6. Badania eksperymentalne agregatu	65
6.1. Cel badań	65
6.2. Obiekt badań	65
6.2.1. Charakterystyka ciągnika	65
6.2.2. Charakterystyki zawieszanych narzędzi	67
6.2.3. Charakterystyka gleb	67

6.3. Stanowisko badawcze	69
6.4. Realizacja badań polowych	78
6.5. Wyniki badań polowych	81
6.5.1. Wyniki pomiarów parametrów pracy agregatu maszynowego	81
6.5.2. Wyniki pomiarów właściwości gleb	87
6.6. Analiza badań polowych	90
7. Modele eksperymentalne	91
7.1. Metoda wyznaczania charakterystyki uniwersalnej silnika	91
7.2. Model współpracy koła napędowego z podłożem	94
7.3. Model oporów narzędzia	105
7.4. Analiza modeli eksperymentalnych	106
8. Weryfikacja modelu symulacyjnego	107
9. Badania symulacyjne procesu funkcjonowania agregatu maszynowego	112
9.1. Wpływ wielkości wejściowych na proces funkcjonowania agregatu	112
9.2. Wpływ obciążeń agregatu maszynowego na wydajność powierzchniową	119
9.3. Wpływ obciążeń agregatu maszynowego na zużycie paliwa	127
9.4. Wpływ obciążeń agregatu maszynowego na sprawność	135
9.5. Analiza wyników badań symulacyjnych	144
10. Metoda doskonalenia procesu funkcjonowania agregatu maszynowego	146
10.1. Istota metody	146
10.2. Wykorzystanie metody w eksploatacji agregatów maszynowych....	153
10.3. Analiza opracowanej metody	158
11. Podsumowanie i wnioski końcowe	159
Literatura	162
Streszczenia	177

Spis ważniejszych oznaczeń

- A – macierz stanu,
- a_n – głębokość skrawania gleby (m),
- B – macierz sterowania,
- b_n – szerokość skrawania gleby (m),
- C – macierz wyjścia,
- C_a – współczynnik uwzględniający opory ruchu agregatu ($\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$),
- C_n – wielkość stała wynikająca z cechy konstrukcyjnej narzędzia (kN),
- c_{pn} – sztywność półosi napędowej wraz z oponą ($\text{Nm}\cdot\text{rad}^{-1}$),
- D – macierz przejścia, w rozpatrywanym przypadku macierz $D = 0$,
- d_1 – zastępczy współczynnik tłumienia (poszczególnych podzespołów układu przeniesienia napędu) w odniesieniu do wału korbowego ($\text{Nm}\cdot\text{rad}^{-1}$),
- d_{pn} – tłumienie półosi napędowej wraz z oponą ($\text{Nm}\cdot\text{rad}^{-1}$),
- e_p – ramię działania normalnej składowej reakcji podłoża na przednie koło (m),
- e_t – ramię działania normalnej składowej reakcji podłoża na tylne koło (m),
- f_p – współczynnik oporów toczenia kół przednich,
- g_e – jednostkowe zużycie paliwa ($\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$),
- h_c – odległość środka masy agregatu od podłoża, po którym porusza się ciągnik (m),
- h_z – odległość punktu przyłożenia wypadkowej siły, z jaką narzędzie działa na ciągnik od podłoża, po którym porusza się ciągnik (m),
- I_1 – zastępczy masowy moment bezwładności silnika i elementów układu przeniesienia napędu ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$),
- I_a – masowy moment bezwładności agregatu wraz z masowym momentem bezwładności kół przednich ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$),
- i_{bx} – przełożenie na wybranym biegu w skrzynce przekładniowej,
- i_c – przełożenie całkowite układu przeniesienia napędu na wybranym przełożeniu (biegu),
- I_e – masowy moment bezwładności silnika ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$),
- I_{kp} – masowy moment bezwładności kół przednich ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$),
- I_{kt} – masowy moment bezwładności kół tylnych ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$),
- I_{pg} – masowy moment bezwładności przekładni głównej wraz mechanizmem różnicowym ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$),
- i_{pg} – przełożenie przekładni głównej,
- I_{re} – masowy moment bezwładności elementów obrotowych reduktora ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$),
- i_{re} – przełożenie reduktora,
- I_{sb} – masowy moment bezwładności elementów obrotowych skrzynki przekładniowej ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$),
- k_{n1} – empiryczny współczynnik oporu statycznego uwzględniający właściwości gleby (MPa),
- k_{n2} – empiryczny współczynnik oporu narzędzia uwzględniający przemieszczanie obrabianej gleby ($\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$),

- L – rozstaw osi kół jezdnych ciągnika (m),
 L_c – odległość środka masy agregatu od osi kół przednich (m),
 L_z – odległość punktu przyłożenia wypadkowej siły, z jaką narzędzie działa na ciągnik, od osi kół tylnych (m),
 M_e – moment obrotowy silnika (Nm),
 M_k – moment obrotowy na półosi napędowej (Nm),
 m_{kp} – masa koła przedniego (suma mas dwóch kół) (kg),
 m_{kr} – masa kadłuba ciągnika (bez masy kół przednich i tylnych) wraz z masą narzędzia (kg),
 m_{kt} – masa koła tylnego (kg),
 M_n – moment napędzający koło tylne (Nm),
 N_e – moc użyteczna (efektywna) silnika (kW),
 P_b – siła bezwładności (N),
 P_{bkr} – masowa siła bezwładności kadłuba ciągnika (N),
 P_{bkt} – siła bezwładności koła tylnego, wynikająca z masy koła i jego przyspieszenia (N),
 P_{bmkp} – masowa siła bezwładności kół przednich (N),
 P_{fp} – sumaryczna siła oporów toczenia kół przednich ciągnika (N),
 P_{ft} – siła oporów toczenia kół tylnych (N),
 P_{lkp} – siła bezwładności wynikająca z masowych momentów bezwładności kół przednich (N),
 P_n – siła napędowa koła tylnego (N),
 P_{op} – siła wzdłużna działająca na oś kół przednich (N),
 P_{ot} – siła wzdłużna działająca na oś kół napędowych (N),
 P_t – siła napędzająca koła tylne ciągnika (N),
 P_u – siła uciągu ciągnika (N),
 P_w – wypadkowa siła oporów wzniesienia, wynikająca z masy agregatu i nachylenia podłoża do poziomu (N),
 P_{wkp} – siła oporów wzniesienia kół przednich (N),
 P_{wkr} – siła oporów wzniesienia działająca na kadłub (N),
 P_{wkt} – siła oporów wzniesienia koła tylnego (N),
 Q_{ag} – wypadkowa siła normalna wynikająca z masy agregatu i nachylenia podłoża do poziomu, przyłożona w jego środku ciężkości (N),
 Q_{op} – siła normalna reakcji na oś kół przednich (N),
 Q_{ot} – siła normalna reakcji na oś kół napędowych (N),
 Q_p – siła normalna reakcji podłoża na przednie koła (N),
 Q_t – siła normalna reakcji podłoża na koła napędowe (N),
 R_0 – siła oporów narzędzia przy stałej prędkości (N),
 r_{dp} – promień dynamiczny przedniego koła (m),
 r_{dt} – promień dynamiczny tylnego koła (m),
 R_n – siła składowa równoległa do podłoża wypadkowej siły oporu narzędzia (N),
 R_{wn} – siła wypadkowa oporu narzędzia, z jaką narzędzie działa na ciągnik (N),
 u – wektor sterowań,

- u_r – wartość sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa (%),
- v_a – prędkość agregatu ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$),
- V_e – objętościowe zużycie paliwa (dm^3),
- W_d – wartość opałowa paliwa ($\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$),
- x – wektor zmiennych stanu,
- x_0 – przebyta odległość osi koła ze stałą prędkością (m),
- x_{kr} – przesunięcie kadłuba ciągnika (m),
- x_{op} – przesunięcie osi kół przednich (m),
- x_{ot} – przesunięcie osi koła napędowego (m),
- y – wektor wyjścia,
- α – kąt nachylenia podłoża w stosunku do poziomu, po którym porusza się ciągnik (rad),
- γ – kąt między kierunkiem wypadkowej siły, z jaką narzędzie działa na ciągnik a kierunkiem jej składowej R_n równoległej do podłoża (rad),
- φ_{kp} – kąt obrotu koła przedniego (rad),
- φ_{kt} – kąt obrotu koła napędowego (rad),
- φ_s – kąt obrotu wału korbowego silnika (rad),
- μ – współczynnik siły napędzającej,
- ω_e – prędkość kątowa wału korbowego silnika ($\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$).

1. WSTĘP

W nowoczesnym rolnictwie ciągniki rolnicze są wykorzystywane jako podstawowe jednostki napędowe w polowych procesach produkcyjnych oraz transporcie wewnętrznym w gospodarstwach rolnych. W związku z tym istnieje konieczność łączenia (agregatowania) ciągników z różnymi narzędziami i/lub maszynami. Taki zestaw jest określany jako agregat maszynowy. Służy on do zaspokojenia potrzeb użytkownika, tzw. producenta rolnego. Spełnia on określone funkcje w produkcji rolniczej.

Agregaty maszynowe o coraz większym stopniu automatyzacji, unifikacji i integracji modułowej wymagają rozwiązania szeregu nowych problemów natury technicznej, organizacyjnej i ekonomicznej, szczególnie na etapie ich eksploatacji. Jednym z tych problemów jest zapewnienie właściwej efektywności procesu funkcjonowania agregatów maszynowych. W celu zapewnienia ich racjonalnej eksploatacji niezbędna jest wiedza o procesie funkcjonowania tych urządzeń, a zwłaszcza podczas wykonywania zadań agrotechnicznych.

Wieloaspektowe badania ciągnika napędzającego narzędzie/maszynę realizowane są najczęściej z uwzględnieniem agregatu maszynowego i traktowane są jako jeden system. Podyktowane jest to licznymi sprzężeniami zwrotnymi między podsystemami i komponentami agregatu. Podejście systemowe do zagadnienia bilansu energetycznego systemu ciągnik-narzędzie-gleba powinno uwzględniać wpływ sposobu zestawienia elementów na sprawność ogólną agregatu maszynowego. Stwierdzono, że najczęściej wykorzystywanym wskaźnikiem efektywności jest sprawność uciągu, odzwierciedlona w poślizgu agregatu maszynowego. Wskaźnik ten nie uwzględnia wszystkich strat energii, tzn. silnika spalinowego, co ogranicza jego przydatność w optymalizacji procesu funkcjonowania agregatu maszynowego.

Stosowane dotychczas rozwiązania sterowania agregatem maszynowym opierają się głównie na wiedzy i doświadczeniu operatora, czasami wspomaganymi pomiarami wartości pewnych wielkości, na podstawie których dobiera się wartości parametrów funkcjonowania agregatów. Niektóre podsystemy agregatu sterowane są automatycznie, bez uwzględnienia ich oddziaływania w systemie: ciągnik-maszyna-gleba.

Uwzględnienie na bieżąco zmian jakości funkcjonowania agregatów maszynowych jest możliwe dzięki racjonalnemu wykorzystaniu wskaźników efektywności pracy, wynikających z modelowanych badań symulacyjnych oraz bezpośrednich badań polowych. Agregat maszynowy, wykonując zabieg agrotechniczny, realizuje ruch w zmiennych warunkach, wynikających z różnorodności i odkształcalności podłoża, przy jednocześnie zmieniającym się obciążeniu spowodowanym pracą narzędzia. Zmienne warunki funkcjonowania agregatu maszynowego powodują konieczność monitorowania efektywności tego procesu.

Jedną z metod rozwiązania tego problemu jest identyfikacja procesu funkcjonowania agregatu maszynowego za pomocą metody modelowania warunków jego użytkowania, co umożliwia:

- ocenę poprawności działania badanych agregatów,
- ustalenie wskaźników poprawnej pracy agregatów w zadanych warunkach,
- sterowanie procesem funkcjonowania agregatu maszynowego.

Niniejsza praca jest poświęcona problematyce poszukiwania i doboru wskaźnika efektywności, uwzględniającego wszystkie straty energii, występujące w procesie funkcjonowania agregatu maszynowego. Takim wskaźnikiem jest sprawność ogólna, którą można wyznaczyć na podstawie relacji i wartości wielkości opisujących proces funkcjonowania agregatu maszynowego w czasie rzeczywistym. W tej sytuacji obiekt rzeczywisty, tj. system ciągnik-narzędzie-gleba, powinien być wyposażony w czujniki pomiarowe, między innymi: prędkości kątowej wału korbowego silnika i kół napędowych, prędkości liniowej agregatu, momentu obrotowego wału korbowego silnika, objętościowego zużycia paliwa silnika, momentów obrotowych kół napędowych ciągnika, sił działających na koła ciągnika i narzędzie.

Istota metody doskonalenia procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w czasie rzeczywistym polega na tym, że opracowano matematyczny model agregatu, a na jego podstawie program komputerowy w środowisku MATLAB, który służy m.in. do określania wskaźnika jakości procesu funkcjonowania agregatu, tj. sprawności ogólnej. Parametry wykorzystywane w sterowaniu agregatem maszynowym należy wprowadzić jako wielkości wejściowe do modelu agregatu. Sygnał sterujący agregatem jest identyczny z wejściową wielkością sterowaną w modelu. Siła uciągu ciągnika jest mierzona i porównywana z wielkością tej siły oszacowanej w modelu agregatu. Zastosowanie adaptacyjnego filtra Kalmana w proponowanej metodzie jest podyktowane tym, żeby na bazie opracowanego matematycznego modelu agregatu, za pomocą numerycznej implementacji w czasie rzeczywistym, można dokonać weryfikacji i walidacji rzeczywistego stanu agregatu maszynowego. Sygnałem wyjściowym z modelu agregatu jest sprawność ogólna, której zmiany mają charakter funkcji parzystej, druga pochodna nie zmienia znaku i istnieje maksimum tej funkcji. W związku z tym w sterowaniu adaptacyjno-ekstremalnym ze sprzężeniem zwrotnym, w zakresie zmienności wartości nastawialnych, mogą być wykorzystane wartości sprawności ogólnej procesu funkcjonowania agregatu maszynowego. Zadanie optymalizacji, przy kryterium maksymalnej sprawności ogólnej, może być rozwiązane z wykorzystaniem adaptacyjno-dynamicznej struktury modelu procesu funkcjonowania agregatu maszynowego, sterowanej ze sprzężeniem zwrotnym.

W zaproponowanej metodzie doskonalenia procesu funkcjonowania agregatu maszynowego niezbędne są dwa czujniki pomiarowe: wielkości sterujące dawkowaniem paliwa i siły oporów narzędzia oraz matematyczny model proce-

su funkcjonowania agregatu maszynowego z rozszerzonym filtrem Kalmana. W ten sposób agregat maszynowy jest mniej skomplikowany w porównaniu z obiektem rzeczywistym wyposażonym w wiele czujników.

Do określania sprawności ogólnej procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w czasie rzeczywistym można zastosować przedstawioną metodę sterowania adaptacyjno-ekstremalnego z poszukiwaniem maksymalnego wskaźnika jakości.

2. DOTYCHCZASOWY STAN BADAŃ EFEKTYWNOŚCI FUNKCJONOWANIA AGREGATÓW MASZYNOWYCH

Efektywność przedmiotowa polega na ustaleniu wpływu wybranej grupy badanych czynników na wartości parametrów, opisujących proces funkcjonowania agregatu maszynowego. W związku z tym kryteriami efektywności, jakie uwzględnia się podczas wykonywania prac polowych, są:

- sprawności uciągu ciągnika,
- zużycie paliwa – minimum nakładów nośników energetycznych,
- wydajności powierzchniowe pracy agregatu maszynowego.

Po uwzględnieniu kosztów zakupu i eksploatacji oraz innych wskaźników częściowych, można dokonać kompleksowej oceny funkcjonowania agregatu maszynowego.

2.1. WYMAGANIA STAWIANE AGREGATOM MASZYNOWYM

Ciągniki bezpośrednio nie mogą wykonywać prac polowych, ale są nieodzowne do napędu różnego rodzaju narzędzi, maszyn, urządzeń rolniczych, tworząc z nimi tzw. agregaty maszynowe. Praca ciągników polega na przekazywaniu mocy w ruchu postępowym do narzędzi lub maszyn z nimi współpracujących, często przy jednoczesnym dodatkowym poborze mocy z silnika ciągnika, za pomocą wału odbioru mocy i układu zasilania hydraulicznego. Ze względu na sposób połączenia maszyn z ciągnikiem, można rozróżniać agregaty z narzędziami lub maszynami: przyczepianymi, półzawieszanymi, zawieszanymi i nabudowanymi [117].

Wymagania stawiane ciągnikom rolniczym są bardzo różne, gdyż wykonują one różnorodne prace polowe, transportowe i pomocnicze związane z produkcją rolniczą w gospodarstwie [202]. Rozpiętości prędkości prac wykonywanych przez ciągnik są zatem duże: czasami poniżej $0,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, tzw. biegi pełzające, poprzez prędkości $1\div 3,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ najczęściej wykorzystywane, które są stosowane przy głównych pracach polowych, do prędkości 8, 11 lub $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (prace transportowe) [83, 151, 182, 250].

Siły działające na ciągnik zmieniają się również w dużym zakresie. Zależą one od rodzaju prac i warunków, w jakich porusza się agregat maszynowy, dlatego siła uciągu może zmieniać się od wartości zero, np. przy pracy z zawieszonym opryskiwaczem, do maksymalnej wartości wynikającej z przyczepności kół do gruntu, np. podczas orki, kultywatorowania. Praca z maksymalną siłą uciągu powinna być ograniczona ze względu na bardzo niską sprawność uciągu (duży poślizg kół napędowych) [91, 104, 118, 201]. Na podstawie analizy szeregu charakterystyk uciągu w pracy [38] podano, że największa sprawność uciągu ciągników pracujących na ściernisku jest uzyskiwana przy poślizgu kół: napęd $4 \times 2 \sim 18\%$, napęd $4 \times 4 \sim 16\%$; natomiast dla ciągników gąsienicowych

~ 5%. Zgodnie z zaleceniami firmy John Deere optymalne poślizgi kół tylnych ciągników są następujące: przy napędzie tylko kół tylnych 10÷15%, przy napędzie wszystkich kół 8÷12%, dla ciągników gąsienicowych 2÷5% [224, 225].

Ważnymi parametrami pracy narzędzi są: głębokość i szerokość oraz prędkość robocza skrawania gleby. Maksymalne wartości dopuszczalnego wskaźnika nierównomierności głębokości i szerokości roboczej wynoszą: $\delta_a = 5\%$, $\delta_b = 5\%$ – regulacja kopiująca, 10% i 7% odpowiednio – regulacja siłowa (PN-R-36598:1989) [175]. Szerokość robocza narzędzia wynika z żądanej wydajności, która uwarunkowana jest mocą i siłą uciągu ciągnika oraz głębokością roboczą i warunkami glebowymi określanymi oporem jednostkowym gleby.

W zależności od rodzaju gleby, jej stanu, układu czynników klimatycznych i urzeźbienia terenu, wymagań jakie ma roślina w danym środowisku, liczba i jakość wykonywanych zabiegów uprawowych jest różna. Zasadniczym celem zabiegów tych jest stworzenie roślinom optymalnych warunków wzrostu i rozwoju. Uprawa wpływa przede wszystkim na fizyczne właściwości gleby, te zaś z kolei kształtują jej cechy biologiczne i chemiczne [42].

Ciągnikowi stawia się wiele wymagań często ze sobą sprzecznych, np. dąży się, aby przy prawidłowo wykonywanych pracach, ze względów agrotechnicznych ciągnik zużywał jak najmniej paliwa przy największej dopuszczalnej wydajności pracy. Obecnie efektywne użytkowanie ciągnika w gospodarstwie rolniczym sprowadza się do osiągnięcia jednego z dwóch celów: maksymalnej wydajności albo minimalnych nakładów energetycznych.

Osiągnięcie postawionych celów wymaga uwzględnienia wielu czynników zarówno konstrukcyjnych, jak i eksploatacyjnych. Konstruując ciągniki należy stosować właściwie dobrane silniki, układy napędowe i ich automatyczne sterowanie oraz układy automatycznego sterowania narzędziami i maszynami współpracującymi. Do czynników eksploatacyjnych zalicza się: parametry techniczno-eksploatacyjne ciągnika i narzędzia, dociążenie osi przedniej i tylnej ciągnika, przełożenie układu napędowego, system automatycznej regulacji pracy narzędzi [84, 103, 157, 177, 209, 246, 249].

Ze względu na rosnącą złożoność agregatów maszynowych i koszty istotne stało się określenie takich warunków ich funkcjonowania, które pozwoliłyby na jak najkorzystniejszą pracę tych agregatów. Efektywność pracy agregatu maszynowego w gospodarstwie rolniczym można sprowadzić do uzyskania maksymalnej sprawności uciągu, wydajności albo minimalnych nakładów energetycznych. Najczęściej stosowana jest maksymalna wydajność, jako cel łatwiejszy do osiągnięcia.

2.2. PRZEGLĄD BADAŃ EFEKTYWNOŚCI FUNKCJONOWANIA AGREGATÓW MASZYNOWYCH

Praca maszyn i narzędzi możliwa jest tylko wtedy, gdy siła uciągu jest wystarczająca do pokonania występujących oporów ruchu. Opory wynikają z pracy zespołów roboczych w glebie oraz tarcia tocznego lub ślizgowego

elementów podporowych narzędzia oraz maszyny. Siła oporu maszyn i narzędzi zmienia się, nawet na tym samym polu, a znajomość tej siły pozwala na efektywne wykorzystanie mocy źródła napędowego oraz poprawne wykonanie zabiegu agrotechnicznego [6, 17, 142, 156, 163, 220, 252].

Zagadnienie oporu narzędzi i maszyn rolniczych jest przedmiotem wielu opracowań, zarówno teoretycznych, jak i eksperymentalnych. Dotyczą one zazwyczaj określania siły uciągu i zapotrzebowania mocy w zależności od cech konstrukcyjnych i parametrów roboczych narzędzia/maszyny (prędkości jazdy, szerokości i głębokości roboczej), jak również fizycznych właściwości gleby (składu granulometrycznego, wilgotności, zwięzłości) [60, 101, 149, 159, 183, 192, 194, 234].

Badania osiągow ciągników prowadzone są od początków XX wieku. W USA w stanie Nebraska w 1917 r. powstał pierwszy na świecie projekt ustawy, dotyczącej badań i oceny stanu ciągników. Zgodnie z nią każdy typ ciągnika podlegał badaniu przez upoważnioną stację atestującą. Głównym celem wprowadzenia przepisów było zapewnienie potencjalnym odbiorcom gwarancji, że parametry techniczno-eksploatacyjne nabytego przez nich ciągnika są zgodne ze standardami. Przez następnych kilka lat wiele innych państw wprowadziło podobne uregulowania. W miarę rozwoju globalnego rynku zaistniała potrzeba ujednoczenia tych przepisów i obecnie na świecie bierze się pod uwagę jednolite standardy badań. Warunkiem porównania wyników badań różnych modeli ciągników jest ta sama metodologia badawcza. Główną rolę odgrywają metody opracowane przez Organization for Economic Cooperation and Development (OECD). W USA odrębne procedury opracowane zostały przez American Society of Agricultural Engineers (ASAE).

Pierwsza w Europie standaryzacja procedur przeprowadzania badań ciągnika rolniczego była zatwierdzona w dniu 21 kwietnia 1959 r. przez Radę Organization for European Economic Cooperation (Organizacja Europejskiej Ekonomicznej Współpracy) (OEEC), która od 1961 r. została przekształcona w Organization for Economic Cooperation and Development [160]. Całość przepisów normujących metodykę przeprowadzania badań ciągnika według OECD została podzielona na 10 działów. Procedury badań osiągow ciągnika zostały znormalizowane w dziale 2 (Code 2). Dotychczas ponad 2350 modeli ciągników spełniło obowiązujące testy. W testach tych określa się m.in.:

- moc uzyskaną na wałku odbioru mocy (ang. *Power Take-Off*) w funkcji prędkości obrotowej,
- moment obrotowy na wałku odbioru mocy jako funkcję prędkości obrotowej,
- czasowe (godzinowe) i jednostkowe zużycie paliwa w funkcji prędkości obrotowej silnika,
- jednostkowe zużycie paliwa przez silnik w funkcji mocy,
- podstawowe wymiary układu zawieszania narzędzi (maszyn),
- siłę udźwigu i ciśnienie hydrauliczne w układzie zawieszania narzędzi,

- moc uciągu ciągnika w funkcji prędkości obrotowej silnika (na czystym, poziomym i suchym betonie),
- maksymalną siłę uciągu przy zadanych prędkościach jazdy w funkcji prędkości obrotowej silnika.

Testy ciągnika wykonane według procedur OECD gwarantują, że podane w raporcie parametry ciągnika są wiarygodne. Streszczenia tych raportów są dostępne na stronie internetowej OECD [1]. Zawierają one wybrane parametry ciągnika, np. zewnętrzną charakterystykę prędkościową silnika, maksymalną siłę uciągu przy znormalizowanej prędkości jazdy.

Badanie parametrów techniczno-eksploatacyjnych ciągnika według metodyki OECD mające na celu określenie charakterystyk technicznych ciągnika w porównywalnych warunkach laboratoryjnych może prowadzić do niezgodności w określaniu np. mocy uciągu, współczynnika sprawności uciągu w warunkach polowych.

W pracy [178] wykazano, że różnice między maksymalną mocą uciągu wyznaczaną zgodnie z zaleceniami normatywnymi (na poszczególnych przełożeniach) a rzeczywistymi maksymalnymi mocami uciągu mogą dochodzić do 30%. Z tego względu pomiędzy wartościami maksymalnego współczynnika sprawności uciągu również występują duże rozbieżności, które mogą prowadzić nie tylko do błędów w ocenach ilościowych, lecz także do jakościowych różnic w ocenie przebiegu współdziaływania układu jezdnego ciągnika z glebą.

2.2.1. Sprawność uciągu

Wielu badaczy analizując efektywność funkcjonowania agregatu maszynowego rozpatruje kryterium sprawności uciągu. Zagadnieniom związanym ze sprawnością uciągu poświęcone są liczne opracowania zarówno teoretyczne, jak i przedstawiające wyniki badań empirycznych. Wiele tych prac sprowadza się do zagadnienia współpracy koła z podłożem (glebą), ze względu na wyznaczenie współczynnika sprawności trakcyjnej [48, 72, 94, 147, 200, 206, 247].

W opracowaniach polskich autorów, np. [134, 198], często podawana jest sprawność uciągu. W literaturze amerykańskiej występuje pojęcie sprawności trakcyjnej [237].

Polska norma [176] definiuje współczynnik wykorzystania mocy źródła napędu, jako stosunek sumy mocy służących do napędu maszyny do nominalnej mocy źródła napędu. Norma amerykańska [11] uwzględnia zdefiniowaną przez ASAE sprawność trakcyjną jako stosunek mocy wyjścia (uciągu) do mocy wejścia na koła napędowe lub gaśienice.

Istotny wpływ na wskaźnik trakcyjny ma sprawność koła napędowego, tj. przekładni „koło–podłoże”. Według Wulfsona i in. [239] współczynnik sprawności trakcyjnej opony pneumatycznej na twardym podłożu może osiągnąć 90%, natomiast na spulchnionej glebie lub piasku poniżej 50%.

Koło napędowe powoduje dwojakie obciążenie podłoża: pionowy nacisk koła generuje zagęszczanie (ugniatanie) gleby, natomiast siła napędowa uży-

skana dzięki momentowi obrotowemu skutkuje ścinaniem gleby. Między pneumatyczną oponą a glebą jest interaktywny związek. Pionowe obciążenie zniekształca glebę i opona ugina się do pewnego stopnia na styku z odkształcalnym podłożem. Ugniatanie i zmiana struktury gleby ze względów agrotechnicznych ma negatywny wpływ na wzrost i plonowanie roślin oraz zwiększenie oporów roboczych narzędzi i maszyn uprawowych. Skutki oddziaływania kół ciągników i maszyn na zmiany struktury gleby, jak również sposoby ich ograniczania były przedmiotem prac wielu badaczy [20, 71, 144, 161, 179, 240]. Elastyczne koło, wyposażone w pneumatyczną oponę, odkształca się podczas toczenia, a charakter i parametry tych odkształceń zależą od tego, czy jest to koło napędowe czy tylko toczące się. Dla koła spełniającego jedną z tych funkcji odkształcenia zależą od wartości i charakteru obciążeń oraz rodzaju i charakterystyki sztywności opony [47, 50, 94, 119, 141, 168, 228].

Prace związane z rozpatrywaniem układu sił i momentów sił podczas współpracy mechanizmów jezdnych z odkształcalnym podłożem zapoczątkował w latach pięćdziesiątych ubiegłego wieku Bekker [13]. W wyniku rozwinięcia i kontynuacji jego badań opracowano różne modele współoddziaływania pneumatycznej opony z glebą [10, 32, 107, 124, 171, 195, 251]. W formułach empirycznych uwzględnia się zagłębienie opony na skutek ugniatania gleby oraz zależność między momentem napędowym, siłą napędzającą (ang. *longitudinal force at wheel*) i poślizgiem. Podczas współpracy mechanizmu jezdnego z podłożem odkształcalnym, obciążenia styczne powodują przemieszczanie się cząstek gleby. Zjawisko to powoduje generowanie poślizgu kół napędowych. Wraz ze wzrostem siły stycznej wzrasta poślizg, co powoduje najpierw wzdłużne odkształcenie gleby, a potem ścinanie jej warstwy wierzchniej [205]. Komandi [109] podaje, że podstawowymi równaniami w analizie współdziałania pojazdu z podłożem są równania opisujące siłę na obwodzie koła i opór toczenia.

Według norm OECD [160] poślizg s kół napędowych (gąsienic) ciągnika jest zdefiniowany zależnością:

$$s = \left(\frac{n_1 - n_0}{n_1} \right) \cdot 100\% \quad (2.1)$$

gdzie:

- n_1 – suma obrotów wszystkich kół napędowych (gąsienic) podczas przejechanej odległości z poślizgiem,
- n_0 – suma obrotów wszystkich kół napędowych (gąsienic) podczas przejechanej tej samej odległości bez poślizgu.

Do wyznaczenia poślizgu s najczęściej są wykorzystywane wielkości: prędkość rzeczywista jazdy ciągnika v , prędkość kątowa ω_k i promień dynamiczny r_d koła napędowego:

$$s = \left(1 - \frac{v}{\omega_k \cdot r_d} \right) \cdot 100\% \quad (2.2)$$

W nowoczesnych ciągnikach prędkość jazdy i prędkość kątowna są mierzone w czasie rzeczywistym. Promień dynamiczny koła napędowego jest wyznaczany zgodnie z normą [174] lub przyjmowany z danych producenta opon na podstawie efektywnego obwodu toczenia [78]. Warunki tej normy dotyczące podłoża (suchy i poziomy asfalt), jak również opony (ciśnienie nominalne i pionowe obciążenie maksymalne) nie odzwierciedlają jednak stanu rzeczywistego pracy opon ciągnika na polu [99].

Ważnym etapem określania współczynnika sprawności trakcyjnej jest wyznaczanie promienia dynamicznego opony. Kontakt jej z podłożem powoduje odkształcenie koła i gleby.

Kiss [82] na podstawie zarejestrowanych wyników pomiarów poślizgów koła, obwodowej siły napędowej i odległości środka koła od dna bruzdy wyznaczył promień kinematyczny i dynamiczny koła. Stwierdził, że w obliczeniach przyśpieszeń i prędkości liniowej koła toczącego się po miękkiej glebie lepsze wyniki uzyskuje się przy wykorzystaniu promienia kinematycznego i dynamicznego niż promienia statycznego.

Wartość poślizgu determinuje wartość prędkości rzeczywistej agregatu maszynowego i jest silnie związana z wartością siły napędzającej. Siła ta jest określana jako iloczyn obciążenia normalnego koła i współczynnika przyczepności. Grecenko [57] podał zależność umożliwiającą wyznaczenie wartości poślizgu spowodowanego siłą napędzającą. Formuła ta nie uwzględnia wymiarów i ciśnienia w oponie ciągnika, ale charakteryzuje się prostą strukturą i dość dobrym przybliżeniem poślizgu do wartości rzeczywistej.

Zależność przebiegu poślizgu kół napędowych ciągnika przy różnych wartościach współczynnika przyczepności była przedmiotem badań laboratoryjnych i polowych wielu autorów [14, 31, 37, 45, 56, 80, 81, 105, 190, 193, 207].

Właściwości podłoża, a w szczególności zależność współczynnika przyczepności μ kół napędowych od poślizgu s , w znacznym stopniu warunkują wykorzystanie wartości poślizgu do oceny pracy agregatu. W procesie funkcjonowania agregatu maszynowego monitorowanie wartości poślizgu kół napędowych może być i jest coraz częściej wykorzystywane do oceny jego efektywności, a także sterowania podsystemami agregatu. Producenci ciągników w instrukcjach użytkowania zalecają, ażeby wartość poślizgu wynosiła od 10 do 18% [27, 70, 150, 225]. Porównując te zalecenia z wynikami symulacji komputerowej przeprowadzonej przez autora dla odmiennych właściwości podłoża występującymi na skomasowanym obszarze pola (o różnym składzie granulometrycznym i wilgotności gleby) stwierdzono, że w jednym przypadku osiągnięto dużą zgodność, natomiast kiedy właściwości trakcyjne podłoża ulegają pogorszeniu, dolna granica poślizgu jest mało przydatna do oceny efektywności funkcjonowania agregatu maszynowego. Z przeprowadzonej symulacji wynika,

że wraz z pogarszaniem się właściwości trakcyjnych podłoża pracę ciągnikiem należałoby realizować przy górnych granicach zalecanego poślizgu, a nawet nieco większych [87, 88].

Saleque i Jangiev [187], bazując na opracowanych modelach matematycznych i danych z pomiarów dokonali komputerowej optymalizacji takich parametrów pracy, jak: sprawność uciągu, prędkość jazdy i poślizg kół. W czasie orki, optymalne parametry wynosiły: sprawność uciągu 0,53, prędkość $2,35 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ i poślizg 16,22%.

Skład granulometryczny i wilgotność gleby istotnie wpływają na jej zwięzłość oraz wytrzymałość na ścinanie i zgniatanie. Parametry gleby wyznaczają wartość wykorzystywanego współczynnika przyczepności koła do podłoża w zależności od poślizgu. Stan agrotechniczny gleby wpływa również na osiągnięte siły uciągu ciągnika [106]. Na podstawie badań autora [96] można stwierdzić, że w wielu przypadkach otrzymane wartości współczynnika przyczepności w funkcji poślizgu były wyraźnie większe lub mniejsze od wartości poślizgu podanych w literaturze.

Obserwacje dynamicznej charakterystyki ruchu koła po piasku wykazują, że przy zbliżaniu się wartości siły napędzającej do wartości maksymalnej siły przyczepności koła do podłoża, układ koło–piasek wchodzi w stan niestabilności i poślizg oraz zagłębianie koła nagle rośnie. Szczególne właściwości mechaniczne piasku powodują, że wraz ze wzrostem objętościowego odkształcenia jego tekstura staje się niestabilna i gęstość maleje, co zmniejsza jego wytrzymałość i powoduje zerwanie przyczepności koła [74].

Crolla [36] w celu wyznaczenia właściwości trakcyjnych kół badał na kanale glebowym wpływ sił poprzecznych, podłużnych, normalnych, momentu napędowego i prędkości kątowej na przemieszczanie się koła. Uzyskane wyniki mogą być wykorzystane do określonych warunków badań i porównywane z tymi warunkami.

Na podstawie badań polowych Upadhyaya i in. [229] uzyskali równanie opisujące sprawność trakcyjną, które wykorzystano do badań symulacyjnych. Wyniki tych badań wskazują, że stan gleby wpływa w znacznie większym stopniu na sprawność trakcyjną niż obciążenie koła i ciśnienie w oponie. Parametrami gleby najlepiej charakteryzującymi ze względu na sprawność trakcyjną koła są: moduł wytrzymałości na ścinanie, współczynnik kohezji i współczynnik tarcia wewnętrzznego, natomiast wilgotność gleby i wskaźnik zwięzłości okazały się mniej istotne dla wartości określających sprawność.

Metodę wykreślną charakterystyki trakcyjnej ciągnika z napędem na koła tylne przedstawił Zoz [244]. Współczynnik sprawności trakcyjnej koła napędowego wyraził jako stosunek mocy uciągu koła do mocy napędowej według normy ASAE. Metoda ta jest przydatna dla przewidywania siły uciągu P_u , prędkości ruchu v i poślizgu s oraz mocy uciągu ciągnika N_u , w określonych warunkach polowych.

Wisner i Luth [237] opracowali empiryczne równanie opisujące cechy trakcyjne kół na zwięzłych glebach. Zależność siły napędzającej P równoważnej sile uciążu kół napędowych określa wzór:

$$P = \left[0,75 \cdot (1 - e^{-0,3C_n s}) - \left(\frac{12}{C_n} + 0,04 \right) \right] \cdot Q_t \quad (2.3)$$

Empiryczny wskaźnik trakcyjny C_n opisujący sprzężenie (przekładnię) koło-podłoże i przypadający na jednostkę nacisku koła napędowego na podłoże wyrażono zależnością:

$$C_n = \frac{CI \cdot b_o \cdot d_o}{Q_t} \quad (2.4)$$

gdzie:

- CI – wskaźnik zwięzłości gleby ($\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}$),
- b_o – szerokość przekroju opony w stanie nieodkształconym (m),
- d_o – średnica koła nieobciążonego (m),
- Q_t – obciążenie pionowe koła napędowego (kN).

Równania opisujące trakcyjne cechy koła zarówno podczas hamowania, jak i napędzania zostały użyte później przez wielu badaczy do budowania modeli wydajności pracy ciągników.

Steiner [208] na podstawie badań doświadczalnych na kanale glebowym w funkcji obciążenia normalnego Q_t i ciśnienia napompowania opony p_c oraz poślizgu s opracował zależności do obliczeń współczynników: trakcyjnego κ (przyczepności) i sprawności trakcyjnej η_t :

$$\kappa = a_0 \cdot Q_t^{a_1} \cdot p_c^{-a_2} (1 - e^{-a_3 s}) \quad (2.5)$$

$$\eta_t = (1 - s) \left(1 - \frac{b_0 \cdot p_c^{b_1} \cdot Q_t^{-b_2}}{1 - e^{-b_3 \cdot p_c^{b_4} \cdot Q_t^{-b_5} s}} \right) \quad (2.6)$$

Współczynniki $a_0 \div a_3$ i $b_0 \div b_5$ uzyskano za pomocą analizy regresji.

Kutzbach [120] sprawność trakcyjną η_t wyraził w funkcji poślizgu s , współczynnika trakcyjnego κ i współczynnika oporów toczenia f :

$$\eta_t = \frac{\kappa(1 - s)}{(\kappa + f)} \quad (2.7)$$

Współczynnik trakcyjny κ jest stosunkiem siły napędzającej P na kołach napędowych do nacisku Q_t na podłoże tych kół. Do wyznaczenia sprawności trakcyjnej, potrzebne są zatem wartości trzech współczynników określanych na podstawie badań doświadczalnych.

Równania wyrażające cechy trakcyjne opony diagonalnej przy pracy ciężkiej przedstawił Brixius [24]. Pierwsze równanie określa współczynnik trakcyjny opony B_n :

$$B_n = \left(\frac{CI \cdot b_o \cdot d_o}{Q_t} \right) \cdot \left[\frac{1 + 5 \left(\frac{d_o}{2h_o} - \frac{r_s}{h_o} \right)}{1 + 3 \frac{b_o}{d_o}} \right] \quad (2.8)$$

gdzie:

- CI – wskaźnik zwięzłości gleby ($\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}$),
- b_o – szerokość przekroju opony w stanie nieodkształconym (m),
- d_o – średnica koła nieobciążonego (m),
- h_o – wysokość przekroju opony (m),
- r_s – promień statyczny obciążonego koła (m),
- Q_t – obciążenie pionowe koła napędowego (kN).

Współczynnik oporów toczenia f z uwzględnieniem poślizgu s wyraża zależność:

$$f = \frac{1}{B_n} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot s}{\sqrt{B_n}} \quad (2.9)$$

Efektywną siłę napędzającą P opisuje równanie:

$$P = \left[0,88 \cdot (1 - e^{-0,1B_n}) \cdot (1 - e^{-7,5 \cdot s}) - \frac{1}{B_n} - \frac{0,5 \cdot s}{\sqrt{B_n}} \right] \cdot Q_t \quad (2.10)$$

Sprawność trakcyjna η_t ma postać:

$$\eta_t = \frac{N_u}{N_n} = \frac{P_u \cdot v}{M_n \cdot \omega_k} \quad (2.11)$$

gdzie:

- N_u – moc uciągu ciągnika (kW),
- N_n – moc napędowa na kołach (kW),
- P_u – siła uciągu ciągnika (kN),
- v – prędkość jazdy agregatu ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$),
- M_n – moment napędowy na kołach (kNm),
- ω_k – prędkość kątowna kół napędowych ($\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$).

Biorąc pod uwagę, że $v = (1 - s) \cdot v_t$, a $v_t = \omega_k \cdot r_{dt}$ oraz $P_u = P = \kappa \cdot Q_t$,

$$M_n = P_n \cdot r_{dt}, \quad P_n = P + f \cdot Q_t$$

Po przekształceniu zależności (2.11) ostatecznie otrzymano:

$$\eta_t = \frac{P \cdot r_{dt}}{M_n} (1 - s) \quad (2.12)$$

Z analizy wzoru (2.12) wynika, że aby wyznaczyć sprawność trakcyjną η_t , konieczne jest określenie jedenastu zmiennych wielkości empirycznych, z których sześć służy do wyznaczenia współczynnika B_n . Równania opisujące cechy trakcyjne koła napędowego określone przez Brixiusa były wykorzystywane w symulacyjnych programach komputerowych w celu określenia sprawności uciągu ciągnika.

Metodę oszacowania cech trakcyjnych koła napędowego lub hamowanego poruszającego się po nieodkształcalnym podłożu opracował Pacejka [167]. Zależność siły napędzającej P w funkcji obciążenia pionowego Q_k i poślizgu s przedstawił za pomocą wyrażenia:

$$P = Q_k \cdot D_P \sin \left\{ C_P \left[\arctan \left[B_P \cdot s - E_P (B_P \cdot s - \arctan (B_P \cdot s)) \right] \right] \right\} \quad (2.13)$$

gdzie:

B_P, C_P, D_P, E_P – współczynniki empiryczne, charakteryzujące daną oponę.

Metoda nazywana jest jako „magic formula”, ponieważ nie ma ona żadnej szczególnej fizycznej interpretacji dla wyrażenia (2.13), opisującego dopasowywanie szerokiej różnorodności parametrów konstrukcyjnych opony i jej warunków eksploatacyjnych. W celu określenia siły wzdłużnej i bocznej w zależności od obciążenia pionowego oraz poślizgu wzdłużnego i poprzecznego, jak również odpowiedniego napędowego lub hamującego momentu obrotowego działającego na koło, konieczna jest znajomość wartości od 10 do 20 współczynników empirycznych. Modele koła Pacejki są szeroko używane w profesjonalnych symulacjach dynamiki pojazdu na nieodkształcalnym podłożu i wykorzystywane w wyścigowych grach samochodowych.

Uzyskane na podstawie badań eksperymentalnych charakterystyki trakcyjne kół napędowych w zależności od podłoża odkształcalnego były wykorzystywane przez wielu badaczy do opracowań programów symulacyjnych służących do określenia i oceny sprawności trakcyjnej mechanizmów napędowych [39, 89, 110, 152, 185, 211, 232]. Szablony Lotus dla prognozowania sprawności uciągu ciągników 2WD i 4WD z oponami diagonalnymi na glebach rolniczych opracował Zoz [245], wykorzystując równania przyczepności opracowane przez Brixiusa. Porównanie wyników z symulacji z danymi doświadczalnymi sprawności trakcyjnej dla wartości zmiennych, takich jak: siła uciągu i poślizg koła napędowego wykazały, że charakterystyki trakcyjne kół otrzymane za pomocą szablonów były zbieżne z danymi eksperymentalnymi w stopniu dostatecznym (odchyłka około 25%).

Al-Hamed i in. [5] dokonali weryfikacji wzorników kompatybilnych z Lotusem dla arkuszy kalkulacyjnych opracowanych przez Zoza. Następnie dla 41 ciągników 2WD i 4WD dokonano porównania obliczonych i zmierzonych wartości wielkości trakcyjnych opon radialnych poruszających się na glebie. Jako parametry porównywane wykorzystano: poślizg kół, siłę i sprawność trakcyjną. Obliczona siła uciągu i sprawność były z reguły większe od wartości

pomierzonych dla ciągników z napędem przednim. Przyczyną rozbieżności wartości obliczonych i pomierzonych był brak danych dotyczących zwięzłości gleby i prędkości jazdy agregatu. Do prognozowania parametrów trakcyjnych ciągnika Al-Hamed i Al-Janobi [4] opracowali program komputerowy w Visual C++, uwzględniający wcześniej opracowane wzorniki.

W pracy [164] opracowano metodę wyznaczania charakterystyki trakcyjnej koła napędzanego zakładając, że powierzchnia styku koła z podłożem ma w przekroju podłużnym kształt paraboli. Optymalizacji parametrów charakterystyki trakcyjnej pojazdów terenowych przy różnych rozkładach obciążeń, w warunkach quasi-statycznych i w ruchu dokonano na podstawie modelu matematycznego. Zweryfikowano go na podstawie porównania wyników obliczeń z wynikami badań podawanymi w literaturze. Z modelu wynika znaczna asymetria charakterystyk trakcyjnych dla koła hamowanego i napędzanego, tzn.: siła hamująca jest znacznie większa od siły uciągu.

W pracy [172] na podstawie pomiarów przedstawiono model opisujący zachowanie kół napędowych na miękkiej nawierzchni trawiastej z działającymi siłami bocznymi. Stwierdzono, że siły boczne mają istotny wpływ na stabilność i sprawność trakcyjną. Siły pomierzone w warunkach naturalnych (na pastwisku) były mniejsze od sił obliczonych na podstawie opracowanego modelu.

Upadhyaya i in. [227] na podstawie wyników badań polowych opracowali półempiryczne równania do obliczania współczynnika sprawności trakcyjnej. Różnica między współczynnikiem trakcyjnym obliczonym a zmierzonym eksperymentalnie nie przekraczała na ogół 25%.

W pracy [198] wskaźnik trakcyjny elementu napędowego zdefiniowano jako iloczyn sprawności toczenia i poślizgu, gdzie w zależności od rodzaju podłoża określono wartości tej sprawności w odniesieniu do wartości poślizgu. Dla podłoża nieodkształcalnego, sprawność równa się 0,86 przy poślizgu 7÷9%, odpowiednio, ściernisko na glebie zwięzłej 0,75 przy 12÷15%, ściernisko na glebie lekkiej 0,64 przy 15÷20%, pole zaorane 0,48 przy 15÷22%.

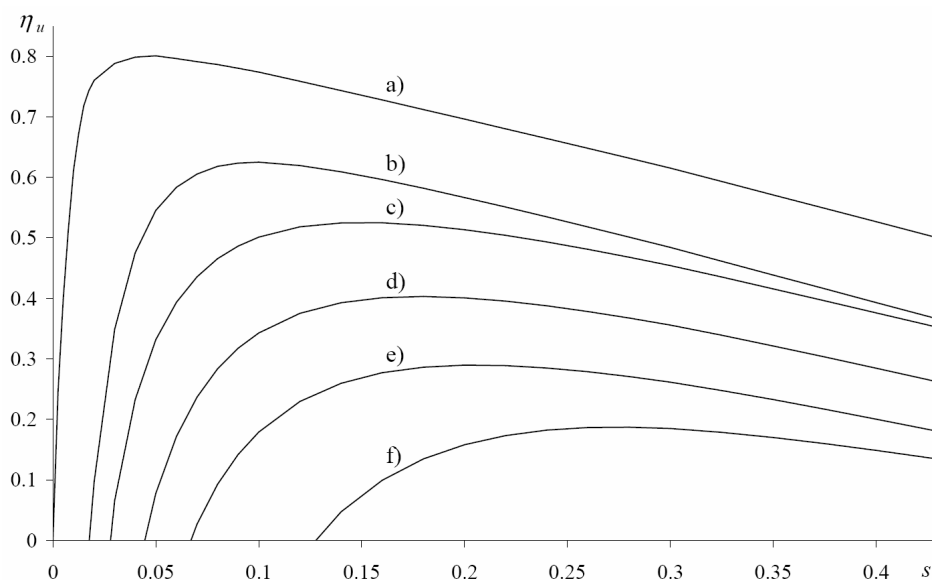
Według Ryu i in. [184] przy wartości momentu obrotowego silnika około 30 Nm (moc nominalna silnika 30,2 kW przy 272 rad·s⁻¹) współczynnik sprawności układu przeniesienia mocy (sprawności mechanicznej η_m) wynosił 56%, zaś przy wartości momentu 175 Nm około 86%. Opracowany model symulacyjny dawał wyniki zgodne z uzyskanymi podczas badań polowych (odchyłka około 1,5%).

Żebrowski i in. [250] zdefiniowali współczynnik sprawności uciągu η_u jako iloczyn czterech sprawności: kinematycznej η_s , dynamicznej kół napędowych η_{dt} , trakcyjnej kół przednich η_{tp} i mechanicznej η_m . Sprawność kinematyczna η_s jest funkcją poślizgu s . Sprawność dynamiczna η_{dt} jest natomiast stosunkiem siły napędzającej P do siły napędowej P_n , sprawność trakcyjna kół przednich η_{tp} to stosunek siły uciągu P_u i siły napędzającej P .

Dotychczasowe modele matematyczne charakterystyk trakcyjnych kół ciągnika nie uwzględniają zmienności wartości współczynnika sprawności układu

przeniesienia napędu w zależności od wartości momentu silnika ciągnika. Wielu badaczy rozpatruje problem przy założeniu, że współczynnik sprawności mechanicznej η_m ma stałą wartość.

Na podstawie własnych wyników badań eksperymentalnych uzyskano zależności współczynników przyczepności μ siły napędzającej i oporów toczenia f od poślizgu s , na różnych podłożach [158]. Wykorzystując opracowany program komputerowy w środowisku MATLAB, określono zmiany sprawności uciągu η_u agregatu w funkcji poślizgu s na różnych podłożach (rys. 2.1) [105]. Na podstawie analizy przebiegów sprawności uciągu agregatu (rys. 2.1) stwierdzono, że możliwe do osiągnięcia wartości maksymalne tej sprawności są znacząco różne na odmiennych podłożach w zależności od wartości poślizgu.



Rys. 2.1. Sprawność uciągu agregatu η_u na różnych podłożach w funkcji poślizgu s : a) nieodkształcalnym (asfalt), b) ściernisku na glebie zwięzłej, c) ściernisku na glebie średniozwięzłej, d) podłożu spulchnionym na glebie zwięzłej, e) podłożu spulchnionym na glebie średniozwięzłej, f) podłożu spulchnionym na glebie lekkiej

Proces funkcjonowania agregatu maszynowego jest najczęściej charakteryzowany za pomocą sprawności trakcyjnej lub sprawności uciągu. Praca agregatu zależy również od zużycia paliwa, które ma wpływ na skażenie środowiska przez silnik ciągnika.

2.2.2. Zużycie paliwa

Zagadnienia dotyczące minimalizacji nakładów energetycznych agregatów maszynowych z wykorzystywaniem badań eksperymentalnych i symulacji komputerowej były podejmowane przez wielu autorów.

Souza i Milanez opracowali zależności wielomianowe w celu oszacowania sprawności ogólnej silnika ciągnikowego w funkcji różnych warunków działania agregatu. Wykorzystano je również do badania ogólnej efektywności funkcjonowania ciągnika na podłożu betonowym [203].

W pracy [212] przedstawiona została analiza zapotrzebowania na energię agregatu E przy różnym stopniu obciążenia silnika spalinowego (współczynnik – λ_N), mocy uciągu N_u i jednostkowym zużyciu paliwa na przykładzie napędzanego na cztery koła ciągnika, pracującego z zawieszanymi narzędziami uprawowymi. Zapotrzebowanie na energię E (obliczona jako objętość paliwa) wyraża zależność:

$$E = \frac{\lambda_N \cdot N_u \cdot t_e \cdot g_e}{1000 \cdot \rho_p} \quad (2.14)$$

gdzie:

- t_e – czas pracy silnika (s),
- g_e – jednostkowe zużycie paliwa ($\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$),
- ρ_p – gęstość paliwa ($\text{kg} \cdot \text{dm}^{-3}$).

Stroppel na podstawie swoich wcześniejszych badań określił również empiryczne zależności wiążące: siłę uciągu z prędkością roboczą, siłę obciążającą ciągnik, pochodzącą od narzędzia z szerokością roboczą oraz współczynnik trakcyjny z poślizgiem [211]. Wykorzystując współczynnik poślizgu można wyznaczyć prędkość roboczą agregatu w funkcji tego parametru:

$$v = v_t (1 - s) \quad (2.15)$$

Uwzględnienie powyższych zależności umożliwia wg Stroppela wyznaczenie zapotrzebowania na energię agregatu w funkcji stopnia obciążenia silnika i poślizgu, a tym samym znalezienie takiej wartości poślizgu, dla której zużycie energii będzie minimalne.

Wyniki badań zależności między zużyciem paliwa przez ciągnik a sprawnością trakcyjną w polowych warunkach przedstawił Jenane i in. [73]. Badania prowadzono przy użyciu ciągnika Massey-Ferguson 3080 z napędem na cztery koła, o mocy 73,6 kW. Wyniki badań charakteryzowały się znacznymi zmiennymi wartościami określanych wielkości. W zależności od rzeczywistych warunków glebowych, minimalne jednostkowe zużycie paliwa występowało przy poślizgu kół pomiędzy 10÷30%, a uzyskany współczynnik sprawności trakcyjnej odpowiednio wynosił 0,4÷0,9.

Według Bashirova i in. [12] orka agregatem maszynowym pochłania około 30% całkowitych nakładów energii w odniesieniu do jednostkowej powierzchni uprawy roślin. Ekonomiczna i wysoko wydajna orka może być stosowana dzięki optymalizacji jej parametrów obróbki, w konkretnych warunkach agrotechnicznych. Do tego celu niezbędna jest znajomość jednostkowego oporu pługa w tych warunkach. Zmienia się on w szerokim zakresie w zależności od wilgotności gleby, jej składu granulometrycznego, prędkości i głębokości orki itp. Opracowano matematyczny model jednostkowego oporu pługa, a następnie przeprowadzono badania eksperymentalne w celu wyznaczenia współczynników występujących w tym modelu. Zależność oporu pługa od składu granulometrycznego gleby przy pozostałych wielkościach ustalonych jest liniowa. Jednostkowy opór orki jest najmniejszy przy wilgotności gleby od 22 do 24% i rośnie parabolicznie ze zmniejszaniem się i zwiększaniem wilgotności gleby. Ze wzrostem prędkości orki opór rośnie nieliniowo.

Wyznaczenie bilansu energetycznego agregatu maszynowego z wykorzystaniem symulacji komputerowej było przedmiotem prac wielu autorów. Do najważniejszych zaliczyć trzeba m.in. publikacje autorów zagranicznych [30, 789, 145, 188, 191], a z polskich [15, 18, 115, 129, 130, 153, 162]. Efektem tych opracowań są różne modele funkcjonowania agregatu maszynowego, które umożliwiają prognozowanie zużycia paliwa oraz służą do optymalizacji jego energochłonności.

W pracy [15] przedstawiono sposób oceny wpływu zmiennych warunków funkcjonowania rolniczego agregatu maszynowego na jego bilans energetyczny, m.in. zużycie paliwa. Jako narzędzie analizy wykorzystano symulację komputerową. Modele poszczególnych układów agregatu maszynowego opracowano z wykorzystaniem notacji grafów za pomocą systemu komputerowego PC CAMAS.

Model matematyczny opisujący agregat do orki przedstawiono w pracy [115]. Model ten obejmuje m.in. wyznaczenie bilansu energetycznego agregatu. Krysztofiak i Zbytek [116] przeprowadzili również badania eksperymentalne w celu określenia zasad doboru głównych parametrów roboczych agregatu ciągnikowego w aspekcie zmniejszenia zużycia paliwa przy wykonywaniu orki. Zależność zużycia paliwa (na hektar obrobionej powierzchni) G_{ha} od zmiennych niezależnych (nr biegu – x_1 i prędkość obrotowa wału korbowego silnika – x_2) opisali równaniem:

$$G_{ha} = 2,225 - 6,21 \cdot x_1 + 0,028 \cdot x_2 + 0,606 + 0,0001 \cdot x_1 \cdot x_2 \quad (2.16)$$

Powyższa zależność pozwala wyznaczyć zużycie paliwa przez agregat maszynowy składający się z ciągnika Ursus 1002 i narzędzia, tj. pługa U037/1 o szerokościach roboczych 1,5 m i 1,2 m oraz głębokości roboczej 0,25 m. Z opracowanej dla danego agregatu charakterystyki eksploatacyjnej oraz doboru parametrów roboczych uzyskano mniejsze zużycie paliwa o ok. 15% w stosunku do wartości parametrów osiągniętych w praktyce przez operatora.

W pracy [129] przedstawiono metodę określenia wartości parametrów roboczych agregatu ze względu na kryterium minimalnych nakładów energetycznych. Wprowadzając współczynniki: momentu obrotowego λ_M i prędkości obrotowej silnika λ_n otrzymano zależność:

$$\lambda_M = 0,158 + 3,115 \cdot \lambda_n - 3,00 \cdot \lambda_n^2 + 0,72 \cdot \lambda_n^3 \quad (2.17)$$

W celu określenia zużycia paliwa w różnych warunkach pracy silnika, zaproponowano równanie do wyznaczenia współczynnika jednostkowego zużycia paliwa λ_g :

$$\begin{aligned} \lambda_g = & 0,961 - 0,233 \cdot \lambda_M + 0,547 \cdot \lambda_M^2 + 1,413 \cdot \lambda_n - 0,831 \cdot \lambda_n^2 + \\ & + 2,502 \cdot \lambda_M \cdot \lambda_n + 1,645 \cdot \lambda_M \cdot \lambda_n^2 \end{aligned} \quad (2.18)$$

Moment obrotowy silnika M_e i prędkość obrotową n_e silnika wyznaczono (uwzględniając parametry układu napędowego ciągnika) na podstawie określonej siły oporów narzędzia (maszyny). W zależności od parametrów pracy silnika obliczono godzinowe zużycie paliwa G_e . Znając szerokość roboczą narzędzia b i prędkość roboczą agregatu v , ostatecznie wyznaczono wartość zużytego paliwa na jednostkę obrobionej powierzchni E_{ha} :

$$E_{ha} = \frac{G_e}{v \cdot b} = \frac{N_e \cdot \lambda_g \cdot g_e}{0,36 \cdot v \cdot b} \quad (2.19)$$

Opracowany model matematyczny wykorzystano do komputerowej symulacji pracy agregatu z biernymi narzędziami uprawowymi. Otrzymane wyniki były zbliżone do rezultatów uzyskanych w warunkach badań polowych [130].

W pracy [162] efektywność funkcjonowania ciągnika określono za pomocą takich wielkości, jak: czas obróbki określonego obszaru pola i koszt zużytego paliwa. Zakładając, że czas pracy zestawu ciągnik–narzędzie–gleba w stanach nieustalonych ma znikomy wpływ na wskaźniki efektywności, a szczególnie na wydajność agregatu, można przeprowadzić analizę wpływu istotnych czynników na wartości tych parametrów opierając się na wykresach zużycia paliwa i prędkości ruchu ciągnika w funkcji siły napędowej.

Proponowana przez Grisso i Pitman [59] metoda zmniejszenia zużycia paliwa polega na zmniejszeniu prędkości obrotowej silnika przy jednoczesnym przejściu na wyższy bieg układu przeniesienia napędu (ang. *gear-up and throttle-down*). Na podstawie symulacji stwierdzono, że przy tak sterowanym ciągniku można uzyskać do 20% mniejsze zużycie paliwa w porównaniu z tradycyjną techniką jazdy.

W pracy [186] przedstawiono opracowany model symulacyjny do badania wydajności przewozów kołowym ciągnikiem z napędem na jedną oś. W celu weryfikacji oprogramowania przeprowadzono symulacyjne obliczenia wydajności transportu przy zastosowaniu kołowego ciągnika o mocy 23 kW agrego-

wanego z jednoosiową przyczepą, dla trzech założonych warunków drogowych. Uzyskane wyniki z symulacji dawały zawyżoną wartość siły uciągu ciągnika o 14,8%, natomiast zużycie paliwa było zaniżone o 15,4%.

Poślizg kół napędowych jest uzależniony w znacznym stopniu od siły uciągu ciągnika. Poślizg wpływa na prędkość jazdy, od której m.in. jest zależna powierzchnia obrobionego pola w jednostce czasu, co nazwano wydajnością powierzchniową.

2.2.3. Wydajność powierzchniowa

Prędkość jazdy agregatu i szerokość robocza narzędzia to wielkości, od których bezpośrednio zależy wydajność powierzchniowa agregatu maszynowego. W znacznym stopniu wpływają one na siłę oporu narzędzia, którą musi zrównoważyć ciągnik. Iloczyn siły uciągu i prędkości rzeczywistej jest określany jako moc uciągu ciągnika. Producenci narzędzi i maszyn rolniczych, opierając się na podstawie oporów jednostkowych z literatury, określają siłę oporów narzędzia, a następnie prędkość jazdy. W ten sposób określona prędkość jazdy agregatu i konstrukcyjna szerokość robocza narzędzia umożliwiają wyznaczenie wydajności powierzchniowej w jednostce czasu [$\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}$]. Zdefiniowane w powyższy sposób zapotrzebowanie na moc uciągu i określenie wydajności powierzchniowej można traktować bardzo orientacyjnie.

Przy założeniu stałej szerokości roboczej narzędzia, wydajność powierzchniowa zależy od prędkości jazdy agregatu. Autorzy wielu prac rozważali uzyskanie maksymalnej wydajności jako największej, dopuszczalnej ze względów agrotechnicznych, prędkości roboczej.

Vajnrub w pracy [230] podaje, że parametrem niezależnym funkcji określającej wydajność jest prędkość robocza agregatu. Autor przedstawił zależności doświadczalne w funkcji prędkości roboczej agregatu v : siłę uciągu ciągnika P_u , współczynnik ξ wykorzystania siły uciągu oraz względny opór narzędzia q i współczynnik γ_{qv} oporu narzędzia. Wydajność W_n została wyrażona za pomocą wzoru:

$$W_n = \frac{P_u \cdot \xi \cdot v}{\gamma_{qv} \cdot q} \quad (2.20)$$

W pracy [189] przedstawiono metodę wyznaczenia wydajności pracy agregatu w funkcji następujących wielkości trakcyjnych ciągnika: siły napędowej, sumarycznej siły oporu toczenia i siły uciągu. Prędkość jazdy v agregatu była zależna od siły oporu narzędzia. Opór narzędzia P_{zr} w funkcji prędkości roboczej został przez Schlegela opisany równaniem wykładniczym:

$$P_{zr} = C \cdot 10^{m \cdot \log v} \quad (2.21)$$

gdzie:

- C, m – stałe doświadczalne (dla agregatu ciągnik-pług),
- v – prędkość jazdy agregatu ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$).

W zależności od prędkości rzeczywistej i szerokości roboczej, Kutzbach [120] przedstawił metodę wyznaczenia wydajności układu ciągnik–narzędzie uprawowe. Wydajność pracy agregatu wyrażono funkcją siły uciągu ciągnika P_u :

$$P_u = C_v \cdot b \quad (2.22)$$

gdzie:

- C_v – doświadczalny współczynnik oporu narzędzia,
- b – szerokość robocza agregatu (m).

Przedstawiona powyżej wydajność powierzchniowa agregatu jest funkcją parametrów empirycznych i wymaga ich doświadczalnego określenia.

Przedstawione w pracy [16] ogólne zależności występujące w układzie ciągnik–narzędzie–gleba wykorzystano w badaniach symulacyjnych efektywności funkcjonowania agregatu maszynowego. Autor zastosował do oceny efektywności funkcjonowania agregatu wydajność powierzchniową W jako stosunek pola powierzchni obrabianego obszaru A_p do czasu pracy T . Czas pracy agregatu T na drodze o długości L zależy od przebiegu prędkości jazdy $v(l)$ wzdłuż drogi. Długość drogi L przejechanej przez agregat na obrabianym obszarze A_p , przy pominięciu odcinków pomocniczych, wynika z szerokości roboczej narzędzia b . Wydajność powierzchniową W agregatu maszynowego opisano wzorem:

$$W = \frac{L \cdot b}{\int_0^L \frac{dl}{v(l)}} \quad (2.23)$$

Autor metody wskazuje, że prędkości jazdy v , a w związku z tym wydajność powierzchniowa agregatu ciągnikowego W zależy od szeregu czynników określających obciążenie ciągnika, współpracę jego kół napędowych z podłożem oraz warunków pracy silnika.

Duquesne i in. [46] opracowali model symulacyjny do badania wpływu blokowania mechanizmu różnicowego i odkształcania się opon na sprawność trakcyjną ciągnika kołowego, w funkcji rozkładu obciążenia na prawe i lewe koła. Badania wykazały, że blokowanie mechanizmu różnicowego jest najbardziej efektywną metodą zwiększania sprawności trakcyjnej ciągnika kołowego i uzyskiwania maksymalnej wydajności pracy. Wynika to stąd, że rzeczywista prędkość ciągnika, w którym mechanizm różnicowy nie jest blokowany, istotnie zależy od rozkładu obciążeń na lewe i prawe koła.

Hula i in. [67] prowadzili badania agregatu (ciągnik z broną talerzową) podczas podorywki wykonywanej na 22 polach o różnych powierzchniach (od 1,66 do 122,55 ha). Wyniki badań przedstawili jako zależności między wydajnością podorywki a prędkością jazdy, powierzchnią pól, zużyciem paliwa itp. Prędkość jazdy zmieniała się od 3,01 do 3,5 m·s⁻¹, szerokość robocza wynosiła od 3,4 do 5,2 m, wydajność od 3,05 do 6,15 ha·h⁻¹. Średnie zużycie paliwa przy podorywce wszystkich pól o łącznej powierzchni 611,4 ha wyniosło 7,98 dm³·ha⁻¹,

przy czym zakres zmienności wahał się od 6,60 do 11,15 dm³·ha⁻¹. Wilgotność gleby wynosiła około 31%. Stwierdzono, że efektywny czas wykonywania podorywki wynosił około 70% czasu roboczego.

2.3. KRYTERIA OPTIMALIZACJI STEROWANIA AGREGATEM MASZYNOWYM

W wielu pracach, dotyczących sterowania agregatami ciągnik–narzędzie, przyjmowano różne kryteria optymalizacji, które nie zawsze były uzasadnione, były często niewystarczające ze względu na efektywne wykorzystanie mocy silnika, a niekiedy całkowicie ze sobą sprzeczne. Najczęściej przyjmuje się, że optymalne sterowanie agregatem ma miejsce wówczas, gdy obciążenie silnika ciągnikowego jest stałe. Zagadnienie to poddano szczegółowej analizie i stwierdzono, że dotychczas stosowane metody optymalizacji sterowania agregatem nie spełniają pełnej efektywności jego funkcjonowania.

Pomimo wzrostu cen na nośniki energii i cen samej energii, dotychczas nie opracowano metod efektywnej energetycznej oceny agregatów maszynowych. Współczynnik sprawności energetycznej agregatu maszynowego określa stosunek energii użytecznej do całkowitego nakładu energii, lecz nie definiuje mocy uciągu i sposobu jej zwiększania.

Maksymalna moc uciągu ciągnika nie jest uzyskiwana na każdym przełożeniu przy maksymalnej mocy silnika, a maksymalna wartość współczynnika sprawności uciągu również nie występuje przy maksymalnej mocy silnika lub przy maksymalnej mocy uciągu. Zależności te uwzględniają nie tylko parametry techniczne ciągnika, lecz także relacje opisujące współpracę kół napędowych ciągnika z odkształcalnym podłożem.

Dobór wartości wielkości roboczych i parametrów agregatów maszynowych jest uwarunkowany znajomością dynamicznych charakterystyk uciągu ciągnika na glebach. Zależą one od parametrów konstrukcyjnych ciągnika kołowego, m.in. opon oraz od własności fizycznych gleby, które wpływają na wartości poślizgów kół. Wartości ekstremalne wskaźników efektywności są osiągnięte przy różnych wartościach parametrów funkcjonowania agregatu.

Analiza procesu współpracy kół napędowych ciągnika z podłożem wykazała, że decydujący wpływ na poślizgi kół ciągnika mają własności reologiczne gleby (przy danej sile napędzającej).

Ze względu na zmienne i zależne od wielu czynników właściwości gleby, nie rozwiązano dotychczas ostatecznie problemu identyfikacji zależności współczynnika przyczepności μ w funkcji poślizgu s .

Reasumując powyższe rozważania można stwierdzić, że:

- a) dotychczas w badaniach efektywności procesu funkcjonowania agregatów maszynowych analizowano następujące kryteria:
 - sprawność uciągu,
 - zużycie paliwa,
 - wydajność powierzchniową,

- b) najczęściej wykorzystywanym parametrem sterowania reprezentującym wymienione kryteria był poślizg kół napędowych, który z pewnym przybliżeniem może być uznany jako wskaźnik efektywności procesu funkcjonowania agregatu maszynowego,
- c) nie ma metody sterowania procesem pracy agregatu maszynowego za pomocą sprawności ogólnej.

W związku z tym wydaje się celowe opracowanie metody sterowania agregatem maszynowym z wykorzystaniem sprawności ogólnej, w której należy uwzględnić:

- charakterystykę uniwersalną silnika,
- przełożenia w skrzynce przekładniowej,
- współpracę kół napędowych z podłożem,
- opory ruchu narzędzia w zależności od właściwości gleby,
- parametry sterowane i oddziaływania sterujące procesu roboczego agregatu maszynowego.

3. SFORMUŁOWANIE ZAGADNIENIA NAUKOWEGO

W światowym piśmiennictwie z początkiem lat sześćdziesiątych XX w. zaczęły pojawiać się opracowania dotyczące optymalizacji parametrów techniczno-eksploatacyjnych agregatów maszynowych. Inspiracją wielu prac poświęconych tej tematyce była wówczas tendencja do zwiększania prędkości roboczej agregatu (wydajności powierzchniowej). W związku z tym postawiono pytanie: jaki wpływ na sprawność trakcyjną i uciążu, jednostkowe zużycie paliwa (energochłonność zabiegu), wydajność powierzchniową i inne wskaźniki mają prędkość robocza agregatu, moc silnika i właściwości konstrukcyjne układu przeniesienia napędu oraz właściwości trakcyjne kół napędowych, a także parametry robocze narzędzia skrawającego glebę.

Dotychczasowe prace eksperymentalne i symulacyjne badania komputerowe dotyczące procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w warunkach polowych nie uwzględniają jednocześnie (rozdz. 2.):

- obciążenia silnika spalinowego,
- właściwości trakcyjnych układu napędowego ciągnika,
- narzędzia (prędkości, głębokości i szerokości roboczej),
- właściwości gleby (np. składu granulometrycznego, zwięzłości i wilgotności).

Efektywność funkcjonowania agregatu zdefiniowano jako stosunek uzyskanego efektu do poniesionych nakładów energetycznych:

$$E_f = \frac{W_i}{N} \quad (3.1)$$

gdzie:

- E_f – wskaźnik efektywności funkcjonowania agregatu maszynowego,
- W_i – uzyskany efekt w wyniku działania agregatu,
- N – poniesione nakłady na uzyskanie efektu.

Efektywność przedmiotowa polega na ustaleniu wpływu wybranej grupy badanych czynników na wartości parametrów, opisujących proces funkcjonowania agregatu maszynowego.

W związku z tym, podczas określania wskaźników efektywności funkcjonowania agregatu maszynowego powinno się uwzględnić wieloaspektowy charakter poszczególnych kryteriów.

Pola uprawne, zwłaszcza o znacznych powierzchniach, są najczęściej bardzo zróżnicowane pod względem właściwości fizykochemiczno-mechanicznych gleby. W związku z tym problem efektywności działania agregatu maszynowego jest istotnym i złożonym zagadnieniem, wynikającym z jego funkcjonowania. Specyfika pracy agregatów maszynowych polega m.in. na tym, że poddane są one zmiennym w czasie i różniącym się wymuszeniom dynamicznym.

W pracy wskaźniki efektywności, to: wydajność powierzchniowa, zużycie paliwa, sprawność uciągu ciągnika i ogólna agregatu. Sprawność ogólną η_o agregatu maszynowego określono zależnością:

$$\eta_o = \eta_e \cdot \eta_u = \eta_e \cdot \eta_s \cdot \eta_{dt} \cdot \eta_{dp} \cdot \eta_m = \frac{N_u}{G_e \cdot W_d} \quad (3.2)$$

gdzie:

- η_e – sprawność efektywna silnika spalinowego,
- η_u – sprawność uciągu ciągnika,
- η_s – sprawność kinematyczna ciągnika,
- η_{dt} – sprawność dynamiczna kół napędowych (tylnych) ciągnika,
- η_{dp} – sprawność dynamiczna kół przednich ciągnika,
- η_m – sprawność mechaniczna układu przeniesienia napędu,
- G_e – godzinowe zużycie paliwa ($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$),
- W_d – wartość opałowa paliwa ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$),
- N_u – moc uciągu ciągnika (kW).

Obecnie brak jest monitorowania w sposób ciągły wartości wskaźników efektywności funkcjonowania agregatu maszynowego, uwzględniających wszystkie straty energii. Podkreślić należy, że w dotychczasowych badaniach efektywności funkcjonowania agregatów maszynowych nie wykorzystywano charakterystyki uniwersalnej silnika. W związku z powyższym zachodzi potrzeba określania tych wskaźników w sposób ciągły (on-line), jeżeli mają być one wykorzystywane do optymalnego sterowania procesem pracy agregatu maszynowego.

W wyniku analizy dotychczasowego stanu badań efektywności procesu funkcjonowania agregatów maszynowych sformułowano następującą hipotezę badawczą pracy: **w warunkach zmiennych obciążeń polowych istnieje możliwość sterowania procesem funkcjonowania agregatu maszynowego w czasie rzeczywistym, uwzględniając kryterium maksymalnej sprawności ogólnej.**

Celem pracy jest opracowanie teoretycznych podstaw metody sterowania on-line procesem funkcjonowania agregatu maszynowego z wykorzystaniem kryterium sprawności ogólnej.

Po to, aby zweryfikować sformułowaną wyżej hipotezę i osiągnąć cel pracy przeprowadzono kolejno następujące działania dotyczące efektywności procesu funkcjonowania agregatu maszynowego.

W rozdziale 4. pracy przedstawiono budowę matematycznego modelu procesu funkcjonowania agregatu maszynowego, wyróżniając podmodele:

- silnika i układu przeniesienia napędu,
- koła napędowego i prowadzącego,
- kadłuba i narzędzi.

Do opracowania symulacyjnego programu komputerowego procesu funkcjonowania agregatu maszynowego został wykorzystany model matematyczny (rozdz. 4.). Działania w tym zakresie opisano w rozdziale 5.

Rozdział 6. pracy zawiera metodykę i opis badań eksperymentalnych procesu funkcjonowania agregatu maszynowego. Dokonano w nim również analizy uzyskanych wyników badań, które wykorzystano do zamieszczonej w rozdziale 7. weryfikacji opracowanych modeli: analitycznego i symulacyjnego.

W celu zrealizowania symulacyjnych badań procesu funkcjonowania agregatu maszynowego opracowano eksperymentalne modele:

- charakterystyki uniwersalnej silnika,
- koła napędowego,
- oporów narzędzi,

które opisano w rozdziale 8.

W rozdziale 9. pracy przedstawiono wyniki zrealizowanych symulacyjnych badań procesu funkcjonowania agregatu maszynowego, tj. ciągnika z pługiem oraz ciągnika z kultywátorem, w zakresie:

- wydajności powierzchniowej,
- zużycia paliwa,
- sprawności uciągu,
- sprawności ogólnej.

W rozdziale 10. pracy zaprezentowano adaptacyjno-dynamiczną metodę sterowania procesem funkcjonowania agregatem maszynowym, z wykorzystaniem sprawności ogólnej. W opisanej metodzie przeanalizowano następujące elementy:

- model procesu funkcjonowania agregatu maszynowego z adaptacyjnym filtrem Kalmana,
- sterownik poszukujący maksimum wskaźnika efektywności procesu funkcjonowania agregatu maszynowego,
- algorytm sterowania procesem funkcjonowania agregatem maszynowym w warunkach polowych.

Pracę kończą podsumowanie i wnioski.

Zrealizowanie powyższych działań spowoduje poszerzenie zakresu wiedzy:

- teoretycznej, dotyczącej efektywności procesu funkcjonowania agregatu maszynowego,
- aplikacyjnej, związanej z praktyczną realizacją procesów uprawy gleby oraz użytkowaniem i utrzymaniem agregatów maszynowych w stanie zdolności funkcjonalnej i zadaniowej.

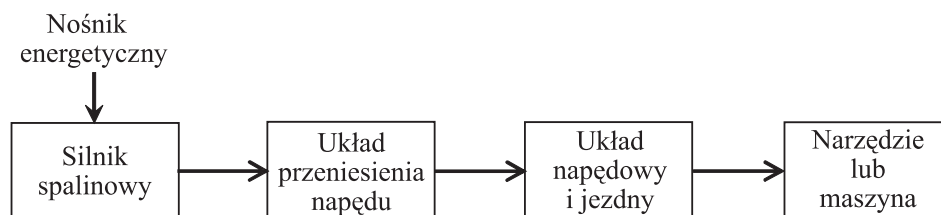
4. MODEL MATEMATYCZNY PROCESU FUNKCJONOWANIA AGREGATU MASZYNOWEGO

W celu udzielenia odpowiedzi na hipotezę badawczą przedstawioną w rozdziale 3. należy opracować stosowne narzędzia analiz symulacyjnych, które umożliwiłyby odtworzenie przebiegu badanego procesu na podstawie jego modelu matematycznego i zbadanie wpływu otoczenia (sygnałów wejściowych) i wewnętrznych właściwości obiektu (parametrów procesu) na charakterystyki obiektu.

W badaniach przyjęto, że w celu określenia wpływu wymuszeń dynamicznych na proces funkcjonowania agregatu maszynowego należy dobrać taki formalizm modelowania, który umożliwi:

- rozwiązanie zagadnień czasowych modelu,
- badania transmisji energii między kolejnymi układami agregatu,
- budowę modelu matematycznego agregatu poprzez zestawienie poszczególnych jego podukładów zamodelowanych na różnych poziomach dekompozycji.

Pierwszym etapem modelowania matematycznego jest poznanie zjawisk zachodzących w modelowanym procesie i zbudowanie jego schematu ideowego (rys. 4.1).



Rys. 4.1. Schemat ideowy modelu agregatu maszynowego

Przedstawiony na rysunku 4.1 schemat ma charakter ogólny, może jednak stanowić pierwsze przybliżenie w procesie tworzenia modelu.

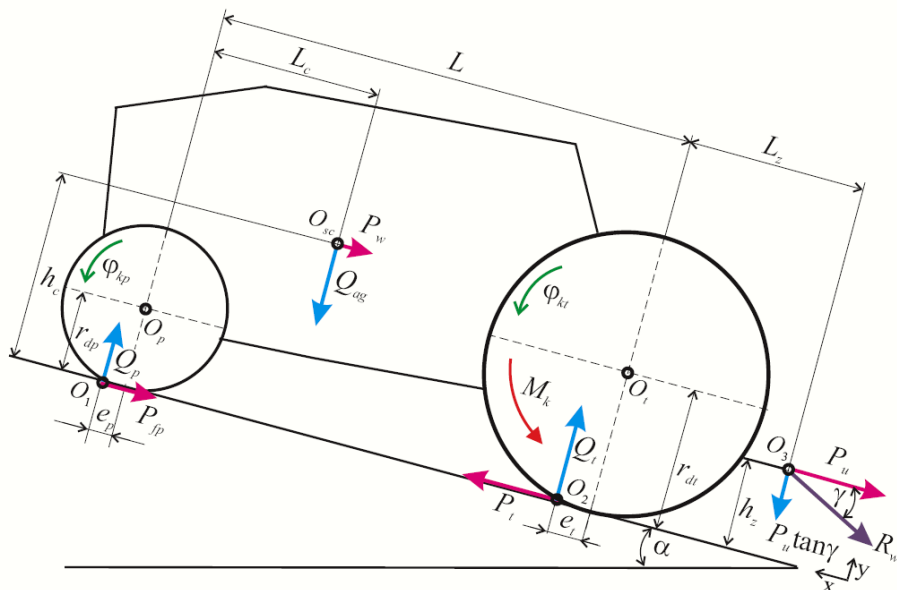
4.1. ZAŁOŻENIA MODELOWANIA

Jako podstawowe założenia upraszczające budowę i analizę modelu matematycznego przyjęto [61, 166, 197, 210, 258]:

- potraktowanie pewnych elementów (układów) jako brył idealnie sztywnych o masach skupionych,
- zastąpienie parametrów rozłożonych przez parametry skupione,
- zakładanie prostych, liniowych zależności między zmiennymi fizycznymi opisującymi przyczyny i skutki,
- pominięcie mało istotnych oddziaływań między układem a otoczeniem,
- pominięcie wpływu zakłóceń przypadkowych, mających postać szumu nałożonego na sygnał zdeterminowany.

4.2. MODEL ANALITYCZNY

Na rysunku 4.2 pokazano schemat sił zewnętrznych i momentów sił działających na ciągnik z tylnymi kołami napędowymi, poruszający się z narzędziem po wzniesieniu ruchem jednostajnym prostoliniowym.



Rys. 4.2. Siły działające na ciągnik kołowy w ruchu jednostajnym prostoliniowym

Oznaczenia dotyczące rysunku 4.2:

- wielkości geometryczne:
 - L – rozstaw osi kół jezdnych ciągnika,
 - L_c – odległość środka masy agregatu od osi kół przednich,
 - L_z – odległość punktu przyłożenia wypadkowej siły, z jaką narzędzie działa na ciągnik, od osi kół tylnych,
 - e_p – ramię działania normalnej składowej reakcji podłoża na przednie koło,
 - e_t – ramię działania normalnej składowej reakcji podłoża na tylne koło,
 - h_c – odległość środka masy agregatu od podłoża, po którym porusza się ciągnik,
 - h_z – odległość punktu przyłożenia wypadkowej siły, z jaką narzędzie działa na ciągnik od podłoża, po którym porusza się ciągnik,
 - r_{dp} – promień dynamiczny przedniego koła,
 - r_{dt} – promień dynamiczny tylnego koła,
 - α – kąt nachylenia podłoża, po którym porusza się ciągnik, w stosunku do poziomu,

γ – kąt między kierunkiem wypadkowej siły, z jaką narzędzie działa na ciągnik a kierunkiem jej składowej P_u równoległej do podłoża,

φ_{kp} – kąt obrotu przedniego koła,

φ_{kt} – kąt obrotu tylnego koła,

- siły i momenty:

M_k – moment obrotowy na płaszczyźnie koła napędowego,

P_{fp} – sumaryczna siła oporów toczenia kół przednich ciągnika,

P_t – siła napędzająca koła tylne ciągnika,

P_u – siła uciągu ciągnika,

P_w – wypadkowa siła oporów wzniesienia, wynikająca z masy agregatu i nachylenia podłoża względem poziomu,

Q_{ag} – wypadkowa siła normalna wynikająca z masy agregatu i nachylenia podłoża do poziomu, przyłożona w jego środku ciężkości,

Q_p – składowa reakcji podłoża na przednie koła,

Q_t – składowa reakcji podłoża na tylne koła,

R_{wn} – wypadkowa siła oporu narzędzia, z jaką działa ono na ciągnik.

Ze względu na przyjęty płaski układ odniesienia, z warunku równowagi otrzymano trzy równania zewnętrznych sił i momentów sił działających na agregat maszynowy:

- z sumy rzutów sił na podłoże, zgodnie z kierunkiem osi x ,

$$\sum P_{xi} = 0 = P_t - P_{fp} - P_w - P_u \quad (4.1)$$

- z sumy rzutów sił w kierunku osi y ,

$$\sum P_{yi} = 0 = Q_p - Q_{ag} + Q_t - P_u \cdot \tan \gamma \quad (4.2)$$

- z sumy momentów względem punktu o_1 ,

$$\begin{aligned} \sum M_{o1} = 0 = & Q_{ag}(L_g + e_p) + P_w \cdot h_c - Q_t(L + e_p - e_t) + \\ & + P_u \cdot h_z + P_u(L + e_p + L_z) \tan \gamma \end{aligned} \quad (4.3)$$

Z równania (4.1) wynika, że siła napędzająca P_t równoważy sumę sił oporów całkowitych agregatu maszynowego. W tym celu jest ona zapewniona dzięki momentowi obrotowemu silnika spalinowego transformowanego przez układ przeniesienia napędu.

Zakładając równe obciążenie na kołach lewych i prawych oraz pochodzące od narzędzia siły symetryczne, rozpatrzono płaski model ciągnika. Podczas prac polowych, ze względu na małe osiągnięte przez agregat maszynowy prędkości jazdy (do $3,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$), pominięto siły aerodynamiczne (opory powietrza) jak również przemieszczenia pionowe, ponieważ ciągnik kołowy wyposażony jest w ogumienie niskociśnieniowe charakteryzujące się dość dużym tłumieniem.

Agregat maszynowy jest obiektem złożonym, poddawany zmiennym obciążeniami, które wynikają ze specyficznych warunków jego funkcjonowania.

Rozwiązanie problemu badawczego wymaga budowy analitycznych modeli podukładów i zespołów agregatu maszynowego, istotnych z uwagi na zachowania dynamiczne oraz bilanse: sił, energetyczne i mocy. W związku z tym agregat umownie podzielono na trzy następujące podukłady (zespoły): silnik spalinowy i układ przeniesienia napędu, koła napędowe i prowadzące oraz kadłub ciągnika wraz z narzędziem zawieszonym.

4.2.1. Silnik i układ przeniesienia napędu

Modelowanie silnika spalinowego, jako obiektu przetwarzającego energię i jej dostarczanie w zależności od zapotrzebowania przez układ napędowy, który jest źródłem wymuszeń dynamicznych, przy jednoczesnej analizie ilości doprowadzonej do silnika energii chemicznej paliwa, jest skomplikowane i wymaga zamodelowania poszczególnych podzespołów silnika. Opisanie dynamiki procesu spalania i zachodzących przemian termodynamicznych wymagałoby zdekomponowania silnika na bardzo niskim poziomie. Uzyskany w ten sposób model byłby mocno uzależniony od konstrukcji konkretnego silnika, a tym samym utraciłby potrzebną uniwersalność. W związku z powyższym, konieczne jest poszukiwanie kompromisu pomiędzy dokładnością a prostotą modelu. Założono, że moc silnika spalinowego N_e opisana jest funkcją:

$$N_e = f(u_r, q, \omega_e, M_e) \quad (4.4)$$

gdzie:

- u_r – sygnał urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa,
- q – jednostkowe dawkowanie paliwa,
- ω_e – prędkość kątowna,
- M_e – moment obrotowy.

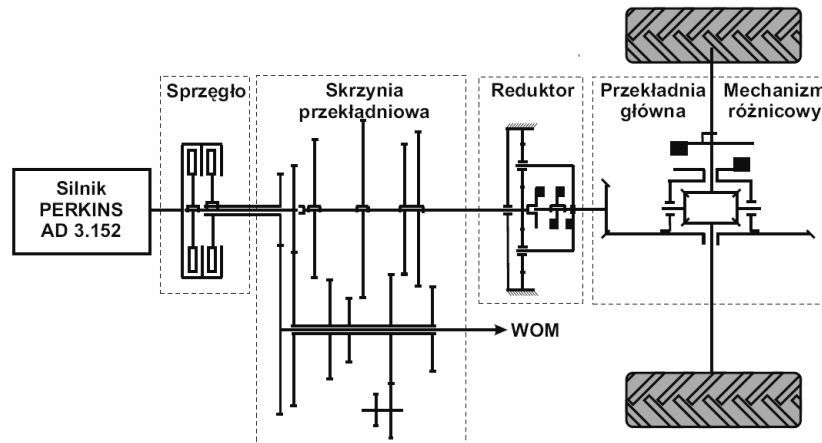
Efektywny moment obrotowy silnika opisuje równanie:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \quad (4.5)$$

Wartości wielkości M_e i ω_e przedstawione w równaniu (4.5) można uzyskać eksperymentalnie.

Zakres uproszczeń, jakie można przyjąć przy budowie modelu układu napędowego pojazdu zależy w znacznej mierze od celu badań. Przy badaniu obciążeń mechanicznych dopuszczalne jest np. daleko idące ograniczenie liczby stopni swobody, ponieważ duże odkształcenia (naprężenia) występują dla postaci drgań o małych częstotliwościach [28, 76, 128, 218, 235].

Na rysunku 4.3 przedstawiono schemat kinematyczny układu przeniesienia napędu ciągnika Ursus MF 235 [108], który będzie przedmiotem rozważań w niniejszej pracy.



Rys. 4.3. Schemat kinematyczny układu przeniesienia napędu ciągnika Ursus MF 235

Założono, że podczas ruchu prostoliniowego nie wykorzystuje się mechanizmu różnicowego, który jest zazwyczaj blokowany, aby uzyskiwać maksymalną siłę uciągu ciągnika. Zgodnie z rysunkiem 4.3 zdefiniowano przełożenie całkowite i_c układu przeniesienia napędu, które jest ściśle określone w poszczególnych podukładach, tj. skrzynce przekładniowej i reduktorze oraz przekładni głównej:

$$i_c = i_{bx} \cdot i_{re} \cdot i_{pg} = \frac{\omega_s}{\omega_{kt}} \quad (4.6)$$

Układ tłokowo-korbowy silnika i koło zamachowe oraz poszczególne elementy układu przeniesienia napędu (do półosi napędowej) zredukowano do zastępczego masowego momentu bezwładności I_1 , który przedstawiono zależnością:

$$I_1 = I_e + \frac{I_{sb}}{i_{bx}^2} + \frac{I_{re}}{i_{bx}^2 \cdot i_{re}^2} + \frac{I_{pg}}{i_{bx}^2 \cdot i_{re}^2 \cdot i_{pg}^2} \quad (4.7)$$

gdzie:

- I_e – masowy moment bezwładności elementów silnika połączonych kinematycznie, wykonujących ruch obrotowy i posuwisto-zwrotny,
- I_{sb} – masowy moment bezwładności elementów obrotowych skrzynki przekładniowej,
- I_{re} – masowy moment bezwładności elementów obrotowych reduktora,
- I_{pg} – masowy moment bezwładności przekładni głównej wraz z mechanizmem różnicowym,
- i_{bx} – przełożenie na wybranym biegu w skrzynce przekładniowej,
- i_{re} – przełożenie reduktora,
- i_{pg} – przełożenie przekładni głównej.

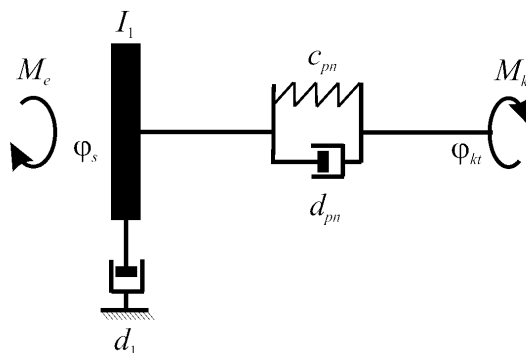
Elementy układu przeniesienia napędu w ciągnikach mają znaczną sztywność i pracują w oleju o odpowiedniej lepkości. W związku z tym uwzględniono współczynniki tłumienia (tarcia wiskotycznego) poszczególnych podzespo-

łów (d_{sb} – skrzynki przekładniowej, d_{re} – skrzynki redukcyjnej, d_{pg} – przekładni głównej wraz z mechanizmem różnicowym) i otrzymano zastępczy współczynnik tłumienia d_1 :

$$d_1 = \frac{d_{sb}}{i_{bx}^2} + \frac{d_{re}}{i_{bx}^2 \cdot i_{re}^2} + \frac{d_{pg}}{i_{bx}^2 \cdot i_{re}^2 \cdot i_{pg}^2} \quad (4.8)$$

Półoś napędową w rozpatrywanym układzie przeniesienia napędu przyjęto jako element o sztywności c_{pn} i tłumieniu d_{pn} wraz z oponą, która jest obciążona momentem M_k .

Zredukowany model silnika i układu przeniesienia napędu ciągnika przedstawiono na rysunku 4.4.



Rys. 4.4. Schemat zredukowanego modelu silnika i układu przeniesienia napędu (opis w tekście)

Równania ruchu zredukowanego układu przeniesienia napędu mają postać:

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_s = M_e - d_1 \cdot \dot{\varphi}_s - c_{pn} \frac{\varphi_s / i_c - \varphi_{kt}}{i_c} - d_{pn} \frac{\dot{\varphi}_s / i_c - \dot{\varphi}_{kt}}{i_c} \quad (4.9)$$

$$M_k = d_{pn} \left(\frac{\dot{\varphi}_s}{i_c} - \dot{\varphi}_{kt} \right) + c_{pn} \left(\frac{\varphi_s}{i_c} - \varphi_{kt} \right) \quad (4.10)$$

gdzie:

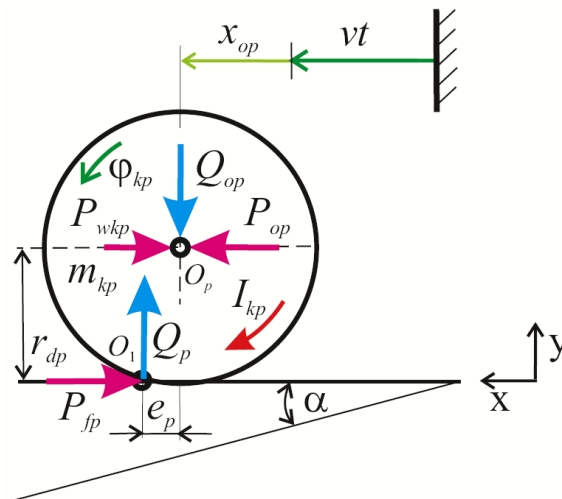
- φ_s – kąt obrotu wału korbowego silnika,
- M_e – moment obrotowy silnika,
- d_1 – zastępczy współczynnik tłumienia (poszczególnych podzespołów przeniesienia napędu) w odniesieniu do wału korbowego,
- c_{pn} – współczynnik sztywności półosi napędowej wraz z oponą,
- d_{pn} – współczynnik tłumienia półosi napędowej wraz z oponą,
- i_c – przełożenie całkowite układu przeniesienia napędu,
- M_k – moment obrotowy na półosi napędowej,
- φ_{kt} – kąt obrotu półosi napędowej koła napędowego.

Drgania skrętne w układzie napędowym ciągnika zazwyczaj mają charakter drgań gasnących, uwarunkowanych niesprężystym oporem w elementach układu napędowego, oponach oraz odkształcalnym podłożu.

4.2.2. Koła napędowe i prowadzące

Modele kół ciągnika opracowano na podstawie analizy przemieszczeń koła prowadzącego oraz przekazywania momentu obrotowego na koło napędowe.

Przednie koła w rozpatrywanym ciągniku służą do kierowania pojazdem i swobodnego toczenia. Koła te nie są obciążane momentem hamującym, pominięto moment tarcia w piastach kół (osadzonych na łożyskach tocznych). Koła przednie zamocowane są na sztywnej wahliwej belce (w kierunku poprzecznym). W związku z tym zredukowano je do jednego zastępczego koła prowadzącego (kierowanego), a masy kół i masowe momenty bezwładności zsumowano. Przyjęto, że koła przednie poruszają się bez poślizgu. Na rysunku 4.5 przedstawiono układ sił działających na koło prowadzące w ruchu prostoliniowym.



Rys. 4.5. Układ sił działających na koło prowadzące w ruchu prostoliniowym (opis w tekście)

Na podstawie drugiej zasady dynamiki dla ruchu wzdłużnego i ruchu obrotowego koła przedniego otrzymano równania:

$$\ddot{x}_{op} = \frac{1}{m_{kp}} (P_{op} - P_{fjp} - P_{wkp}) \quad (4.11)$$

$$\ddot{\phi}_{kp} = \frac{1}{I_{kp}} (P_{fjp} \cdot r_{dp} - Q_p \cdot e_p) \quad (4.12)$$

Suma rzutów sił na oś y (przy założeniu $\dot{y} = 0$) w warunkach równowagi ma postać:

$$\sum P_y = 0 = Q_p - m_{kp} \cdot g \cdot \cos \alpha - Q_{op} = Q_p - Q_{kp} - Q_{op} \quad (4.13)$$

gdzie:

- x_{op} – przesunięcie osi kół przednich,
- φ_{kp} – kąt obrotu koła przedniego,
- m_{kp} – masa koła przedniego (suma mas dwóch kół),
- I_{kp} – masowy moment bezwładności koła przedniego (suma momentów dwóch kół),
- Q_p – siła reakcji podłoża na koła przednie,
- Q_{op} – siła normalna przypadająca na oś kół przednich,
- P_{op} – siła wzdłużna działająca na oś kół przednich,
- $P_{wkp} = m_{kp} \cdot g \cdot \sin \alpha$ – siła oporów wzniesienia koła przedniego,
- $P_{fp} = Q_p \cdot f_p$ – siła oporów toczenia kół przednich (pozostałe wielkości, jak na rysunku 4.5).

Stosunek wielkości e do promienia dynamicznego koła r_d w literaturze określany jest jako współczynnik oporów toczenia f (ang. *rolling resistance coefficient*) [21, 122, 143, 173, 196, 236]. Założono, że współczynnik oporów toczenia kół przednich f_p jest wielkością niezmienną w stosunku do rodzaju podłoża, po którym poruszają się koła.

Siła wzdłużna P_{op} , działająca na oś kół przednich, jest przyłożona od kadłuba ciągnika do osi kół przednich i zgodna z kierunkiem ruchu. Podczas ruchu jednostajnego można ją przedstawić w formie zależności:

$$P_{op} = Q_p \cdot f_p + P_{wkp} = Q_{op} \cdot f_p + m_{kp} \cdot g (f_p \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (4.14)$$

Siłę P_{op} powodującą przemieszczanie kół przednich w ruchu niejednostajnym opisano natomiast równaniem:

$$P_{op} = m_{kp} \cdot \ddot{x}_{op} + Q_p \cdot f_p + P_{wkp} + I_{kp} \frac{1}{r_{dp}} \ddot{\varphi}_{kp} \quad (4.15)$$

Prędkość v przemieszczania się kół przednich, przy założeniu, że ruch ich jest bez poślizgu i przy niezmiennym promieniu dynamicznym r_{dp} , przedstawiono równaniem:

$$v = \dot{x}_{op} = \dot{\varphi}_{kp} \cdot r_{dp} \quad (4.16)$$

Masę zastępczą kół prowadzących m_{zkp} opisano zależnością:

$$m_{zkp} = m_{kp} + I_{kp} \frac{1}{r_{dp}^2} \quad (4.17)$$

Ostatecznie, po przekształceniach i uwzględnieniu równań (4.14÷4.17), otrzymano wzór na siłę działającą w osi kół przednich:

$$P_{op} = m_{z_{kp}} \cdot \ddot{x}_{op} + P_{w_{kp}} + Q_p \cdot f_p \quad (4.18)$$

a opis przestrzeni stanu kół przednich równaniami:

$$\begin{aligned} \frac{dx_{op}}{dt} &= v_{op} \\ \frac{dv_{op}}{dt} &= \frac{1}{m_{z_{kp}}} (P_{op} - P_{w_{kp}} - Q_p \cdot f_p) \end{aligned} \quad (4.19)$$

Koła przednie są przemieszczane w wyniku przyłożonej siły wzdłużnej do osi tych kół P_{op} , która jest przekazywana poprzez kadłub ciągnika od osi kół napędowych. Do dalszych rozważań równanie (4.15) przekształcono do postaci:

$$P_{op} = P_{b_{mkp}} + P_{l_{kp}} + P_{w_{kp}} + Q_p \cdot f_p \quad (4.20)$$

gdzie:

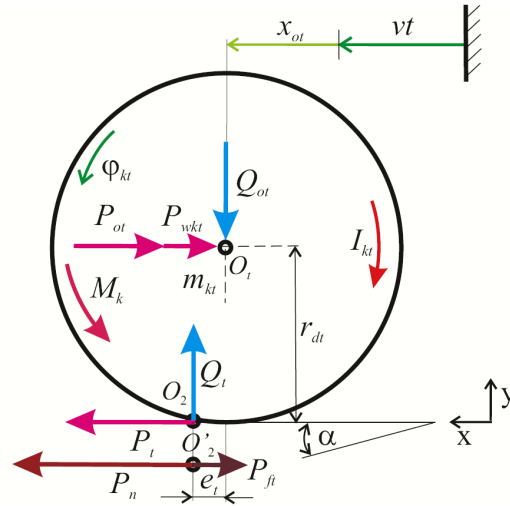
- $P_{b_{mkp}}$ – masowa siła bezwładności kół przednich,
- $P_{l_{kp}}$ – siła bezwładności wynikająca z masowych momentów bezwładności kół przednich,
- $P_{w_{kp}}$ – siła oporów wzniesienia kół przednich,
- Q_p – siła normalna reakcji podłoża na przednie koła,
- f_p – współczynnik oporów toczenia kół przednich.

Tylne koła ciągnika rozpatrzono jako koła napędowe osadzone na półosiach napędowych. Dwa koła napędowe w ciągniku przy założeniu, że są symetrycznie umocowane względem osi podłużnej i o jednakowym rozmiarze oraz tak samo obciążone zredukowano do jednego zastępczego koła napędowego, a masy kół i masowe momenty bezwładności zsumowano. Podczas modelowania pracy tych kół przyjęto zerową wartość momentu tarcia w łożyskach tocznych, jak również zerowe przesunięcie osi tych kół w kierunku współrzędnej y . Układ sił działających na zastępcze koło napędowe przedstawiono na rysunku 4.6.

Koło napędowe rozpatrzono jako obiekt o dwóch stopniach swobody: możliwe jest przesunięcie wzdłużne x_{ot} i obrót o kąt φ_{kt} , a także o niezmiennym promieniu dynamicznym r_{dt} (wielkość $v \cdot t$ na rysunku 4.6 oznacza przesunięcie ze stałą prędkością). Równania ruchu koła napędowego mają postać:

$$\ddot{x}_{ot} = \frac{1}{m_{kt}} (P_t - P_{w_{kt}} - P_{ot}) \quad (4.21)$$

$$\ddot{\varphi}_{kt} = \frac{1}{I_{kt}} (M_k - P_t \cdot r_{dt} - Q_t \cdot e_t) \quad (4.22)$$



Rys. 4.6. Układ sił i momentów działających na koło napędowe (opis w tekście)

Moment napędowy doprowadzony na półosi napędową M_k jest opisany zależnością:

$$M_k = I_{kt} \cdot \ddot{\varphi}_{kt} + M_n = I_{kt} \cdot \ddot{\varphi}_{kt} + P_n \cdot r_{dt} \quad (4.23)$$

$$P_n = P_t + P_{ft} \quad (4.24)$$

Siłę normalną reakcji podłoża na koła napędowe przedstawiono zależnością:

$$Q_t = Q_{ot} + m_{kt} \cdot g \cdot \cos \alpha = Q_{ot} + Q_{kt} \quad (4.25)$$

gdzie:

- | | |
|--|--|
| x_{ot} | – przesunięcie osi koła napędowego, |
| $x_0 = v \cdot t$ | – droga osi koła przebyta ze stałą prędkością, |
| φ_{kt} | – kąt obrotu koła napędowego, |
| m_{kt} | – masa koła tylnego, |
| I_{kt} | – masowy moment bezwładności koła, |
| $P_{wkt} = m_{kt} \cdot g \cdot \sin \alpha$ | – siła oporów wzniesienia koła tylnego, |
| P_t | – siła napędzająca koło tylne, |
| P_{ot} | – siła wzdłużna działająca na oś kół napędowych, |
| M_k | – moment obrotowy na półosi koła napędowego, |
| P_n | – siła napędowa koła tylnego, |
| Q_t | – siła reakcji podłoża na koła napędowe, |
| M_n | – moment napędzający koło tylne, |
| P_{ft} | – siła oporów toczenia kół tylnych, |
| Q_{op} | – siła normalna przypadająca na oś kół napędowych, |
| r_{dt} | – promień dynamiczny koła, |
| α | – kąt nachylenia względem poziomu. |

Stosunek siły napędzającej koła tylne P_t , do siły normalnej reakcji podłoża na koła napędowe Q_t określono jako współczynnik siły napędzającej μ (ang. *longitudinal force coefficient*) [8, 9, 40, 86, 148, 173, 214]:

$$\mu = \frac{P_t}{Q_t} \quad (4.26)$$

Podczas współpracy koła napędowego z podłożem odkształcalnym, współczynnik siły napędzającej μ oraz współczynnik oporów toczenia f_t zależą od poślizgu s koła.

Różnicę między przesunięciem teoretycznym x_{tot} koła a przesunięciem rzeczywistym x_{ot} określono jako stratę w przesunięciu x_{sot} (ślizganie się koła) i zdefiniowano jako poślizg (ang. *longitudinal slip*) [143, 160, 179, 173, 181].

Do określania poślizgu najczęściej są wykorzystywane następujące wielkości: prędkość rzeczywista przemieszczania się osi kół ciągnika $dx_{ot}/dt = v$ i prędkość teoretyczna koła v_{ikt} , która jest iloczynem prędkości kątowej $d\phi_{kt}/dt = \omega_{kt}$ i promienia dynamicznego r_{dt} koła napędowego. Prędkość poślizgu, to $dx_{sot}/dt = v_s$. Stosunek prędkości poślizgu do prędkości teoretycznej koła zdefiniowano jako poślizg s koła napędowego i opisano zależnościami:

$$\dot{x}_{sot} = \dot{x}_{tot} - \dot{x}_{ot} = r_{dt} \cdot \dot{\phi}_{kt} - \dot{x}_{ot} \quad (4.27)$$

$$v_s = v_{ikt} - v = r_{dt} \cdot \dot{\phi}_{kt} - v \quad (4.28)$$

$$s = \frac{v_s}{v_{ikt}} = 1 - \frac{v}{\dot{\phi}_{kt} r_{dt}} = 1 - \frac{v}{\omega_{kt} r_{dt}} \quad (4.29)$$

Na podstawie własnych wyników badań eksperymentalnych uzyskano charakterystykę ogumionego koła napędowego (12.4 R28) w postaci zależności $\mu(s)$ i $f_t(s)$. Przykładowe relacje tych wielkości, na spulchnionej glebie zwięzłej, przedstawiono na rysunku 4.7 [106].

W odpowiednich małych przedziałach zmienności poślizgu funkcje $\mu(s)$ można linearyzować, czyli opisać z dużym przybliżeniem za pomocą zależności liniowej, zaś współczynnik siły napędzającej μ_i przedstawiono wzorem:

$$\mu_i = \mu_{i0} + a_i \cdot \Delta s_i \quad (4.30)$$

gdzie:

a_i – nachylenie współczynnika siły napędzającej.

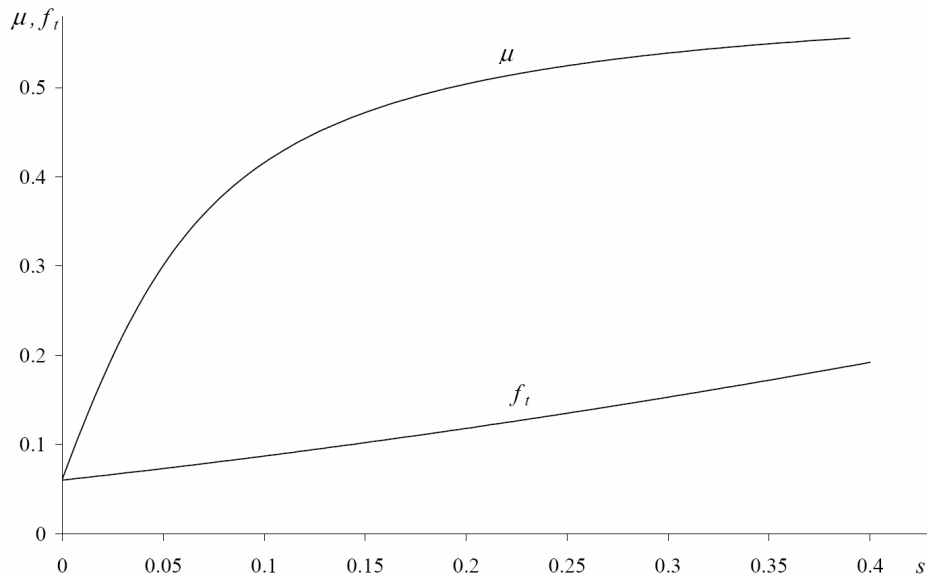
Określenie poślizgu s_i rozpatrzono jako zmianę (zakłócenie) rzeczywistej prędkości jazdy v i opisano równaniem:

$$s_i = 1 - \frac{v + \dot{x}_{iot}}{\dot{\phi}_{kt} \cdot r_{dt}} = 1 - \frac{v + \dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \quad (4.31)$$

gdzie:

\dot{x}_{iot} – rzeczywista prędkość jazdy osi kół napędowych (ruch zmienny).

$$\Delta s_i = - \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \quad (4.32)$$



Rys. 4.7. Zmiany współczynnika przyczepności μ i oporów toczenia f_t w funkcji poślizgu s koła napędowego

Po podstawieniu do (4.26) zależności (4.30) i (4.32) oraz przekształceniu, otrzymano równanie do wyznaczenia siły napędzającej P_t :

$$P_t = Q_t \left(\mu_{i0} - a_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \right) \quad (4.33)$$

Dla małych zmian poślizgu s , zależność współczynnika oporów toczenia f_t kół napędowych w funkcji poślizgu może zostać zlinearyzowana (w podobny sposób, jak współczynnik siły napędzającej), co pozwoliło określić siłę oporów toczenia P_{f_t} :

$$P_{f_t} = Q_t \cdot f_t(s) = Q_t \left(f_{i0} - b_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \right) \quad (4.34)$$

Po przekształceniu zależności dotyczących koła napędowego otrzymano jego równania ruchu:

$$\begin{aligned}
\frac{dx_{ot}}{dt} &= v_{ot} \\
\frac{dv_{ot}}{dt} &= \frac{1}{m_{kt}} \left[Q_t \left(\mu_{i0} - a_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \right) - P_{ot} - m_{kt} \cdot g \cdot \cos \alpha \right] \\
\frac{d\varphi_{kt}}{dt} &= \omega_{kt} \\
\frac{d\omega_{kt}}{dt} &= \frac{1}{I_{kt}} \left\{ M_k - Q_t \left[\left(\mu_{i0} - a_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \right) r_{dt} + \left(f_{i0} - b_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \right) r_{dt} \right] \right\}
\end{aligned} \tag{4.35}$$

Podstawiając do równania (4.23) zależność na siłę napędzającą P_t (4.33) i siłę oporów toczenia P_{ft} (4.34), otrzymano wzór na moment obrotowy M_k na półosi napędowej:

$$M_k = I_{kt} \cdot \ddot{\varphi}_{kt} + Q_t \left[\left(\mu_{i0} - a_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\dot{\varphi}_{kt} \cdot r_{dt}} \right) + \left(f_{i0} - b_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\dot{\varphi}_{kt} \cdot r_{dt}} \right) \right] r_{dt} \tag{4.36}$$

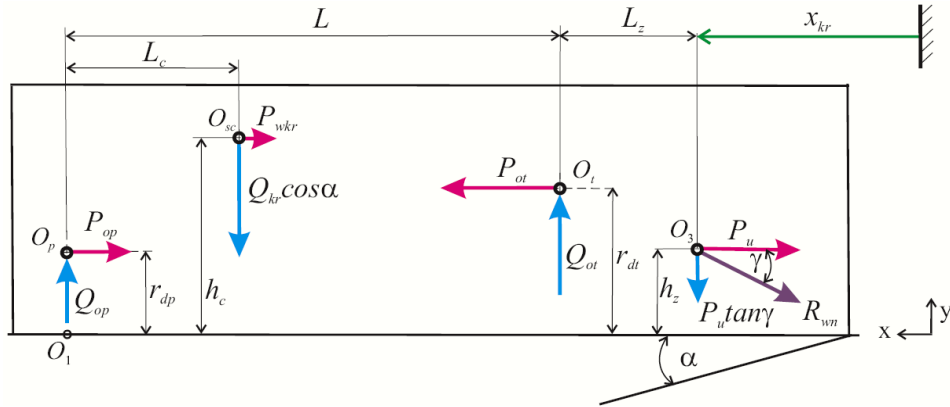
Po przekształceniu równania (4.21), uzyskano równanie na siłę P_{ot} działającą w osi koła napędowego:

$$P_{ot} = P_t - P_{wkt} - P_{bkt} \tag{4.37}$$

Uzyskiwana w osi kół napędowych siła P_{ot} jest przekazywana na kadłub ciągnika.

4.2.3. Kadłub ciągnika i narzędzie

Kadłub ciągnika osadzony jest zazwyczaj na sztywnej osi tylnej i wahliwej belce z przodu, która stanowi oś przednią. W związku z tym kadłub z osiami rozpatrzono jako bryłę sztywną o jednym stopniu swobody. Narzędzie jest połączone z kadłubem ciągnika za pomocą trzypunktowego układu zawieszenia, podczas pracy przyjęto jego stałe położenie względem kadłuba. Założono, że sumaryczna masa kadłuba i narzędzia jest skupiona w jednym punkcie położonym w środku ciężkości. Na tak zdefiniowany kadłub ciągnika naniesiono układ sił działających na ten kadłub – rysunek 4.8.



Rys. 4.8. Układ sił działających na kadłub ciągnika (opis w tekście)

Równanie dla ruchu wzdłużnego kadłuba ciągnika ma postać:

$$\ddot{x}_{kr} = \frac{1}{m_{kr}} (P_{ot} - P_{op} - P_{wkr} - P_u) \quad (4.38)$$

Dwa równania poniżej wynikają z praw statyki, ponieważ kadłub nie obraca się:

$$\sum P_y = 0 = Q_{op} - Q_{kr} \cdot \cos \alpha + Q_{ot} - P_u \cdot \tan \gamma \quad (4.39)$$

$$\sum M_{O1} = 0 = P_{ot} \cdot r_{dt} + Q_{ot} \cdot L - P_{op} \cdot r_{dp} + \\ - Q_{kr} \cdot L_c \cdot \cos \alpha - P_{wkr} \cdot h_c - P_u (L + L_z) \tan \gamma - P_u \cdot h_z \quad (4.40)$$

gdzie:

- x_{kr} – przesunięcie kadłuba ciągnika,
- m_{kr} – masa kadłuba ciągnika (bez masy kół przednich i tylnych) wraz z masą narzędzia,
- P_{ot} – siła wzdłużna działająca na oś kół napędowych,
- P_{op} – siła wzdłużna działająca na oś kół przednich,
- P_{wkr} – siła oporów wzniesienia działająca na kadłub ($P_{wkr} = m_{kr} \cdot g \cdot \cos \alpha$),
- P_u – siła uciągu ciągnika,
- Q_{op} – siła reakcji na oś kół przednich,
- Q_{ot} – siła reakcji na oś kół napędowych,
- $P_{bkr} = \ddot{x}_{kr} \cdot m_{kr}$ – masowa siła bezwładności kadłuba ciągnika.

Po przekształceniach i uwzględnieniu zależności (4.38÷4.40) otrzymano równanie opisujące ruch kadłuba:

$$\frac{dx_{kr}}{dt} = v_{kr}$$

$$\frac{dv_{kr}}{dt} = \frac{1}{m_{kr} \cdot h_c} \left\{ \begin{array}{l} P_{ot} \cdot r_{dt} + Q_{op} \cdot L - P_{op} \cdot r_{dp} - Q_{kr} (h_c \cdot \sin \alpha + L_c \cdot \cos \alpha) + \\ -P_u [h_z + (L + L_z) \tan \gamma] \end{array} \right\} \quad (4.41)$$

Zmiany siły uciągu P_u równoważącej opór roboczy narzędzia R_n podczas przemieszczania wzdłużnego agregatu określono wyrażeniem [97, 102]:

$$P_u = R_n = R_0 + B_n \cdot \dot{x}_{kr} = C_n + k_n \cdot a_n \cdot b_n + B_n \cdot \dot{x}_{kr} \quad (4.42)$$

gdzie:

- x_{kr} – przesunięcie kadłuba ciągnika,
- B_n – empiryczny współczynnik oporu narzędzia uwzględniający prędkość przemieszczania agregatu,
- R_0 – siła oporów narzędzia przy stałej prędkości,
- C_n – wielkość stała wynikająca z cechy konstrukcyjnej narzędzia,
- k_n – empiryczny współczynnik oporu statycznego uwzględniający właściwości gleby (skład granulometryczny, zwięzłość oraz wilgotność),
- a_n – głębokość skrawania gleby,
- b_n – szerokość skrawania gleby.

Po opisanu równaniami poszczególnych podukładów, przystąpiono do budowy sumarycznego modelu matematycznego agregatu maszynowego.

4.2.4. Model sumaryczny

W ruchu niejednostajnym ciągnika uwzględniono następujące siły: ciężkości (ciężar), bezwładności ciągnika i jego poszczególnych elementów, uciągu, która równoważy opór narzędzia oraz siły wypadkowych reakcji podłoża na koła przednie i tylne.

Przemieszczenia liniowe poszczególnych podukładów agregatu są połączone w sposób sztywny, stąd przemieszczenie agregatu x_a można opisać wzorem:

$$x_a = x_{op} = x_{ot} = x_{kr} \quad (4.43)$$

Prędkość ruchu agregatu \dot{x}_a jest ściśle powiązana z przesunięciem osi kół napędowych. Zagadnienie ruchu rozpatrywano w małym przedziale czasu, jako zmianę (zakłócenie) rzeczywistej prędkości jazdy v i przedstawiono zależnością:

$$\dot{x}_a = v + \dot{x}_{iot} = v_a \quad (4.44)$$

Przyjmując, że podczas pracy agregatu masy poszczególnych podzespołów nie ulegają zmianie, otrzymano wzór na masę agregatu m_a :

$$m_a = m_{kp} + m_{kt} + m_{kr} \quad (4.45)$$

Korzystając z równań opisujących stan równowagi poszczególnych podzwołów względem osi y , po podstawieniu i przekształceniach otrzymano zależności pozwalające opisać siły wypadkowych reakcji na koło napędowe Q_t i prowadzące Q_p :

$$Q_t = \frac{Q_{ag}(L_c + e_p) + (P_w + P_b)h_c + P_u \cdot h_z + P_u(L + L_z + e_p)\tan\gamma}{L + e_p - e_t} \quad (4.46)$$

$$Q_p = Q_{ag} + P_u \cdot \tan\gamma - Q_t \quad (4.47)$$

gdzie:

$Q_{ag} = m_a \cdot g \cdot \cos\alpha$ – wypadkowa siła normalna wynikająca z masy agregatu i nachylenia podłoża,

$P_w = m_a \cdot g \cdot \sin\alpha$ – wypadkowa siła oporów wzniesienia wynikająca z masy agregatu i nachylenia podłoża,

$P_b = m_a \cdot \ddot{x}_a$ – siła bezwładności,

(pozostałe wielkości zgodnie z opisem na rysunku 4.2).

Podstawiając do równania (4.33) zależność (4.46) otrzymano równanie siły napędzającej P_t :

$$P_t = \frac{m_a \cdot g(L_c + e_p)\cos\alpha + (C_n + k_n \cdot a_n \cdot b_n + B_n \cdot \dot{x}_{iot})(h_z + (L + L_z + e_p)\tan\gamma)}{L + e_p - r_{dt} \left(f_{i0} - b_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \right)} + \frac{m_a(g \cdot \sin\alpha + \ddot{x}_{iot})h_c}{L + e_p - r_{dt} \left(f_{i0} - b_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \right)} \left(\mu_{i0} - a_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \right) \quad (4.48)$$

Po podstawieniu do (4.48) zależności: $G = m_a \cdot g$, $C_1 = L + r_{dp} \cdot f_p$,

$f_p = \frac{e_p}{r_{dp}}$, $C_{11} = C_1 + L_z$, $C_2 = C_{21}(1 + C_{11} \cdot \tan\gamma)$, $C_{21} = h_z(C_n + k_n \cdot a_n \cdot b_n)$,

$C_3 = m_a \cdot h_c + B_n(h_z + C_{11} \cdot \tan\gamma)$ otrzymano:

$$P_t = \frac{G(C_1 \cdot \cos\alpha + h_c \cdot \sin\alpha) + C_2 + C_3 \cdot \dot{x}_{iot}}{C_1 - r_{dt} \left(f_{i0} - b_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \right)} \left(\mu_{i0} - a_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \right) \quad (4.49)$$

Podstawiając do równania (4.34) zależność (4.46) (w podobny sposób, jak powyżej), otrzymano równanie siły oporów toczenia P_{ft} kół napędowych:

$$P_{ft} = \frac{G(C_1 \cdot \cos \alpha + h_c \cdot \sin \alpha) + C_2 + C_3 \cdot \dot{x}_{iot}}{C_1 - r_{dt} \left(f_{i0} - b_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \right)} \left(f_{i0} - b_i \frac{\dot{x}_{iot}}{\omega_{kt} \cdot r_{dt}} \right) \quad (4.50)$$

Na podstawie analizy równań (4.49) i (4.50) stwierdzono, że siła napędzająca P_t i siła oporów toczenia P_{ft} kół napędowych jest zależna od czasu t i poślizgu s . Zgodnie z równaniem (4.24) siłę napędową P_n można więc wyrazić jako funkcje:

$$P_n(t, s) = P_t(t, s) + P_{ft}(t, s) \quad (4.51)$$

Siła napędzająca P_t jest niezbędna do pokonania sumarycznych oporów agregatu maszynowego. Korzystając z równań (4.20), (4.23), (4.38) i (4.42), po przekształceniach i podstawieniach, otrzymano równanie:

$$r_{dt} \cdot P_n(t, s) - \frac{1}{r_{dt}} I_a \cdot \dot{v}_a - C_a \cdot v_a = 0 \quad (4.52)$$

gdzie:

I_a – masowy moment bezwładności agregatu wraz z masowym momentem bezwładności kół przednich, $I_a = m_a \cdot r_{dt}^2 + I_{kp}$,

v_a – prędkość agregatu,

$C_a = \frac{r_{dt}}{v_a} (P_{wa} + P_{fp} + P_u)$ – współczynnik uwzględniający opory ruchu agregatu (siłę wzniesienia P_{wa} , siłę toczenia kół przednich P_{fp} , siłę uciągu P_u).

Uwzględniając powyższe zależności, po podstawieniach i przekształceniach, otrzymano równania opisujące ruch agregatu:

$$\dot{x}_a = v_a \quad (4.53)$$

$$\dot{v}_a = z_1 \cdot v_a + z_2 \cdot P_n(t, s) \quad (4.54)$$

gdzie:

$$z_1 = -\frac{C_a}{I_a} r_{dt}, \quad z_2 = \frac{r_{dt}^2}{I_a}$$

Korzystając z zależności (4.10 i 4.23) uzyskano równanie ruchu koła napędowego, opisujące jego dynamikę w postaci:

$$I_{kt} \cdot \ddot{\phi}_{kt} = d_{pn} \cdot \dot{\phi}_{kt} + i_c \cdot c_{pn} (\varphi_e - i_c \cdot \phi_{kt}) - r_{dt} \cdot P_n(t, s) \quad (4.55)$$

Uwzględniając zależność (4.9) w równaniu (4.55) i podstawiając nowe zmienne z_3 , z_4 i z_5 , otrzymano równania ruchu koła napędowego:

$$\dot{\varphi}_{kt} = \omega_{kt} \quad (4.56)$$

$$\dot{\omega}_{kt} = z_3 \cdot \omega_{kt} + z_4 \cdot P_n(t, v_a, \omega_{kt}) + z_5 \cdot M_e(\omega_{kt}, q) \quad (4.57)$$

gdzie:

$$z_3 = -\frac{d_{pn} + d_1 \cdot i_c^2}{I_{kt} + I_1 \cdot r_{dt}^2}, \quad z_4 = -\frac{r_{dt}}{I_{kt} + I_1 \cdot i_c}, \quad z_5 = \frac{i_c}{I_{kt} + I_1 \cdot i_c^2}$$

Uzyskane równania ruchu koła napędowego ciągnika przedstawiono w postaci:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (4.58)$$

gdzie:

- A – macierz stanu, jej elementy zależą od parametrów obiektu,
- B – macierz sterowania, jej elementy określają wpływ wektora sterującego na zmienne stanu,
- C – macierz wyjścia, jej elementy pokazują powiązania pomiędzy zmiennymi stanu a sygnałami wyjściowymi,
- D – macierz przejścia, w rozpatrywanym przypadku macierz $D = 0$,
- x – wektor zmiennych stanu,
- u – wektor sygnałów sterujących,
- y – wektor zmiennych wyjściowych.

Macierze A i B są dane przez:

$$A = A_1^{-1} A_2 \quad (4.59)$$

$$B = A_1^{-1} B_1 \quad (4.60)$$

gdzie macierze A_1 i A_2 oraz B_1 są opisane w postaci:

$$A_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad A_2 = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 0 & z_1 \\ 0 & -1 \\ 0 & z_3 \end{bmatrix}, \quad B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ z_2 \cdot P_n \\ 0 \\ z_4 \cdot P_n + z_5 \cdot M_e \end{bmatrix}$$

Macierze A i B z równania (4.58) po uwzględnieniu (4.59) i (4.60) mają postać:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & -2 \\ 0 & z_1 + z_3 \end{bmatrix} \quad (4.61)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ (z_2 + z_4)P_n + z_5 \cdot M_e \end{bmatrix} \quad (4.62)$$

Po uwzględnieniu wcześniejszych podstawień otrzymano ostateczną postać macierzy:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & -2 \\ 0 & \frac{r_{dt}^2}{I_a} \left[1 + (R_n + P_{wa} + P_{fp}) \right] \end{bmatrix} \quad (4.63)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ M_e \frac{i_c}{I_{kt} + I_1 \cdot i_c^2} + P_n \left(\frac{r_{dt}^2}{I_a} - \frac{r_{dt}}{I_{kt} + I_1 \cdot i_c} \right) \end{bmatrix} \quad (4.64)$$

$$C = \begin{bmatrix} Q_t & 0 \\ 0 & P_t \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.65)$$

4.3. ANALIZA MODELU

Wykorzystując analizę zjawisk zachodzących podczas pracy ciągnika z narzędziem zawieszonym (rys. 4.2), opracowano model matematyczny procesu funkcjonowania agregatu maszynowego, przedstawiający zależności między wielkościami opisującymi system: ciągnik–narzędzie–gleba. Poniżej opisano wielkości i zależności uwzględnione w przyjętym modelu:

- siła oporu narzędzia R_n – jest funkcją głębokości a_n i szerokości b_n elementów narzędzia skrawających glebę oraz prędkości v_a agregatu, a także zależy od rodzaju gruntu, jego struktury i stanu oraz wilgotności gleby; siła ta jest równoważona przez siłę uciągu ciągnika P_u ,
- siła napędowa P_n – działa na promieniu dynamicznym kół napędowych r_d , która musi zrównoważyć następujące siły: uciągu P_u , oporów toczenia P_f i wzniesienia P_w oraz siły bezwładności wynikającej z przyśpieszania masy agregatu; powstaje ona dzięki momentowi M_k działającemu na tylne koła napędowe ciągnika,

- moment obrotowy M_n przyłożony na półosiach kół napędowych jest niezbędny do zrównoważenia momentu M_k i masowych momentów bezwładności kół napędowych,
- moment obrotowy silnika M_e – jest funkcją momentu przyłożonego na półosiach kół napędowych, przełożenia całkowitego układu przeniesienia napędu ciągnika i_c i sprawności mechanicznej η_m tego układu,
- prędkość kątowna silnika ω_s – jest funkcją momentu obrotowego M_e i położenia urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r ,
- prędkość kątowna kół napędowych ω_k – jest funkcją prędkości kątowej silnika ω_s i przełożenia całkowitego układu napędowego i_c ; z promienia dynamicznego r_d i prędkości kątowej ω_k koła napędowego wynika prędkość teoretyczna v_0 ciągnika,
- promień dynamiczny r_{dt} – zależy od typu i rozmiaru opony, ciśnienia w ogumieniu oraz obciążenia normalnego koła,
- prędkość rzeczywista agregatu maszynowego v_a – jest mniejsza od teoretycznej v_0 na skutek zrównoważenia przez tylne koła napędowe wszystkich sił przeciwstawiających się wzdłużnemu przemieszczeniu agregatu; wielkość ślizgania się kół względem podłoża określa się za pomocą poślizgu względnego s ,
- prędkość rzeczywista agregatu v_a wpływa w znacznym stopniu na siłę oporów narzędzia R_n (przy zadanej głębokości a_n i szerokości b_n pracy narzędzia oraz właściwościach gleby), a w konsekwencji następuje ustalenie się wartości parametrów procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w danych warunkach polowych.

W wyniku przeprowadzonych analiz i zrealizowania działań opisanych w rozdziale czwartym otrzymano następujące modele:

- silnika spalinowego i układu przeniesienia napędu (4.9),
- kół prowadzących i napędowych (4.19) i (4.55),
- kadłuba ciągnika i narzędzia (4.41),
- sumaryczny agregatu maszynowego (4.58).

Przedstawione modele matematyczne stanowią podstawę do opracowania symulacyjnego programu komputerowego procesu funkcjonowania agregatu maszynowego.

5. SYMULACYJNY MODEL KOMPUTEROWY PROCESU FUNKCJONOWANIA AGREGATU MASZYNOWEGO

Na podstawie rozważań przeprowadzonych w poprzednim rozdziale opracowano program komputerowy w środowisku MATLAB do symulacji procesu funkcjonowania agregatu maszynowego. Opracowany program, z wykorzystaniem pakietu Simulink, pozwala symulować różne opcje pracy agregatu. W tym celu należy wprowadzić niezbędne dane wejściowe, m.in. takie jak: charakterystykę uniwersalną silnika spalinowego, tj. funkcje $M_e = f(u_r, \omega_e)$, $g_e = f(M_e, \omega_e)$ oraz masowy moment bezwładności silnika, parametry układu przeniesienia napędu, tj. przełożenia poszczególnych podukładów i ich tłumienie, zależności dotyczące współczynników charakteryzujących współpracę kół z podłożem, np. $\mu = f(s)$, $f_t = f(s)$, współczynniki i zależności charakteryzujące opory ruchu narzędzia np., $R_n = f(v_a)$ oraz inne niezbędne dane (wielkości geometryczne i masowe agregatu). Algorytm opracowanego programu przedstawiono za pomocą schematów blokowych (rys. 5.1÷5.14).

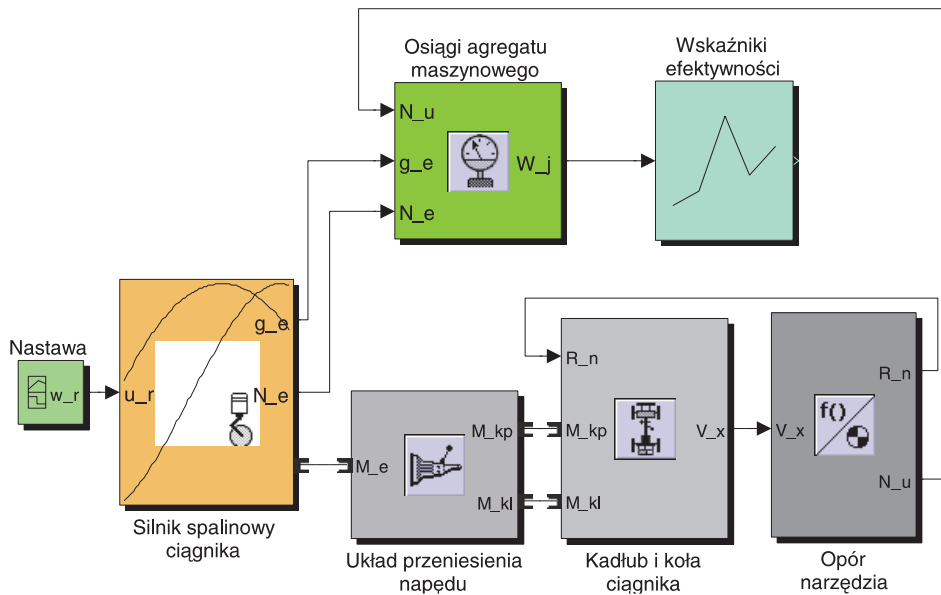
Ze względu na środowisko programu MATLAB, przyjęto oznaczenia poszczególnych wielkości z indeksami, w następujący sposób: np. oznaczenie prędkości kątowej wału korbowego ω_e – jest równoważne w tym programie symbolowi „we” lub „w_e”, itd.

5.1. OPIS SCHEMATU PROGRAMU DO SYMULACJI FUNKCJONOWANIA AGREGATU MASZYNOWEGO

Ogólny schemat programu do symulacji procesu funkcjonowania agregatu przedstawiono na rysunku 5.1. Składa się on z sześciu zasadniczych bloków, które pokazano na kolejnych rysunkach. Program ten obejmuje następujące bloki:

- nastawa – wprowadzanie sterujących wielkości wejściowych funkcjonowania agregatu,
- silnik ciągnika – obliczanie parametrów pracy silnika spalinowego,
- układ przeniesienia napędu – transmisje momentu obrotowego z silnika do kół napędowych ciągnika,
- kadłub i koła ciągnika – wyznaczanie sił i momentów działających na ciągnik,
- opór narzędzia – określanie siły oporu narzędzia,
- osiągi agregatu maszynowego – wskaźniki oceny funkcjonowania agregatu maszynowego.

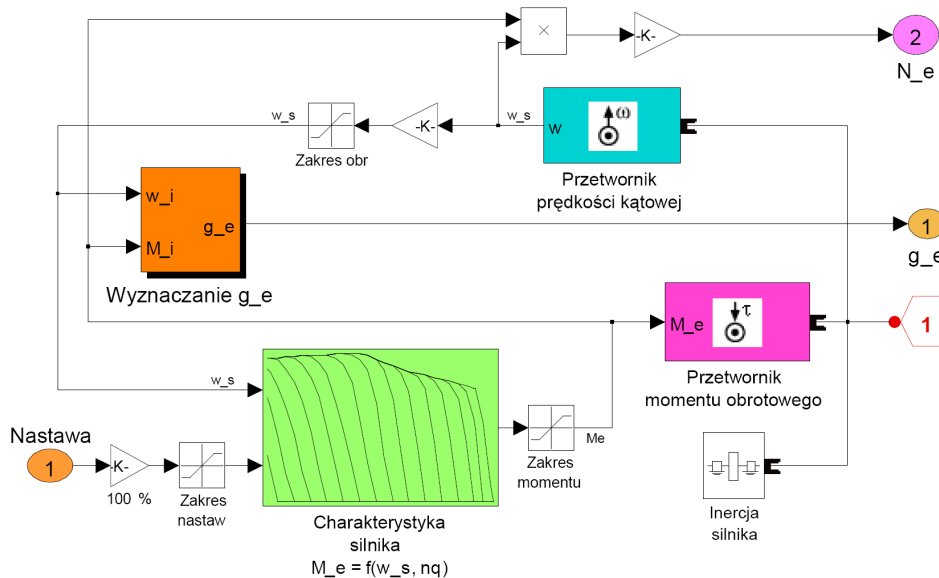
Blok „Nastawa” (rys. 5.1) umożliwia wprowadzanie do programu wielkości sterujących dotyczących funkcjonowania agregatu, np.: wartości sygnału sterującego dawkowaniem paliwa, przełożenia układu przeniesienia napędu, parametrów roboczych narzędzia, właściwości fizykomechanicznych gleby. Zastosowano go ze względu na ułatwienie posługiwania się programem komputerowym.



Rys. 5.1. Ogólny schemat programu do symulacji funkcjonowania agregatu maszynowego

5.1.1. Silnik spalinowy ciągnika

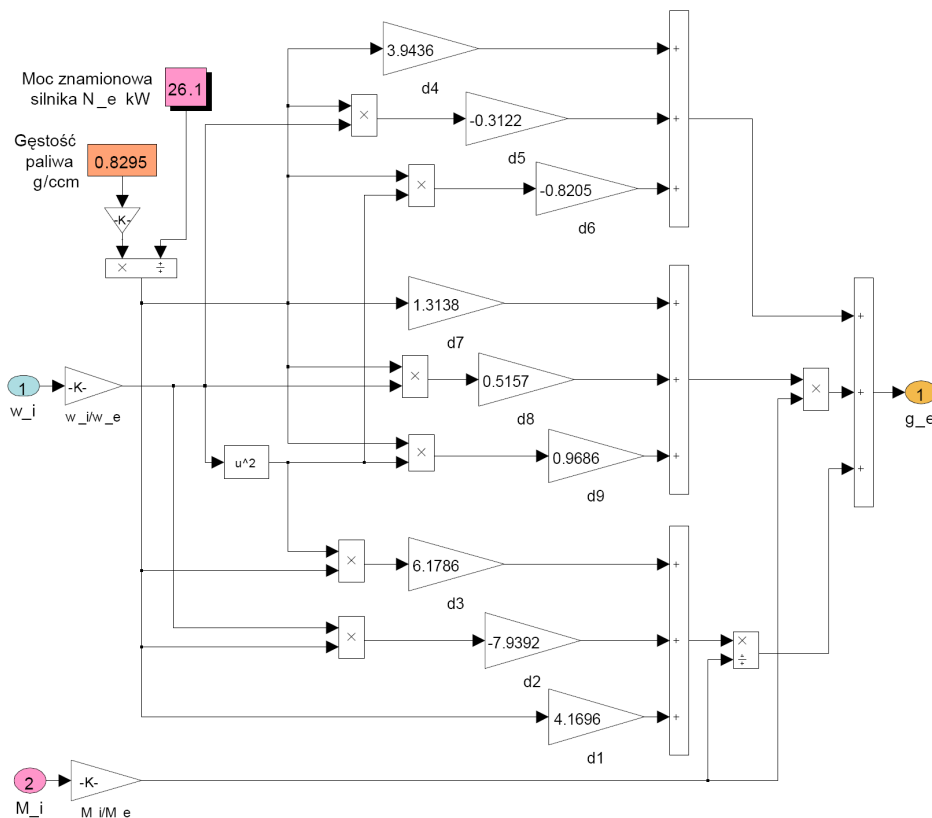
Na rysunku 5.2 przedstawiono blok „Silnik ciągnika”.



Rys. 5.2. Schemat bloku do określania parametrów pracy silnika spalinowego

W bloku tym, z charakterystyki silnika, wyznaczany jest chwilowy moment obrotowy M_e , który równoważy sumaryczny moment obrotowy wynikający z ruchu agregatu maszynowego. Moment silnika jest obliczany w funkcji wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r i prędkości kątownej wału korbowego ω_e . Na podstawie wynikowego momentu obrotowego i prędkości kątownej wału korbowego wyznaczono moc silnika, która jest przekazywana do układu przeniesienia napędu. Uwzględniono masowy moment bezwładności silnika wraz ze sprzęgłem.

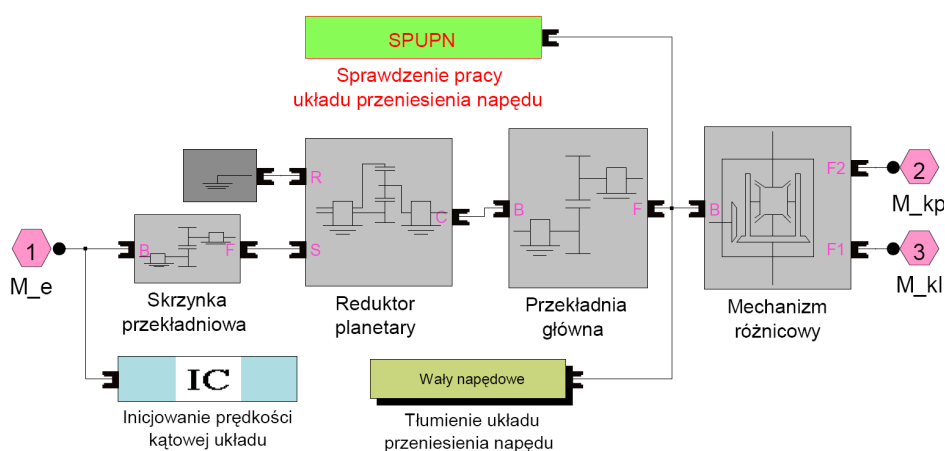
Wyznaczenie jednostkowego zużycia paliwa g_e przedstawiono schematycznie na rysunku 5.3. Podstawą do wyznaczenia tej wielkości są chwilowe wartości prędkości kątownej ω_i i momentu obrotowego M_i oraz moc znamionowa silnika N_e . Uwzględniono gęstość paliwa ρ . Prędkość kątowną ω_i i moment obrotowy M_i odniesiono do wartości tych wielkości, które występują przy mocy znamionowej silnika spalinowego.



Rys. 5.3. Schemat podbloku do wyznaczania jednostkowego zużycia paliwa

5.1.2. Układ przeniesienia napędu

W bloku „Układ przeniesienia napędu” (rys. 5.4) zawarto poszczególne podukłady tego układu, tj.: skrzynkę przekładniową, reduktor planetarny, przekładnię główną oraz mechanizm różnicowy z rozdzieleniem momentu obrotowego na dwa koła napędowe. Uwzględniono zastępczy współczynnik tłumienia tego układu. Ze względu na uruchamianie (rozruch) tego układu za pomocą sprzęgła ciernego, w początkowym (startowym) okresie symulacji został wykorzystany element „IC”, który również sprawdza poprawność działania układu przeniesienia napędu.



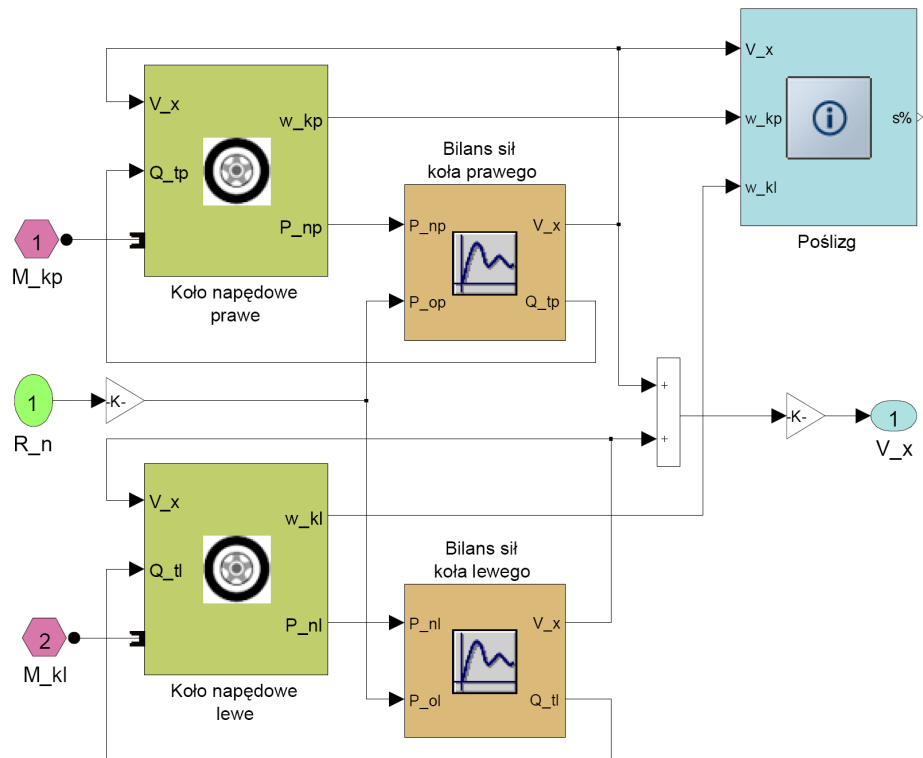
Rys. 5.4. Schemat bloku do określania układu przeniesienia napędu

5.1.3. Kadłub i koła ciągnika

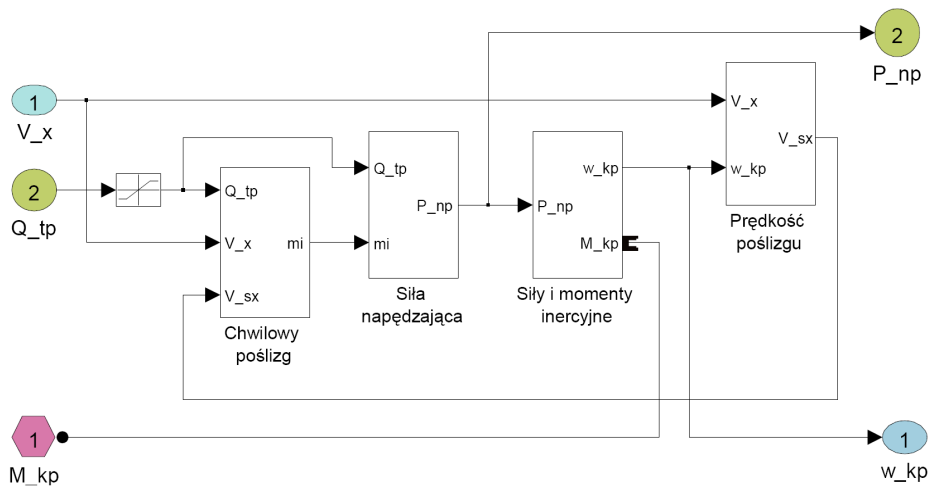
Relacje między kadłubem ciągnika, kołami napędowymi i prowadzącymi przedstawiono w bloku „Kadłub i koła ciągnika” (rys. 5.5). Blok ten zawiera po dwa podbloki „Koło napędowe lewe, prawe”, i odpowiednio „Bilans sił koła lewego, prawego” oraz podblok „Poślizg” do określania poślizgu kół napędowych.

Ze względu na przyjęcie symetrii podłużnej ciągnika, na kolejnych rysunkach przedstawiono tylko prawe koło napędowe ciągnika.

Podblok „Koło napędowe prawe” (rys. 5.6) dotyczy zagadnień współpracy koła z podłożem. Zawiera on cztery elementy strukturalne dotyczące: chwilowego poślizgu, siły napędzającej, sił i momentów inercyjnych oraz prędkości poślizgu. Przedstawia on relacje między wielkościami wejściowymi (prędkością rzeczywistą v_x , siłą reakcji podłoża na koło napędowe Q_{tp} , momentem napędowym M_{kp}) a wyjściowymi (siłą napędzającą P_{np} i prędkością kątową ω_{kp} prawego koła napędowego).

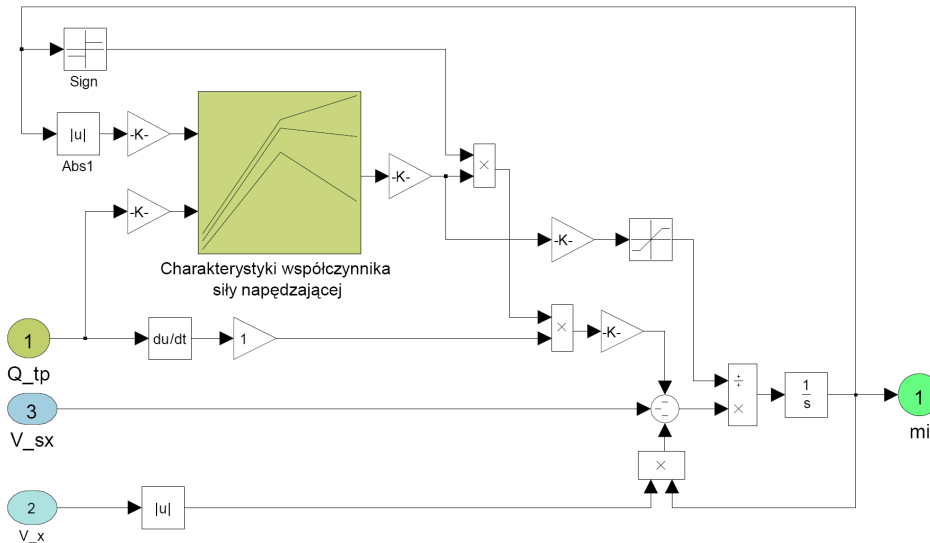


Rys. 5.5. Schemat bloku do określania relacji między kadłubem a kołami ciągnika



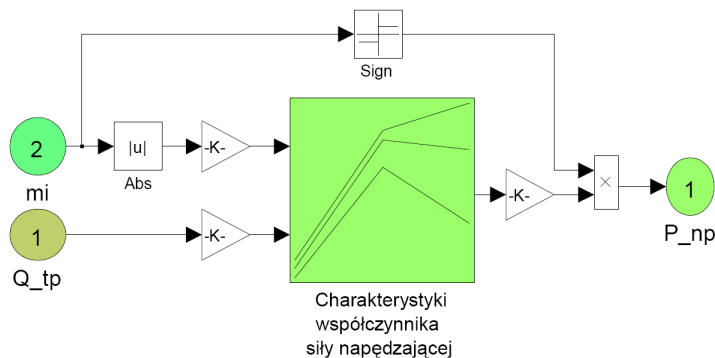
Rys. 5.6. Schemat podbloku do określania relacji między prawym kołem napędowym a podłożem

Podczas współpracy koła napędowego z podłożem przy zmiennym obciążeniu wypadkową siłą poziomą wynikającą z charakteru funkcjonowania agregatu następuje zmiana poślizgu. W związku z tym koło napędowe wykorzystuje zmienny współczynnik siły napędzającej μ , który jest określany w elemencie „Chwilowy poślizg” (rys. 5.7).



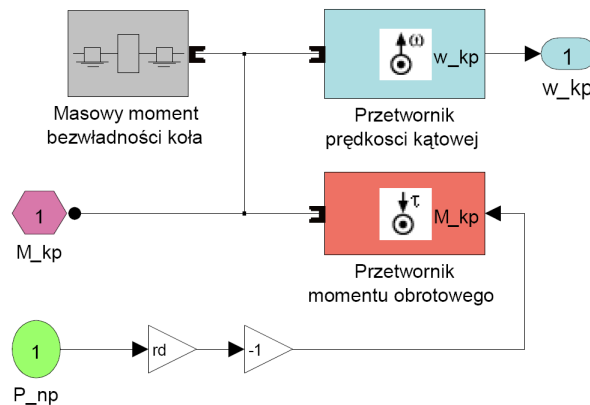
Rys. 5.7. Schemat elementu strukturalnego do określania chwilowego poślizgu koła

Element strukturalny „Siła napędzająca” (rys. 5.8) umożliwia wyznaczenie siły napędzającej P_{np} , w zależności od wykorzystywanego współczynnika μ i siły reakcji podłoża na napędowe koło prawe Q_{tp} .



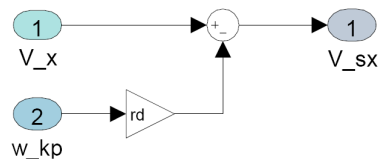
Rys. 5.8. Schemat elementu strukturalnego do wyznaczania siły napędzającej prawej P_{np} w funkcji μ i Q_{tp}

Następny element strukturalny dotyczy „Sił i momentów inercyjnych” (rys. 5.9), który uwzględnia masę i masowy moment bezwładności koła prawego w zależności między momentem napędowym M_{kp} , siłą napędzającą P_{np} a prędkością kątową ω_{kp} .



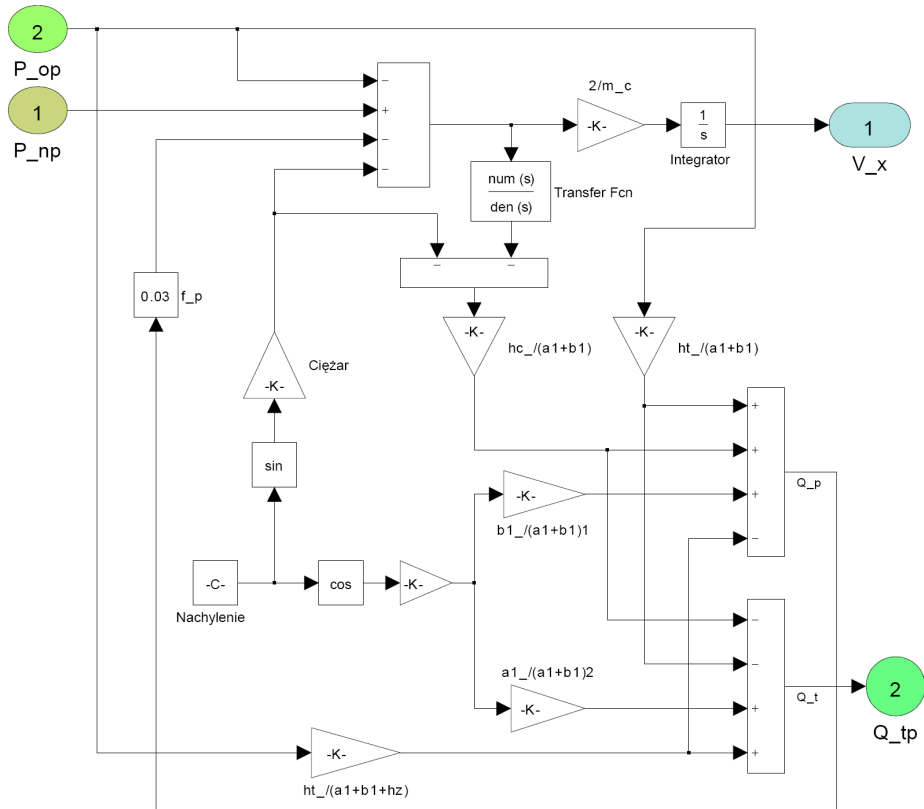
Rys. 5.9. Schemat elementu strukturalnego do określania dynamiki koła napędowego ciągnika

Do określania relacji między kołem napędowym a podłożem służy element strukturalny „Prędkość poślizgu” (rys. 5.10), za pomocą którego obliczana jest liniowa prędkość poślizgu v_s napędowego koła prawego.



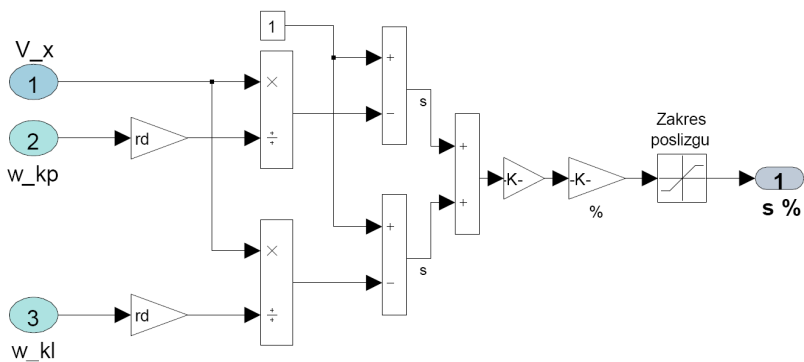
Rys. 5.10. Schemat elementu strukturalnego do wyznaczania liniowej prędkości poślizgu koła napędowego

W podbloku „Bilans sił koła prawego” (rys. 5.11), który występuje w boku „Kadłub i koła ciągnika” (rys. 5.5), przedstawiono relacje występujące między kadłubem ciągnika a siłami pochodzącymi od kół napędowych i prowadzących oraz narzędzia. W podbloku tym uwzględniono wielkości (wymiary) geometryczne ciągnika i rozkład sił masowych w zależności od (określonego) położenia środka ciężkości oraz wpływ siły oporu narzędzia i jej współrzędnych względem kadłuba ciągnika. Uwzględniono także nachylenie podłoża, po którym porusza się agregat maszynowy. Podblok ten służy do obliczania wartości poszczególnych wielkości, w zależności od zmiennego obciążenia siłami działającymi równoległe do podłoża.



Rys. 5.11. Schemat podbloku do wyznaczania bilansu sił działających na koło napędowe

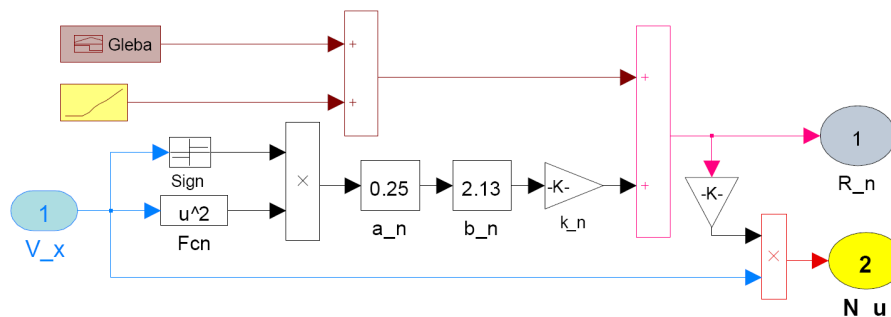
Podblok „Poślizg” (rys. 5.12) służy do określania wynikowego poślizgu kół napędowych ciągnika. Wartości tej wielkości mogą być wykorzystywane w celu informacyjno-diagnostycznym.



Rys. 5.12. Schemat podbloku do określania wynikowego poślizgu kół napędowych

5.1.4. Narzędzie współpracujące z ciągnikiem

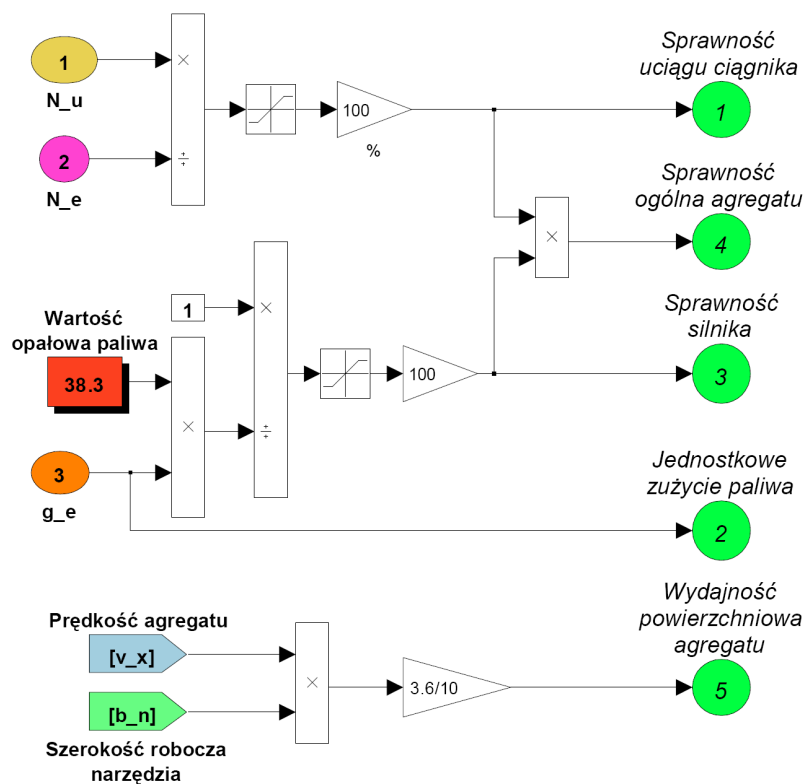
Działania służące wyznaczaniu siły oporu narzędzia R_n pokonywanej siłą uciągu ciągnika P_u schematycznie przedstawiono na rysunku 5.13 (blok „Opór narzędzia”). Blok ten zawiera właściwości fizykomechaniczne gleby, tj. skład granulometryczny, zwięzłość i wilgotność oraz parametry robocze narzędzia, tzn. szerokość i głębokość roboczą narzędzia. Podczas wyznaczania siły oporu narzędzia uwzględniono powyższe wielkości, a wielkością zmienną jest prędkość rzeczywista agregatu maszynowego. W bloku tym jest również obliczana moc uciągu ciągnika N_u , która jest wykorzystywana do określania wskaźników oceny pracy agregatu.



Rys. 5.13. Schemat bloku do wyznaczania siły oporu narzędzia i mocy uciągu ciągnika

5.1.5. Wskaźniki oceny funkcjonowania agregatu maszynowego

W bloku „Osiągi agregatu maszynowego” (rys. 5.14) są określone wskaźniki funkcjonowania agregatu. Obliczane są w nim następujące sprawności: silnika spalinowego, uciągu ciągnika, ogólna agregatu, a także jednostkowe zużycie paliwa silnika i zużycie paliwa na hektar obrabianej powierzchni gleby oraz wydajność powierzchniowa agregatu, które są wskaźnikami jakości procesu funkcjonowania agregatu maszynowego. Wskaźniki te są przedstawiane (wyświetlane w postaci graficznej) w bloku „Wskaźniki efektywności”.



Rys. 5.14. Schemat bloku do wyznaczania wskaźników jakości funkcjonowania agregatu

5.2. WIELKOŚCI WEJŚCIOWE DO PROGRAMU SYMULACYJNEGO

Niezbędne wielkości wejściowe są importowane z „przestrzeni roboczej” (*Workspace*) programu MATLAB. Przykładowe dane z *Workspace* przedstawiono na rysunku 5.15. Do przestrzeni roboczej wprowadzono wartości wielkości opisujące agregat maszynowy i głębę oraz niezbędne zależności między nimi:

- charakterystykę uniwersalną silnika spalinowego zawartą w postaci tablic, tj. moment obrotowy w zależności od sygnału (położenia) urządzenia dawkującego paliwo i prędkości kątowej wału korbowego silnika oraz jednostkowe zużycie paliwa w funkcji określanego momentu obrotowego i prędkości kątowej,
- przełożenia skrzynki przekładniowej, reduktora i przekładni głównej oraz sprawność mechaniczną układu przeniesienia napędu, a także masowe momenty bezwładności,
- zależności charakteryzujące współpracę kół napędowych z podłożem i ich współczynniki w postaci funkcji,

- d) współczynniki i zależności charakteryzujące opory ruchu narzędzia na różnych glebach, a także właściwości fizykomechaniczne gleb, tj. zwięzłość, skład granulometryczny i wilgotność,
- e) wielkości geometryczne i masowe agregatu maszynowego (promienie dynamiczne kół, rozstaw osi, współrzędne położenia środka ciężkości i przyłożenia wypadkowej siły oporu narzędzia, masę ciągnika i agregatu maszynowego) oraz kąt nachylenia podłoża względem płaszczyzny poziomej.

MATLAB Workspace		Page 1	
cze 26, 2009		7:11:10 PM	
Name	Value	Min	Max
L_k_mi	<1x1 tf>		
Me11	<119x1 double>	11.8	151.04
Mq3w	<15x31 double>	0	153.5
Mq3z	<31x15 double>	0	153.5
P_k_mi	<1x1 tf>		
a1	1.185	1.185	1.185
a_n	0.25	0.25	0.25
alfa	0	0	0
b1	0.745	0.745	0.745
b_n	0.6	0.6	0.6
f_p	0.085	0.085	0.085
g	9.81	9.81	9.81
ga_m	0.75	0.75	0.75
ge11	<119x112 double>	0	952.1063
ge12	<112x119 double>	0	952.1063
h_c	0.7	0.7	0.7
h_t	0.2	0.2	0.2
ht	0.1	0.1	0.1
hz	1.12	1.12	1.12
ib_1	8.148	8.148	8.148
ib_2	5.556	5.556	5.556
ib_3	4.067	4.067	4.067
ib_4	3.028	3.028	3.028
ip_g	6.166	6.166	6.166
ir_H	1	1	1
ir_L	4	4	4
ksi_n	<21x21 double>	0	4990.2915
m_a	2375	2375	2375
m_c	2150	2150	2150
mi_1	<22x22 double>	NaN	NaN
ne11	<1x112 double>	836	2214.982
obr3	<31x1 double>	835	2215
qn3	<1x15 double>	15.83	98.3
rd	0.593	0.593	0.593
rp	0.342	0.342	0.342
sk_g	<256x3 double>	0	1
w_g	<1x21 double>	0.5	10.5
zw_g	<72x2 double>	0	6970.2632

Rys. 5.15. Widok danych wejściowych agregatu maszynowego do programu komputerowego z przestrzeni roboczej (Workspace)

5.3. PODSUMOWANIE PROGRAMU SYMULACYJNEGO

W wyniku zrealizowania działań opisanych w piątym rozdziale pracy uzyskano następujące rezultaty:

1. Opracowano ogólny schemat programu symulacyjnego funkcjonowania agregatu maszynowego (rys. 5.1).
2. Opracowano następujące podprogramy składowych agregatu maszynowego:
 - układu wprowadzania wielkości wejściowych,
 - silnika spalinowego (rys. 5.2),
 - układu przeniesienia napędu (rys. 5.4),
 - kadłuba i kół ciągnika (rys. 5.5),
 - oporu narzędzia (rys. 5.13),
 - wskaźników pracy (osiągów) agregatu maszynowego (rys. 5.14).

Wspomniany program umożliwia symulację funkcjonowania dowolnego agregatu maszynowego w różnych warunkach. Rezultaty symulacji można otrzymywać w dogodnej do analiz formie (np. wykresy, dane liczbowe przechowywane w przestrzeni roboczej, itp.). Na ich podstawie można dobrać do danych warunków procesu funkcjonowania agregatu odpowiednie wielkości wejściowe (sterowalne), w celu optymalizowania efektów jego pracy.

Program umożliwia badania i ocenę wskaźników efektywności procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w funkcji właściwości elementów agregatu maszynowego i warunków jego pracy. Do wskaźników tych należą:

- sprawność ogólna agregatu maszynowego,
- sprawność uciągu ciągnika,
- jednostkowe zużycie paliwa,
- wydajność powierzchniowa agregatu maszynowego.

W celu uzyskania niezbędnych wielkości wejściowych do symulacji procesu funkcjonowania agregatu i weryfikacji opracowanego modelu matematycznego agregatu zbudowano mobilne stanowisko badawcze wyposażone w aparaturę pomiarowo-rejestrującą i przeprowadzono odpowiednie badania laboratoryjne i polowe (rozdz. 6).

Sprawność ogólną η_o agregatu maszynowego przyjęto jako podstawowy parametr oceny jakości procesu funkcjonowania tego agregatu. W dalszej części pracy η_o stanowić będzie podstawowy parametr sterowania on-line agregatem maszynowym w warunkach polowych.

6. BADANIA EKSPERYMENTALNE AGREGATU

6.1. CEL BADAŃ

Celem zrealizowanych laboratoryjnych i polowych eksperymentalnych badań procesu funkcjonowania agregatu maszynowego było:

- wyznaczenie charakterystyki uniwersalnej silnika i określenie jego parametrów pracy,
- określenie wielkości charakteryzujących układ przeniesienia napędu,
- wyznaczenie wielkości trakcyjnych kół ciągnika i relacji między nimi,
- określenie właściwości fizykomechanicznych gleb,
- wyznaczenie siły oporu narzędzia w zależności od rodzaju i parametrów roboczych narzędzia w odniesieniu do obrabianej gleby.

6.2. OBIEKT BADAŃ

Badano proces funkcjonowania agregatu maszynowego podczas uprawy gleby. Badania eksperymentalne przeprowadzono na mobilnym stanowisku, tj. odpowiednio oprzyrządowanym ciągniku wraz z narzędziami zawieszanymi. Do badań tych wykorzystano ciągnik Ursus MF 235 wraz z kultywátorem i pługiem zawieszanym (rys. 6.1). W celu wykorzystania wyników badań do analiz procesu funkcjonowania agregatu maszynowego niezbędna jest znajomość odpowiednich wielkości, charakteryzujących ciągnik, narzędzie oraz glebę.

6.2.1. Charakterystyka ciągnika

Ciągnik Ursus MF 235 ma trzycylindrowy, wysokoprężny, wolnossący, czterosurowy, rzędowy silnik AD 3.152 Perkins z bezpośrednim wtryskiem paliwa, o pojemności skokowej 2502 cm³. Według danych producenta [34] moc znamionowa silnika wynosi 28 kW przy 209 rad·s⁻¹, maksymalny moment obrotowy 147 Nm przy prędkości 146 rad·s⁻¹. Prędkość kątowna silnika może się zmieniać w zakresie 79÷230 rad·s⁻¹, a minimalne jednostkowe zużycie paliwa wynosi 228±5 g·kWh⁻¹ [108]. Pompa wtryskowa silnika wyposażona jest w wielozakresowy regulator prędkości kątownej. Zadaniem tego regulatora jest sterowanie układem zasilania paliwem w taki sposób, aby prędkość kątowna silnika przy różnych częściowych obciążeniach była utrzymywana w wąskim przedziale wartości określonym nastawą regulatora. Nastawa ta wynika zazwyczaj z położenia pedału przyspieszenia pojazdu.

W rozpatrywanym przypadku najbardziej interesujące jest jednostkowe zużycie paliwa silnika. Charakterystyka uniwersalna silnika może przedstawiać izolinie różnych parametrów, takich jak: jednostkowe zużycie paliwa, hałas, zadymienie i emisje spalin. Można być ona wykorzystana do: sterowania silników w aspekcie maksymalnej sprawności, monitorowania i kontroli chwilowe-

go zużycia paliwa, symulacji komputerowej w celu prognozowania zużycia paliwa oraz do celów diagnostycznych. W literaturze najczęściej dostępne są charakterystyki prędkościowe silników w postaci graficznej [1, 19, 38, 58, 231].



Rys. 6.1. Ogólny widok agregatu maszynowego, tj. ciągnika: a) z kultywatorem, b) z pługiem

Układ przeniesienia napędu ciągnika (rys. 4.3) składa się z dwutarczowego suchego sprzęgła (I tarcza – napęd jazdy, II tarcza – napęd WOM i pompa hydrauliczna) i skrzynki przekładniowej, w skład której wchodzi szeregowo ze sobą połączone:

- pięciobiegowa (w tym jeden bieg do jazdy do tyłu) niesynchronizowana (koła zębate przesuwne) podstawowa skrzynka biegów o przełożeniach: $i_1 = 8,148$; $i_2 = 5,556$; $i_3 = 4,067$; $i_4 = 3,028$; $i_w = 5,984$,
- dwubiegowy reduktor planetarny (przełączany bez obciążenia) o przełożeniach: $i_L = 4,000$; $i_H = 1,000$,
- przekładnia główna o przełożeniu $i_g = 6,166$ z symetrycznym mechanizmem różnicowym.

Na podstawie bezpośrednich pomiarów i danych fabrycznych ciągnika określono wymiary geometryczne: rozstaw osi $L = 1,93$ m, rozstaw kół $B = 1,32$ m, położenie środka ciężkości od: osi kół przednich $a_1 = 1,185$ m, podłoża $h_c = 0,713$ m. Promienie dynamiczne kół wyznaczono podczas badań wstępnych, przeprowadzonych na podłożu, na którym następnie odbywały się badania zasadnicze [93]. Ciśnienie w ogumieniu kół tylnych (opona 12.4 R 28 121 A8) wynosiło 60 kPa, zgodnie z wytycznymi producenta opon [78].

Masę ciągnika $m_c = 2150$ kg i rozkład masy na osie ($m_t = 1320$ kg i $m_p = 830$ kg) określono ważąc ciągnik na wadze pomostowej. Masowe momenty bezwładności kół wyznaczono na stanowisku laboratoryjnym (metodą trzech nici): przedniego o masie $m_{kp} = 25,4$ kg, $I_{kp} = 1,86$ kg·m² i tylnego o masie $m_{kt} = 102,7$ kg, $I_{kt} = 19,1$ kg·m² [127].

Ciągnik wyposażony jest w tylny trzypunktowy układ zawieszenia narzędzi zgodny z PN-77/R-36110 (kategoria 2 wg ISO). Podnośnik hydrauliczny jest napędzany tłokowym siłownikiem hydraulicznym, zasilanym czterocylindrową pompą tłoczkową o wydatku $15,0$ dm³·min⁻¹ i ciśnieniu maksymalnym 14 MPa przy prędkości znamionowej silnika. Sterowanie wydatkiem pompy odbywa się dzięki tłumieniu przepływu na jej wejściu. Układ zawieszenia narzędzi, wyposażony w mechaniczną regulację siłową i pozycyjną, umożliwia również „pływające” połączenie narzędzia z ciągnikiem [91, 219].

Metody określania współrzędnych położenia narzędzia zawieszzonego względem ciągnika i wyznaczania wypadkowej siły oporów narzędzia oddziałującej na ciągnik podczas funkcjonowania w warunkach polowych zostały opracowane przez autora [97, 98].

6.2.2. Charakterystyki zawieszanych narzędzi

Do badań polowych wykorzystano zasadnicze (podstawowe) narzędzia do uprawy gleby, tj. pług i kultywator [133]. Dobór narzędzi był uwarunkowany możliwością uzyskania siłą uciągu przez oprzyrządowany ciągnik. Pług zawieszany U021/1 z dwoma korpusami do orki szybkościowej charakteryzował się następującymi cechami: szerokość robocza b_{np} od 0,65 m do 0,75 m, głębokość robocza a_{np} maksymalna 0,28 m, masa $m_{pl} = 234$ kg [125, 133]. Drugim narzędziem zawieszonym był kultywator U417/1. Ze względu na zastosowane ciężkie zęby sprężynowe o szerokości skrawania 0,27 m (jednej gęsiostópki), przekonstruowano sposób mocowania i liczbę zębów. Uwzględniając warunki agrotechniczne dla tego typu narzędzi [17] zamocowano pięć zębów, w wyniku czego uzyskano szerokość roboczą kultywatora $b_{nk} = 2,13$ m, przy możliwości pracy do głębokości $a_{nk} = 0,20$ m i masie $m_{ku} = 226$ kg [133].

6.2.3. Charakterystyka gleby

Istotnym zagadnieniem podczas procesu funkcjonowania agregatu maszynowego jest określenie właściwości gleby, z jednej strony jako podłoża, po którym porusza się ciągnik, z drugiej jako środowiska charakteryzującego właściwości skrawania przez narzędzie. Gleba jest ośrodkiem porowatym, zawiera-

jącym składniki stałe i płynne (ciekłe i gazowe). Do pierwszych zalicza się cząstki mineralne, organiczno-mineralne i organiczne. Składnikiem ciekłym jest woda, w której rozpuszczone są związki mineralne i organiczne, czyli tzw. roztwór glebowy, a gazowym powietrze i lotne składowe rozkładu części organicznych. Stężenie i skład jakościowy roztworu glebowego są różne w rozmaitych glebach.

Do badań polowych wybrano pięć profili glebowych wg kryteriów stosowanych w Systematyce gleb polskich [216]. Z wytypowanych powierzchni pól pobrano próby do analiz laboratoryjnych i oznaczono:

- skład granulometryczny metodą areometryczną Bouyoucosa-Casagrande'a w modyfikacji Prószyńskiego, grupy granulometryczne ustalono wg normy BN-78/9180-11,
- gęstość objętościową przy użyciu cylinderków o pojemności 100 cm³, po wysuszeniu w temperaturze 105°C,
- gęstość fazy stałej z piknometru,
- zawartość substancji organicznej poprzez spalanie prób w temperaturze 550°C,
- porowatość ogólną z wyliczenia na podstawie gęstości objętościowej i właściwej,
- wilgotność aktualną – metodą suszarkową,
- barwę gleby za pomocą atlasu Munsella (w stanie świeżym),
- właściwości retencyjne (krzywe pF) – określono w aparacie Richardsa metodą komór nisko- i wysokociśnieniowych dla punktów pomiarowych pF 2,0; 2,7; 3,4 i 4,2,
- odczyn w H₂O i KCl – potencjometrycznie,
- zawartość CaCO₃ – aparatem Scheiblera przy użyciu kwasu solnego.

Skład granulometryczny w istotny sposób różnicuje utwory glebowe pod względem zdolności przewodzenia i magazynowania wody, a więc wpływa na stosunki wodno-powietrzne w glebach.

Odpowiedni poziom zwięzłości (wytrzymałości) gleby jest niezbędny dla ruchu agregatów maszynowych. Wytrzymałość gleby na ścinanie, mające istotne znaczenie przy uprawie i badaniach trakcyjnych, może zmieniać się w szerokich granicach – od stanu prawie płynnego, aż do kruchych pęknięć. Zagęszczanie gleby oznacza przyrost jej gęstości wywołany naciskiem przekraczającym odporność struktury gleby. Miernikami zagęszczenia są: gęstość gleby, objętość porów lub ich rozmieszczenie i wymiarów oraz opór gleby, mierzony penetrometrem – opór wnikania penetrometru. Pożądane wartości gęstości gleby i zawartości substancji organicznych wynoszą: dla gleb piaszczystych 1,51÷1,53 g·cm⁻³ i 1%, dla mułów gliniastych 1,41÷1,46 g·cm⁻³ i 1,8%, dla gleb kredowych 1,28÷1,30 g·cm⁻³ i 5,5% [207]. Badania wykazały, że zwiększenie zagęszczenia gleby o 0,2 g·cm⁻³ powoduje zmniejszenie plonów o 18%. Jednorazowe spulchnienie nie daje pożądanego efektu, jeżeli nie łączy się z nim stabilizacja efektu spulchniającego.

Wielkości potrzebne do przeprowadzenia analiz procesu funkcjonowania agregatu maszynowego przyjęto na podstawie danych fabrycznych ciągnika

i narzędzi, jak również dokonanych badań laboratoryjnych: silnika i układu przeniesienia napędu oraz systemów sterowania układem zawieszania narzędzi, a także pomiarów geometrycznych charakteryzujących ciągnik i jego połączenie z narzędziem. Określenie cech eksploatacyjno-trakcyjnych agregatu przeprowadzono również podczas badań polowych.

6.3. STANOWISKO BADAWCZE

Zestawione obiekty, ciągnik z kultywATOREM oraz ciągnik z pługiem jako agregaty maszynowe przedstawiono na rysunku 6.1.

Ciągnik Ursus MF 235 wyposażono w odpowiednią aparaturę pomiarową i oprzyrządowano w taki sposób, aby można było dokonywać badań różnych czynników w warunkach naturalnych (polowych), w tym także badań umożliwiających weryfikację przeprowadzonych analiz teoretycznych oraz uzyskanie niezbędnych danych wejściowych do przeprowadzania symulacji komputerowej procesu funkcjonowania agregatu maszynowego wg przedstawionego programu komputerowego (rozdz. 5) i weryfikacji uzyskanych wyników symulacji.

Na ciągniku zamontowano sterujący elektronicznie tylnym układem zawieszania narzędzi system EHR firmy Bosch [43, 121] w taki sposób, aby alternatywnie można było sterować pracą narzędzia za pomocą systemów – oryginalnego (mechanicznego) lub elektronicznego [89].

Układ pomiarowo-rejestrujący przedstawiono na rysunku 6.2, natomiast schemat blokowy tego układu na rysunku 6.3. Składał się on z trzech przetworników A/C Spider 8 [64] oraz czujników odwzorowujących mierzone wielkości.

Do zapisu rejestrowanych wielkości zastosowano przenośny komputer Panasonic CF-28. Zainstalowano program Catman V2.1 firmy HBM, służący do obsługi przetworników Spider 8 i przetwarzania zapisanych sygnałów [66].

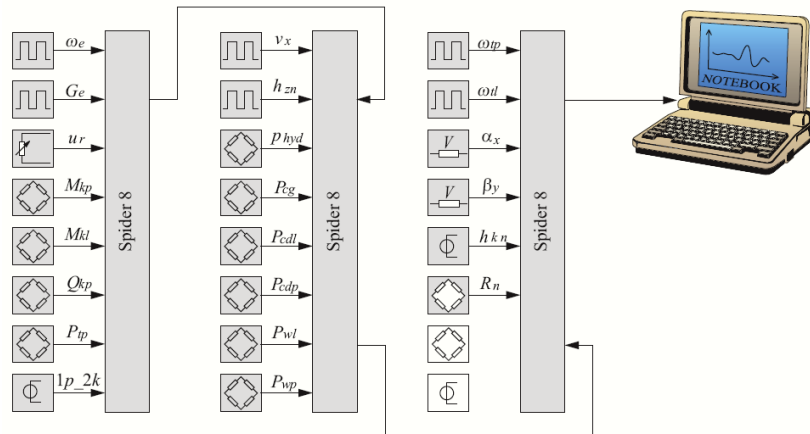
Przetworniki połączono w sposób umożliwiający jednoczesną rejestrację sygnałów w czasie rzeczywistym. Do poszczególnych przetworników podłączono czujniki mierzące następujące wielkości:

- prędkość kątową wału korbowego silnika ω_e – czujnik indukcyjny PCID-2ZN (rys. 6.4a) [69],
- objętościowe zużycie paliwa V_e – paliwomierz flowtronic 215/217 (rys. 6.4b) [111, 140],
- sygnał sterowania dawkowaniem paliwa u_r – czujnik potencjometryczny MM30 [69] współpracujący z opracowaną, wykonaną i zamontowaną krzywką (rys. 6.4a), aby otrzymać charakterystykę liniową urządzenia sterującego pompą wtryskową,
- moment skracający napędową półoś prawą M_{kp} i lewą M_{kl} ; czujniki tensometryczne (zamontowane tak na półosiach, że reagowały jedynie na zmianę momentu skracającego, niezależnie od momentów gnących, jakie obciążały półosie) w układzie pełnego mostka, podłączone przez głowice komutacyjne SK6 (rys. 6.5) [65] z przetwornikiem A/C,

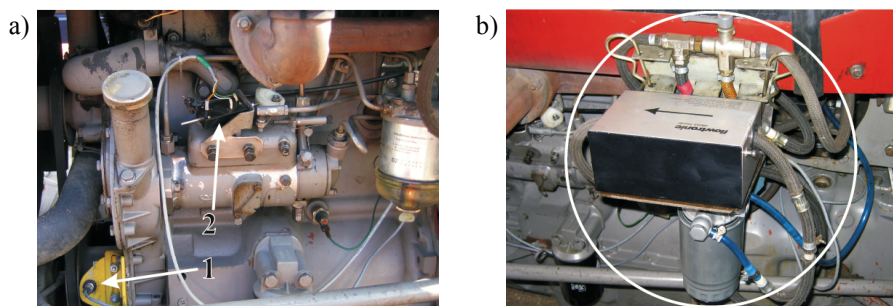
- siłę normalną reakcji podłoża na koło napędowe Q_{tp} oraz siłę poziomą działającą na obudowę półosi napędowej P_{tp} – czujniki siły U9B firmy HBM (rys. 6.6) [63],
- prędkości kątowe kół napędowych ciągnika, prawe ω_{kp} i lewe ω_{kl} – czujniki indukcyjne PCID-2ZN (rys. 6.6) [69],
- siły w cięgłach układu zawieszenia narzędzia: górnym P_{cg} oraz dolnych (lewe P_{cdl} i prawe P_{cdp}) – elastomagnetyczne czujniki siły systemu EHR (rys. 6.7),
- siły w wieszakach układu zawieszenia narzędzia: lewe P_{wl} i prawe P_{wp} – czujniki tensometryczne w układzie pełnego mostka (rys. 6.7),
- położenie osi kół napędowych względem podłoża h_{kn} – ultradźwiękowy czujnik analogowy UM 30-300 A-HP (rys. 6.7) [69],
- ciśnienie oleju hydraulicznego w układzie zawieszania (podnoszenia) narzędzia p_{hyd} – czujnik ciśnienia P8AP firmy HBM (rys. 6.8) [62],
- położenie narzędzia względem ciągnika h_{zn} – czujnik systemu EHR firmy Bosch (rys. 6.9) [43],
- rzeczywistą prędkość liniową ciągnika v_x – radar firmy Dickey John velocity sensor, model DJRVSII (rys. 6.10 i 6.11) [41],
- długość odcinka pomiarowego L_{xd} – bezkontaktowy czujnik przebytej drogi CORREVIT L-400 firmy CORRSYS-DATRON [35],
- kąty pochylenia ciągnika, wzdłużny α_x i poprzeczny β_y – inklinometr (dual axis AccuStar II/DAS-20) firmy Lucas (rys. 6.12) [2],
- sygnalizowanie początku $1p$ i końca $2k$ pomiaru – optoelektroniczny czujnik odbiciowy SCOO-1000ZN [69],
- zwiężłość gleby – zwiężłościomierz, tzn. penetrometr z wciskanyim stożkiem, przekrój pola powierzchni stożka 320 mm^2 (rys. 6.13).



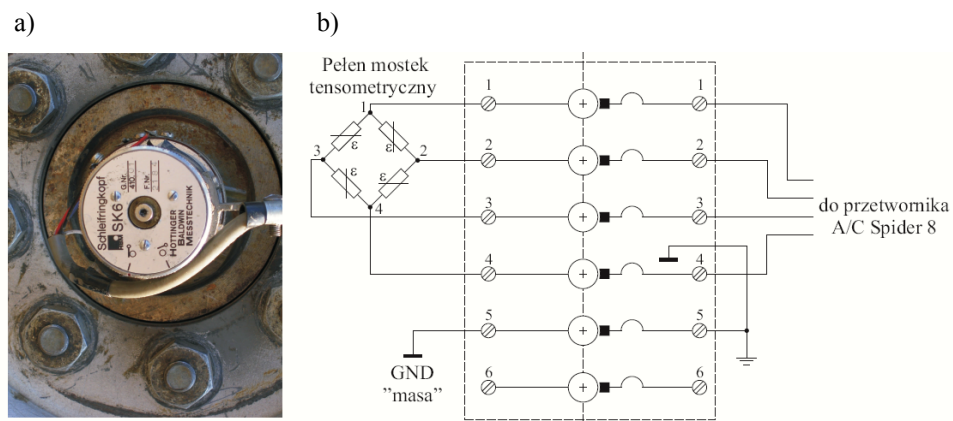
Rys. 6.2. Widok układu pomiarowo-rejestrującego



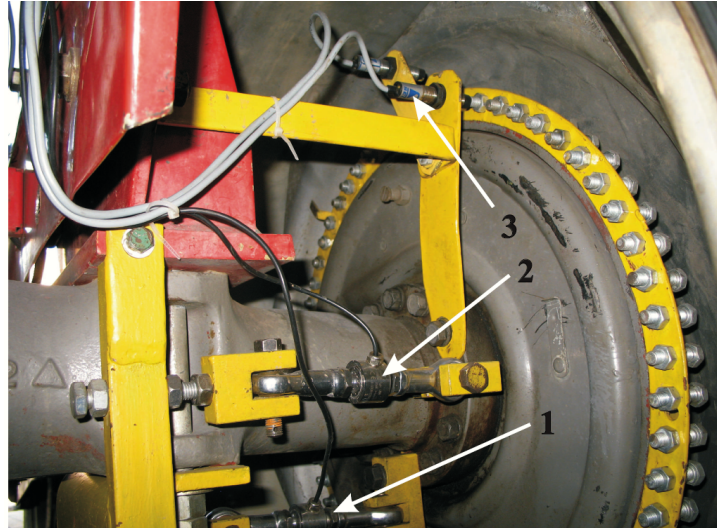
Rys. 6.3. Schemat blokowy układu pomiarowo-rejestrującego



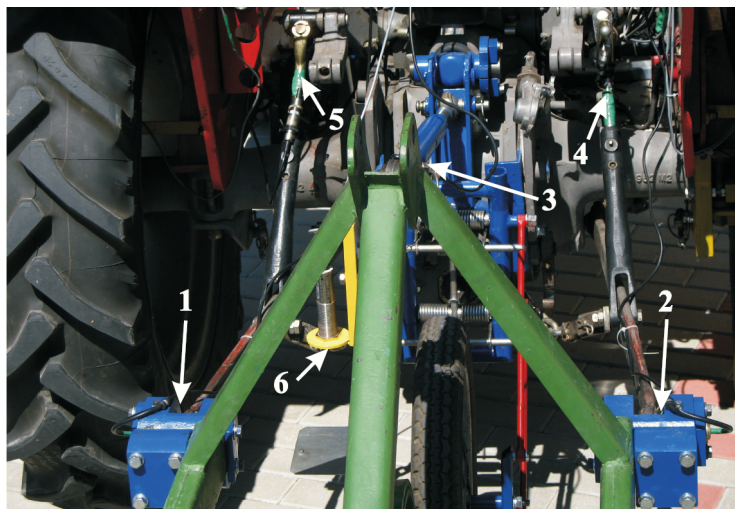
Rys. 6.4. Widok czujników zamontowanych na silniku: a) czujnik indukcyjny PCID-2ZN (1), czujnik potencjometryczny MM30 (2), b) paliwomierz flowtronic 215/217



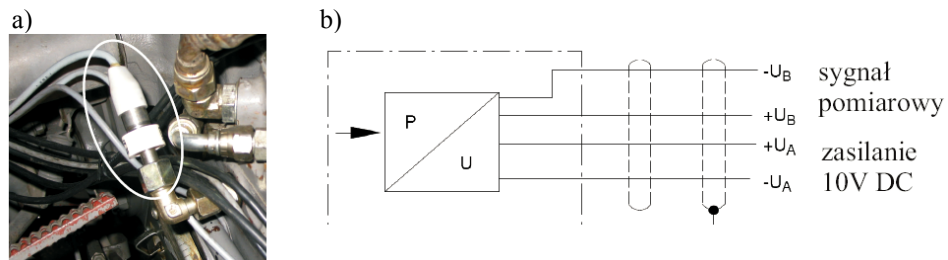
Rys. 6.5. Głowica komutacyjna SK6: a) widok zamontowanej głowicy do półosi napędowej, b) schemat podłączenia pełnego mostka tensometrycznego



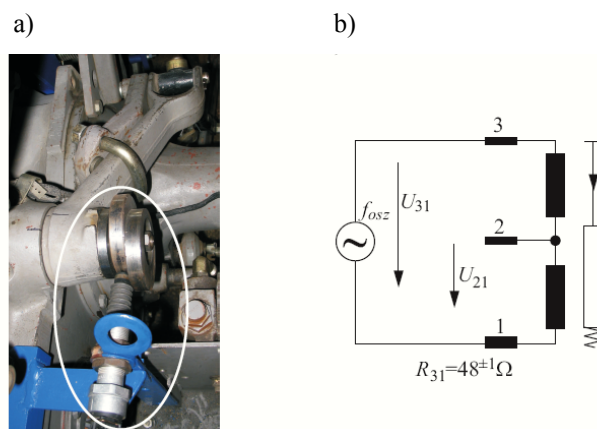
Rys. 6.6. Widok oprzyrządowanej prawej pochwy tylnego mostu: 1 i 2 – czujniki U9B do pomiaru sił (pionowej i poziomej), 3 - czujnik prędkości kątowej koła napędowego



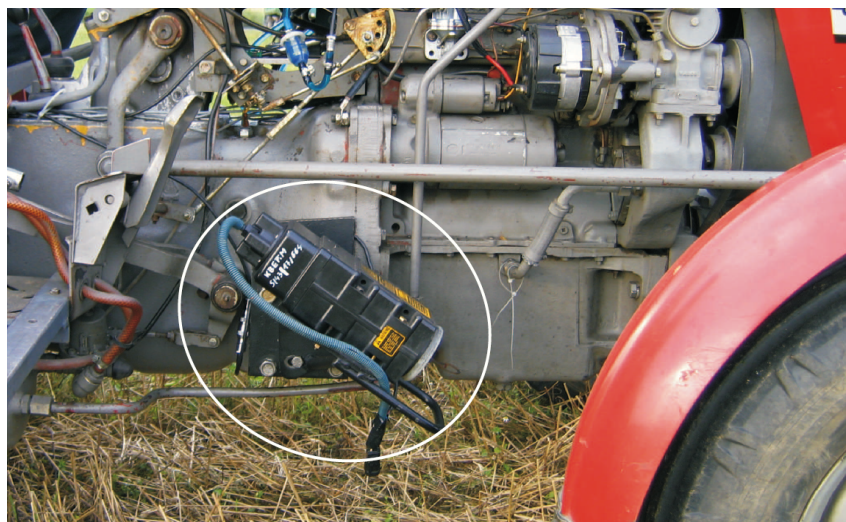
Rys. 6.7. Widok tylnego trzypunktowego układu zawieszenia narzędzi z czujnikami: 1, 2 i 3 – siły wciągach dolnych (lewym, prawym) i górnym, 4 i 5 – siły w wieszakach (prawy i lewy), 6 – położenia osi kół napędowych względem podłoża



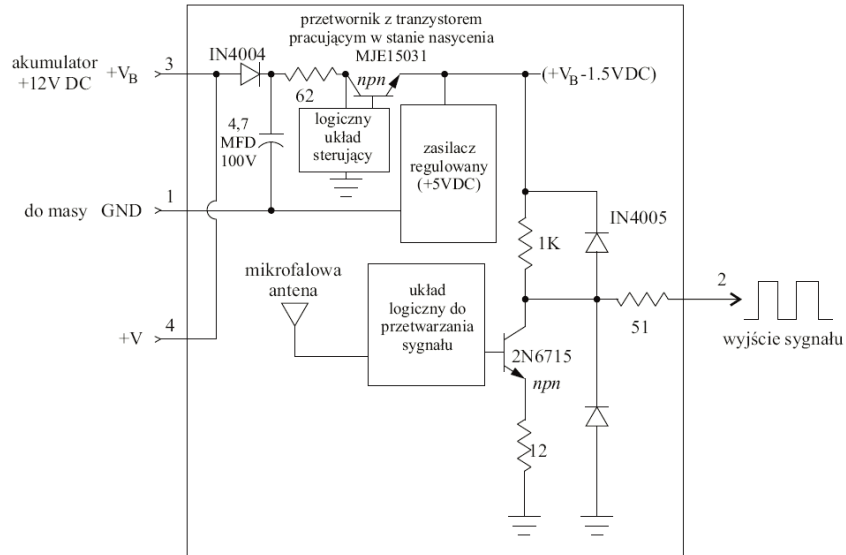
Rys. 6.8. Czujnik ciśnienia oleju hydraulicznego w układzie zawieszenia narzędzia: a) widok ogólny, b) schemat elektryczny



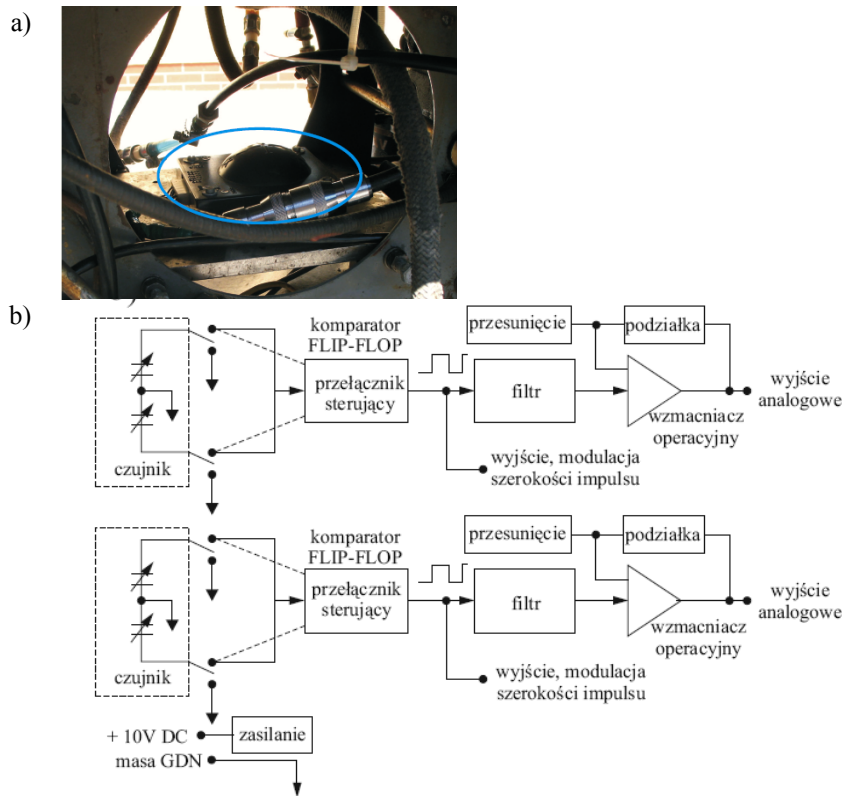
Rys. 6.9. Czujnik położenia narzędzia systemu EHR: a) widok ogólny, b) schemat elektryczny



Rys. 6.10. Czujnik prędkości liniowej ciągnika (radar DJRVSII)



Rys. 6.11. Schemat blokowy czujnika prędkości liniowej – radaru

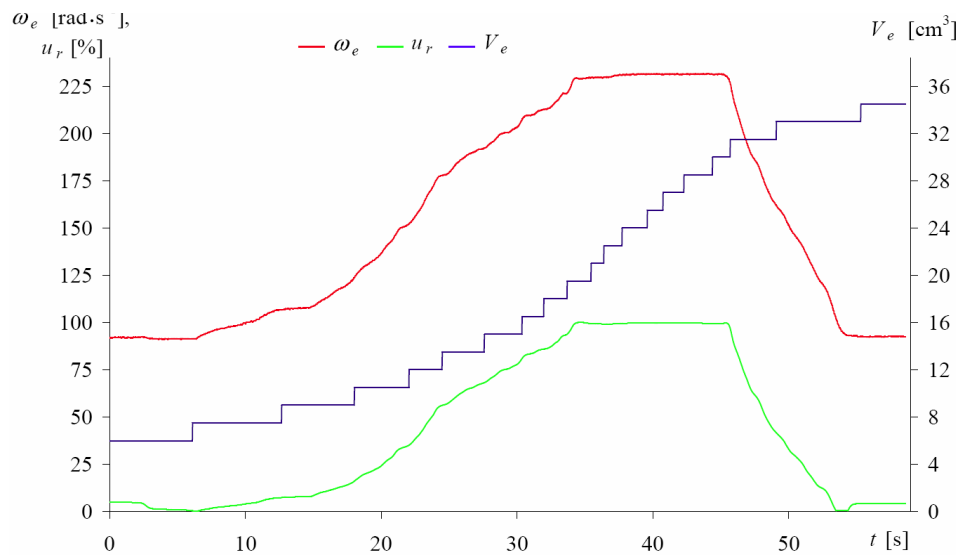


Rys. 6.12. Inklinometr AccuStar II/DAS-20: a) widok ogólny, b) schemat elektryczny

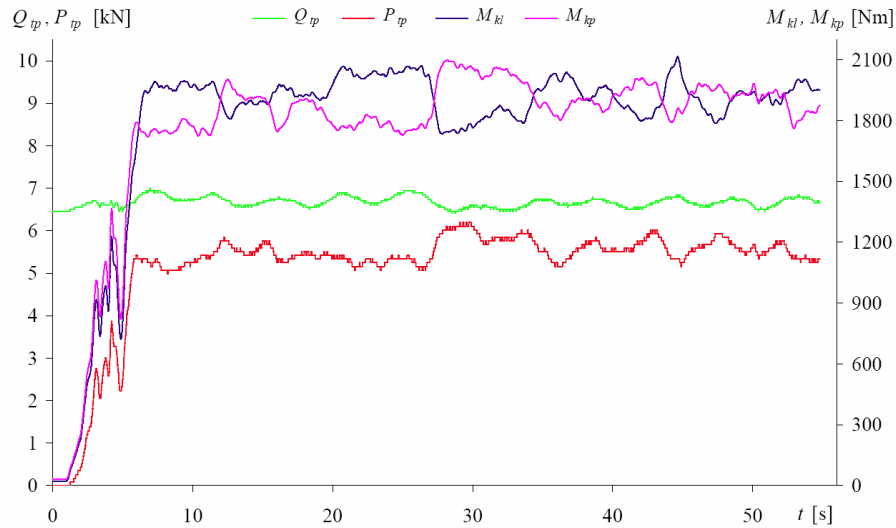


Rys. 6.13. Zwięźłościomierz zamontowany na mobilnym stanowisku badawczym

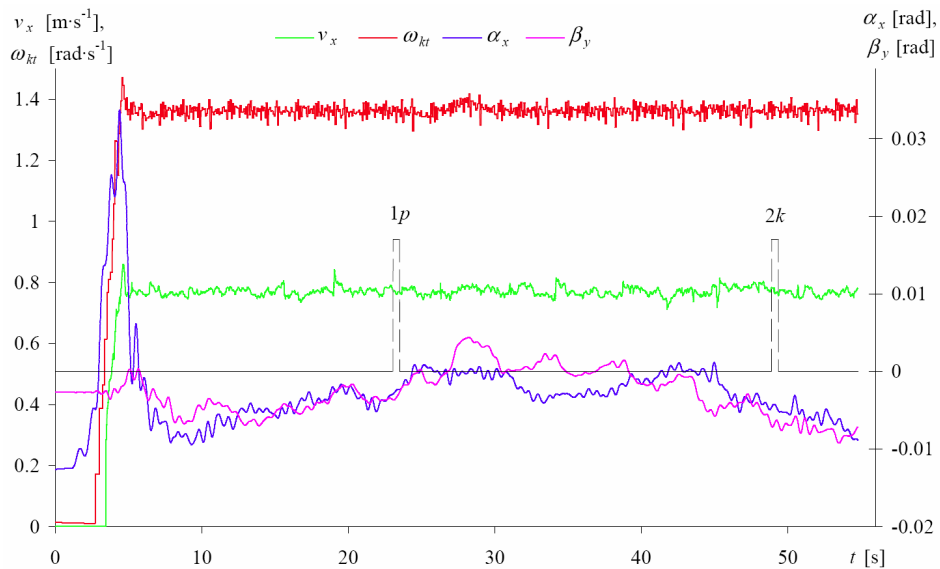
Wymieniona powyżej aparatura pomiarowa została skalibrowana i sprawdzona podczas realizacji badań wstępnych. Na rysunkach 6.14÷6.18 przedstawiono przykładowe zmiany w funkcji czasu mierzonych i zarejestrowanych wielkości fizycznych.



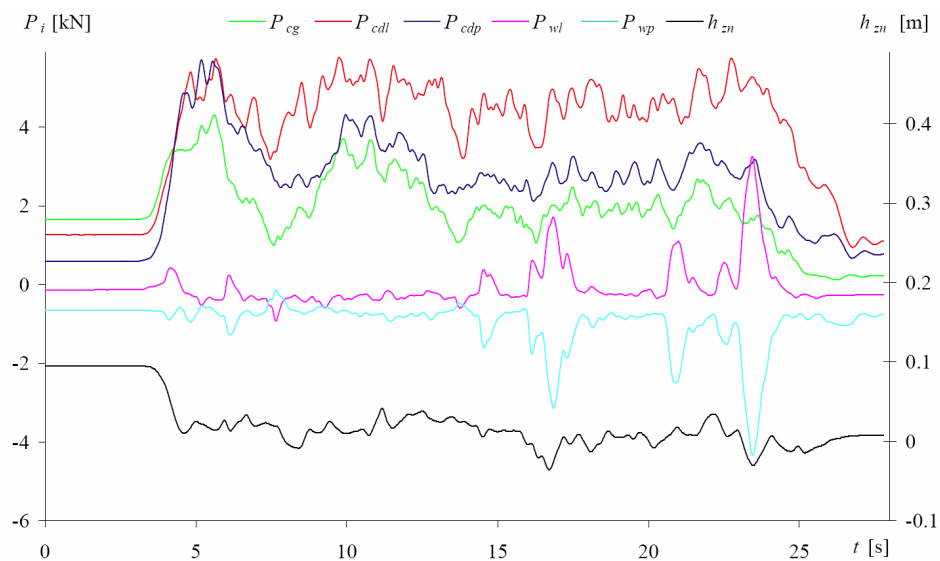
Rys. 6.14. Przykładowe zmiany prędkości kątowej silnika ω_e i chwilowego zużycia paliwa V_e dla różnych wartości sygnału sterującego u_r , w funkcji czasu



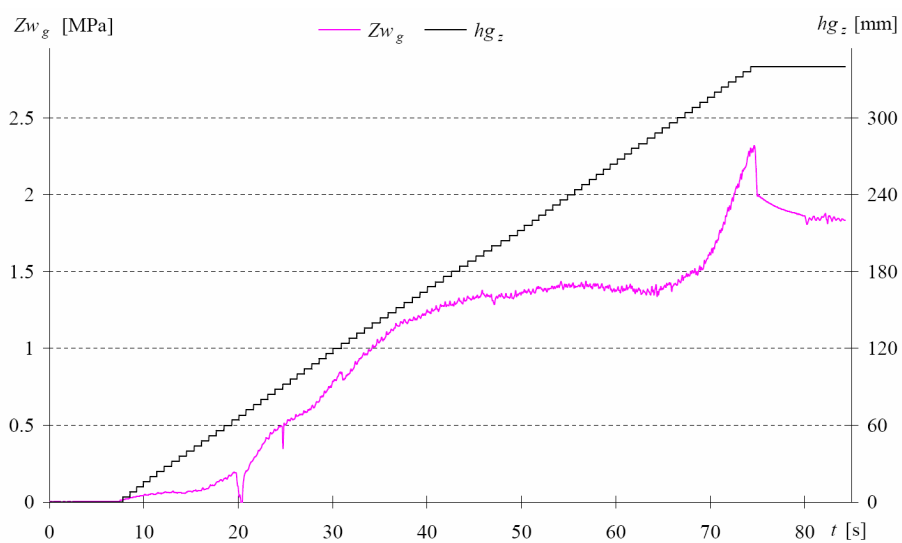
Rys. 6.15. Przykładowe zmiany siły wypadkowej reakcji podłoża na koło napędowe Q_{tp} i siły poziomej działającej na obudowę półosi napędowej P_{tp} oraz momentów skręcających napędowe półosie (lewą M_{kl} i prawą M_{kp}), w funkcji czasu



Rys. 6.16. Przykładowe zmiany prędkości rzeczywistej v_x ciągnika i prędkości kątowej ω_{kt} prawego koła napędowego oraz zmiana kątów pochylenia ciągnika (wzdłużny α_x i poprzeczny β_y), w funkcji czasu. Odcinek pomiarowy oznakowano: początek – $1p$, koniec – $2k$



Rys. 6.17. Przykładowe zmiany sił w cięgłach tylnego układu zawieszenia narzędzia: górnym P_{cg} i dolnych (lewe P_{cdl} , prawe P_{cdp}) oraz sił w wieszakach (lewym P_{wl} i prawym P_{wpr}), a także położenie h_{zn} układu względem ciągnika, w funkcji czasu



Rys. 6.18. Przykładowe zmiany zwięzłości Zw_g gleby (piasek słabo gliniasty) i zagłębienia stożka zwięzłościomierza hg_z , w funkcji czasu

Przedstawione mobilne stanowisko badawcze i przeprowadzone badania testowe oraz analiza zarejestrowanych przebiegów wielkości potwierdzają przydatność tego stanowiska do przeprowadzenia badań polowych.

6.4. REALIZACJA BADAŃ POLOWYCH

Badania polowe agregatu maszynowego były realizowane na scharakteryzowanych glebach. Graf badań (rys. 6.19) przedstawia sposób wykonania pomiarów, czyli postępowanie eksperymentatora w trakcie realizacji badań polowych. Poszczególne poziomy (indeksy) grafu oznaczają:

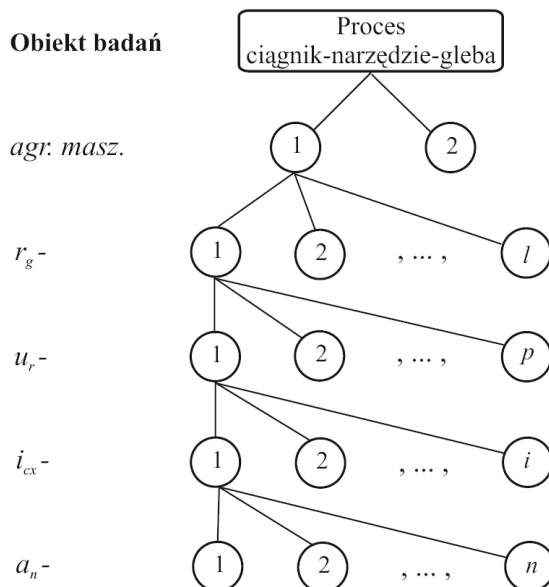
agr. masz. – 1) ciągnik z kultywátorem, 2) ciągnik z pługiem,

r_g – pięć profili glebowych,

u_r – cztery wartości (50%, 75%, 85%, 100%) sygnału sterującego dawkowaniem paliwa silnika spalinowego,

i_{cx} – trzy wartości (100,308, 74,685, 50,241) przełożenia całkowitego w układzie przeniesienia napędu,

a_n – trzy wartości głębokości skrawania gleby za pomocą: kultywatora – 0,08 m, 0,12 m, 0,16 m; pługa – 0,2 m, 0,24 m, 0,28 m.



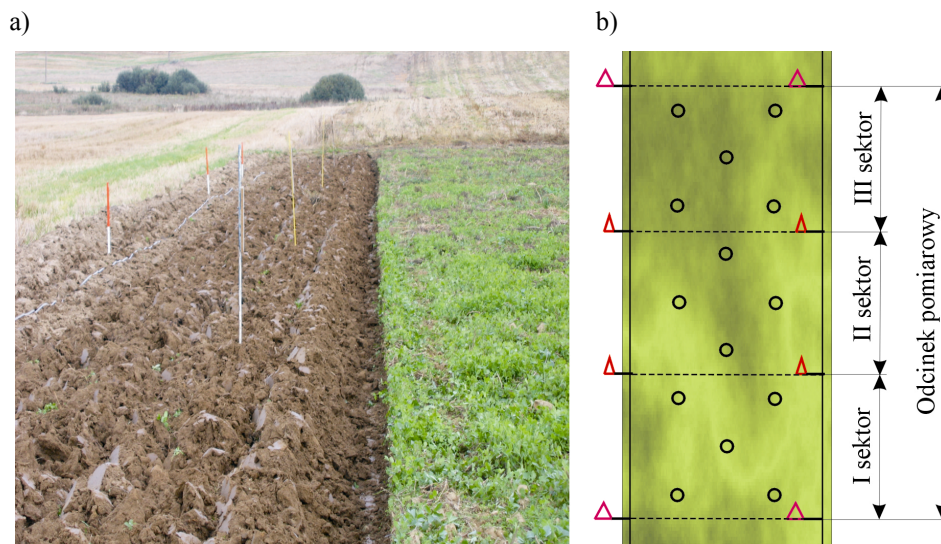
Rys. 6.19. Graf badań polowych

Na dalszym etapie badań użyto ciągnika z kultywátorem poruszającego się na ściernisku (kolejno na poszczególnych profilach glebowych), następnie z pługiem, a na zaoranej odleżałej glebie z kultywátorem (ze względów agrotechnicznych). Zabiegi wykonywane kultywátorem polegały na spalchnianiu, kruszeniu i mieszaniu gleby bez jej odwracania, a pługiem na wycinaniu pasm zwanych skibami, odwracaniu ich, kruszeniu i mieszaniu. Umożliwiają one m.in. regenerowanie zniszczonej struktury wierzchniej gleby.

Przed przystąpieniem do badań polowych na danej glebie wyznaczono obszar (poletko) doświadczalny (rys. 6.20). Następnie na poletku dokonano pomiarów zwięzłości gleby według schematu przedstawionego na rysunku 6.21b oraz pobrano próbki gleby w celu określenia właściwości profilu glebowego.



Rys. 6.20. Widok wyznaczonego pola do badań



Rys. 6.21. Odcinek pomiarowy z sektorami: a) widok (gleba – pył gliniasty bezszkieletowy), b) schemat organizacyjny poletka z zaznaczonymi miejscami (kółkami) pomiaru zwięzłości i pobierania próbek gleby

Podczas każdego przejazdu ciągnika z kultywátorem (rys. 6.22) i pługiem (rys. 6.23) na wyznaczonym odcinku (rys. 6.21b) dokonywano zmiany wartości sygnału sterującego dawkowaniem paliwa, natomiast przełożenie (bieg) i głębokość skrawania pozostawały przy wartościach startowych. Odcinek pomiarowy był podzielony na trzy sektory. W pierwszym i trzecim sektorze przejazd odbywał się ze stałą wartością sygnału sterującego dawkowaniem paliwa, natomiast w drugim dokonywano zmiany wartości sygnału.



Rys. 6.22. Ciągnik z kultywatorem na glebie – glina ciężka bezszkieletowa



Rys. 6.23. Ciągnik z pługiem na glebie – piasek słabo gliniasty

W trakcie każdego przejazdu agregatu maszynowego rejestrowano, m.in., sygnały następujących wielkości:

- prędkości kątowej silnika ω_e i położenia urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa silnika u_r ,
- objętościowego zużycia paliwa V_e ,

- siły wypadkowej reakcji podłoża na koło napędowe Q_{tp} ,
- siły poziomej działającej na obudowę półosi napędowej P_{tp} ,
- momentu obrotowego na lewej półosi tylnego koła napędowego M_{kl} ,
- momentu obrotowego na prawej półosi tylnego koła napędowego M_{kp} ,
- prędkości rzeczywistej ciągnika v_x ,
- prędkości kątowej lewego koła napędowego ω_{kl} ,
- prędkości kątowej prawego koła napędowego ω_{kp} ,
- sił w cięgłach układu zawieszenia narzędzia: górnym P_{cg} i dolnych (lewe P_{cdl} , prawe P_{cdp}) oraz sił w wieszakach (lewy P_{wl} i prawy P_{wp}), a także położenie h_{zn} ,
- pochylenia ciągnika (wzdłużne α_x i poprzeczne β_y).

6.5. WYNIKI BADAŃ POLOWYCH

6.5.1. Wyniki pomiarów parametrów pracy agregatu maszynowego

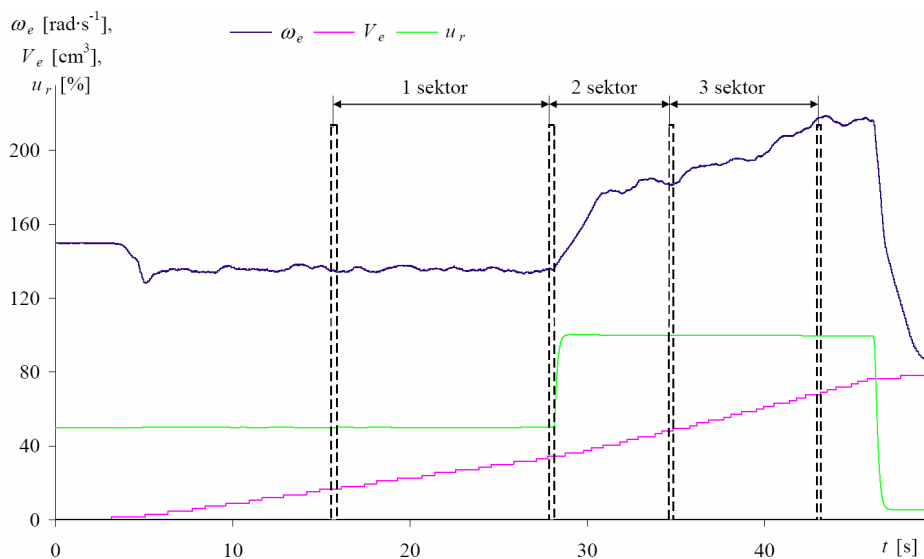
Przykładowe zarejestrowane przebiegi sygnałów na odcinku pomiarowym przy wymienionych powyżej wariantach pracy agregatu maszynowego pokazano na kolejnych rysunkach.

Na rysunkach 6.24÷6.30 przedstawiono zarejestrowane przebiegi: prędkości kątowej silnika, sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa, zużycia paliwa, momentów obrotowych na półosiach napędowych, sił normalnych składowych wypadkowych reakcji podłoża na prawe koło napędowe, sił poziomych działającej na obudowę prawej półosi napędowej, pochylenia poprzecznego i wzdłużnego agregatu. Rejestrowano zmiany przy współpracy ciągnika z narzędziami: kultywatorem (rys. 6.24, 6.26, 6.28), pługiem (rys. 6.25, 6.27, 6.29) oraz łącznie pługiem i kultywatorem (rys. 6.30), gleba – pył gliniasty bezszkieletowy.

Układ przeniesienia napędu miał przełożenie całkowite $i_{c5} = 50,241$ – piąty bieg. Parametry pracy podczas skrawania gleby były następujące:

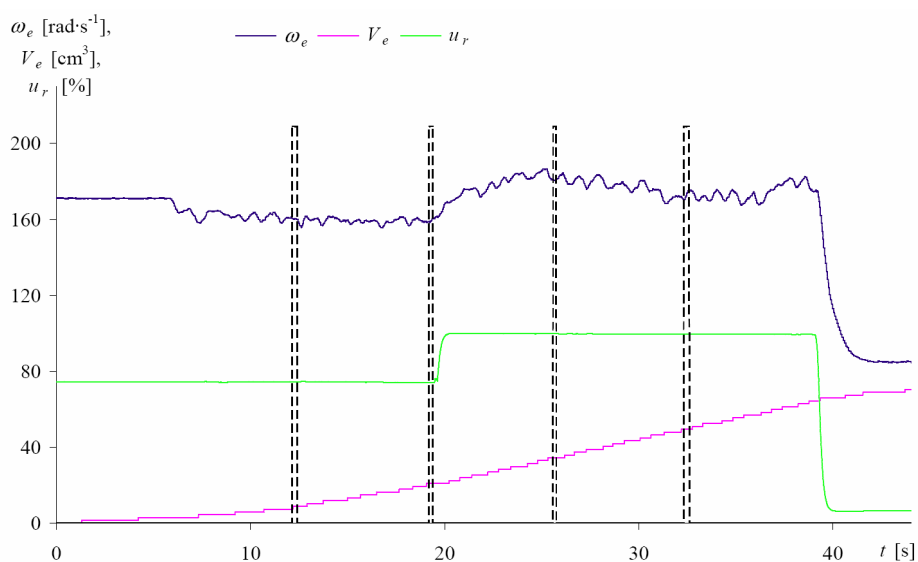
- głębokość 0,16 m, szerokość 1,35 m (jeden ząb – 0,27 m), przekrój pola powierzchni $0,22 \text{ m}^2$ – przy skrawaniu za pomocą kultywatora;
- głębokość 0,28 m, szerokość 0,75 m, pole powierzchni $0,21 \text{ m}^2$ – przy skrawaniu za pomocą pługa.

Z przedstawionych przebiegów prędkości kątowej silnika (rys. 6.24) wynika, że w pierwszym sektorze zmienności tej prędkości charakteryzują się stosunkowo niewielkimi pod względem amplitudy i okresu wahaniami przy stałym sygnale urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa. Natomiast w drugim sektorze nastąpiła zmiana tego sygnału, co spowodowało znaczny liniowy przyrost prędkości kątowej do pewnej wartości (około $180 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$), a następnie przyrost był bardziej powolny i ostatecznie, dopiero pod koniec trzeciego sektora, silnik osiągnął znamionową prędkość kątową (na kolejnych rysunkach oznaczenie sektorów – jak na rysunku 6.24).



Rys. 6.24. Zmiany w czasie prędkości kątowej silnika ω_e , sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r i zużycia paliwa V_e oraz zaznaczone sektory za pomocą znaczników – linia przerywana. Przejazd ciągnika z kultywátorem (gleba – pył gliniasty bezszkieletowy)

W celu porównania zarejestrowanych tych samych wielkości podczas przejazdu ciągnika z kultywátorem dokonano przejazdu z pługiem (rys. 6.25).



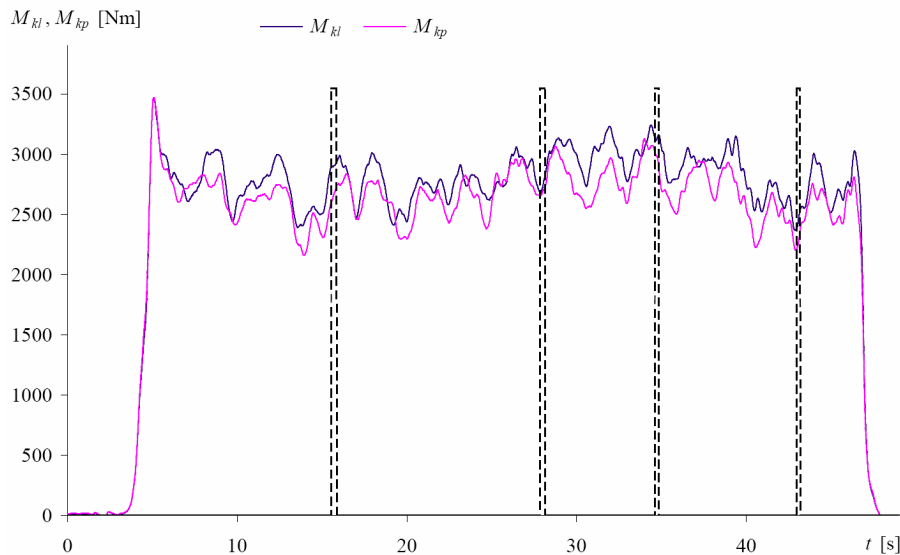
Rys. 6.25. Zmiany w czasie prędkości kątowej silnika ω_e , sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r i zużycia paliwa V_e oraz zaznaczone odcinki sektorów – linia przerywana. Przejazd ciągnika z pługiem (gleba – pył gliniasty bezszkieletowy)

Przebiegi prędkości kątowej silnika charakteryzują się we wszystkich sektorach znaczną zmiennością pod względem amplitudy i okresu wahań, przy stałym położeniu urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa (1 sektor), jak również po jego zmianie (100% w drugim sektorze). Silnik ciągnika w drugim i trzecim sektorze nie osiągnął znamionowej prędkości kątowej.

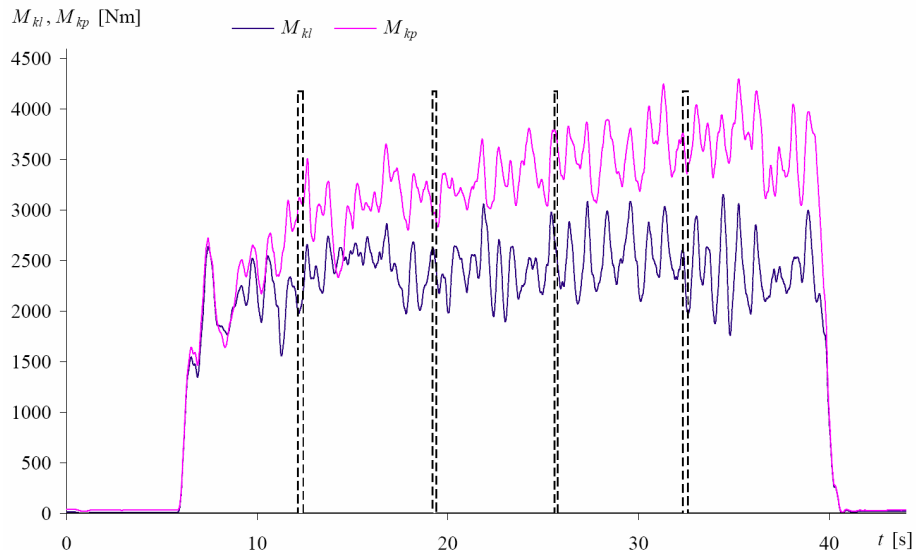
Następne porównanie dotyczy przebiegów momentów obrotowych na półosiach napędowych: praca ciągnika z kultywátorem (rys. 6.26) oraz z pługiem (rys. 6.27) – w warunkach połowych jak powyżej.

Z przedstawionych przebiegów wynika, że zmienność momentów obrotowych M_{kl} i M_{kp} , ma znaczną amplitudę i stosunkowo małą częstotliwość. Momenty na obu półosiach mają zbliżoną wartość w tym samym przedziale czasowym (rys. 6.26).

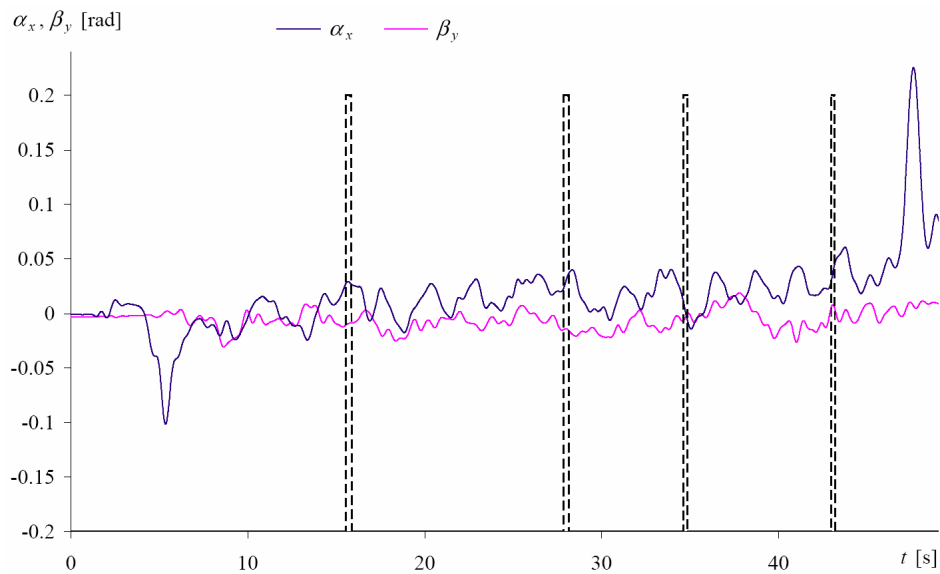
Analizując przebiegi momentów obrotowych M_{kl} i M_{kp} przedstawionych na rysunku 6.27 widać, że charakteryzują się one znaczną zmiennością amplitudy i częstotliwości. Ponadto moment obrotowy prawego koła napędowego jest większy (ok. 40%) od lewego na całym odcinku pomiarowym. Spowodowane jest to odmiennymi warunkami i właściwościami trakcyjnymi podłoża oraz siłami normalnymi i poziomymi działającymi na koła. Koło prawe porusza się w „bruździe”, natomiast lewe po „caliznie”, co skutkuje zmianą kąta pochylenia poprzecznego agregatu maszynowego. Przykładowe zmiany kątów pochylenia poprzecznego β_y i wzdłużnego α_x agregatu, w zależności od współpracującego narzędzia z ciągnikiem, przedstawiono na rysunkach: 6.28 – z kultywátorem, 6.29 – z pługiem.



Rys. 6.26. Zmiany w czasie momentów obrotowych na półosiach napędowych M_{kl} i M_{kp} , przejazd z kultywátorem

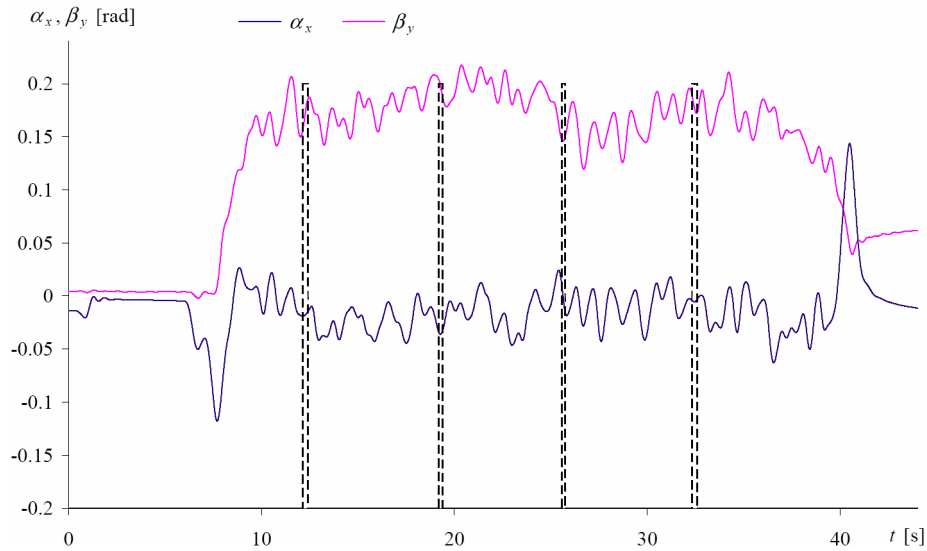


Rys. 6.27. Zmiany w czasie momentów obrotowych na półosiach napędowych M_{kl} i M_{kp} , przejazd z pługiem

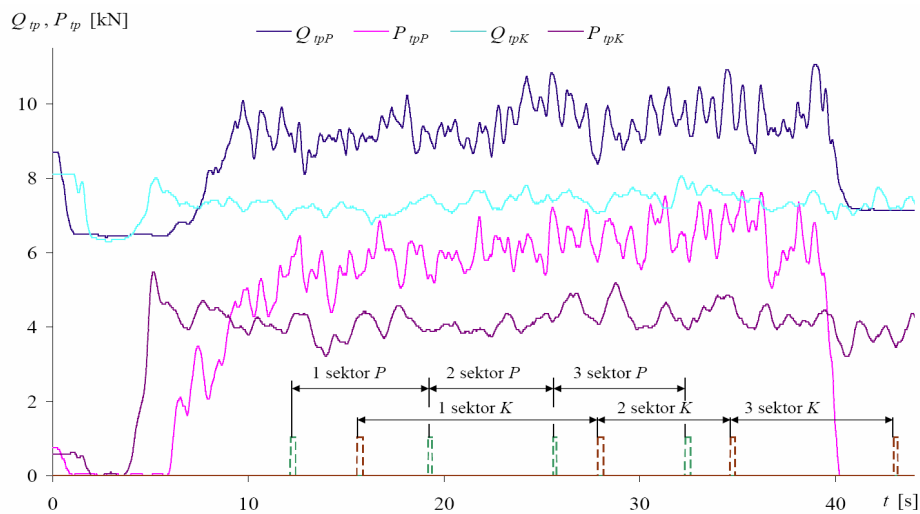


Rys. 6.28. Przykładowe zmiany pochylenia agregatu: kąt wzdłużny α_x , kąt poprzeczny β_y , przejazd z kultywatorem

W celu zobrazowania różnic poszczególnych sił, na rysunku 6.30 przedstawiono przebiegi siły wypadkowej reakcji podłoża na prawe koło napędowe Q_{tp} i siły poziomej działającej na obudowę prawej półosi napędowej P_{tp} .



Rys. 6.29. Przykładowe zmiany pochylenia agregatu: kąt wzdłużny α_x , kąt poprzeczny β_y , przejazd z pługiem

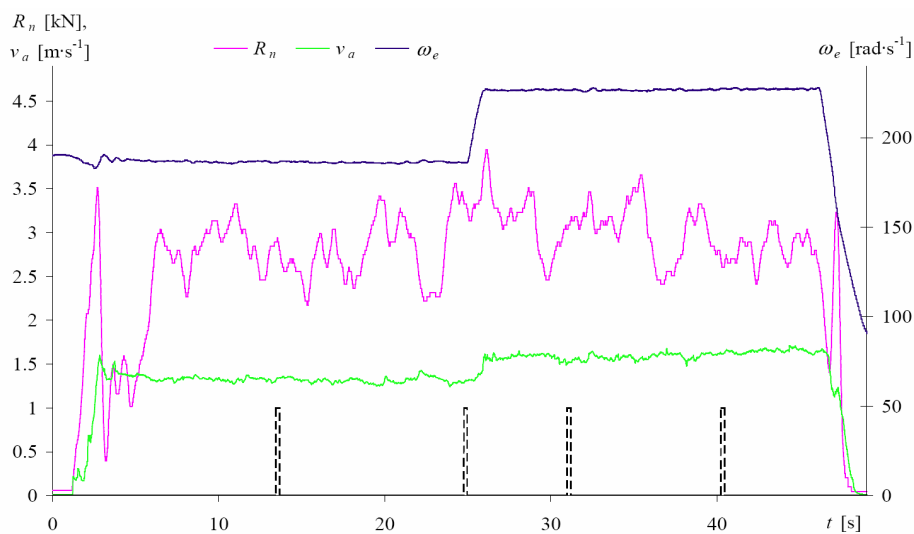


Rys. 6.30. Zestawienie przykładowych zmian wartości wielkości podczas pracy ciągnika z pługiem (indeks P) i kultywátorem (indeks K): siły reakcji podłoża na prawe koło napędowe Q_{tp} i siły poziomej działającej na obudowę prawej półosi napędowej P_{tp} . W dolnej części wykresu oznakowano sektory pomiarowe odnoszące się odpowiednio do narzędzia

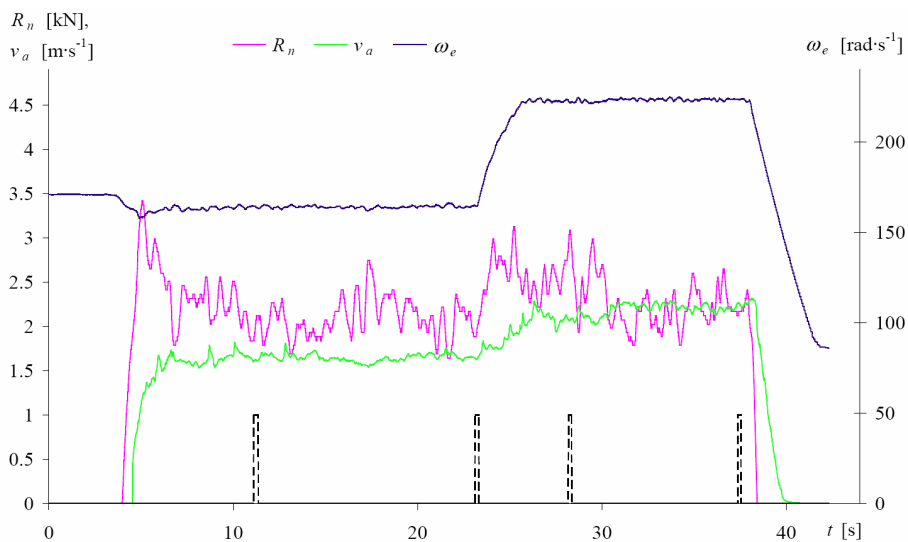
Praca ciągnika z pługiem i kultywátorem była wykonana na tej samej glebie – pyłe gliniastym bezszkieletowym. Z przebiegu tych wielkości wynika, że występują znaczne różnice w siłach poziomych i pionowych w zależności od narzędzia, które spowodowane są odmiennym charakterem procesu funkcjono-

wania agregatu maszynowego, tj. innym zabiegiem uprawowym, pomimo podobnego pola przekroju powierzchni skrawania gleby.

Przebiegi siły oporu narzędzia R_n (pługa przy głębokości 0,2 m) i prędkości rzeczywistej agregatu v_a (przełożenie całkowite 74,685 – czwarty bieg) oraz prędkości kątovej silnika ω_e na glebie – piasek słabo gliniasty, przedstawiono na rysunku 6.31.



Rys. 6.31. Zmiany w czasie siły oporu narzędzia – pługa R_n i prędkości rzeczywistej agregatu v_a oraz prędkości kątovej silnika ω_e , gleba – piasek słabo gliniasty



Rys. 6.32. Zmiany w czasie siły oporu narzędzia – kultywatora R_n i prędkości rzeczywistej agregatu v_a oraz prędkości kątovej silnika ω_e , gleba – piasek słabo gliniasty

Na rysunku 6.32 przedstawiono przebiegi siły oporu narzędzia R_n (kultywator przy głębokości 0,12 m) i prędkości rzeczywistej agregatu v_a (przełożenie całkowite układu napędowego 50,241 – piąty bieg) oraz prędkości kątowej silnika ω_e na glebie – piasek słabo gliniasty.

6.5.2. Wyniki pomiarów właściwości gleb

W wyniku badań laboratoryjnych gleb określono właściwości ich poszczególnych profili:

- a) piasek słabo gliniasty słabo szkieletowy (ps^a) barwy brązowoczarnej w stanie świeżym (10YR 2/2), zawiera 3,12% materii organicznej, odczyn lekko kwaśny (pH_{KCl} 6,4), struktura gruzelkowa – gleba rdzawa właściwa wytworzona z piasku luźnego, grunty orne średniej jakości (klasy bonitacyjnej IVb) kompleksu żytniego słabego,
- b) piasek słabo gliniasty silnie szkieletowy (ps^b) barwy brązowoczarnej w stanie świeżym (7,5YR 3/1), zawiera 3,60% materii organicznej, odczyn obojętny (pH_{KCl} 6,9), struktura gruzelkowa słaba – gleba rdzawa właściwa wytworzona z żwiru piaszczystego, grunty orne słabe (klasy bonitacyjnej V) kompleksu żytniego słabego,
- c) pył gliniasty bezszkieletowy (plg^c) barwy ciemno brązowej w stanie świeżym (10YR 3/3), zawiera 3,60% materii organicznej, odczyn lekko kwaśny (pH_{KCl} 6,5), struktura gruzelkowa średnio trwała – gleba płowa typowa wytworzona z pyłu ilastego, grunty orne dobre (klasy bonitacyjnej IIIa) kompleksu pszennego dobrego,
- d) glina średnia pylasta bezszkieletowa (gsp^d) barwy brązowoczarnej w stanie świeżym (10YR 2/3), zawiera 4,76% materii organicznej, odczyn obojętny (pH_{KCl} 6,8), struktura pryzmatyczna średnia – gleba brunatna właściwa wytworzona z gliny ciężkiej bezszkieletowej, grunty orne dobre (klasy bonitacyjnej IIIa) kompleksu pszennego dobrego,
- e) glina ciężka bezszkieletowa (gc^e) barwy brązowoczarnej w stanie świeżym (10YR 2/3), zawiera 8,37% materii organicznej, odczyn obojętny (pH_{KCl} 7,0), struktura pryzmatyczna gruba – gleba brunatna właściwa wytworzona z łu bezszkieletowego, grunty orne średnio dobre (klasy bonitacyjnej IIIb) kompleksu pszennego dobrego.

Zestawienie właściwości profili glebowych przedstawiono w tabelach 6.1 i 6.2. Pod względem użytkowym za najlepsze uważa się gleby o składzie granulometrycznym glin lekkich w części przypowierzchniowej profilu i nieco zwężlejszym w warstwach głębszych, a także wytworzone z utworów pyłowych zwykłych.

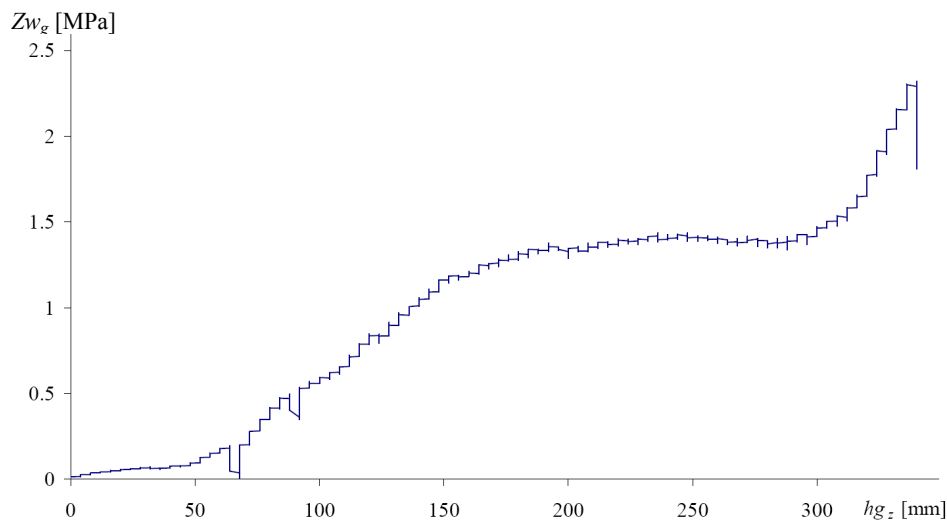
Przykładowe wyniki pomiarów zwężłości gleb przedstawiono na rysunkach 6.33 i 6.34. Z pomiarów zwężłości piasku słabo gliniastego – profil a – wynika, że w przedziale wartości od 50 mm do 170 mm przyrost zwężłości jest wprost proporcjonalny do głębokości, następnie do głębokości 290 mm zwężłość zachowuje stałą wartość – około 1,4 MPa, a po przekroczeniu 300 mm – gwałtownie rośnie.

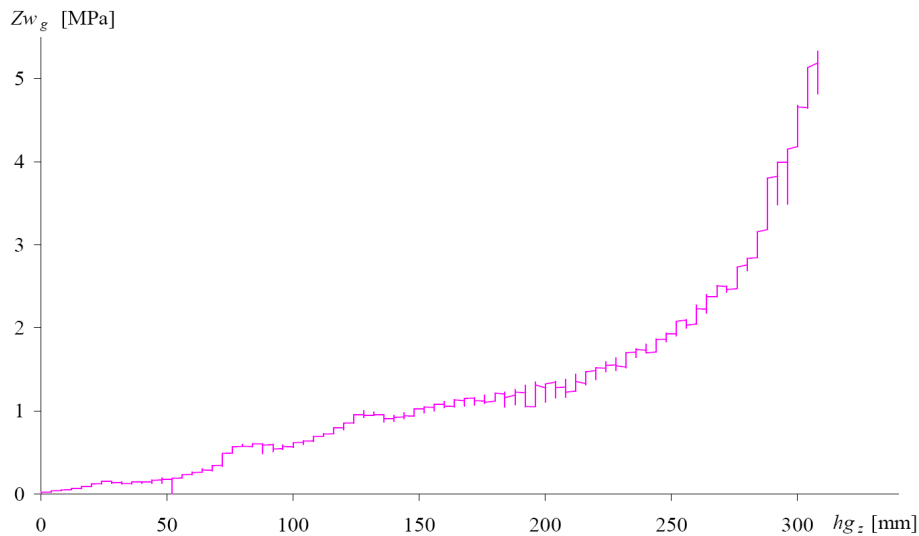
Tabela 6.1. Właściwości fizykochemiczne i retencyjne gleb poziomu próchnicznego

Wyszczególnienie	Profil glebowy				
	a	b	c	d	e
Utwór glebowy (symbol utworu)	ps^a	ps^b	plg^c	gsp^d	gc^e
Zawartość materii organicznej [%]	3,12	3,60	3,60	4,76	8,37
Odczyn pH w H ₂ O	6,6	7,0	6,6	7,0	7,2
pH w KCl	6,4	6,9	6,5	6,8	7,0
Gęstość stałej fazy [Mg·m ⁻³]	2,48	2,31	2,29	2,59	2,58
Gęstość objętościowa [Mg·m ⁻³]	1,53	1,58	1,43	1,54	1,37
Porowatość ogólna [% obj.]	38,3	31,7	37,6	40,5	46,9
Pojemność wodna [w % obj.] przy: pF 2,0	20,1	15,9	32,2	35,0	41,8
pF 2,7	14,1	14,6	23,6	33,2	37,6
pF 3,4	6,5	7,4	13,8	27,4	29,4
pF 4,2	4,6	4,3	10,0	15,3	22,9
Wilgotność [% obj.] (podczas badań polowych)	21,3	15,6	29,8	28,1	26,8
	18,7	16,3	31,2	29,3	24,5

Tabela 6.2. Skład granulometryczny gleb poziomu próchnicznego (uprawowego)

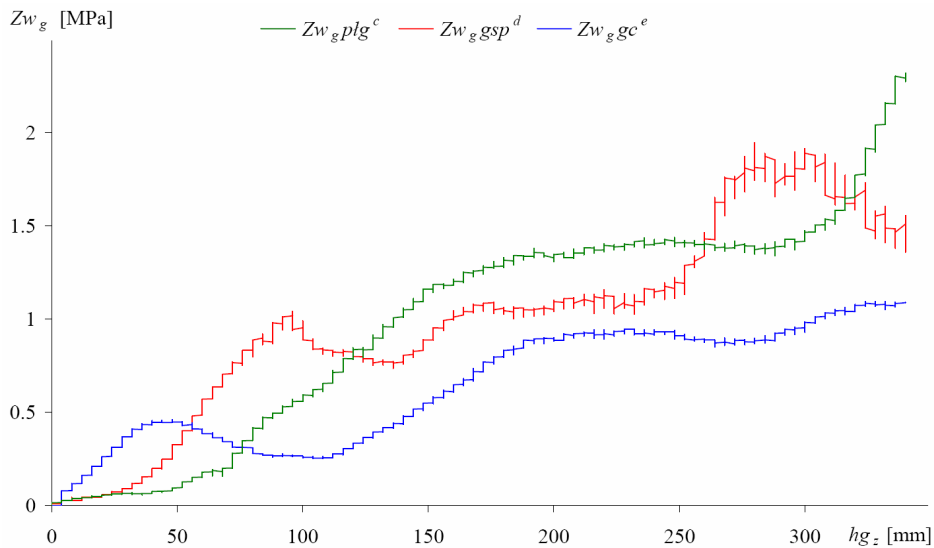
Profil glebowy	% zawartość frakcji o \emptyset w mm								
	>1,00	1,00÷ 0,50	0,50÷ 0,25	0,25÷ 0,10	0,10÷ 0,05	0,05÷ 0,02	0,02÷ 0,005	0,005÷ 0,002	<0,002
a	9	11	22	40	14	6	1	2	4
b	38	23	22	26	12	7	4	3	3
c	0	15	1	7	25	25	15	8	4
d	0	1	4	16	11	18	23	18	9
e	0	0	3	14	6	10	23	7	37

Rys. 6.33. Przykładowa zarejestrowana zmienność zwięzłości gleby Zw_g o profilu (a) w zależności od zagłębienia stożka zwięzłościomierza hg_z



Rys. 6.34. Przykładowa zarejestrowana zmienność zwięzłości gleby Zw_g o profilu (b) w zależności od zagłębienia stożka zwięzłościomierza hg_z

W wyniku badań zwięzłości gleby o profilu b (piasek słabo gliniasty silnie szkieletowy) stwierdzono, że w zależności od zagłębienia penetrometru, przyrost zwięzłości jest wprost proporcjonalny do głębokości około 240 mm, a następnie obserwuje się znaczny wzrost tej wielkości (rys. 6.34). W celu zobrazowania różnic poszczególnych zwięzłości profili glebowych, na rysunku 6.35 przedstawiono przykładowe zmiany tych wielkości, w zależności od głębokości zagłębienia.



Rys. 6.35. Relacje między zwięzłością gleb Zw_g o profilach: plg^c , gsp^d , gc^e , a zagłębieniem stożka zwięzłościomierza hg_z

Z porównania zwięzłości gleb o składzie granulometrycznym glin wynika, że w wierzchniej warstwie (do głębokości około 120 mm) najmniejszą zwięzłość ma glina ciężka, a największą glina średnia (rys. 6.35). W przedziale głębokości od 140 mm do 180 mm wszystkie gleby wykazują przyrost proporcjonalny zwięzłości w stosunku do głębokości. Po tym przedziale głębokości we wszystkich glebach występuje ustalenie wartości zwięzłości. Najmniejszą zwięzłość ma glina ciężka, a największą pył gliniasty. Na glinie ciężkiej wraz ze zmianą głębokości poniżej 200 mm nie stwierdzono zmiany wartości (ok. 0,9 MPa) zwięzłości. Natomiast na glinie średniej na głębokości poniżej 250 mm występuje znaczny przyrost zwięzłości do wartości ok. 2 MPa. Na glebie – pył gliniasty nastąpił bardzo duży wzrost zwięzłości poniżej głębokości 300 mm.

W wyniku analizy zwięzłości badanych gleb można stwierdzić, że poniżej głębokości 300 mm występuje znaczny wzrost zwięzłości, tzw. podeszwa płuzna. Ma to miejsce na glebach o składzie granulometrycznym, w którego zawartość cząstek stałych o średnicy do 0,1 mm wynosi ponad 25%.

6.6. ANALIZA BADAŃ POLOWYCH

W rezultacie badań polowych agregatu maszynowego przeprowadzonych wg opracowanej metodyki, zgodnie z przyjętym grafem badań, można uznać że:

- określenie parametrów funkcjonowania ciągnika i narzędzia powinno wynikać przede wszystkim z uwarunkowań trakcyjnych (tzw. przekładni „koło-podłoże”) i przyjętego kryterium pracy,
- pomimo stałych parametrów roboczych agregatu, występuje zmienne obciążenie silnika ciągnika,
- spełnienie agrotechnicznych wymagań przez różne agregaty powoduje odmienne obciążenie kół napędowych ciągnika, pomimo podobnego pola przekroju powierzchni skrawania gleby,
- opór narzędzia jest uzależniony od jego rodzaju i parametrów roboczych, a także właściwości obrabianej gleby,
- właściwości fizykomechaniczne gleb są odmienne w zależności od profili glebowych.

Dzięki zrealizowaniu polowych badań eksperymentalnych uzyskano niezbędny zbiór danych do:

- wyznaczenia zależności między badanymi wielkościami,
- weryfikacji opracowanego modelu matematycznego procesu funkcjonowania agregatu maszynowego,
- przeprowadzenia badań symulacyjnych.

7. MODELE EKSPERYMENTALNE

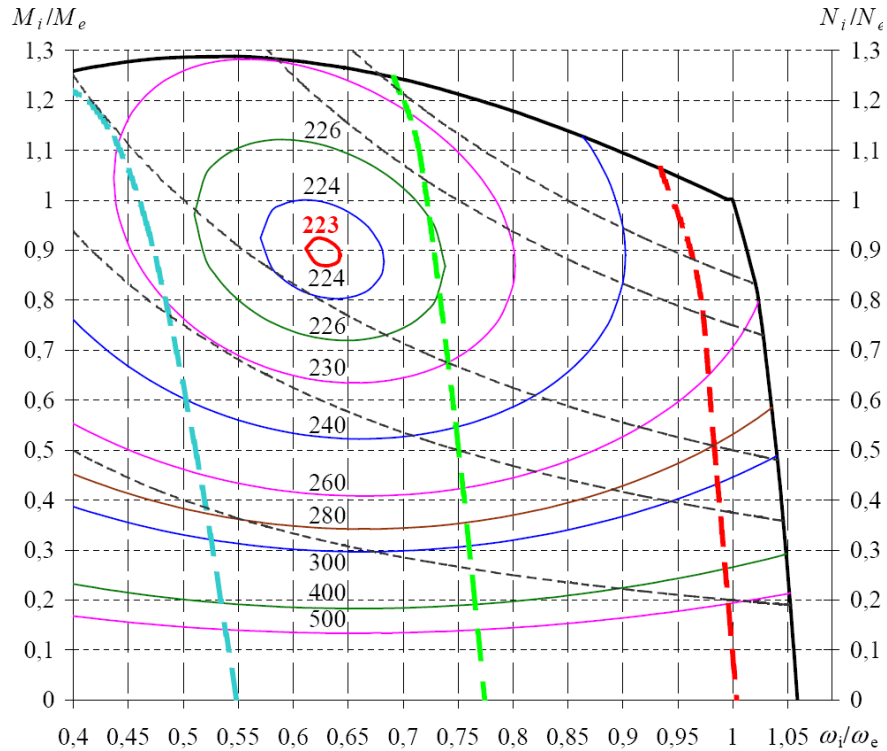
W opracowanym programie komputerowym przedstawiającym proces funkcjonowania agregatu ciągnikowego wykorzystane są zależności wielkości opisujących: silnik spalinowy i układ przeniesienia napędu, koła prowadzące i napędowe, kadłub ciągnika wraz z narzędziem oraz sumaryczny model agregatu maszynowego. Zależności te otrzymano w wyniku badań laboratoryjnych i polowych. Niżej przedstawiono sposoby uzyskania modeli eksperymentalnych niezbędnych do przeprowadzenia komputerowych badań symulacyjnych procesu funkcjonowania agregatu maszynowego.

7.1. METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI UNIWERSALNEJ SILNIKA

Określenie parametrów pracy silnika spalinowego, zapewniających odpowiednią wartość momentu obrotowego dla zrównoważenia oporów ruchu pojazdu ma bardzo istotne znaczenie ze względu na zużycie paliwa. Ponadto zmieniające się zapotrzebowanie energetyczne wynikające z warunków ruchu pojazdu powoduje, że obciążenie i prędkość kątowna silnika ulegają ciągłym zmianom [248]. W związku z tym zachodzi potrzeba określenia punktu pracy silnika w możliwie najlepszej chwilowej jego sprawności.

Z powodu braku charakterystyki uniwersalnej badanego silnika spalinowego opracowano metodę wyznaczania charakterystyki z ograniczoną liczbą prób pomiarowych [100]. Stanowisko badawcze umożliwiło przeprowadzenie pomiarów wielkości niezbędnych do wyznaczenia na pierwszym etapie charakterystyki zewnętrznej, a następnie charakterystyki uniwersalnej według proponowanej metody. Ze wstępnych danych pomiarowych określono parametry znamionowe silnika AD 3.152: moc 26,2 kW, moment obrotowy 119,5 Nm przy $219 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$. W celu dokonania obliczeń użyto bezwymiarowych wartości rejestrowanych wielkości przedstawionych jako stosunek zmierzonych wartości tych wielkości do ich wartości znamionowych. Na podstawie otrzymanych wyników badań wyznaczono charakterystykę uniwersalną w postaci tablicy dwuwymiarowej z następującymi danymi: prędkość kątowna silnika 69 kolumn, moment obrotowy 38 wierszy. W wyniku otrzymano 2622 komórek z wyznaczonymi wartościami jednostkowego zużycia paliwa. Na tej podstawie w formie graficznej opracowano charakterystykę uniwersalną z krzywymi jednakowych (stałych) mocy (rys. 7.1). Na rysunku 7.2 przedstawiono jednostkowe zużycie paliwa w zależności od prędkości kątowej wału korbowego i momentu obrotowego silnika.

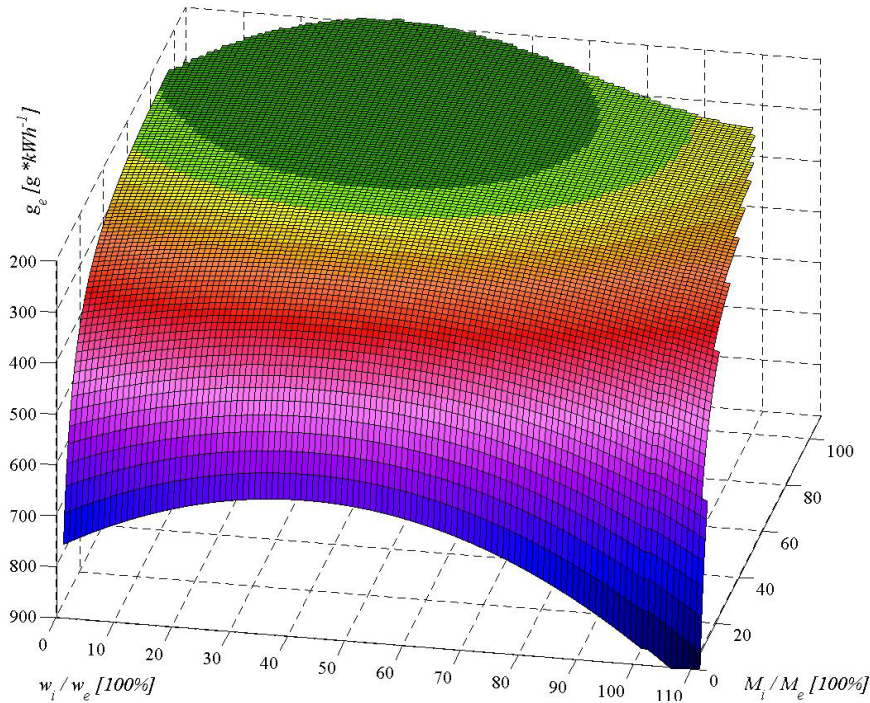
Charakterystyka w postaci tabelarycznej została wykorzystana, w opracowanym modelu symulacyjnym (podrozdz. 5.1.1), w celu prognozowania sprawności silnika spalinowego i sterowania układem przeniesienia napędu (dobór przełożeń skrzynki biegów).



Rys. 7.1. Charakterystyka uniwersalna silnika AD 3.152 ciągnika Ursus MF 235, wyznaczona metodą ograniczonej liczby prób pomiarowych (opis poszczególnych linii):
 ciągła linia czarna – moment obrotowy przy maksymalnym położeniu „pedału gazu”,
 przerywane linie kolorowe – moment obrotowy przy położeniu „pedału gazu” 50% – 70% – 90% w stosunku do maksymalnego,
 przerywane linie szare – krzywe jednakowych mocy,
 ciągłe linie kolorowe – krzywe jednakowego jednostkowego zużycia paliwa

Charakterystyka uniwersalna jest cenną formą przedstawienia własności silnika, ponieważ umożliwia ustalenie całego zakresu możliwych stanów pracy silnika, dla którego g_e nie przekracza pewnej z góry ustalonej wartości.

Na podstawie analizy procesu funkcjonowania agregatu maszynowego można rozróżnić dwa rodzaje zmienności siły uciągu (oporów ruchu). Jeden rodzaj zmian charakteryzuje się znaczną amplitudą i długotrwałością, co powoduje konieczność zmiany biegu. Drugi rodzaj zmienności cechują stosunkowo niewielkie zmiany amplitudy i okresu wahań siły. Do pokonania tych wahań wystarczający jest zapas energii kinetycznej ruchomych mas agregatu, a w szczególności koła zamachowego silnika. Zapas energii kinetycznej poruszających się mas silnika umownie wyraża się czasem, w ciągu którego prędkość kątowa ω_k obrotów wału korbowego spada do zera przy wyłączeniu zasilania paliwa [29, 127, 254].



Rys. 7.2. Jednostkowe zużycie paliwa g_e w zależności od momentu obrotowego M_e i prędkości kątowej $w_e \equiv \omega_e$ silnika

Moment oporów zredukowanych do wału korbowego przyjęto jako stały i równy nominalnemu momentowi silnika M_e , co przedstawiono równaniem:

$$I_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_e \quad (7.1)$$

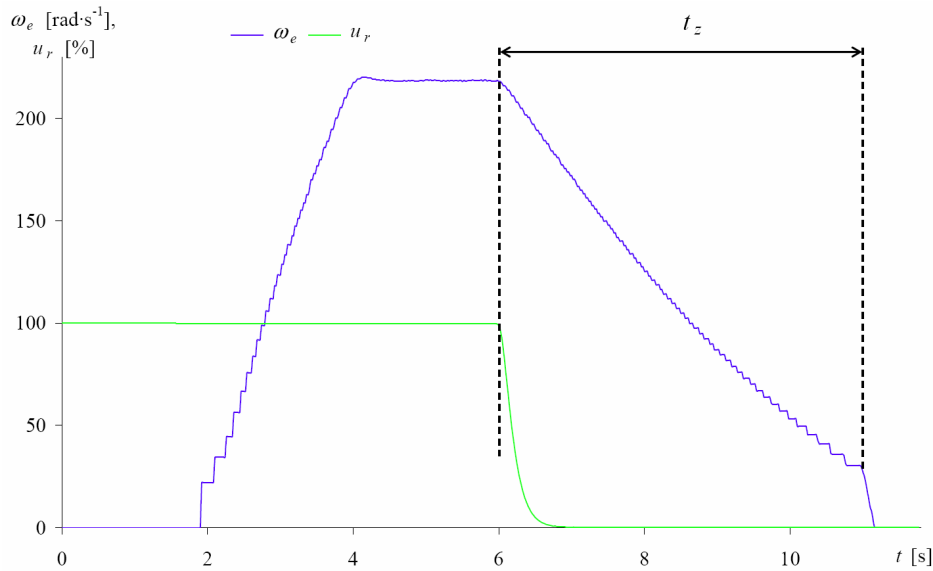
Całkując (7.1) otrzymano zależność określającą czas t_z zatrzymania się wału korbowego:

$$t_z = \frac{I_e}{M_e} \omega_e \quad (7.2)$$

Korzystając z równania (7.2), wyznaczono masowy moment bezwładności I_e poruszających się mas silnika zredukowanych do wału korbowego:

$$I_e = \frac{M_e \cdot t_z}{\omega_e} \quad (7.3)$$

Dokonano pomiaru przedziału czasu t_z (rys. 7.3) od chwili wyłączenia zasilania paliwem do czasu zatrzymania się wału korbowego. Znając wartości wielkości M_e i ω_e wyznaczono masowy moment bezwładności I_e badanego silnika. Dla badanego silnika masowy moment bezwładności ma wartość $2,734 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.



Rys. 7.3. Przykładowe zmiany wartości prędkości kątowej ω_e wału korbowego silnika i sygnału sterującego zasilaniem paliwa u_r w funkcji czasu

Uzyskane podczas badań laboratoryjnych wartości wielkości charakteryzujących silnik spalinowy wykorzystano do budowy programu symulującego pracę agregatu maszynowego.

7.2. MODEL WSPÓŁPRACY KOŁA NAPĘDOWEGO Z PODŁOŻEM

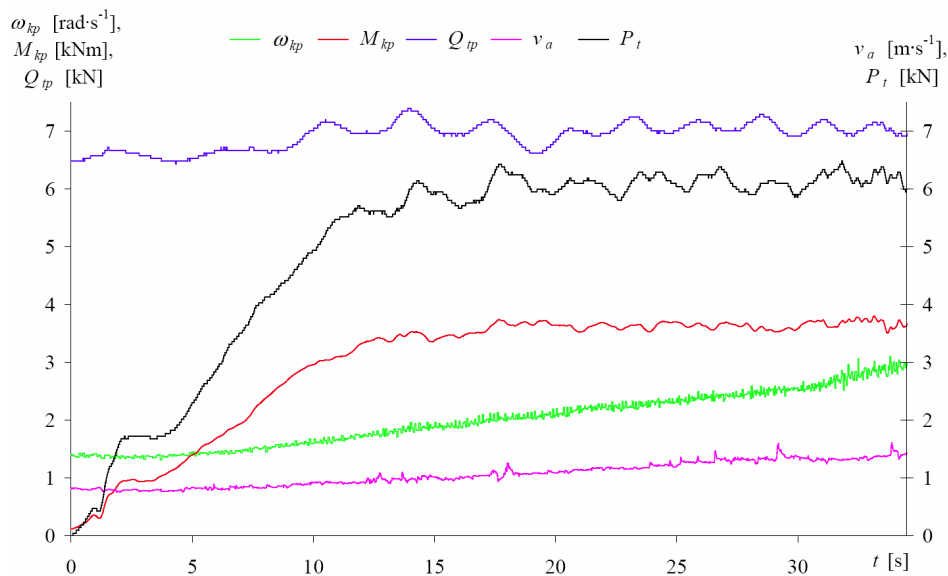
W celu analizy pracy agregatu maszynowego w warunkach polowych niezbędne są znajomości zależności współczynnika siły napędzającej μ i oporów toczenia f dla kół napędowych ciągnika w funkcji poślizgu s , jak również współczynników charakteryzujących opory ruchu narzędzi.

Równanie różniczkowe nieliniowe (4.57) opisujące relacje koła napędowego zawiera wiele współczynników i należy je wyznaczyć empirycznie. W związku z powyższym do opisu relacji współpracy agregatu maszynowego z głębą wykorzystano i przeprowadzono identyfikację tych zależności, która polega na ścisłym zdefiniowaniu struktury modelu. Model zmiennych stanu jest przeznaczony do opisu zarówno układów liniowych, jak i nieliniowych [86, 155, 233, 241, 255].

Podczas identyfikacji zależności fizycznych, które z reguły są procesami ciągłymi, stosując ciągi pomiarowe $\{y(nT)\}$, $\{u(nT)\}$ otrzymuje się model dyskretny, który prosto implementuje się w różnych dynamicznych strategiach sterowania cyfrowego w czasie rzeczywistym [22, 215, 226, 243]. W modelu dyskretnym równania różniczkowe zostają zastąpione równaniami różnicowy-

mi, a operacje różniczkowania lub całkowania prostą algebrą. O ile przejście z modelu ciągłego do dyskretnego jest jednoznaczne, to proces odwrotny wymaga spełnienia dodatkowych założeń [75]. W związku z tym należy zastosować właściwy krok próbkowania w modelu dyskretnym. Według prawa Shannona w praktyce przyjmuje się, że częstotliwość próbkowania musi być równa/większa podwójonej częstotliwości występującej w widmie sygnału próbkowanego. Bez obliczeń przyjmuje się często regułę, aby na dominującą stałą czasową obiektu przypadło nie mniej niż 10 próbek [44, 77, 112, 199]. Podczas badań polowych pomiary i rejestrację wielkości dokonywano z częstotliwością 200 Hz. Przykładowe zarejestrowane wielkości procesu funkcjonowania obiektu, tj. koła napędowego ciągnika przedstawiono na rysunku 7.4.

W rozpatrywanym przypadku (na określonej glebie) relacje koła napędowego są opisane: wejście $u(t)$ – wektor czterowymiarowy, tj. prędkość kątową ω_k , moment skręcający M_k pólś napędową, siła reakcji na koło napędowe Q_t oraz prędkość liniowa v_a agregatu maszynowego, zaś wyjście $y(t)$ – wektor jednowymiarowy, tj. siła napędzająca P_t .



Rys. 7.4. Przykładowe zarejestrowane przebiegi zmian wielkości wejściowych i wyjściowych koła napędowego ciągnika

Problem identyfikacji obejmuje zagadnienia techniki pomiarowej, jak i procedury numeryczne służące do przetwarzania ciągów danych w estymatory parametrów modelu. Ma to jednocześnie na celu uzyskanie możliwie dokładnego matematycznego modelu obiektu [131, 204]. W procesie identyfikacji można wyróżnić następujące etapy:

- sformułowanie celu i wybór istotnych zmiennych – modele „czarnej skrzynki” (ang. *black-box*),

- zaplanowanie eksperymentu identyfikacyjnego – określenie rodzaju i poziomu sygnałów wejściowych i wyjściowych, zrealizowanie pomiarów z właściwie dobranym krokiem próbkowania,
- wyznaczenie typu modelu i jego struktury – model przestrzeni stanu,
- wybór metody identyfikacji oraz kryterium tzw. funkcji strat – wskaźnik jakości modelu,
- estymację wektora parametrów modelu,
- weryfikację modelu – sprawdzenie stopnia zgodności odpowiedzi systemu i modelu na to samo wymuszenie.

Model obiektu w postaci wejście-wyjście pozwala na traktowanie go jako czarnej skrzynki, która jest w stanie odpowiedzieć na sygnał wymuszający. Bezpośrednie metody identyfikacji, tzw. wsadowe, polegają na tworzeniu modelu poza procesem funkcjonowania obiektu (agregatu maszynowego) na podstawie wcześniej zgromadzonych pomiarów (ang. *off-line or batch identification*). Z tego powodu w pracy zastosowano identyfikację bierną, tzn. została ona wykonana na podstawie danych pomiarowych uzyskanych w trakcie procesu funkcjonowania agregatu maszynowego.

Wybór struktury modelu jest najtrudniejszym etapem identyfikacji, ponieważ z reguły nieskończenie wymiarowy proces fizyczny (współpraca koła z podłożem, glebą) należy odtworzyć za pomocą skończonego wymiarowego modelu parametrycznego i to możliwie niskiego rzędu [132, 243]. Zastosowana do tego celu metoda „czarnej skrzynki” nie daje zbyt dużych możliwości wgłębiania się w fizyczną budowę modelu. W pakiecie *System Identification Toolbox* [146], model o jednym wejściu i wyjściu (SISO) opisany jest przez zależność:

$$A(q^{-1})y(t) = \frac{B(q^{-1})}{F(q^{-1})}u(t - n_k) + \frac{C(q^{-1})}{D(q^{-1})}e(t) \quad (7.4)$$

gdzie:

- $u(t)$ – obserwacja wejścia obiektu w dyskretnym kroku t ,
- $y(t)$ – obserwacja wyjścia obiektu w dyskretnym kroku t ,
- $e(t)$ – niemierzalne zakłócenie obiektu w dyskretnym kroku t ,
- n_k – opóźnienie między wejściem a wyjściem; jest to liczba dyskretnych kroków, po których na dyskretnie pobudzenie $u(t)$ pojawi się dyskretna odpowiedź $y(t+n_k)$.

Wielomiany występujące w (7.4) są wymiernymi funkcjami operatora opóźnienia q^{-1} , a ich stałe współczynniki reprezentują parametry modelu:

$$A(q^{-1}) = 1 + a_1q^{-1} + a_2q^{-2} + \dots + a_{na}q^{-na} \quad (7.5)$$

$$B(q^{-1}) = b_0 + b_1q^{-1} + b_2q^{-2} + \dots + b_{nb}q^{-nb} \quad (7.6)$$

$$C(q^{-1}) = 1 + c_1 q^{-1} + c_2 q^{-2} + \dots + c_{nc} q^{-nc} \quad (7.7)$$

$$D(q^{-1}) = 1 + d_1 q^{-1} + d_2 q^{-2} + \dots + d_{nd} q^{-nd} \quad (7.8)$$

$$F(q^{-1}) = 1 + f_1 q^{-1} + f_2 q^{-2} + \dots + f_{nf} q^{-nf} \quad (7.9)$$

W wielomianie $B(q^{-1})$ występuje współczynnik b_0 w celu wprowadzenia na początku pewnej liczby współczynników zerowych po to, aby w ten sposób modelować rzeczywiste opóźnienie obiektu n_k .

Wzór (7.4) został wykorzystany do budowy modelu wielowymiarowego koła napędowego MISO (ang. *multiple input, single output*): cztery wejścia (ω_{kt} , M_k , Q_t , v_a) i jedno wyjście (P_t). Zależność ta posiada także bloki reprezentujące dyskretną transmitancję obiektu, toru pomiarowego oraz filtru wybielającego. Model opisano zależnością:

$$\begin{aligned} A(q^{-1})P_t(t) = & \frac{B_1(q^{-1})}{F_1(q^{-1})}\omega_{kt}(t-n_{k1}) + \frac{B_2(q^{-1})}{F_2(q^{-1})}M_k(t-n_{k2}) + \\ & + \frac{B_3(q^{-1})}{F_3(q^{-1})}Q_t(t-n_{k3}) + \frac{B_4(q^{-1})}{F_4(q^{-1})}v_a(t-n_{k4}) + \frac{C(q^{-1})}{D(q^{-1})}e(t) \end{aligned} \quad (7.10)$$

Pakiet *System Identification* pozwala na przeprowadzenie estymacji parametrycznej oraz stworzenie struktury następujących modeli [135, 241]:

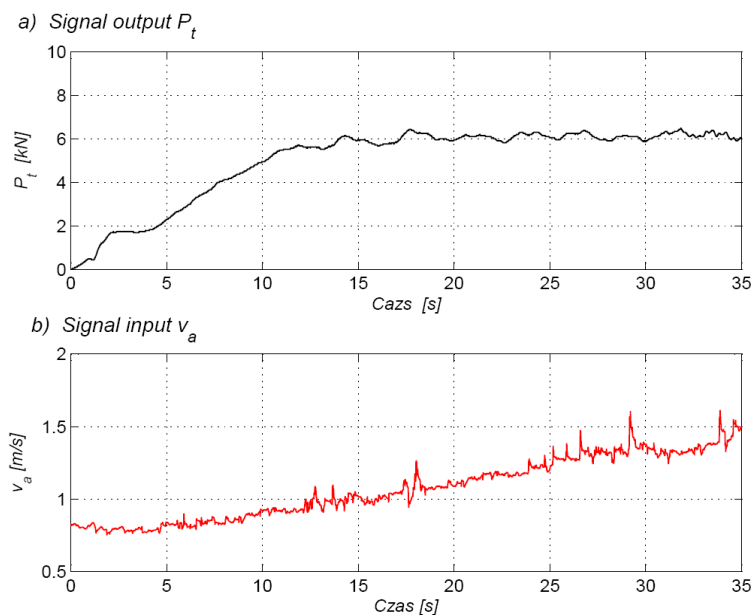
- autoregresji *ARX* (ang. *AutoRegressive with eXogeneous input*) – najprostsza, a jednocześnie najczęściej stosowana struktura przy modelowaniu obiektów technologicznych (ponieważ w praktyce stosunek sygnału do szumu jest mały); przyjęto, że estymator *ARX* jest nie obciążony, ponieważ współczynnik sygnał/szum jest mniejszy niż 10%,
- metody zmiennych pomocniczych *iv* (ang. *instrumental variable method*) – eliminacja obciążenia estymatora, korzystająca z techniki zmiennej instrumentalnej,
- wyznaczania estymat parametrów modelu *bj* Boxa-Jenkisa,
- badania błędów prognozy *PEM* (ang. *Prediction Error Method*) – zdolność przewidywania na podstawie modelu przyszłych zachowań obiektu,
- wyznaczania estymat parametrów modelu *n4sid* o reprezentacji w przestrzeni stanu za pomocą metod *sub-space*,
- uogólnionego *ARX* zwanego modelem *ARMAX* (z ang. *AutoRegressive Moving Average with eXogeneous input*) – służy on do opisu procesów zachodzących w układach dynamicznych pod wpływem sygnałów stochastycznych,
- nieliniowego modelu *ARX* – wykorzystanie równoległej kombinacji nieliniowych i liniowych struktur modeli,

- modelu Hammerstein-Wienera – zastosowanie dwóch statycznych nieliniowych struktur modelu jako wejście i wyjście, połączonych szeregowo z dynamiczną strukturą modelu liniowego.

W początkowym studium identyfikacji wsadowej można uzyskać nawet bardzo duży zbiór modeli o różnej strukturze, z którego wybierany jest jeden szczególny egzemplarz, zgodny z posiadanym zbiorem obserwacji. Weryfikacja modelu jest kluczowym problemem identyfikacji. W tym zakresie nie istnieje żaden ogólny algorytm przystosowany do tego celu [243]. Weryfikacja jest procesem iteracyjnym. Na jej podstawie wnioskowano, czy model można przyjąć lub trzeba go odrzucić. Wykorzystując weryfikację można otrzymać kierunek modyfikacji struktury modelu i uzyskać końcową strukturę na podstawie informacji zawartej w zbiorze obserwacji wejściowo-wyjściowych.

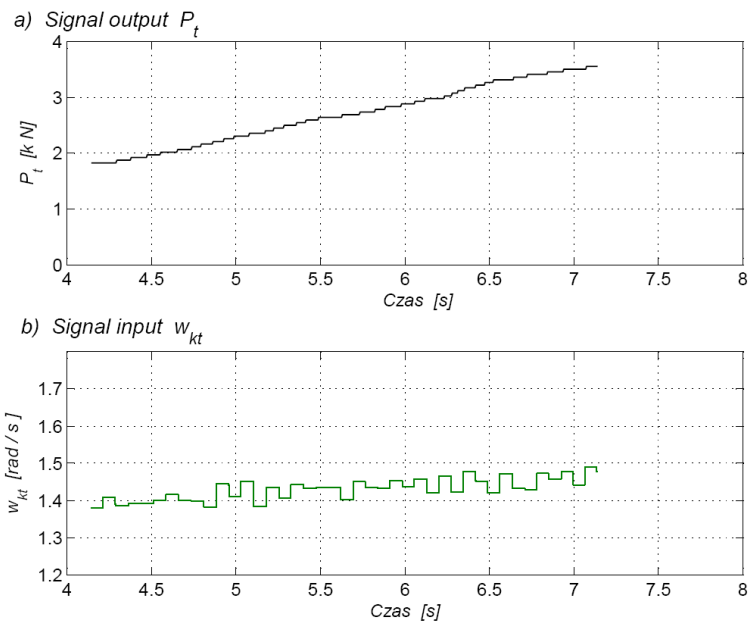
Weryfikacji dokonano na oddzielnym zbiorze danych i sprawdzono, czy parametry modelu są dopasowane do innej, odrębnej realizacji tego samego procesu.

W celu dokonania identyfikacji obiektu (koła napędowego), zarejestrowane dane (rys. 7.4) wprowadzono do przestrzeni roboczej MATLABA, następnie skorzystano ze specjalnego interfejsu graficznego GUI (ang. *Graphical User Interface*) wspomagającego komputerową identyfikację. Po wprowadzeniu poszczególnych danych określono czas startu i krok próbkowania (co 0,005 sekundy). Przykładowy wykres wprowadzonych danych przedstawiono na rysunku 7.5.

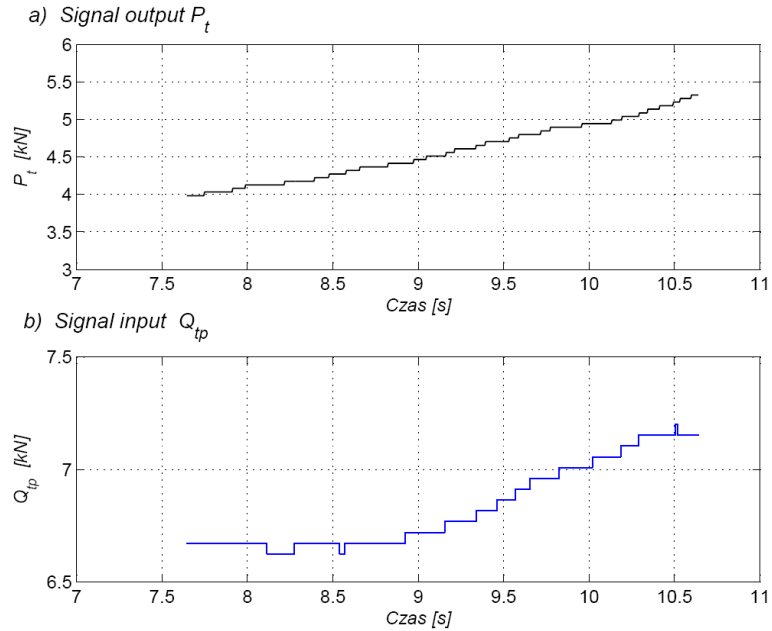


Rys. 7.5. Przykładowy wykres wprowadzonych do GUI wartości danych wyjściowych i wejściowych w funkcji czasu: a) siły napędzającej P_t , b) prędkości agregatu v_a

Następnie zbiór danych pomiarowych podzielono na dwie części po 600 próbek: zbiór do estymacji parametrów (rys. 7.6) i weryfikacji modelu (rys. 7.7).



Rys. 7.6. Przykładowy wykres zbioru danych wyjściowych i wejściowych w funkcji czasu do estymacji parametrów modelu: a) siły napędzającej P_t , b) prędkości kątowej koła ω_{kt}



Rys. 7.7. Przykładowy wykres zbioru danych wyjściowych i wejściowych w funkcji czasu do weryfikacji modelu: a) siły napędzającej P_t , b) siły wypadkowej reakcji Q_{tp} na koło napędowe

Poszczególne przygotowane zbiory danych umieszczono w blokach interfejsu GUI: *Working Data* – do estymacji parametrów modelu, *Data Validation* – do weryfikacji modelu. Z menu Estimate wybierano strukturę, rząd modelu oraz opóźnienia.

Na pierwszym etapie za pomocą metod *sub-space* wybrano strukturę modelu *n4sid* o reprezentacji w przestrzeni stanu. W algorytmie wyznaczania estymat parametrów modelu dyskretnego określono: rząd modelu, maksymalny horyzont prognozy, liczbę przeszłych wyjść i wejść używanych w prognozie, przyjęto ponadto automatyczny wybór wag.

Na podstawie najlepszego dopasowania wielkości tego typu modelu do zarejestrowanej wielkości (P_t) wybrano model o strukturze:

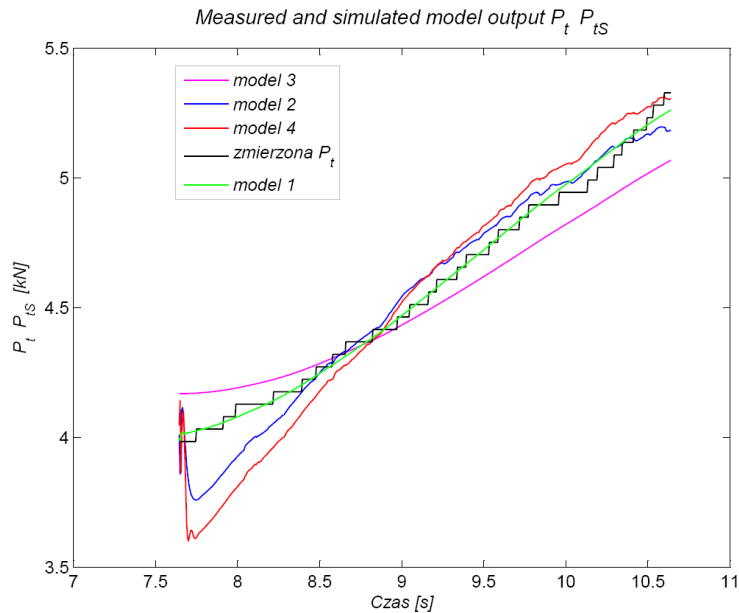
$$n4s5 = n4sid(sae, 5, 'N4W', 'CVA', 'N4H' [15 \ 2 \ 2]) \quad (7.11)$$

gdzie: 5 – rząd modelu, 'N4W', 'CVA' – wybór wag (zmienny kanoniczny algorytm Larimore), 'N4H' horyzont prognozy – 15 maksymalny horyzont prognozy, 2 liczba przeszłych wyjść w prognozie, 2 liczba przeszłych wejść w prognozie.

Powyższy model ma dopasowanie 59,23%, został oznaczony jako *model 4* (rys. 7.8) i przedstawiony poniżej w postaci transmitancyjnej:

$$\begin{aligned} & \text{TRANSFER FUNCTION FROM INPUT "U1" TO OUTPUT "Y1":} \\ & -0.07199 z^4 + 0.1951 z^3 - 0.2286 z^2 + 0.1458 z - 0.04043 \\ & \text{-----} \\ & z^5 - 2.687 z^4 + 2.621 z^3 - 0.9145 z^2 - 0.1717 z + 0.1517 \\ & \text{TRANSFER FUNCTION FROM INPUT "U2" TO OUTPUT "Y1":} \\ & -2.335 z^4 + 8.936 z^3 - 12.48 z^2 + 7.677 z - 1.798 \\ & \text{-----} \\ & z^5 - 2.687 z^4 + 2.621 z^3 - 0.9145 z^2 - 0.1717 z + 0.1517 \\ & \text{TRANSFER FUNCTION FROM INPUT "U3" TO OUTPUT "Y1":} \\ & -0.06332 z^4 + 0.1174 z^3 + 0.006649 z^2 - 0.1199 z + 0.05934 \quad (7.12) \\ & \text{-----} \\ & z^5 - 2.687 z^4 + 2.621 z^3 - 0.9145 z^2 - 0.1717 z + 0.1517 \\ & \text{TRANSFER FUNCTION FROM INPUT "U4" TO OUTPUT "Y1":} \\ & -0.01614 z^4 + 0.0764 z^3 - 0.1962 z^2 + 0.2162 z - 0.08156 \\ & \text{-----} \\ & z^5 - 2.687 z^4 + 2.621 z^3 - 0.9145 z^2 - 0.1717 z + 0.1517 \\ & \text{TRANSFER FUNCTION FROM INPUT "V@Y1" TO OUTPUT "Y1":} \\ & 0.01122 z^5 - 0.0199 z^4 + 0.011 z^3 - 0.0001986 z^2 - 0.001489 z - \\ & 0.0002017 \\ & \text{-----} \\ & z^5 - 2.687 z^4 + 2.621 z^3 - 0.9145 z^2 - 0.1717 z + 0.1517 \end{aligned}$$

Poszczególne zmierzone wielkości wejściowe oznaczono: $u1 = \alpha_k$, $u2 = M_k$, $u3 = Q_{tp}$, $u4 = v_a$, wielkość niezmiernych zakłóceń, to "V@Y1", a wielkość wyjściowa $y1 = P_t$.



Rys. 7.8. Przebiegi sił koła napędowego: mierzonej P_t i uzyskanych za pomocą modeli P_{tS}

Następnie wybrano strukturę *PEM* modelu, gdzie określano rząd modelu i opóźnienie sygnałów wejściowych. Dopasowanie modelu o stopniu wielomianu pierwszego rzędu i jednym kroku opóźnienia wszystkich wejść wynosiło 70,5%. Model ten oznaczono jako *model 3* (rys. 7.8), a jego zapis w przestrzeni stanów w postaci innowacyjnej przedstawiono poniżej:

$$\text{State-space model: } \begin{aligned} \mathbf{x}(t+T_s) &= \mathbf{A} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \mathbf{u}(t) + \mathbf{K} \mathbf{e}(t) \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C} \mathbf{x}(t) + \mathbf{D} \mathbf{u}(t) + \mathbf{e}(t) \end{aligned}$$

A =

$$\begin{array}{c} \mathbf{x}1 \\ \mathbf{x}1 \quad 0.99777 \end{array}$$

B =

$$\begin{array}{cccc} & \mathbf{u}1 & \mathbf{u}2 & \mathbf{u}3 & \mathbf{u}4 \\ \mathbf{x}1 & -3.7346e-005 & 0.0047175 & -3.0497e-005 & -0.0015415 \end{array}$$

C =

$$\begin{array}{c} \mathbf{x}1 \\ \mathbf{y}1 \quad 1.0316 \end{array} \quad (7.13)$$

D =

$$\begin{array}{cccc} \mathbf{u}1 & \mathbf{u}2 & \mathbf{u}3 & \mathbf{u}4 \\ \mathbf{y}1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{array}$$

K =

$$\begin{array}{c} \mathbf{y}1 \\ \mathbf{x}1 \quad 0.96512 \end{array}$$

$\mathbf{x}(0) =$

$$\begin{array}{c} \mathbf{x}1 \\ \mathbf{x}1 \quad 1.7681 \end{array}$$

W tym sposobie identyfikacji *PEM* współczynniki modelu są macierzami o wymiarach dopasowanych do liczby wejść i wyjść systemu, gdzie: A – ma-

cierz stanu, B – macierz sterowania, C – macierz wyjścia, D – macierz przejścia, K – macierz współczynników wzmocnienia (macierz Kalmana), $e(t)$ – ciąg niezależnych zmiennych losowych o zerowej wartości średniej i stałej wariancji.

W celu poszukiwania wyższego dopasowania dokonano zmian w strukturze powyższego modelu co do rzędu i opóźnienia, tzn. wybrano drugi rząd modelu i opóźnienie o trzy kroki dla wszystkich wielkości wejściowych. W wyniku tego otrzymany model oznaczono jako *model 2* (rys. 7.8), a jego dopasowanie wyniosło 86,67%. Model ten w postaci transmitancyjnej przedstawiono poniżej:

$$\begin{aligned}
 & \text{TRANSFER FUNCTION FROM INPUT "u1" TO OUTPUT "y1":} \\
 & \quad 0.001526 z - 0.0006631 \\
 & \text{-----} \\
 & \quad z^4 - 1.108 z^3 + 0.1115 z^2 \\
 & \text{TRANSFER FUNCTION FROM INPUT "u2" TO OUTPUT "y1":} \\
 & \quad 0.08168 z - 0.07421 \\
 & \text{-----} \\
 & \quad z^4 - 1.108 z^3 + 0.1115 z^2 \\
 & \text{TRANSFER FUNCTION FROM INPUT "u3" TO OUTPUT "y1":} \\
 & \quad 0.006693 z - 0.006904 \\
 & \text{-----} \\
 & \quad z^4 - 1.108 z^3 + 0.1115 z^2 \\
 & \text{TRANSFER FUNCTION FROM INPUT "u4" TO OUTPUT "y1":} \\
 & \quad -0.004022 z + 0.0009365 \\
 & \text{-----} \\
 & \quad z^4 - 1.108 z^3 + 0.1115 z^2
 \end{aligned} \tag{7.14}$$

Na podstawie wizualnej weryfikacji (rys. 7.8) i procentowego dopasowania modeli wg struktury *PEM* wybrano *model 2*.

Na kolejnym etapie identyfikacji obiektu (koła napędowego) rozpatrzono model o strukturze zgodnej z zależnością (7.10). W wyniku tego otrzymano model dyskretny (*Discrete-time IDPOLY*), w którym zastosowano procedurę *ARMAX* (o strukturze $[na \ nb \ nc \ nk]$). Model ten oznaczono jako *model 1* (rys. 7.8). Wybrane stopnie wielomianów występujących w modelu wynoszą: $na = 3$, $nb = [2 \ 2 \ 2]$, $nc = 2$, oraz liczba taktów opóźnienia $nk = [1 \ 1 \ 1 \ 1]$. Dopasowanie tego modelu wynosi 92,34%, poniżej przedstawiono jego zapis oryginalny z MATLABA:

$$A(q)y(t) = B(q)u(t) + C(q)e(t) \tag{7.15}$$

gdzie:

$$\begin{aligned}
 A(q) &= 1 - 1.727 (+-4.059) q^{-1} + 1.217 (+-7.351) q^{-2} - \\
 &\quad + 0.4878 (+-4.162) q^{-3} \\
 B_1(q) &= -0.002943 (+-0.04783) q^{-1} + 0.003335 (+-0.04729) q^{-2} \\
 B_2(q) &= 0.03667 (+-0.9248) q^{-1} - 0.03135 (+-0.928) q^{-2} \\
 B_3(q) &= -0.00552 (+-0.04444) q^{-1} + 0.005396 (+-0.04478) q^{-2} \\
 B_4(q) &= 0.0006839 (+-0.05808) q^{-1} - 0.002539 (+-0.05915) q^{-2} \\
 C(q) &= 1 - 0.7317 (+-4.063) q^{-1} + 0.4881 (+-4.182) q^{-2}
 \end{aligned}$$

Korzystając z programu MATLAB przekształcono powyższą postać modelu do postaci transmitancyjnej:

$$\begin{array}{l}
 \text{from input "u1" to output "y1":} \\
 \quad -0.002943 z^2 + 0.003335 z \\
 \text{-----} \\
 z^3 - 1.727 z^2 + 1.217 z - 0.4878 \\
 \text{from input "u2" to output "y1":} \\
 \quad 0.03667 z^2 - 0.03135 z \\
 \text{-----} \\
 z^3 - 1.727 z^2 + 1.217 z - 0.4878 \\
 \text{from input "u3" to output "y1":} \\
 \quad -0.00552 z^2 + 0.005396 z \\
 \text{-----} \\
 z^3 - 1.727 z^2 + 1.217 z - 0.4878 \\
 \text{from input "u4" to output "y1":} \\
 \quad 0.0006839 z^2 - 0.002539 z \\
 \text{-----} \\
 z^3 - 1.727 z^2 + 1.217 z - 0.4878
 \end{array} \tag{7.16}$$

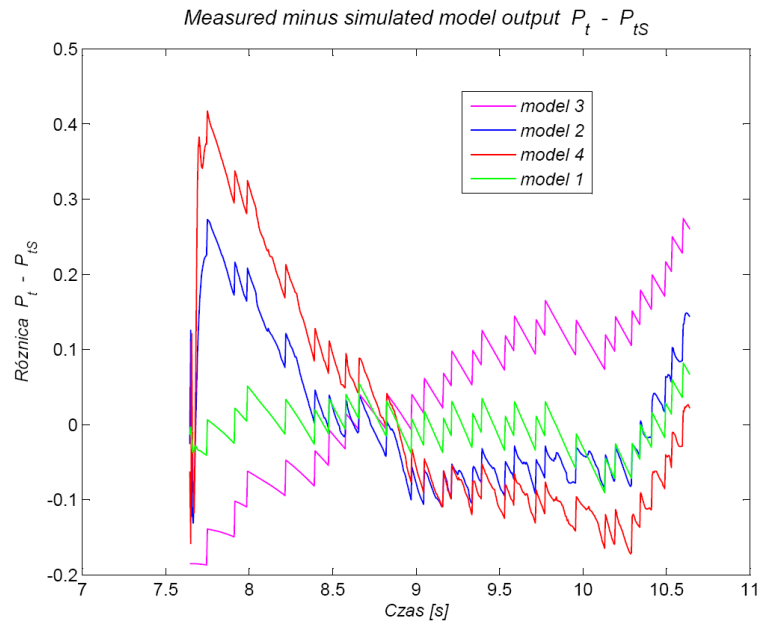
Klasycznym sposobem sprawdzenia dopasowania modelu jest metoda wizualna. W oknie GUI (*System Identification*) jest wyświetlana zgodność (w procentach) między wyjściem modelu a pomiarowymi sygnałami wyjściowymi. W oknie tym dostępny jest test białości błędów prognozy, który opiera się na założeniu, że jeżeli estymator parametrów jest zgodny, to błąd predykcji, będący oceną niemierzalnych zakłóceń, powinien mieć charakter białego szumu, a tym samym poszczególne reszty (*residua*) nie powinny wykazywać żadnej statystycznej zależności z wyjściem $y(t)$ i wejściem $u(t)$. Reszty to różnice między jednym krokiem prognozowania wyjścia z modelu a pomiarowymi danymi z walidacji. W programie MATLAB przedstawiane są graficznie (za pomocą polecenia *resid*) autokorelacja reszt i funkcje korelacji wzajemnej między resztami a wejściem.

Wizualną weryfikację uzyskanych modeli (stosując różne struktury), opisujących siłę napędzającą w porównaniu ze zmierzonymi wartościami – przedstawiono na rysunku 7.8.

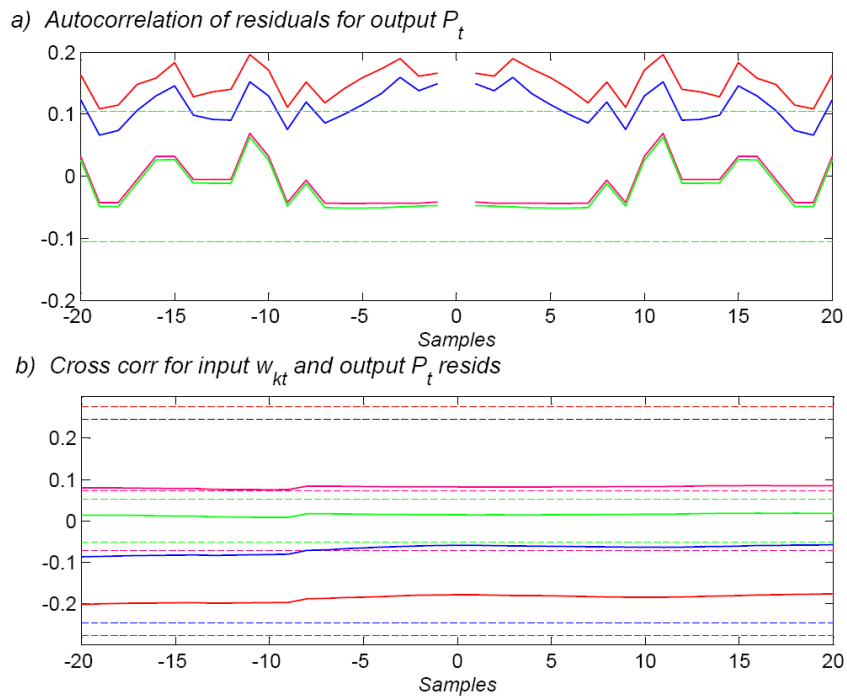
Do wartości siły napędzającej z pomiarów najlepsze dopasowanie wartości tej siły otrzymano z *modelu 1* w rozpatrywanym przedziale czasu. Wartości siły z *modelu 2* w przedziale czasu 8,4÷10,6 s (rys. 7.8) są również dobrze dopasowane w porównaniu z siłą zmierzoną. Początkowy okres słabego dopasowania wynika z prostszej struktury tego modelu w stosunku do *modelu 1*.

Rysunek 7.9 ilustruje różnicę między wartościami siły napędzającej z pomiaru P_t a uzyskanymi na podstawie poszczególnych modeli P_{ts} . Najmniejszą różnicę między siłami z pomiaru a z modelu otrzymano dla *modelu 1*, a największą dla *modelu 4*.

Do weryfikacji uzyskanych modeli wykorzystano również test bieli (ang. *Whiteness Test*) – rysunek 7.10a, a także test niezależności (ang. *Independence Test*) – rysunek 7.10b.



Rys. 7.9. Różnica między wartością siły napędzającej: z pomiaru P_t i uzyskanych z modeli P_{tS}



Rys. 7.10. Przykładowa weryfikacja otrzymanych modeli koła napędowego za pomocą testów bieli i niezależności (oznaczenia modeli, jak na rysunku 7.9)

Model odpowiednio dopasowany osiąga funkcję autokorelacji reszt wewnątrz próbki losowej modelu. Na rysunku 7.10a poziome linie przerywane przedstawiają granicę próbki losowej modelu, a oś pozioma jest liczbą opóźnień lub różnicą między współzależnymi taktami. Losowo rozważane wahania w granicach próbki losowej oznaczają, że reszty są przeważnie niewspółzależne inaczej, jeżeli natomiast zawarte są w granicach próbki losowej – oznacza to dobre dopasowanie modelu.

Na rysunku 7.10b poszczególne linie ciągłe (linie przerywane – odpowiedni kolor modelu, to granicę próbki losowej modelu) pokazują korelację krzyżową reszt z przeszłymi wejściami, tzw. test niezależności.

W wyniku weryfikacji i oceny modeli koła napędowego ciągnika, co użytkano za pomocą pakietu *System Identification*, ostatecznie wybrano model m_2 (7.14), który ma znacznie prostszą strukturę i rząd modelu, a także jest dobrze dopasowany do danych eksperymentalnych.

7.3. MODEL OPORÓW NARZĘDZIA

Opierając się na wynikach badań polowych, z analizy regresji wielu zmiennych (metodą regresji krokowej) dla siły oporów narzędzia R_n , w zależności od prędkości liniowej v_a , głębokości a_n i szerokości b_n skrawania gleby, otrzymano równania dla pługa (7.17) i kultywatora (7.18):

$$R_{np} = B_{p1} \cdot a_{np} \cdot b_{np} \cdot v_{ap}^2 + k_{p2} \cdot a_{np} \cdot b_{np} \quad (7.17)$$

$$R_{nk} = B_{k1} \cdot b_{nk} \cdot v_{ak} + k_{k2} \cdot a_{nk} \cdot b_{nk} \quad (7.18)$$

gdzie:

- R_{np} – siła oporów pługa,
- R_{nk} – siła oporów kultywatora,
- B_{p1} i B_{k1} – empiryczne współczynniki oporu narzędzia uwzględniające prędkość przemieszczania gleby (indeksy odnoszą się do rodzaju narzędzia: p – pług, k – kultywator),
- k_{p2} i k_{k2} – empiryczne współczynniki oporu narzędzia.

W tabeli 7.1 zamieszczono wartości poszczególnych współczynników oporów narzędzi dla różnych profili glebowych – na podstawie badań własnych autora.

Tabela 7.1. Wartości empirycznych współczynników oporu narzędzi

Profil glebowy	Rodzaj narzędzia			
	pług		kultywator	
	B_{p1}	k_{p2}	B_{k1}	k_{k2}
Piasek słabo gliniasty słabo szkieletowy	2,384	21,743	0,739	8,127
Piasek słabo gliniasty silnie szkieletowy	2,648	22,815	0,836	8,748
Pył gliniasty bezszkieletowy	3,356	36,982	1,036	13,257
Glina średnia pylasta bezszkieletowa	3,902	53,498	1,574	16,216
Glina ciężka bezszkieletowa	4,312	58,587	1,816	17,563

Uzyskane równania (7.17) i (7.18) oraz wartości empirycznych współczynników są słuszne dla następujących warunków brzegowych:

$$v_a [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}] \in \langle 0,75 \div 2,40 \rangle,$$

$$a_{np} [\text{m}] \in \langle 0,20 \div 0,28 \rangle,$$

$$b_{np} [\text{m}] \in \langle 0,75^{\pm 0,05} \rangle,$$

$$a_{nk} [\text{m}] \in \langle 0,08 \div 0,16 \rangle,$$

$$b_{nk} [\text{m}] \in \langle 2,13^{\pm 0,03} \rangle.$$

Zależności określające siłę oporów narzędzia (odpowiednio pługa i kultywatora) wykorzystano w programie komputerowym opisującym proces funkcjonowania agregatu maszynowego.

7.4. ANALIZA MODELI EKSPERYMENTALNYCH

W wyniku realizacji badań opisanych w rozdziale 7. pracy osiągnięto następujące rezultaty:

- za pomocą metody z ograniczoną liczbą prób pomiarowych uzyskano charakterystykę uniwersalną silnika spalinowego,
- wykorzystując dane z badań eksperymentalnych i metodę identyfikacji wsadowej opracowano model napędowego koła ciągnika,
- na podstawie badań polowych wyznaczono modele sił oporu narzędzi dla poszczególnych profili glebowych, ujmujące zależność siły oporów narzędzia od głębokości i szerokości skrawania oraz od prędkości liniowej agregatu.

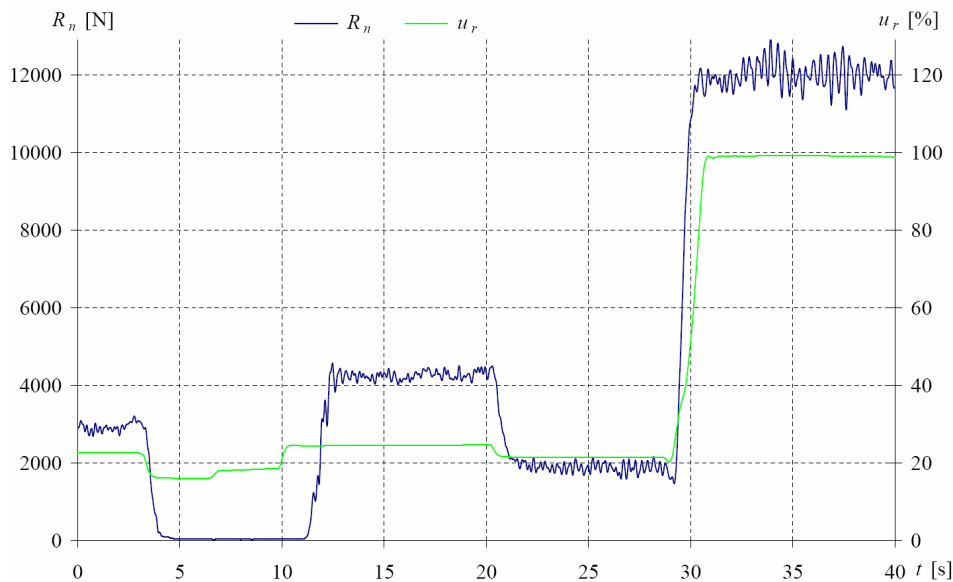
Opracowane modele zostały dopasowane na poziomie istotności około 95%.

Uzyskane modele zostaną wykorzystane do symulacji pracy agregatu maszynowego.

8. WERYFIKACJA MODELU SYMULACYJNEGO

Model symulacyjny opracowano na podstawie modeli eksperymentalnych (niektórych podukładów agregatu maszynowego) i matematycznego.

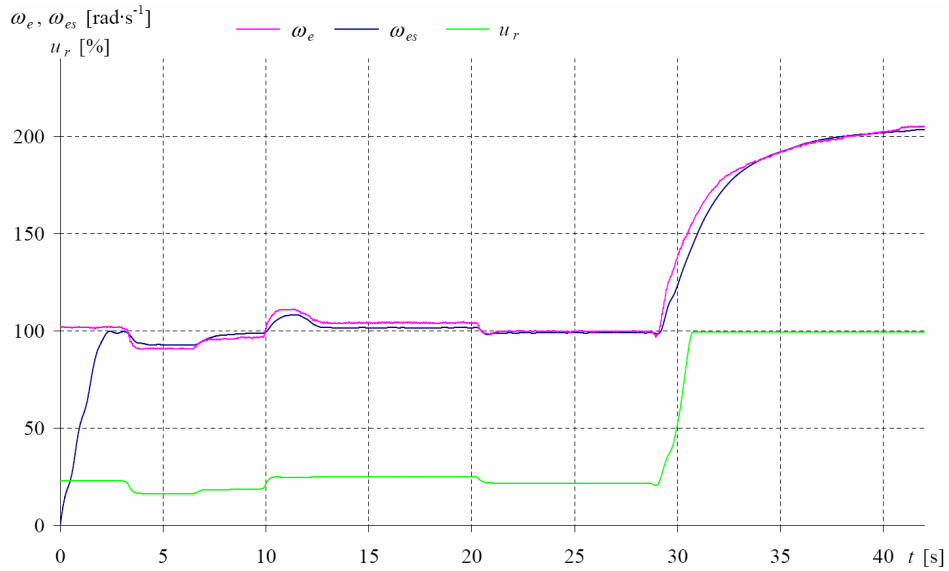
W celu sprawdzenia opracowanych modeli przeprowadzono symulację procesu funkcjonowania agregatu maszynowego. W programie symulacyjnym wykorzystano wszystkie wielkości i zależności dotyczące ciągnika, narzędzi i podłoża. Jako wielkości zmienne, uruchamiające symulację, wprowadzono przebiegi zarejestrowanych odpowiednio wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa i siły oporów narzędzia (rys. 8.1). Otrzymane wielkości przedstawiono na rysunkach 8.2÷8.6.



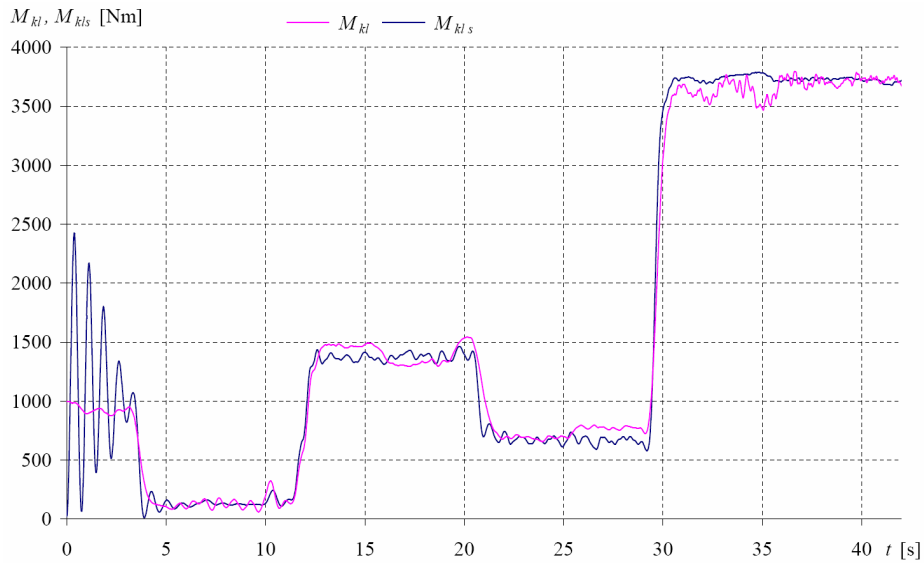
Rys. 8.1. Przebieg siły oporów narzędzia R_n przy zmiennym położeniu urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r , w funkcji czasu

Przebiegi prędkości kątowej silnika: symulowany ω_{es} , i zarejestrowany ω_e , przy zmiennej wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r (rys. 8.1) przedstawiono na rysunku 8.2. Charakter przebiegu tych prędkości odzwierciedla symulację prędkości kątowej silnika ciągnika.

Na rysunku 8.3 przedstawiono zapis zmian momentu obrotowego lewej półosi napędowej, otrzymany w wyniku symulacji M_{kls} i przebieg momentu obrotowego M_{kl} zarejestrowany podczas badań ciągnika. W wyniku porównania momentu obrotowego z symulacji z badaniem widać dobrą zgodność tych wielkości.



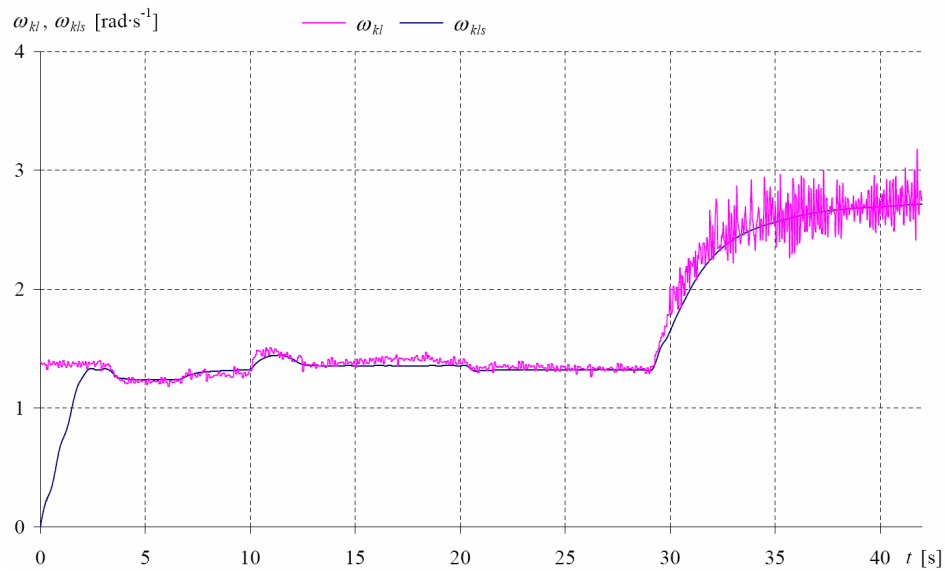
Rys. 8.2. Przebiegi prędkości kątowej silnika: symulowany ω_{es} i zarejestrowany ω_e , w zależności od sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r .



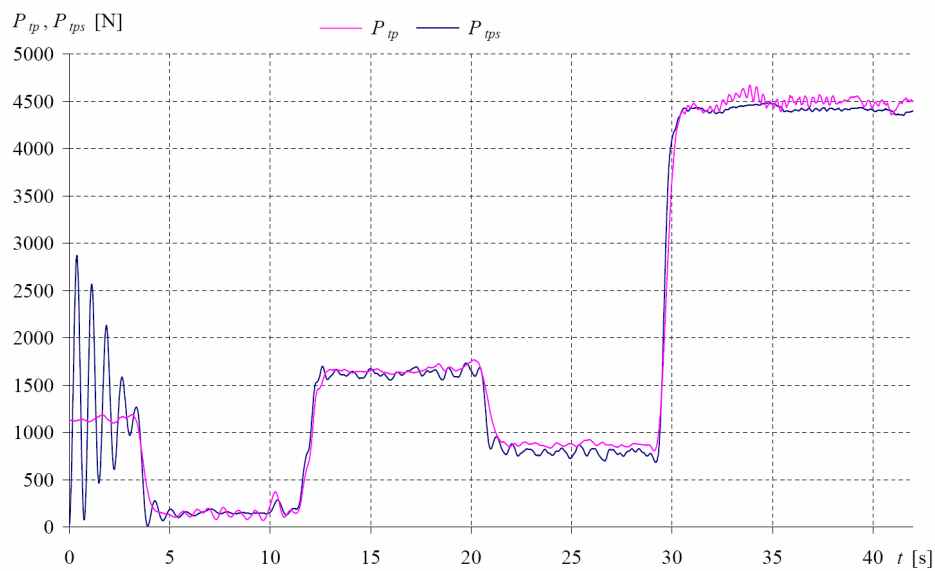
Rys. 8.3. Przebiegi momentu obrotowego lewej półosi napędowej: symulowany M_{kls} i z badań eksperymentalnych M_{kl}

Rysunek 8.4 przedstawia przebiegi symulacji prędkości kątowej koła napędowego ω_{kls} i prędkości kątowej ω_{kl} uzyskaną w trakcie badań eksperymentalnych. Około 35 sekundy wystąpiły znaczne wahania zarejestrowanej prędkości

kątowej, najprawdopodobniej spowodowane chwilową znaczną nierównością podłoża, co mogło zaburzyć ruch koła napędowego (znaczny spadek momentu – rys. 8.3) i spowodować zakłócenie sygnału.



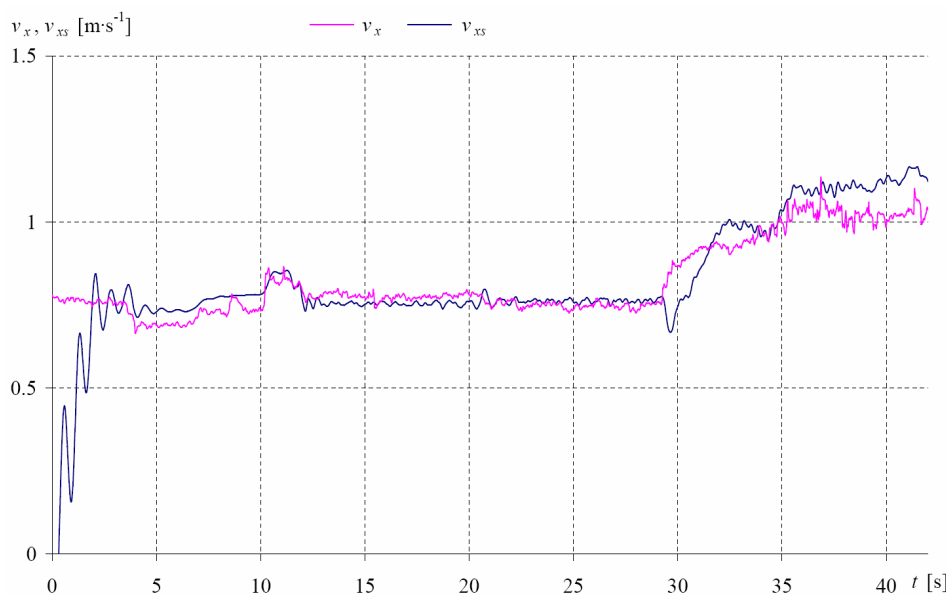
Rys. 8.4. Przebiegi prędkości kątowej koła napędowego ciągnika: symulowany ω_{kl} i zarejestrowany ω_{kls}



Rys. 8.5. Przebiegi siły napędzającej prawe koło ciągnika: symulowany P_{tps} i otrzymany podczas badań polowych agregatu maszynowego P_{tp}

Na rysunku 8.5 przedstawiono zapisy zmian w czasie siły napędzającej prawe koło ciągnika otrzymane w wyniku symulacji P_{tps} i podczas badań polowych agregatu maszynowego P_{tp} . Na podstawie porównania obydwóch zapisów można stwierdzić, że wystąpiła ich zgodność.

Porównanie symulowanego przebiegu prędkości liniowej agregatu maszynowego v_{xs} z przebiegiem rzeczywistym prędkości jazdy uzyskanej podczas badań polowych agregatu v_x przedstawiono na rysunku 8.6.



Rys. 8.6. Przebiegi prędkości liniowej agregatu maszynowego: symulowany v_{xs} i zarejestrowany v_x

Na niektórych rysunkach (np. rys. 8.3, 8.5 i 8.6) można zaobserwować – w przedziale czasu od zera do około trzeciej sekundy – bardzo duże zmienności symulowanych wielkości, charakteryzujące się znaczną amplitudą. Występujące różnice między wartościami symulowanymi a zarejestrowanymi są spowodowane m.in. odmiennym sposobem rozpoczęcia symulacji (silnik startuje od zera) w stosunku do warunków rzeczywistych (przed rozpoczęciem jazdy agregatem – silnik już pracował).

Na podstawie przebiegów zarejestrowanych wielkości fizycznych oraz analizy wyników badań można stwierdzić, że charakter i wartości poszczególnych wielkości symulowanych odzwierciedlają ich przebiegi rzeczywiste.

W rozdziale 8. dokonano weryfikacji opracowanego programu komputerowego w środowisku MATLAB, obejmującego matematyczny model procesu funkcjonowania agregatu maszynowego, w którym rozpatrzono najistotniejsze wielkości opisujące ten proces:

- prędkość kątową silnika (rys. 8.2),
- moment skręcający pólś napędową (rys. 8.3),
- prędkość kątową koła napędowego (rys. 8.4),
- siłę napędzającą ciągnik (rys. 8.5),
- prędkość liniową agregatu maszynowego (rys. 8.6).

Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, że opracowane modele cząstkowe z dużą dokładnością odwzorowują rzeczywiste wielkości fizyczne i mogą być podstawą wykonywania symulacyjnych badań komputerowych.

9. BADANIA SYMULACYJNE PROCESU FUNKCJONOWANIA AGREGATU MASZYNOWEGO

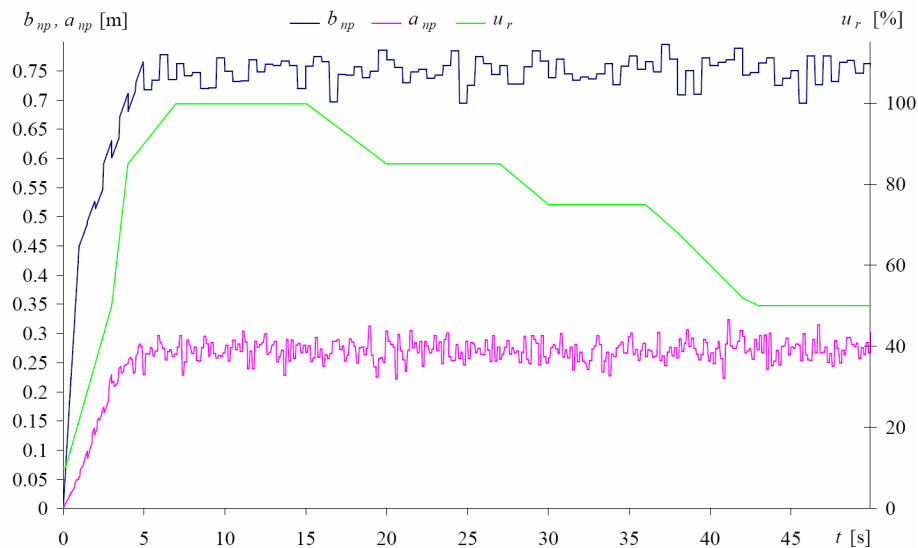
W celu analizy procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w różnych warunkach polowych w zależności od wyboru jego wielkości wejściowych, tj. nastawialnych (silnika, układu przeniesienia napędu, narzędzia) oraz określenia jak wpływają te czynniki na efekty pracy agregatu, dokonano symulacji komputerowej jego funkcjonowania.

9.1. WPŁYW WIELKOŚCI WEJŚCIOWYCH NA PROCES FUNKCJONOWANIA AGREGATU

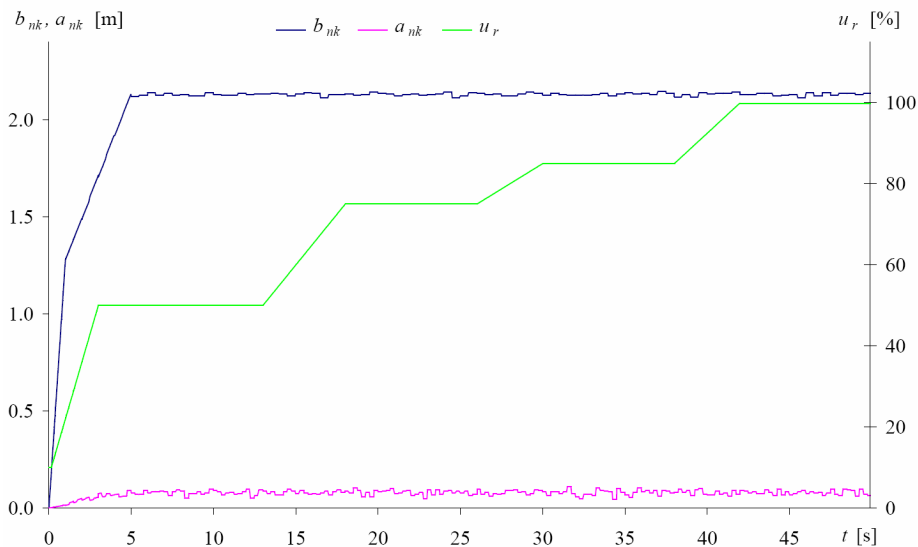
Podczas procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w warunkach polowych występują zmiany głębokości i szerokości skrawania gleby. W związku z tym do symulacji przyjęto trzy wartości głębokości orki o średnich wartościach głębokości: $a_{np1} = 0,20$ m, $a_{np2} = 0,24$ m, $a_{np3} = 0,28$ m, o wariancji 0,002 i częstości zmian 0,15 s. Średnią wartość szerokości przyjęto $b_{np} = 0,75$ m, o wariancji 0,004 i częstości zmian 0,5 s. Przykładowe przebiegi tych wielkości przedstawiono na rysunku 9.1.

W metodyce badań eksperymentalnych (podrozdz. 6.4) w opracowanym grafie badań przedstawiono m.in. cztery wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa. Sposób zmian i czas trwania poszczególnych wartości tego sygnału oparto na wyniku badań polowych. Na rysunku 9.1 przedstawiono również przebieg sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r . Od czasu startu (zera) do siódmej sekundy osiągnięto 100% wartości sygnału (czas rozbiegu). Taka wartość sygnału trwała do piętnastej sekundy. W przedziale czasu od 15 s do 20 s nastąpiło obniżenie wartości sygnału do 85%, który trwał do 27 s. Od 27 s do 30 s zmieniono wartość na 75% i utrzymano ją do 36 s. W przedostatnim przedziale czasowym, tj. od 36 s do 42 s, obniżono wartość sygnału do 50% i pozostawiono ją bez zmiany do końca symulacji. Powyższe wielkości zostały wykorzystane w symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z pługiem.

Do symulacji pracy ciągnika z kultywatorem zastosowano przebiegi sygnałów przedstawione na rysunku 9.2. Przebieg sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r w czasie był następujący: od zera do trzeciej sekundy – osiągnął wartość 50% i zachował ją do 13 s w przedziale czasu od 13 s do 18 s nastąpił wzrost tego sygnału do wartości 75% i trwał on do 26 s. Kolejno w czasie od 26 s do 30 s, zmieniono wartość na 85% i utrzymano ją do 38 s. W przedostatnim przedziale czasowym, tj. od 38 s do 42 s podwyższono wartość do 100% i pozostawiono ją bez zmiany do końca symulacji, tj. do 50 s. Przyjęto trzy średnie wartości głębokości skrawania gleby: $a_{nk1} = 0,08$ m, $a_{nk2} = 0,12$ m, $a_{nk3} = 0,16$ m, o wariancji 0,001 i częstości zmian 0,25 s, a także średnią wartość szerokości skrawania $b_{nk} = 2,13$ m, o wariancji 0,004 i częstości zmian 0,5 s.



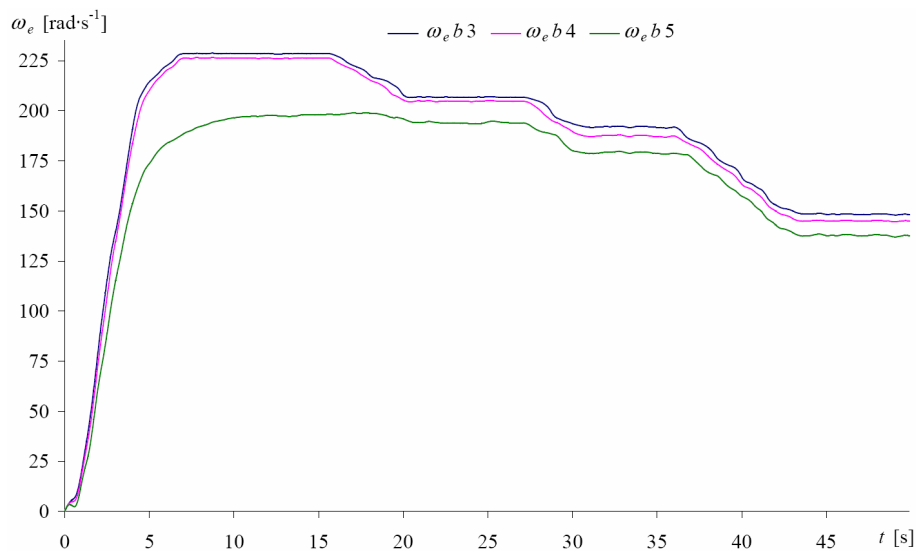
Rys. 9.1. Zmiany wartości głębokości a_{np} i szerokości b_{np} skrawania gleby oraz sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r w funkcji czasu, przyjęte do symulacji pracy ciągnika z pługiem



Rys. 9.2. Zmiany wartości głębokości a_{nk} i szerokości b_{nk} skrawania gleby oraz sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r w funkcji czasu, przyjęte do symulacji pracy ciągnika z kultywátorem

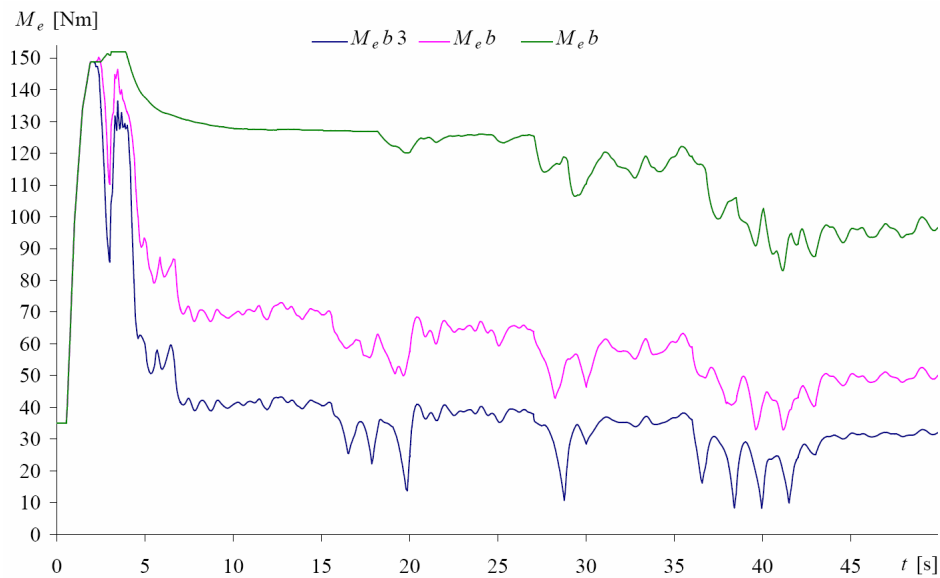
W trakcie kolejnych symulacji procesu funkcjonowania agregatów maszynowych dokonywano następujących zmian: wybór przełożenia (biegu) układu przeniesienia napędu, odmienne właściwości gleb.

Symulacja miała na celu umożliwić dokonanie porównania przebiegów takich wielkości jak: prędkości kątowych i momentów obrotowych silnika, oporów narzędzi oraz wydajności powierzchniowej, jednostkowego zużycia paliwa i sprawności agregatu maszynowego. Na rysunkach 9.3÷9.10 przedstawiono przebiegi zmian powyższych wielkości.

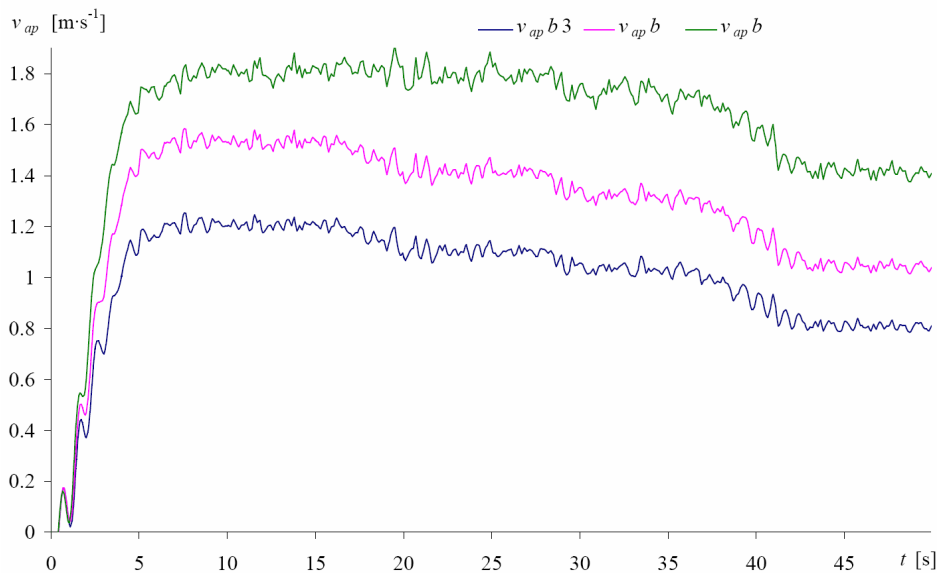


Rys. 9.3. Zmiany wartości prędkości kątowej silnika ω_e , dla różnych wartości wielkości u_r (rys. 9.1) w funkcji czasu, na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), podczas symulacji pracy ciągnika z pługiem, przy głębokości skrawania $a_{np2} = 0,24$ m, gleba – pył gliniasty bezszkieletowy

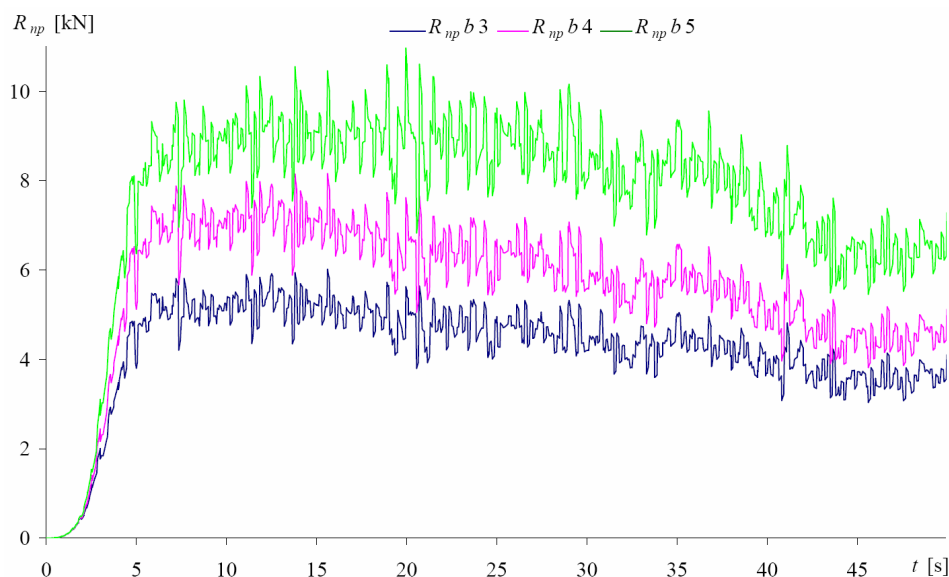
Z przebiegów prędkości kątowej silnika ω_e (rys. 9.3) i momentu obrotowego silnika M_e (rys. 9.4), na poszczególnych biegach $b3$, $b4$, $b5$, podczas symulacji pracy ciągnika z pługiem, o głębokości skrawania $a_{np2} = 0,24$ m na glebie – pył gliniasty, wynikają wielkości obciążenia silnika. Przy sygnale $u_r = 100\%$ (przedział czasu od 7 s do 15 s), na piątym biegu, silnik nie osiągnął wartości wielkości znamionowych. Duże zmiany (spadki) momentu obrotowego w przedziałach czasowych 15÷20 s, 27÷30 s, 36÷43 s są spowodowane obniżaniem w tych przedziałach wartości sygnału sterującego dawkowaniem paliwa u_r (rys. 9.1), co powoduje zmniejszanie prędkości liniowej agregatu v_{ap} (rys. 9.5), a to skutkuje spadkiem wartości siły oporu narzędzia (pługa) R_{np} (rys. 9.6).



Rys. 9.4. Zmiany wartości momentu obrotowego silnika M_e dla różnych wartości wielkości u_r (rys. 9.1) w funkcji czasu, na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), podczas symulacji pracy ciągnika z pługiem, przy głębokości skrawania $a_{np2} = 0,24$ m, gleba – pył gliniasty



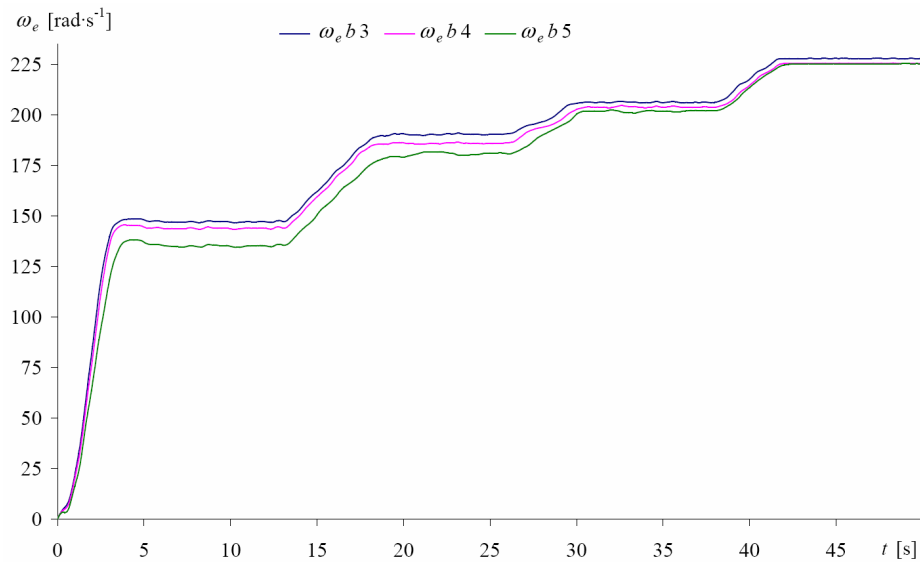
Rys. 9.5. Zmiany wartości prędkości liniowej agregatu v_{ap} dla różnych wartości wielkości u_r (rys. 9.1) w funkcji czasu, na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), podczas symulacji pracy ciągnika z pługiem, przy głębokości skrawania $a_{np2} = 0,24$ m, gleba – pył gliniasty



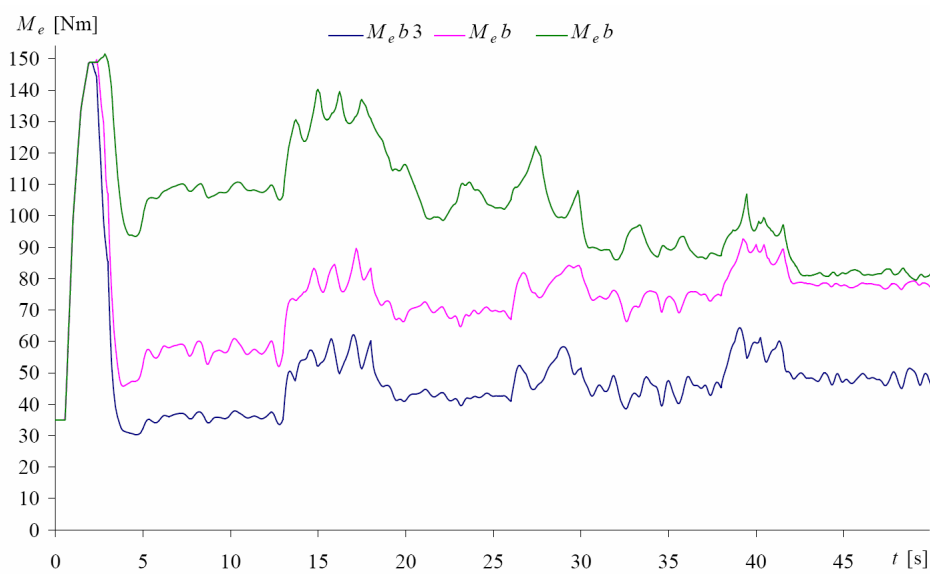
Rys. 9.6. Zmiany wartości siły oporu narzędzia R_{np} dla różnych wartości wielkości u_r (rys. 9.1) w funkcji czasu, na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), podczas symulacji pracy ciągnika z pługiem, przy głębokości skrawania $a_{np2} = 0,24$ m, gleba – pył gliniasty

Zmiany wartości prędkości kątowej silnika ω_e (rys. 9.7) i momentu obrotowego silnika M_e (rys. 9.8) na poszczególnych biegach $b3$, $b4$, $b5$, podczas symulacji pracy ciągnika z kultywátorem, przy głębokości skrawania ($a_{nk3} = 0,16$ m), gleba – glina ciężka odzwierciedlają obciążenia silnika w funkcji czasu. Przy sygnale $u_r = 50\%$ (przedział czasu od 7 s do 13 s), na piątym biegu, silnik osiągnął mniejszą prędkość kątową i znacząco większy moment obrotowy w porównaniu z pozostałymi biegami. W kolejnych przedziałach czasu (18÷26 s, 30÷38 s, 42÷50 s) następuje przyrost wartości prędkości kątowej silnika na wszystkich biegach (rys. 9.7). W tych przedziałach czasu na biegu trzecim i czwartym następuje wzrost wartości momentu obrotowego, a na biegu piątym jego spadek (rys. 9.8) w porównaniu z pierwszym przedziałem czasu tych wielkości.

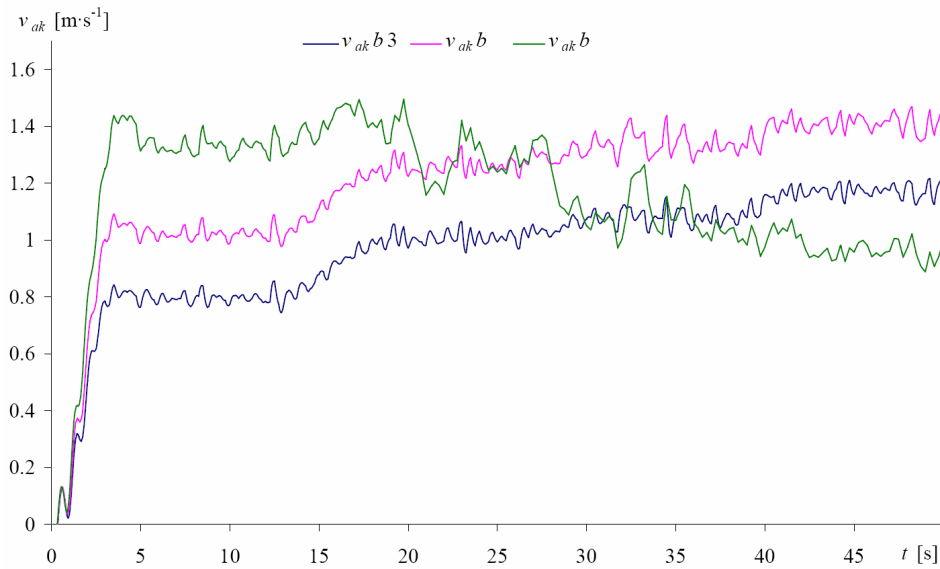
Duże zmiany momentu obrotowego w przedziałach czasu: 13÷18 s, 26÷30 s, 38÷42 s są spowodowane podwyższeniem wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r (rys. 9.2). Powoduje to zwiększanie prędkości liniowej agregatu v_{ak} (rys. 9.9) na biegu trzecim i czwartym, a na piątym biegu zmniejszanie prędkości v_{ak} (rys. 9.9). Skutkuje to wzrostem lub spadkiem wartości siły oporu narzędzia (kultywátora) R_{nk} (rys. 9.10), odpowiednio do wybranego biegu.



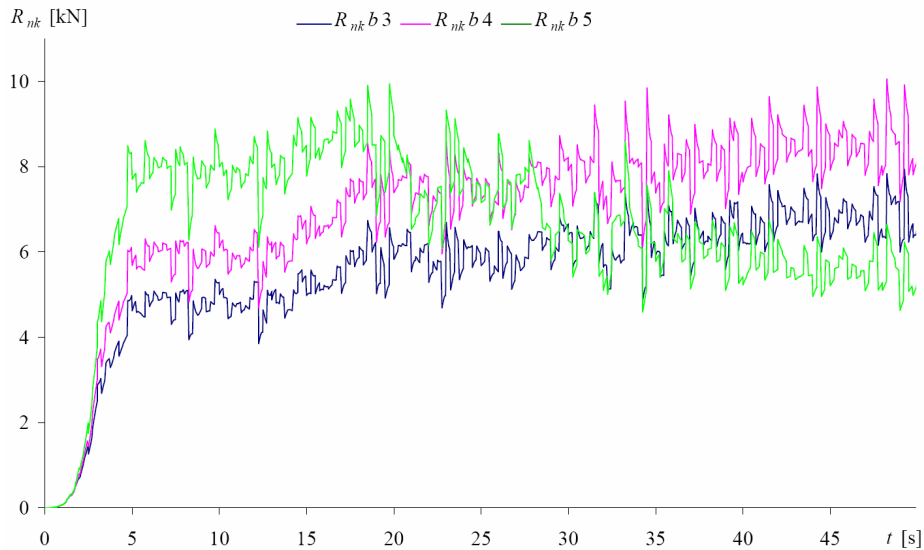
Rys. 9.7. Zmiany wartości prędkości kątowej silnika ω_e dla różnych wartości wielkości u_r (rys. 9.2) w funkcji czasu, na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), podczas symulacji pracy ciągnika z kultywátorem, przy głębokości skrawania $a_{nk3} = 0,16$ m, gleba – glina ciężka



Rys. 9.8. Zmiany wartości momentu obrotowego silnika M_e w zależności od wartości wielkości u_r (rys. 9.2) w funkcji czasu, na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), podczas symulacji pracy ciągnika z kultywátorem, przy głębokości skrawania $a_{nk3} = 0,16$ m, gleba – glina ciężka



Rys. 9.9. Zmiany wartości prędkości liniowej agregatu v_a w zależności od wartości wielkości u_r (rys. 9.2) w funkcji czasu, na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), podczas symulacji pracy ciągnika z kultywátorem, przy głębokości skrawania $a_{nk3} = 0,16$ m, gleba – glina ciężka



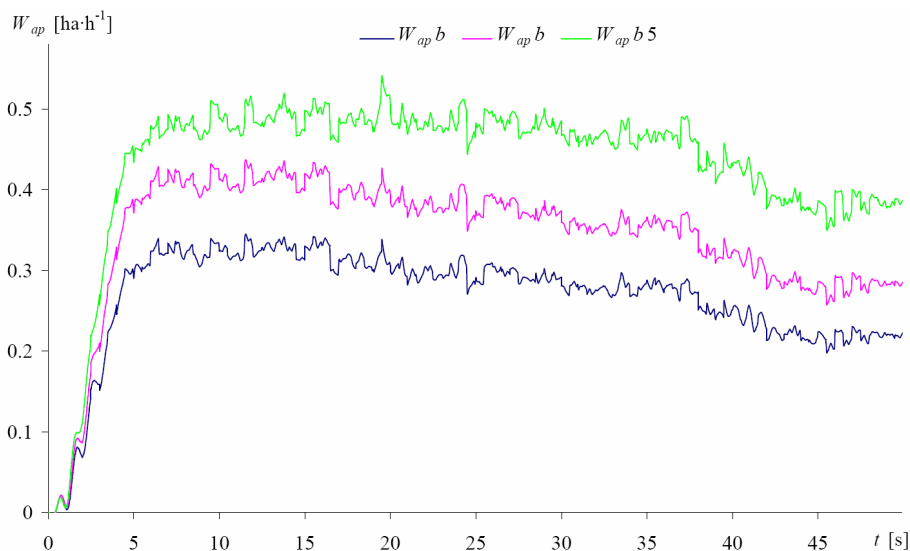
Rys. 9.10. Zmiany wartości siły oporu narzędzia R_{nk} w zależności od wartości wielkości u_r (rys. 9.1) w funkcji czasu, na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), podczas symulacji pracy ciągnika z kultywátorem, przy głębokości skrawania $a_{nk3} = 0,16$ m, gleba – glina ciężka

Na piątym biegu, wskutek zwiększenia wartości sygnału u_r , nastąpiło zwiększenie prędkości agregatu, co spowodowało wzrost siły oporów skrawania. Z kolei spowodowało to po osiągnięciu maksymalnej wartości współczynnika siły napędzającej znaczny jego spadek. W konsekwencji ostatecznie nastąpił znaczny przyrost wartości poślizgu kół napędowych (rys. 9.17), a w jego efekcie spadek prędkości ciągnika i siły uciągu, a tym samym momentu obrotowego silnika (rys. 9.8). Z charakterystyki silnika spalinowego wynika, że w tym przypadku wzrosła jego prędkość kątowna.

Przedstawione zmiany wartości wielkości opisujących proces funkcjonowania ciągnika z narzędziem determinują cechy eksploatacyjne tego procesu, tj. prędkość liniową agregatu, prędkość kątowną i moment obrotowy silnika oraz siłę oporu narzędzia. Parametry te wpływają na: wydajność powierzchniową, jednostkowe zużycie paliwa, sprawność uciągu ciągnika, sprawność ogólną agregatu maszynowego.

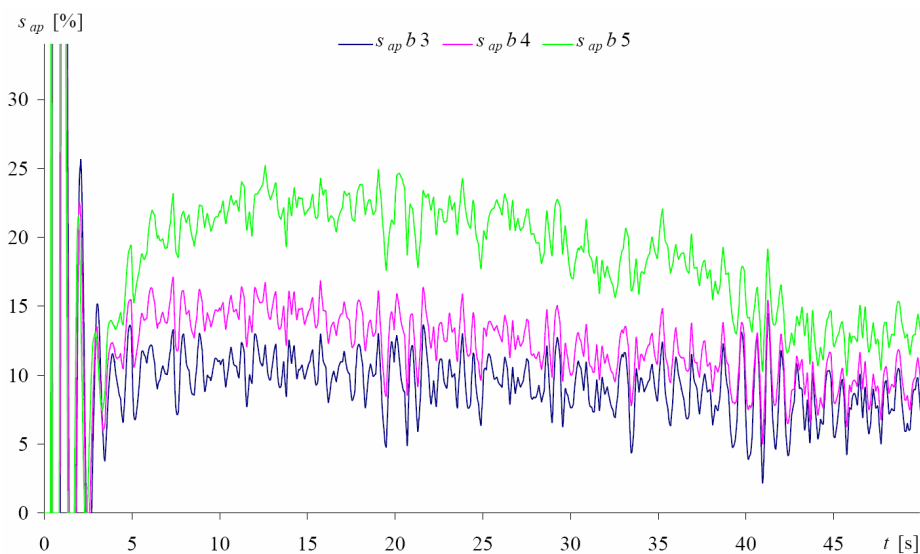
9.2. WPŁYW OBCIĄŻEŃ AGREGATU MASZYNOWEGO NA WYDAJNOŚĆ POWIERZCHNIOWĄ

Na rysunku 9.11 przedstawiono zmiany wartości wydajności powierzchniowej agregatu maszynowego (ciągnik z pługiem, $a_{np2} = 0,24$ m) na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), na glebie – pył gliniasty, według zmiennych sygnałów wejściowych (rys. 9.1).



Rys. 9.11. Zmiany wartości wydajności powierzchniowej agregatu W_{ap} w zależności od wartości wielkości u_r (rys. 9.1) w funkcji czasu, na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), podczas symulacji pracy ciągnika z pługiem, przy głębokości skrawania $a_{np2} = 0,24$ m, gleba – pył gliniasty

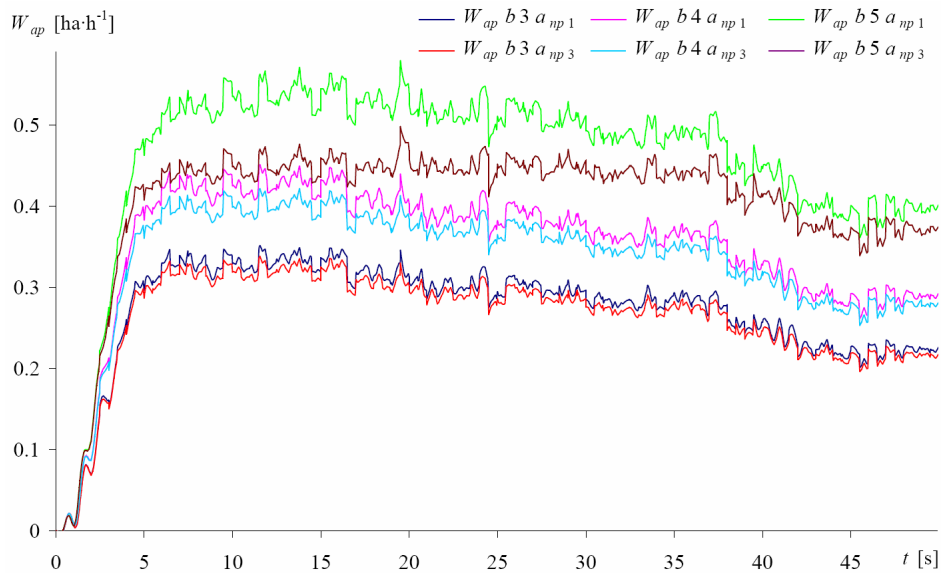
Z przebiegów wydajności wynika, że średnia maksymalną wartość ($0,486 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$) tej wielkości jest uzyskiwana na piątym biegu, podczas wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa $u_r = 100\%$, tj. w przedziale czasu od 7 s do 15 s, gdzie średni poślizg kół napędowych wynosi 20,8% (rys. 9.12). Uzyskiwane wartości wydajności powierzchniowej agregatu w rozpatrywanych wariantach pracy agregatu, tj. na niższych biegach są mniejsze. W zależności od zmniejszania wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r na poszczególnych biegach, uzyskiwane wartości wydajności są zależne odpowiednio od wartości tego sygnału.



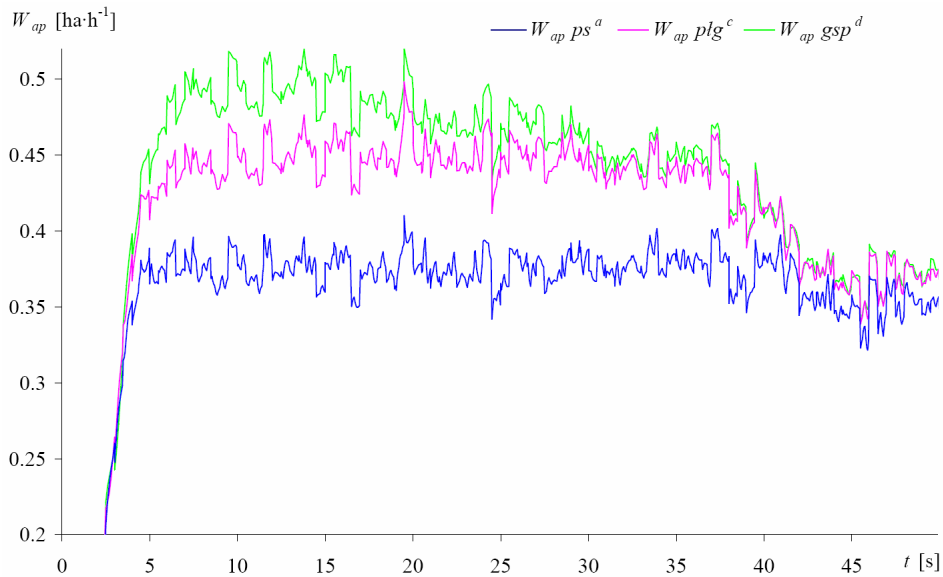
Rys. 9.12. Zmiany wartości poślizgu kół napędowych s_{ap} przy różnych wartościach wielkości: u_r (rys. 9.1) w funkcji czasu, na poszczególnych biegach (b3, b4, b5), podczas symulacji pracy ciągnika z pługiem, przy głębokości skrawania $a_{np2} = 0,24 \text{ m}$, gleba – pył gliniasty

W przypadku przyjęcia kryterium maksymalnej wydajności, pod warunkiem, że poślizg kół napędowych nie może przekroczyć 18% [38, 70, 139, 150, 170, 208], należałoby wybrać wartość sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa $u_r = 75\%$ (przedział czasu od 30 s do 36 s) i zastosować piąty bieg. Agregat maszynowy uzyskałby wtedy wydajność powierzchniową $0,466 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$.

W celu porównania zmian wydajności powierzchniowej agregatu dla zmiennych sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{np} na glebie – pył gliniasty, na rysunku 9.13 przedstawiono przebiegi tej wielkości. Wynika z nich, że przy głębokości skrawania a_{np1} , maksymalna jej wartość jest osiągana, gdy $u_r = 100\%$ i $i_{cb5} = 50,241$, a przy głębokości a_{np3} , gdy $u_r = 85\%$ i $i_{cb5} = 50,241$. Wydajność na pozostałych biegach jest mniejsza i w małym stopniu zależna od rozpatrywanych głębokości skrawania. Spowodowane jest to mniejszą prędkością liniową agregatu, a ta wielkość wpływa na opory skrawania gleby.



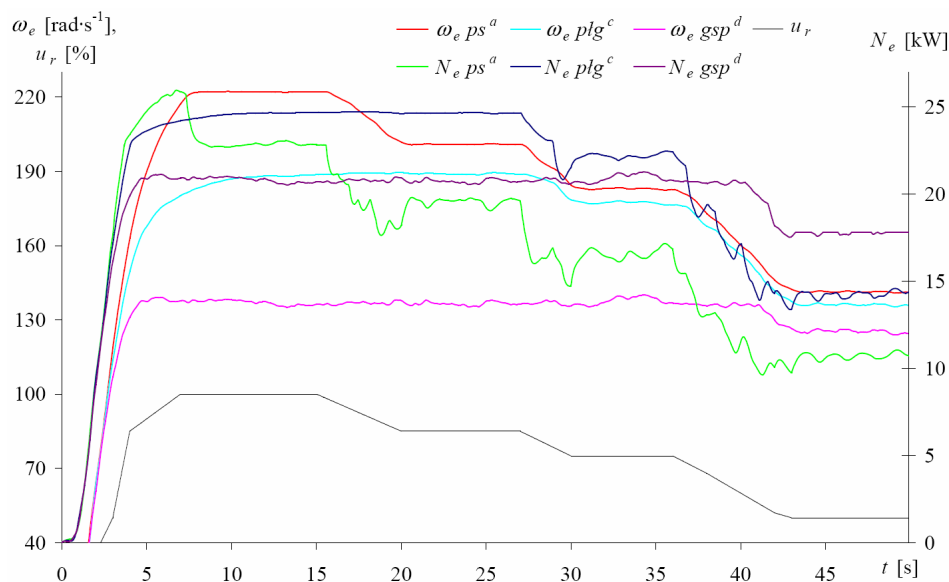
Rys. 9.13. Zmiany wartości wydajności powierzchniowej agregatu W_{ap} podczas symulacji pracy ciągnika z pługiem przy różnych wartościach wielkości: u_r (rys. 9.1) w funkcji czasu, na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), przy głębokości skrawania $a_{np1} = 0,20$ m, $a_{np3} = 0,28$ m, gleba – pył gliniasty



Rys. 9.14. Zmiany wartości wydajności powierzchniowej agregatu maszynowego W_{ap} przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: u_r (rys. 9.1) w funkcji czasu, $i_{cb5} = 50,241$, $a_{np3} = 0,28$ m, na glebach: piasek gliniasty (ps^a), pył gliniasty (plg^c), glina (gsp^d)

Na rysunku 9.14 przedstawiono przebiegi zmian wydajności powierzchniowej agregatu w zależności od zmiennych sygnałów wejściowych (u_r , i_{cb5} , a_{np3}) na trzech glebach, tj. piasku słabo gliniastym słabo szkieletowym (ps^a), pyłu gliniastym bezszkieletowym (plg^c), glinie średniej pylastej bezszkieletowej (gsp^d).

Z przebiegów wydajności wynika, że na piasku gliniastym i pyłu gliniastym maksymalna wydajność agregatu osiągnięta jest przy $u_r = 100\%$ i wykazuje spadek wraz ze zmniejszaniem wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r . Natomiast na glinie, w przedziale czasowym od 7 s do 43 s, zachowuje średnią wartość wydajności ($0,375 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$), pomimo zmiany wartości sygnału u_r w tym przedziale czasowym. Spowodowane to jest ograniczeniem momentu obrotowego (przy przełożeniu całkowitym i_{cb5}) wynikającym z charakterystyki silnika (rys. 9.15) i oporów ruchu agregatu. Podczas pracy agregatu na glinie i na piątym biegu, silnik ciągnika pracował z jednakową (stałą) mocą, pomimo zmiany wartości u_r w przedziale od 100% do 50%. Było to efektem działania wielozakresowego regulatora obrotów silnika.



Rys. 9.15. Zmiany wartości prędkości kątowej ω_e i mocy N_e silnika ciągnika przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: u_r (rys. 9.1) w funkcji czasu, $i_{cb5} = 50,241$, $a_{np3} = 0,28$ m, na glebach: piasek gliniasty (ps^a), pył gliniasty (plg^c), glina (gsp^d)

W tabeli 9.1 przedstawiono uzyskane, w wyniku symulacji, wartości wydajności powierzchniowej agregatu maszynowego W_{ap} (ciągnik z pługiem) dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{np} , na profilach glebowych: piasek słabo gliniasty słabo szkieletowy, pył gliniasty bezszkieletowy, glina średnia pylasta bezszkieletowa.

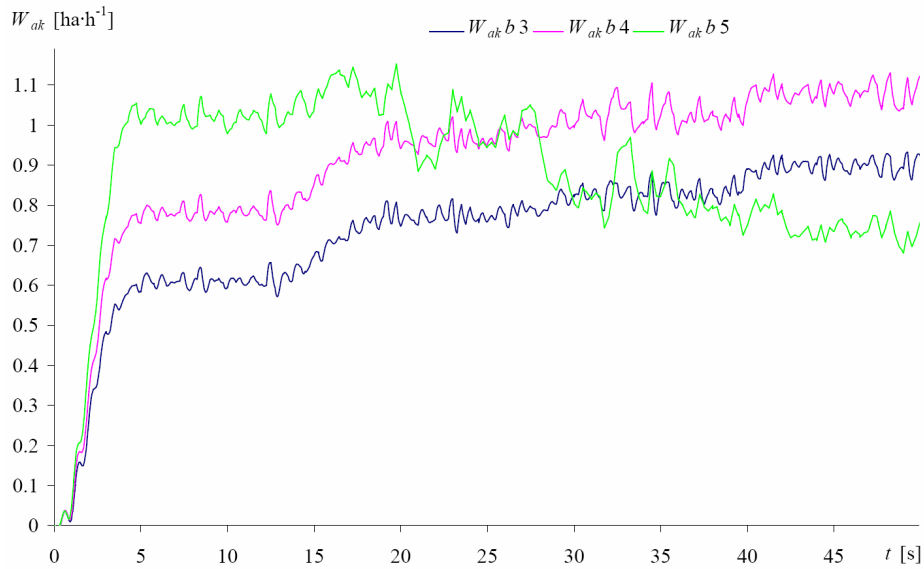
Tabela 9.1. Zestawienie uzyskanych w wyniku symulacji wartości wydajności powierzchniowej agregatu maszynowego (W_{ap} [$\text{ha}\cdot\text{h}^{-1}$], ciągnik z plugiem) dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{np} , na różnych profilach glebowych (najwyższe wartości wielkości W_{ap} , na każdej głębokości i danym profilu glebowym – pogrubiono)

Profil glebowy	Głębokość a_{np} [m]	Wydajność powierzchniowa W_{ap} [$\text{ha}\cdot\text{h}^{-1}$]											
		$i_{cb3} = 100,308$				$i_{cb4} = 74,685$				$i_{cb5} = 50,241$			
		u_r [%]											
		50	75	85	100	50	75	85	100	50	75	85	100
Piasek słabo gliniasty słabo szkieletowy	0,20	0,217	0,277	0,293	0,323	0,281	0,357	0,381	0,416	0,391	0,489	0,516	0,553
	0,24	0,214	0,277	0,289	0,317	0,276	0,394	0,372	0,406	0,381	0,467	0,494	0,524
	0,28	0,211	0,268	0,284	0,311	0,272	0,342	0,365	0,394	0,371	0,449	0,471	0,494
Pył gliniasty bezszkieletowy	0,20	0,221	0,283	0,302	0,331	0,287	0,364	0,391	0,426	0,394	0,488	0,515	0,533
	0,24	0,218	0,278	0,297	0,325	0,281	0,355	0,379	0,413	0,381	0,466	0,482	0,486
	0,28	0,215	0,274	0,292	0,320	0,276	0,347	0,371	0,400	0,386	0,441	0,448	0,447
Gлина średnia pylasta bezszkieletowa	0,20	0,222	0,285	0,305	0,336	0,288	0,366	0,394	0,430	0,384	0,464	0,458	0,459
	0,24	0,219	0,280	0,302	0,330	0,282	0,357	0,383	0,414	0,367	0,423	0,418	0,420
	0,28	0,214	0,275	0,296	0,324	0,277	0,346	0,369	0,396	0,351	0,378	0,373	0,376

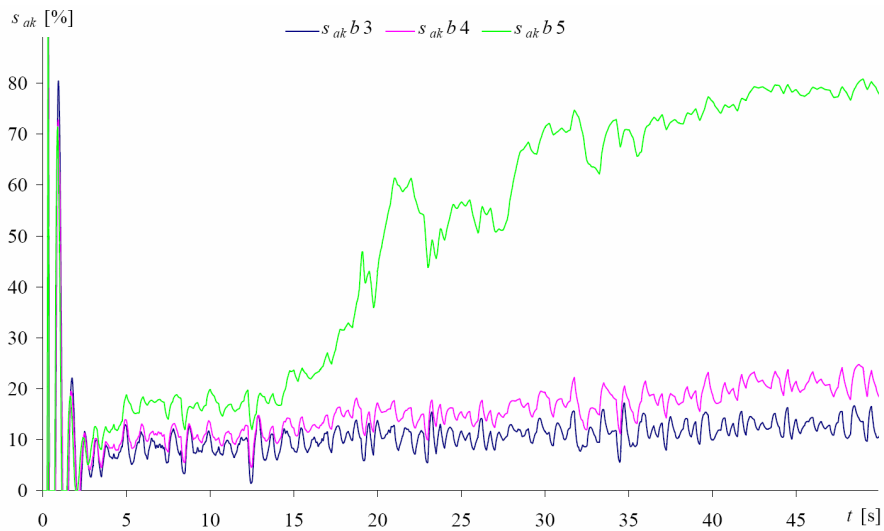
Z przedstawionych w tabeli 9.1 danych wynika, że na piasku słabo gliniastym, przy każdej głębokości orki, maksymalne wartości tej wydajności są uzyskiwane na piątym biegu i_{cb5} i maksymalnej wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r . Na glebie pył gliniasty przy głębokości a_{np3} , maksymalna wydajność agregatu jest uzyskiwana na piątym biegu i $u_r = 85\%$. Na tej glebie, przy głębokościach a_{np1} i a_{np2} , maksymalne wydajności są otrzymane na piątym biegu i_{cb5} i maksymalnej wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r . Maksymalne wydajności powierzchniowe agregatu na glinie średniej, przy głębokościach a_{np1} i a_{np2} , otrzymano na piątym biegu i $u_r = 75\%$. Natomiast na tej glebie, przy głębokości orki a_{np3} , maksymalna wydajność agregatu jest uzyskiwana na czwartym biegu i $u_r = 100\%$.

Na rysunku 9.16 przedstawiono zmiany wartości wydajności powierzchniowej agregatu maszynowego W_{ak} (ciągnik z kultywatozem, $a_{nk3} = 0,16$ m) na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), na glebie – glina ciężka, według zmieniających się wielkości wejściowych (rys. 9.2).

Z przebiegów wydajności wynika, że wartość maksymalna ($1,067 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$) jest uzyskiwana na czwartym biegu, przy wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa $u_r = 100\%$, tj. w przedziale czasu od 42 s do 50 s, gdzie średni poślizg kół napędowych wynosi 22,3% (rys. 9.17).

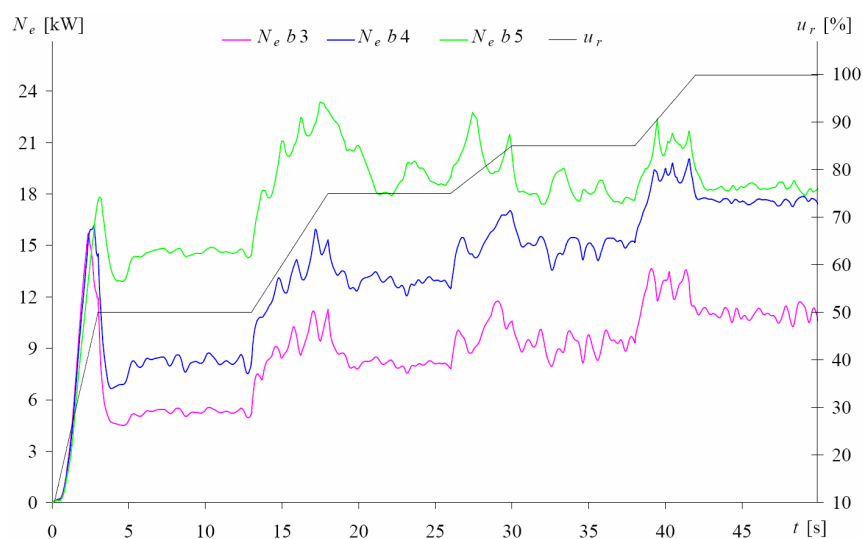


Rys. 9.16. Zmiany wartości wydajności powierzchniowej agregatu W_{ak} przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: u_r w funkcji czasu (rys. 9.2), na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), podczas symulacji pracy ciągnika z kultywatorem, przy głębokości skrawania $a_{nk3} = 0,16$ m, gleba – glina ciężka



Rys. 9.17. Zmiany wartości poślizgu kół napędowych s_{ak} przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: u_r w funkcji czasu (rys. 9.2), na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), podczas symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z kultywatorem, przy głębokości skrawania $a_{nk3} = 0,16$ m, gleba – glina ciężka

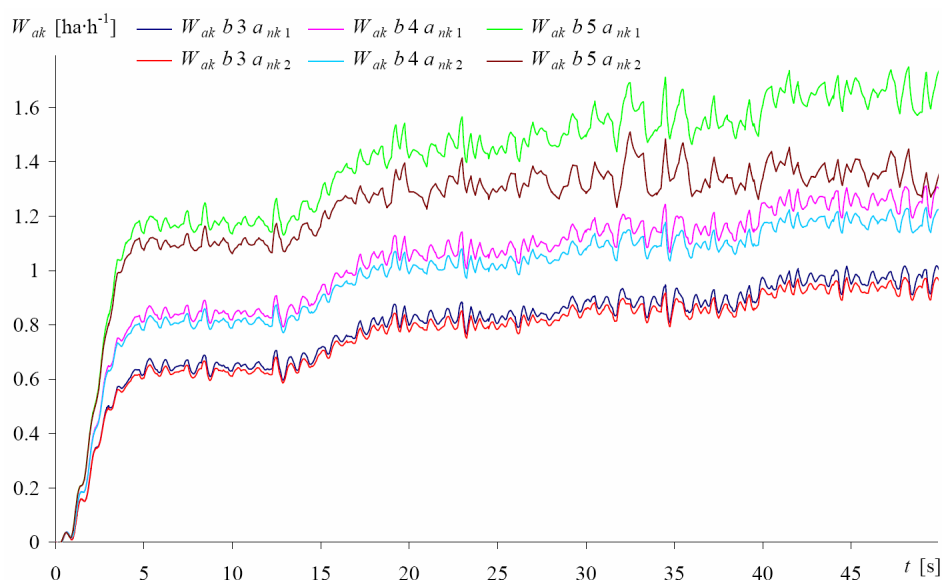
Przy zwiększaniu wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r , na trzecim lub czwartym biegu, wartości wydajności wykazują tendencję wzrostową. W pierwszym przedziale czasu symulacji pracy ciągnika z kultywatorem na piątym biegu (w rozpatrywanych warunkach), wydajność powierzchniowa W_{ak} agregatu wynosi $1,018 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, przy poślizgu 16,7%, a w następnych przedziałach czasu wykazuje znaczne zmniejszenie w porównaniu z tą wartością. Spowodowane to jest bardzo dużym wzrostem poślizgu kół napędowych, który w ostatnim przedziale czasu (42÷50 s) osiąga wartość 78,6% (rys. 9.17), a wydajność wynosi $0,737 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$. Przebiegi symulowanych wielkości mocy silnika spalinowego przedstawiono na rysunku 9.18.



Rys. 9.18. Zmiany wartości mocy silnika ciągnika N_e na poszczególnych biegach (b3, b4, b5), w zależności od u_r w funkcji czasu, podczas symulacji funkcjonowania ciągnika z kultywatorem, przy głębokości skrawania $a_{nk3} = 0,16 \text{ m}$, gleba – glina ciężka

Z symulowanego przebiegu mocy silnika wynika, że w zależności od wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r (w całym jego zakresie), na biegach trzecim i czwartym wystąpił przyrost mocy (rys. 9.18). Natomiast na biegu piątym, gdy $u_r = 50\%$, średnia wartość mocy wynosiła 14,7 kW. W przedziale czasu od 13 s do 18 s zmieniono wielkość u_r na wartość 75%. W wyniku tego moc silnika wzrosła do wartości 23 kW (w 18 s), a następnie zmniejszyła się (przy tym u_r) do średniej wartości 19,2 kW (18÷26 s), na skutek znacznego wzrostu poślizgu kół napędowych. W następnych przedziałach czasu (30÷38 s i 45÷50 s), pomimo zmiany wartości $u_r = 85\%$ i 100%, moc silnika osiągnęła około 18,4 kW. Spowodowane to było znacznym wzrostem poślizgu kół napędowych (rys. 9.17).

Wydajność powierzchniową procesu funkcjonowania agregatu maszynowego (ciągnik z kultywátorem) na glinie ciężkiej przy głębokości skrawania $a_{nk1} = 0,08$ m i $a_{nk2} = 0,12$ m dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r, i_{cb} przedstawiono na rysunku 9.19.



Rys. 9.19. Zmiany wartości wydajności powierzchniowej agregatu W_{ak} przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: u_r w funkcji czasu (rys. 9.2), na poszczególnych biegach (b3, b4, b5), podczas symulacji pracy ciągnika z kultywátorem, przy głębokości skrawania $a_{nk1} = 0,08$ m, $a_{nk2} = 0,12$ m, gleba – glina ciężka

Z przebiegów wydajności wynika, że przy głębokościach skrawania a_{nk1} i a_{nk2} maksymalne jej wartości są osiągnięte gdy $u_r = 100\%$ i $i_{cb5} = 50,241$. Wydajność na pozostałych biegach jest mniejsza i w małym stopniu zależna od głębokości skrawania. Spowodowane jest to mniejszą prędkością liniową agregatu, a ta wielkość wpływa na opory skrawania gleby.

W tabeli 9.2 przedstawiono uzyskane w wyniku symulacji wartości wydajności powierzchniowej W_{ak} procesu funkcjonowania ciągnika z kultywátorem dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r, i_{cb}, a_{nk} na poszczególnych profilach glebowych.

Maksymalna wydajność powierzchniowa agregatu maszynowego W_{ak} na różnych glebach i przy różnych głębokościach skrawania jest uzyskiwana na piątym biegu i_{cb5} i maksymalnej wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r , z wyjątkiem pracy na glinie ciężkiej, przy głębokości skrawania kultywátora $a_{nk3} = 0,16$ m, na czwartym biegu dla $u_r = 100\%$.

Tabela 9.2. Zestawienie uzyskanych w wyniku symulacji wartości wydajności powierzchniowej agregatu maszynowego (W_{ak} , ciągnik z kultywatozem) dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{np} , na różnych profilach glebowych

Profil glebowy	Głębokość a_{pk} [m]	Wydajność powierzchniowa W_{ak} [ha·h ⁻¹]											
		$i_{cb3} = 100,308$				$i_{cb4} = 74,685$				$i_{cb5} = 50,241$			
		u_r [%]											
		50	75	85	100	50	75	85	100	50	75	85	100
Piasek słabo gliniasty silnie szkieletowy	0,08	0,654	0,831	0,884	0,974	0,860	1,093	1,167	1,280	1,217	1,530	1,656	1,796
	0,12	0,641	0,815	0,868	0,954	0,838	1,062	1,137	1,241	1,175	1,458	1,573	1,687
	0,16	0,630	0,800	0,853	0,934	0,819	1,030	1,105	1,202	1,133	1,385	1,481	1,565
Pył gliniasty bezszkieletowy	0,08	0,659	0,837	0,891	0,980	0,863	1,095	1,172	1,286	1,216	1,520	1,645	1,780
	0,12	0,645	0,819	0,873	0,958	0,838	1,058	1,137	1,240	1,165	1,432	1,537	1,621
	0,16	0,632	0,800	0,854	0,936	0,815	1,022	1,099	1,189	1,115	1,332	1,394	1,435
Gлина ciężka bezszkieletowa	0,08	0,651	0,828	0,883	0,969	0,845	1,068	1,148	1,257	1,177	1,450	1,556	1,649
	0,12	0,631	0,799	0,856	0,938	0,814	1,019	1,098	1,185	1,000	1,284	1,353	1,355
	0,16	0,611	0,772	0,823	0,899	0,784	0,962	1,028	1,067	1,018	0,982	0,851	0,737

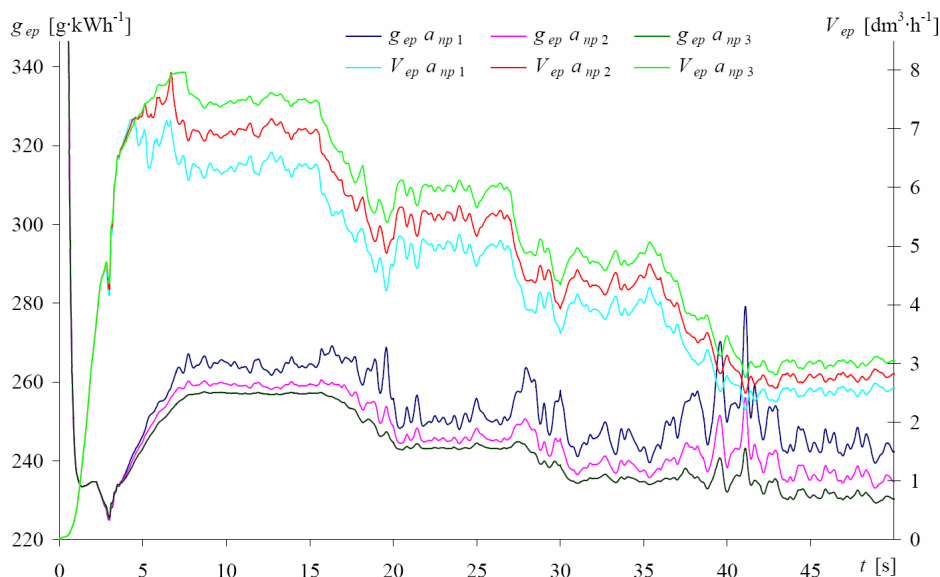
Na podstawie tego fragmentu badań analitycznych stwierdzono, że wydajność powierzchniowa agregatu maszynowego zależy bezpośrednio od prędkości liniowej i szerokości roboczej narzędzia. Z kolei te dwie wielkości decydują o wartości siły oporów narzędzia na danej glebie, równoważonej przez siłę uciągu, z jaką musi pracować ciągnik w danych warunkach. Moc uciągu ciągnika to iloczyn prędkości i siły uciągu, którą musi zapewnić silnik spalinowy. W zależności od wartości momentu obrotowego i prędkości kątowej silnika, uwarunkowane jest jego godzinowe i jednostkowe zużycie paliwa.

9.3. WPLYW OBCIĄŻEŃ AGREGATU MASZYNOWEGO NA ZUŻYCIE PALIWA

W celu określenia wpływu wymienionych w podrozdziale 9.1 wielkości na wartości jednostkowego zużycia paliwa g_e silnika ciągnika oraz wartości zużytego paliwa G_{ha} przypadającą na jeden hektar obrobionej gleby, dokonano kolejnych symulacji procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w analogicznych warunkach, jak przy analizowaniu wydajności powierzchniowej.

Na rysunku 9.20 przedstawiono zmiany wartości jednostkowego g_e i godzinowego V_e zużycia paliwa na biegu czwartym i glebie – glina średnia, podczas pracy agregatu (ciągnik z pługiem) przy trzech głębokościach skrawania (orki) oraz zmiennej wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem

paliwa u_r (rys. 9.1). Z przedstawionych przebiegów wynika, że w rozpatrywanym przypadku pracy agregatu (ciągnik z pługiem) i odpowiednich przedziałach czasowych największe godzinowe zużycie paliwa V_{ep} oraz najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa g_{ep} przez silnik jest osiągane przy głębokości orki $a_{np3} = 0,28$ m, co jest związane z większym wykorzystaniem mocy silnika w porównaniu z mniejszymi głębokościami skrawania.



Rys. 9.20. Zmiany wartości godzinowego V_{ep} i jednostkowego zużycia paliwa g_{ep} przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: u_r w funkcji czasu (rys. 9.1), na biegu czwartym (b4), podczas symulacji pracy ciągnika z pługiem, przy głębokości skrawania $a_{np1} = 0,20$ m, $a_{np2} = 0,24$ m, $a_{np3} = 0,28$ m, gleba – glina średnia

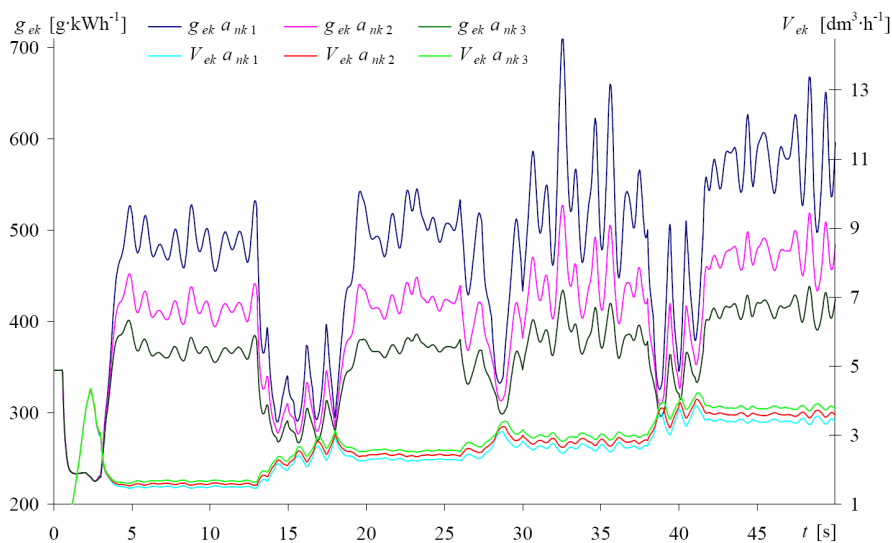
Wartości jednostkowego zużycia g_{ep} przez silnik ciągnika, w rozpatrywanych warunkach procesu funkcjonowania agregatu maszynowego (ciągnik z pługiem) podano w tabeli 9.3.

Z przedstawionych w tej tabeli danych wynika, że silnik ciągnika będzie uzyskiwał najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa g_{ep} podczas orki na rozpatrywanych glebach i na wszystkich głębokościach skrawania, gdy wartość sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa wynosi $u_r = 50\%$ i przełożenie całkowite układu przeniesienia napędu będzie miało wartość $i_{cb5} = 50,241$.

Zmiany wartości jednostkowego g_{ek} i godzinowego V_{ek} zużycia paliwa na biegu trzecim i glebie – pył gliniasty bezszkieletowy, podczas funkcjonowania agregatu maszynowego (ciągnik z kultywátorem) przy trzech głębokościach skrawania oraz dla różnych wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r przedstawiono na rysunku 9.21.

Tabela 9.3. Zestawienie uzyskanych w wyniku symulacji wartości jednostkowego zużycia paliwa silnika agregatu maszynowego (g_{ep} , ciągnik z pługiem) dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{np} , na różnych profilach glebowych

Profil glebowy	Głębokość a_{np} [m]	Jednostkowe zużycie paliwa g_{ep} [g·kWh ⁻¹]											
		$i_{cb3} = 100,308$				$i_{cb4} = 74,685$				$i_{cb5} = 50,241$			
		u_r [%]											
		50	75	85	100	50	75	85	100	50	75	85	100
Piasek słabo gliniasty słaboszkieletowy	0,20	405,1	428,7	443,0	482,2	312,8	317,4	324,6	345,8	242,2	242,6	249,5	263,7
	0,24	379,9	398,6	411,4	446,4	296,8	299,5	306,9	325,9	235,3	238,4	245,9	260,1
	0,28	359,9	375,0	387,0	418,5	284,4	286,7	293,2	312,1	231,4	235,7	244,0	258,3
Pył gliniasty bezszkieletowy	0,20	344,5	355,8	363,7	390,0	272,8	272,9	278,4	293,5	227,5	233,4	242,0	249,3
	0,24	322,4	330,4	338,0	361,2	260,2	260,3	266,9	281,4	225,4	233,6	241,5	243,2
	0,28	305,4	311,3	318,8	339,9	251,0	251,9	258,8	273,6	224,7	234,3	240,3	239,9
Gлина średnia pylasta bezszkieletowa	0,20	293,7	297,5	303,4	320,8	244,1	244,7	251,0	264,2	225,1	234,6	234,4	234,4
	0,24	276,3	278,5	284,7	301,8	236,0	238,4	245,7	259,2	226,8	233,8	233,9	233,9
	0,28	263,3	265,2	272,5	287,9	231,1	235,2	243,4	257,1	228,8	231,7	231,8	231,9



Rys. 9.21. Zmiany wartości godzinowego V_{ek} i jednostkowego zużycia paliwa g_{ek} przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: u_r w funkcji czasu (rys. 9.2), na biegu trzecim ($b3$), podczas symulacji pracy ciągnika z kultywátorem, przy głębokości skrawania $a_{nk1} = 0,08$ m, $a_{nk2} = 0,12$ m, $a_{nk3} = 0,16$ m, gleba – pył gliniasty

Z przedstawionych wielkości (rys. 9.21) wynika, że największe godzinowe V_{ek} i najmniejsze jednostkowe g_{ek} zużycie paliwa w rozpatrywanym przypadku (ciągnik z kultywátorem) wystąpi przy głębokości $a_{nk3} = 0,16$ m w całym zakre-

się wartości wielkości u_r . Zmiana głębokości skrawania na większą powoduje wzrost siły oporów narzędzia, a to z kolei zwiększa obciążenie silnika, co przekłada się na większe godzinowe i mniejsze jednostkowe zużycie paliwa przez silnik ciągnika.

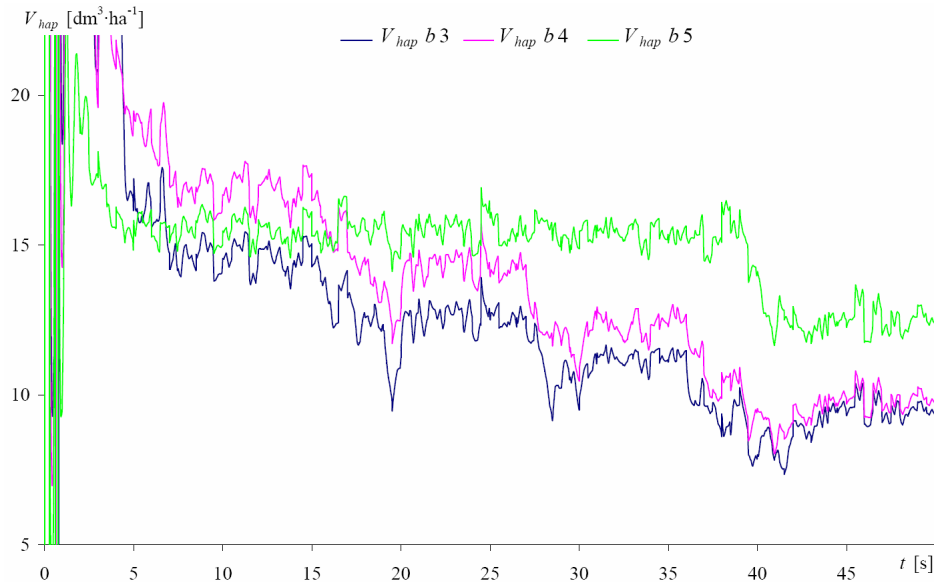
Jednostkowe zużycie paliwa g_{ek} silnika agregatu maszynowego (ciągnik z kultywatozem) dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{nk} na poszczególnych profilach glebowych przedstawiono w tabeli 9.4.

Tabela 9.4. Zestawienie uzyskanych w wyniku symulacji wartości jednostkowego zużycia paliwa silnika agregatu maszynowego (g_{ek} , ciągnik z kultywatozem) dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{nk} , na różnych profilach glebowych

Profil glebowy	Głębokość a_{nk} [m]	Jednostkowe zużycie paliwa g_{ek} [g·kWh ⁻¹]											
		$i_{cb3} = 100,308$				$i_{cb4} = 74,685$				$i_{cb5} = 50,241$			
		u_r [%]											
		50	75	85	100	50	75	85	100	50	75	85	100
Piasek słabo gliniasty silnie szkieletowy	0,08	547,9	588,3	635,8	685,0	405,4	413,6	440,9	461,4	282,2	275,8	287,0	297,1
	0,12	473,2	497,5	530,4	569,7	353,8	354,6	371,4	390,7	256,7	252,6	261,6	274,1
	0,16	422,4	438,5	462,9	496,6	320,1	319,8	332,6	350,1	243,1	242,6	251,1	265,3
Pył gliniasty bezszkieletowy	0,08	483,1	506,2	545,5	581,3	358,7	357,2	379,0	392,1	257,2	251,9	261,7	271,9
	0,12	411,6	423,0	448,5	476,3	312,2	308,0	321,0	334,8	238,5	238,4	246,9	260,2
	0,16	366,1	372,6	390,1	415,3	284,8	281,0	291,4	305,9	230,2	234,4	243,4	258,0
Gлина ciężka bezszkieletowa	0,08	392,1	400,3	429,9	450,6	299,6	294,4	310,3	320,0	233,8	235,5	244,5	257,1
	0,12	332,7	355,1	352,3	370,9	265,0	261,9	272,4	284,7	225,9	233,4	249,1	253,2
	0,16	298,6	299,6	313,2	330,6	247,2	247,6	257,0	272,1	224,7	233,5	246,1	269,2

Z przedstawionych w tabeli 9.4 danych wynika, że najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa jest uzyskiwane, gdy przełożenie całkowite układu przeniesienia napędu wynosi 50,241 (piąty bieg), a wartość sygnału $u_r = 75\%$, na glebach: piasek słabo gliniasty (wszystkie głębokości skrawania), pył gliniasty przy głębokościach a_{nk1} i a_{nk2} . Na pyłe gliniastym przy a_{nk3} i glinie ciężkiej (wszystkie głębokości skrawania) minimalne zużycie uzyskuje się także przy i_{cb5} , lecz dla $u_r = 50\%$.

Na rysunku 9.22 przedstawiono wartości zużycia paliwa na hektar V_{hap} podczas symulowanego procesu funkcjonowania ciągnika z pługiem na glinie średniej przy głębokości orki 0,24 m, na poszczególnych biegach, przy zmianach wartości sygnału u_r (rys. 9.1). Wynika z nich, że w przypadku włączenia biegu trzeciego lub czwartego wraz ze zmianą wartości sygnału u_r następuje zmniejszanie wartości wielkości V_{hap} .

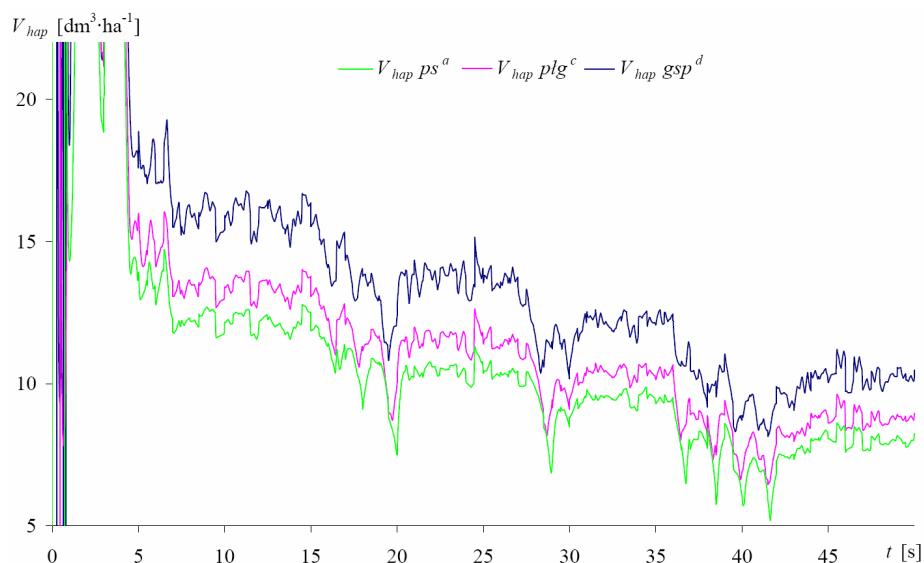


Rys. 9.22. Zmiany wartości zużycia paliwa na jeden hektar V_{hap} przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: u_r w funkcji czasu (rys. 9.2), na poszczególnych biegach ($b3$, $b4$, $b5$), podczas symulacji pracy ciągnika z pługiem, przy głębokości skrawania $a_{np2} = 0,24$ m, gleba – glina średnia

W przypadku załączenia biegu piątego (w przedziale czasowym od 7 s do 38 s) nie zaobserwowano większych zmian wartości zużycia paliwa na hektar (wielkości V_{hap}), pomimo zmian wartości sygnału u_r w tym przedziale czasowym. Spowodowane to było mniejszym obciążeniem momentem obrotowym silnika, wynikającym z mniejszych oporów ruchu agregatu.

Wartości zużycia paliwa na 1 hektar podczas symulacji pracy ciągnika z pługiem na trzecim biegu, przy głębokości orki 0,28 m, na poszczególnych glebach przedstawiono na rysunku 9.23. Zmiany zużycia paliwa na 1 hektar w rozpatrywanym przypadku wykazują zależność wartości wielkości od profilu glebowego i wartości sygnału u_r . Najmniejsze zużycie paliwa V_{hap} wystąpiło na glebie piasek słabo gliniasty, a największe na glinie średniej, w całym zakresie zmiany wartości sygnału u_r . Spowodowane to jest zmianą oporów skrawania narzędzia na poszczególnych glebach (na piasku są najmniejsze).

Wartości zużycia paliwa na 1 hektar przez silnik ciągnika podczas orki w rozpatrywanych warunkach przedstawiono w tabeli 9.5. Z zamieszczonych w tej tabeli danych wynika, że najmniejsze zużycie paliwa na hektar podczas procesu funkcjonowania agregatu maszynowego wystąpi przy wszystkich głębokościach orki na piasku słabo gliniastym i pyle gliniastym, gdy przełożenie całkowite układu przeniesienia napędu wynosi 74,685 (czwarty bieg), a wartość sygnału $u_r = 50\%$. Na glinie średniej, przy wszystkich głębokościach skrawania narzędzia, najmniejsze zużycie paliwa przez silnik wystąpi, gdy będzie wybrany trzeci bieg, a wartość sygnału $u_r = 50\%$.

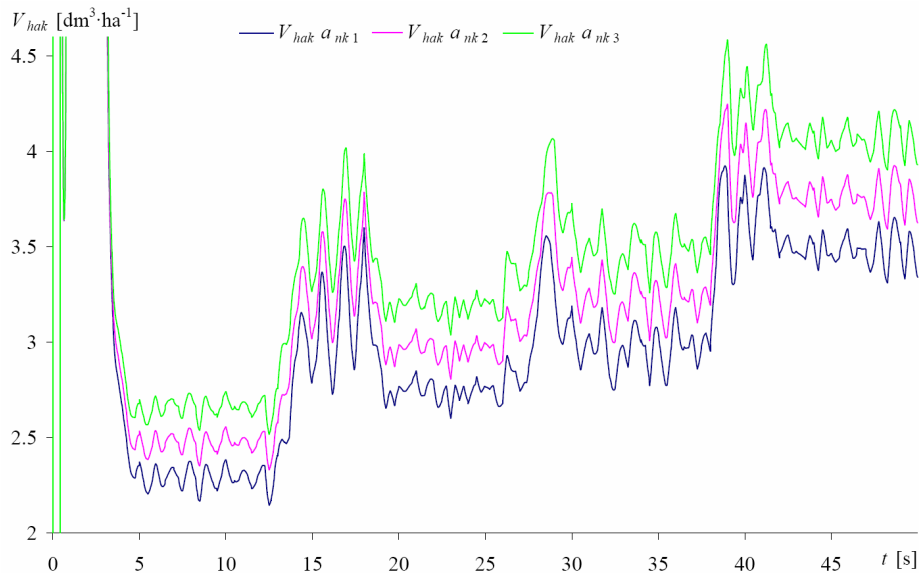


Rys. 9.23. Zmiany wartości zużycia paliwa na hektar V_{hap} podczas symulacji funkcjonowania ciągnika z pługiem przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: $u_r = 100\%$, 85% , 75% i 50% w funkcji czasu, $i_{cb3} = 100,308$, $a_{np3} = 0,28$ m, gleby: piasek gliniasty (ps^a), pył gliniasty (plg^c), glina (gsp^d)

Tabela 9.5. Zestawienie uzyskanych w wyniku symulacji wartości zużycia paliwa na 1 ha gleby uprawianej agregatem maszynowym (V_{hap} , ciągnik z pługiem) dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{np} , na poszczególnych profilach glebowych

Profil glebowy	Głębokość a_{np} [m]	Zużycie paliwa V_{hap} [$dm^3 \cdot ha^{-1}$]											
		$i_{cb3} = 100,308$				$i_{cb4} = 74,685$				$i_{cb5} = 50,241$			
		u_r %											
		50	75	85	100	50	75	85	100	50	75	85	100
Piasek słabo gliniasty słaboszkieletowy	0,20	7,40	8,72	9,56	11,12	6,58	7,83	8,73	10,18	6,68	8,43	9,82	11,57
	0,24	7,72	9,11	10,00	11,63	6,98	8,38	9,39	10,91	7,37	9,46	11,03	13,00
	0,28	8,05	9,51	10,46	12,16	7,40	8,91	10,05	11,72	8,08	10,49	12,24	14,45
Pył gliniasty bezszkieletowy	0,20	7,86	9,23	10,20	11,84	7,36	8,85	10,05	11,73	8,33	11,03	12,98	14,50
	0,24	8,31	9,80	10,86	12,59	8,01	9,73	11,13	12,98	9,40	12,67	14,65	15,14
	0,28	8,80	10,38	11,55	13,37	8,67	10,63	12,19	14,27	10,52	14,22	15,89	15,99
Glina średnia pylasta bezszkieletowa	0,20	8,79	10,32	11,53	13,39	8,83	10,90	12,60	14,79	10,96	14,36	14,41	14,47
	0,24	9,50	11,20	12,63	14,57	9,86	12,33	14,31	16,80	12,52	15,46	15,48	15,49
	0,28	10,27	12,18	13,75	15,88	10,90	13,82	16,09	18,95	13,99	15,52	15,53	15,54

Zmiany zużycia paliwa na hektar podczas symulowania procesu funkcjonowania agregatu maszynowego (ciągnik z kultywátorem) na pyłe gliniasty, przy róźnych wartościach sygnałów wejściowych u_r , a_{nk} , na biegu trzecim przedstawiono na rysunku 9.24.

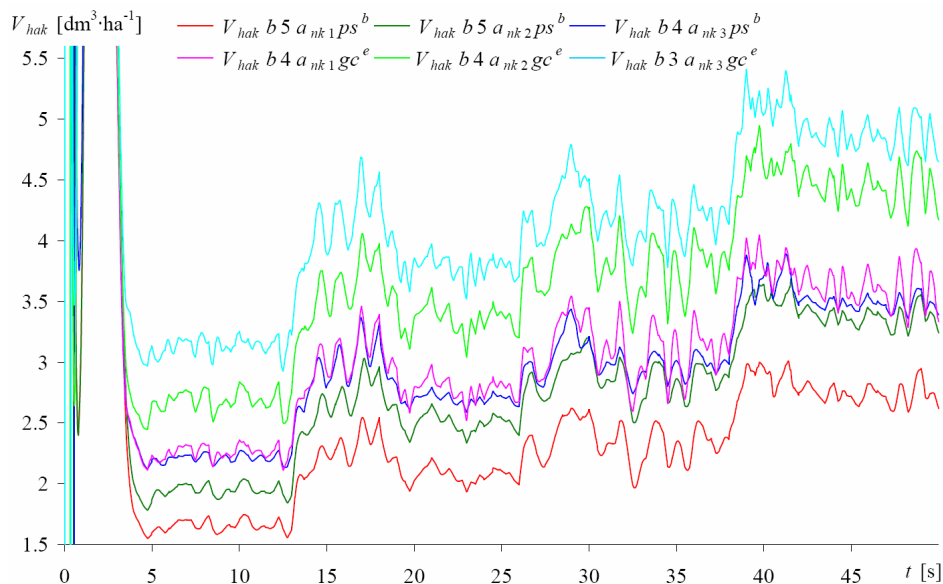


Rys. 9.24. Zmiany wartości zużycia paliwa na jeden hektar V_{hak} podczas symulacji pracy ciągnika z kultywátorem przy róźnych wartościach sygnałów wejściowych: u_r w funkcji czasu (rys. 9.2), bieg trzeci (b_3), przy głębokości skrawania $a_{nk1} = 0,08$ m, $a_{nk2} = 0,12$ m, $a_{nk3} = 0,16$ m, gleba – pył gliniasty

Z analizy zapisów (rys. 9.24) wynika, że ze wzrostem wartości sygnału u_r (rys. 9.2) następuje zwiększenie zużycia paliwa na każdej głębokości skrawania pyłu gliniastego. Najmniejsze wartości V_{hak} są przy głębokości a_{nk1} , a największe przy głębokości a_{nk3} w całym zakresie zmian wartości sygnału u_r . Maksymalne wydajności powierzchniowe uzyskiwano przy $u_r = 100\%$ (tab. 9.2).

Na rysunku 9.25 przedstawiono zmiany zużycia paliwa na hektar przez agregat maszynowy (ciągnik z kultywátorem) na glebie o najmniejszych oporach skrawania (piasek słabo gliniasty silnie szkieletowy) i o największych oporach skrawania (głina ciężka) na wszystkich głębokościach skrawania narzędzia (opis pozostałych wielkości pod rysunkiem).

Z przebiegów wielkości V_{hak} w rozpatrywanych przypadkach (rys. 9.25) wynika, że zużycie paliwa na hektar jest zależne od: zmian wartości sygnału u_r , przełożenia całkowitego układu przeniesienia napędu oraz rodzaju profilu glebowego.



Rys. 9.25. Zmiany w czasie wartości najmniejszego zużycia paliwa na hektar V_{hak} podczas symulacji pracy ciągnika z kultywátorem przy ró¿nych wartoœciach sygnałów wejœciowych: u_r (rys. 9.2), pozostałe wielkoœci wg opisu poni¿ej:

$V_{hak} b5 a_{nk1} ps^b$, $b5$ – piąty bieg, $a_{nk1} = 0,08$ m, ps^b – piasek słabo gliniasty,
 $V_{hak} b5 a_{nk2} ps^b$, $b5$ – piąty bieg, $a_{nk2} = 0,12$ m, ps^b – piasek słabo gliniasty,
 $V_{hak} b4 a_{nk3} ps^b$, $b4$ – czwarty bieg, $a_{nk3} = 0,16$ m, ps^b – piasek słabo gliniasty,
 $V_{hak} b4 a_{nk1} gc^e$, $b4$ – czwarty bieg, $a_{nk1} = 0,08$ m, gc^e – glina cię¿ka,
 $V_{hak} b4 a_{nk2} gc^e$, $b4$ – czwarty bieg, $a_{nk2} = 0,12$ m, gc^e – glina cię¿ka,
 $V_{hak} b3 a_{nk3} gc^e$, $b3$ – trzeci bieg, $a_{nk3} = 0,16$ m, gc^e – glina cię¿ka

Wartoœci zu¿ycia paliwa V_{hak} w rozpatrywanych warunkach procesu funkcjonowania agregatu maszynowego (ciągnik z kultywátorem) podano w tabeli 9.6.

Najmniejsze wartoœci wielkoœci V_{hak} na wszystkich profilach glebowych i w całym zakresie głąbokoœci skrawania kultywátora s¸ uzyskiwane przy wartoœci sygnału $u_r = 50\%$ (tab. 9.6). Podczas obróbki gleby (piasek słabo gliniasty), najmniejsze zu¿ycie paliwa na hektar przy głąbokoœci skrawania a_{nk1} i a_{nk2} mo¿na uzyskaæ na piątym biegu, a przy głąbokoœci a_{nk3} na czwartym biegu. Agregat osi¸gnie najmniejsze zu¿ycie paliwa na hektar pracuj¸c na pyle gliniastym przy głąbokoœci a_{nk1} wybieraj¸c bieg pi¸ty, a przy a_{nk2} i a_{nk3} bieg czwarty. Natomiast uprawiaj¸c glin¸ ci¸¿k¸ tym agregatem na głąbokoœæ a_{nk1} lub a_{nk2} nale¿aloby wybraæ czwarty bieg, a przy a_{nk3} trzeci bieg w celu uzyskania najmniejszych wartoœci wielkoœci V_{hak} .

Z przedstawionej analizy wynika, ¿e zu¿ycie paliwa na hektar zale¿y (poza uwarunkowaniami agrotechnicznymi) od wartoœci u_r i przeło¿enia ukłądu przeniesienia nap¸du i_{cb} .

Tabela 9.6. Zestawienie uzyskanych w wyniku symulacji wartości zużycia paliwa agregatu maszynowego na 1 ha uprawionej gleby (V_{hak} , ciągnik z kultywátorem) dla róźnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{nk} , na poszczególnych profilach glebowych

Profil glebowy	Głębokość a_{nk} [m]	Zużycie paliwa V_{hak} [dm ³ ·ha ⁻¹]											
		$i_{cb3} = 100,308$				$i_{cb4} = 74,685$				$i_{cb5} = 50,241$			
		u_r [%]											
		50	75	85	100	50	75	85	100	50	75	85	100
Piasek słabo gliniasty silnie szkieletowy	0,08	2,23	2,67	2,88	3,38	1,86	2,24	2,42	2,85	1,67	2,08	2,29	2,73
	0,12	2,36	2,83	3,05	3,59	2,04	2,46	2,68	3,15	1,96	2,51	2,81	3,37
	0,16	2,50	3,00	3,24	3,80	2,22	2,70	2,96	3,48	2,26	2,95	3,34	4,00
Pył gliniasty bezszykieletowy	0,08	2,29	2,74	2,96	3,48	1,97	2,38	2,58	3,04	1,89	2,43	2,71	3,27
	0,12	2,47	2,96	3,21	3,76	2,21	2,70	2,96	3,49	2,31	3,07	3,47	4,19
	0,16	2,66	3,20	3,47	4,06	2,46	3,04	3,37	3,97	2,75	3,72	4,26	5,03
Gлина ciężka bezszykieletowa	0,08	2,50	2,99	3,23	3,80	2,27	2,78	3,04	3,59	2,45	3,29	3,72	4,54
	0,12	2,81	3,38	3,68	4,30	2,69	3,36	3,72	4,43	3,17	4,50	4,98	5,84
	0,16	3,14	3,79	4,14	4,86	3,15	4,00	4,49	5,43	3,90	5,46	6,39	8,10

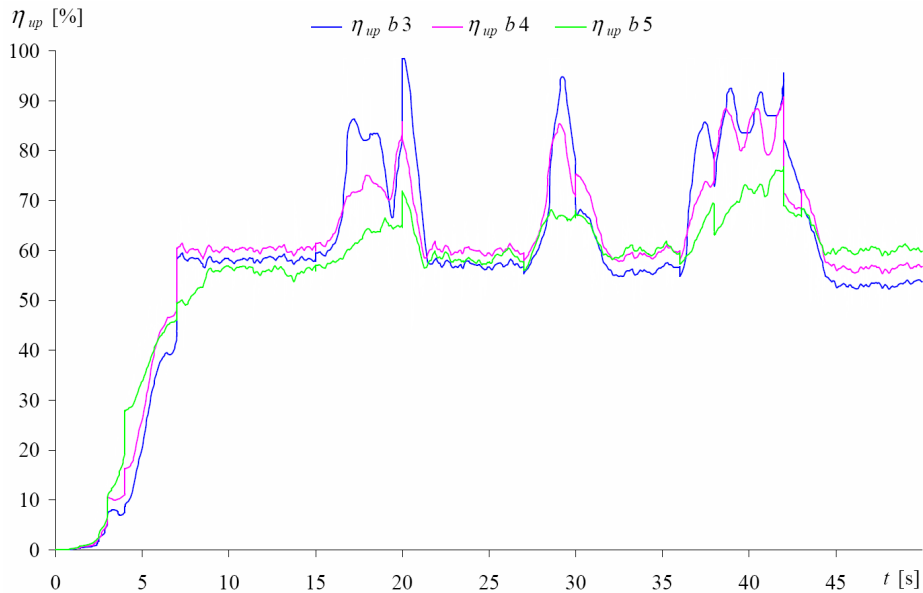
Kolejnym zagadnieniem, ściśle powiązaniem z omówionymi w podrozdziałach 9.2 i 9.3, są sprawności: uciągu i ogólna procesu funkcjonowania agregatu maszynowego.

9.4. WPŁYW OBCIĄŻEŃ AGREGATU MASZYNOWEGO NA SPRAWNOŚĆ

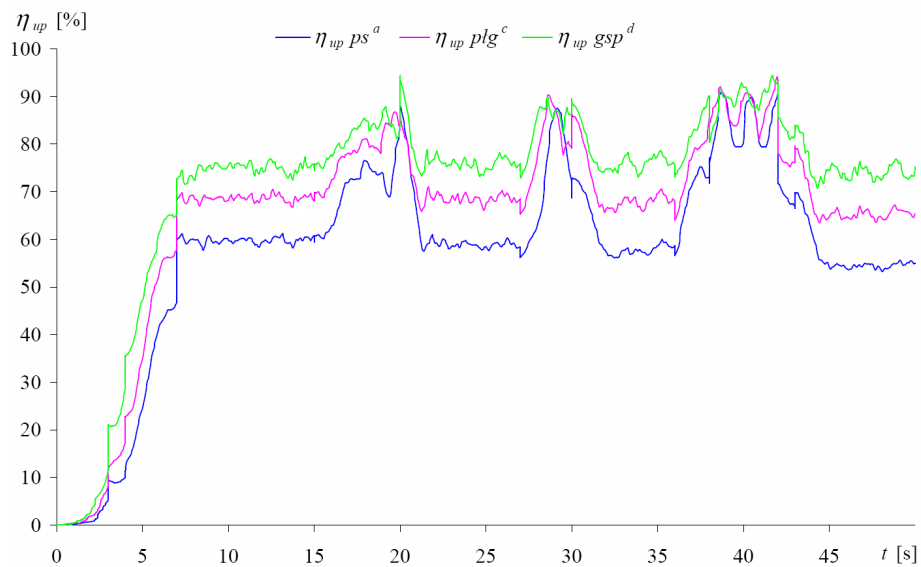
W celu określenia wpływu zmiennego obciążenia agregatu maszynowego na sprawność uciągu i ogólną dokonano symulacji pracy ciągnika z narzędziami.

Przykładowe przebiegi zmian sprawności uciągu ciągnika z pługiem η_{up} dla różnych wartości wielkości wejściowych u_r , i_{cb} i orki o głębokości 0,28 m na piasku słabo gliniastym przedstawiono na rysunku 9.26. Z przebiegów tych wynika, że przy wartości sygnału $u_r = 100\%$, $u_r = 85\%$ największa sprawność uciągu agregatu η_{up} jest uzyskiwana na czwartym biegu. Wraz ze zmianą wartości u_r poniżej 85% ($u_r = 75\%$, $u_r = 50\%$) największa sprawność uciągu η_{up} (ciągnik z pługiem) jest uzyskiwana na piątym biegu. Występujące znaczne wzrosty sprawności uciągu (na każdym biegu) w przedziałach czasowych zmiany wartości (zmniejszanie) sygnału u_r są spowodowane zmniejszaniem prędkości linowej agregatu i wykorzystywaniem jego zasobu energii kinetycznej.

Na rysunku 9.27 przedstawiono wpływ profili glebowych na sprawność uciągu agregatu maszynowego η_{up} na czwartym biegu o głębokości skrawania 0,24 m, w zależności od sposobu zmian wielkości u_r (rys. 9.1).



Rys. 9.26. Zmiany w czasie wartości sprawności uciągu η_{up} podczas symulacji funkcjonowania ciągnika z pługiem przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: $u_r = 100\%$, 85% , 75% i 50% , $b_3 = i_{cb3} = 100,308$, $b_4 = i_{cb4} = 74,685$, $b_5 = i_{cb5} = 50,241$, $a_{np3} = 0,28$ m, gleba – piasek słabo gliniasty słabo szkieletowy



Rys. 9.27. Zmiany w czasie wartości sprawności uciągu η_{up} podczas symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z pługiem przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: $u_r = 100\%$, 85% , 75% i 50% , $i_{cb4} = 74,685$, $a_{np2} = 0,24$ m, gleby: ps^a – piasek słabo gliniasty, plg^c – pył gliniasty bezszkieletowy, gsp^d – glina średnia

Najmniejszą sprawność uciągu ciągnika z pługiem w rozpatrywanym przypadku uzyskano na piasku słabo gliniastym, a najwyższą na glinie średniej w całym zakresie zmian wartości sygnału u_r .

Wartości symulowanych sprawności uciągu η_{up} ciągnika z pługiem dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{np} , na poszczególnych profilach glebowych, przedstawiono w tabeli 9.7.

Tabela 9.7. Zestawienie uzyskanych w wyniku symulacji wartości sprawności uciągu η_{up} agregatu maszynowego (ciągnik z pługiem), dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{np} , na poszczególnych profilach glebowych

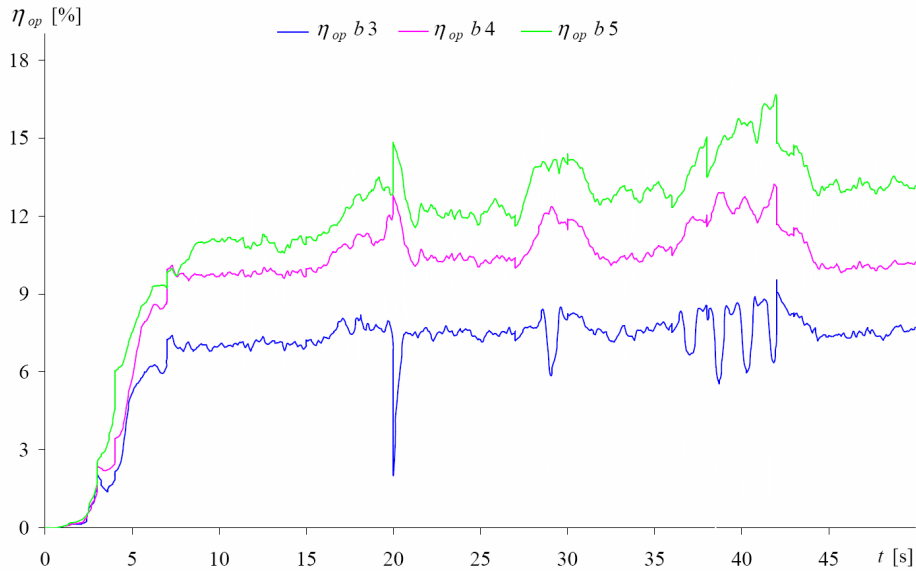
Profil glebowy	Głębokość a_{np} [m]	Sprawność uciągu η_{up} [%]											
		$i_{cb3} = 100,308$				$i_{cb4} = 74,685$				$i_{cb5} = 50,241$			
		u_r [%]											
		50	75	85	100	50	75	85	100	50	75	85	100
Piasek słabo gliniasty słaboszkieletowy	0,20	46,94	50,26	52,06	53,89	51,53	55,42	56,91	58,23	57,37	59,88	59,81	59,77
	0,24	50,61	53,53	55,00	56,46	54,55	57,65	58,73	59,70	59,05	60,18	59,34	58,39
	0,28	53,17	55,89	56,98	58,16	56,58	59,53	59,77	60,28	59,97	59,85	58,12	55,89
Pył gliniasty bezszkieletowy	0,20	58,58	62,31	63,45	65,15	62,67	66,41	67,36	68,48	67,43	65,71	65,51	65,42
	0,24	61,95	65,11	65,80	67,09	65,14	67,93	68,45	68,80	68,49	67,71	65,16	64,02
	0,28	64,31	66,98	67,37	68,31	66,78	68,66	68,50	68,14	68,62	65,47	62,45	62,44
Gлина średnia pylasta bezszkieletowa	0,20	68,92	72,33	72,81	74,29	72,47	75,11	75,88	75,80	75,56	75,40	75,26	75,26
	0,24	71,72	74,50	74,43	75,84	73,99	75,64	75,71	75,20	76,00	74,76	74,45	74,89
	0,28	73,25	75,45	75,33	75,89	75,43	75,87	74,89	72,82	75,74	74,49	74,56	74,51

Podczas symulowanej orki przy głębokości 0,28 m na piasku słabo gliniastym największą sprawność uciągu η_{up} uzyskano na biegu czwartym przy wartości sygnału $u_r = 100\%$. Na pyle gliniastym największą sprawność uciągu η_{up} uzyskano przy głębokości skrawania $a_{np2} = 0,24$ m, na biegu czwartym przy wartości sygnału $u_r = 100\%$. Największą sprawność uciągu η_{up} na glinie średniej uzyskano przy głębokości skrawania $a_{np1} = 0,24$ m, na biegu piątym przy wartości sygnału $u_r = 50\%$.

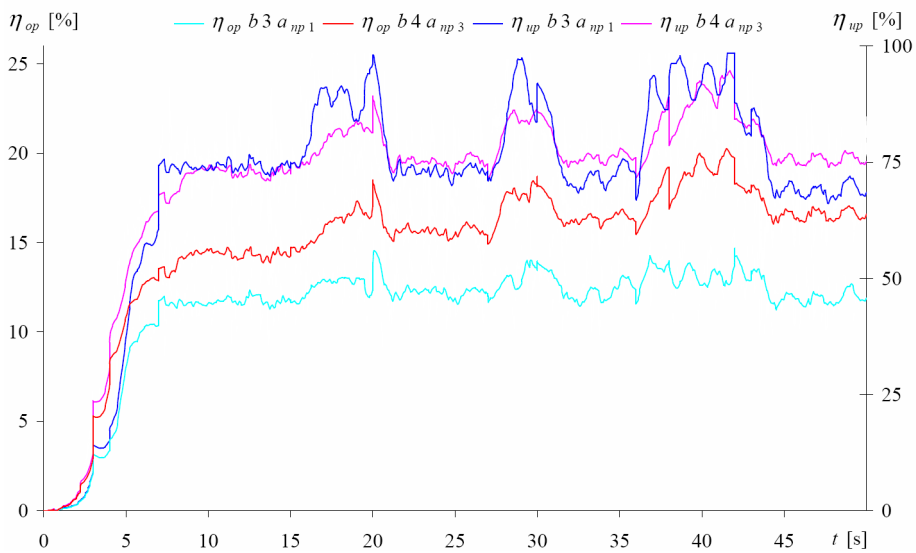
Przykładowe przebiegi zmian sprawności ogólnej η_{op} procesu funkcjonowania ciągnika z pługiem w zależności od zmiennych wielkości wejściowych u_r , i_{cb} podczas orki o głębokości 0,28 m na piasku słabo gliniastym przedstawiono na rysunku 9.28. Wynika z nich, że największe wartości wielkości η_{op} są uzyskiwane na piątym biegu w całym zakresie zmian wartości sygnału u_r , a maksymalną wartość tej wielkości otrzymano, gdy $u_r = 50\%$.

W celu porównania przebiegów zmian sprawności uciągu η_{up} i ogólnej η_{op} ciągnika z pługiem, na rysunku 9.29 przedstawiono przykładowe ich przebiegi

dla różnych wartości sygnałów wejściowych (u_r , i_{cb3} przy a_{np1} , i_{cb4} przy a_{np3}), na glinie średniej.



Rys. 9.28. Zmiany w czasie wartości sprawności ogólnej η_{op} podczas symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z pługiem, przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: u_r , i i_{cb} , przy głębokości orki 0,28 m, gleba – piasek słabo gliniasty



Rys. 9.29. Zmiany w czasie wartości sprawności uciągu η_{up} i ogólnej η_{op} podczas symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z pługiem, przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: u_r , $b3 - i_{cb3} = 100,308$ przy $a_{np1} = 0,20$ m, $b4 - i_{cb4} = 74,685$ przy $a_{np3} = 0,28$ m, gleba – glina średnia

Porównując sprawności uciągu η_{up} tych wariantów w poszczególnych przedziałach czasowych, tzn. przy tych samych wartościach sygnału $u_r = 100\%$ i $u_r = 85\%$ można stwierdzić, że mają zbliżone wartości. Z przebiegów wielkości η_{op} (w rozpatrywanych przedziałach wielkości u_r) wynika natomiast, że sprawność ogólna uzyskiwana na biegu czwartym przy a_{np3} jest znacznie większa w porównaniu z otrzymaną na biegu trzecim przy a_{np1} .

W tabeli 9.8 podano wartości sprawności ogólnej η_{op} procesu funkcjonowania agregatu maszynowego (ciągnik z pługiem) dla różnych wartości sygnałów wejściowych (u_r, i_{cb}, a_{np}), na poszczególnych profilach glebowych.

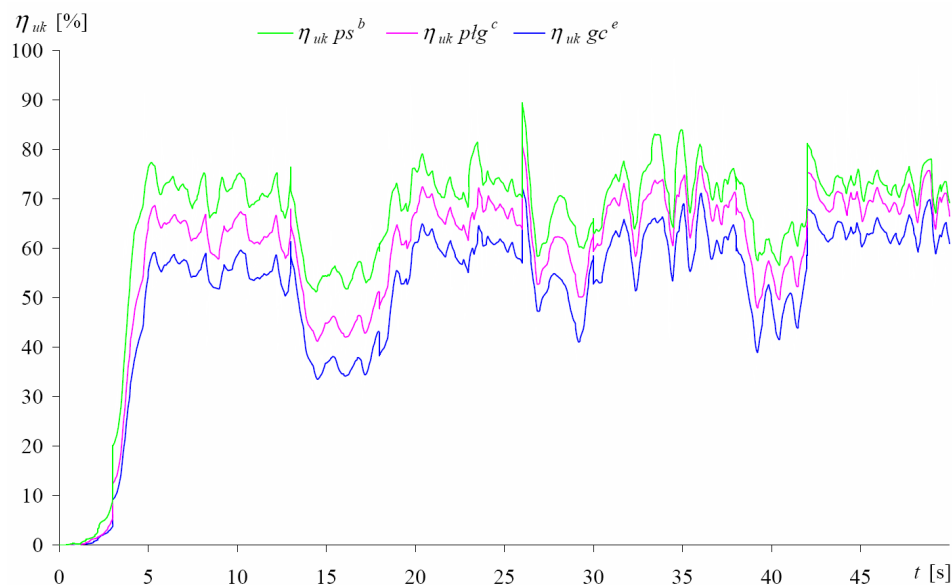
Tabela 9.8. Zestawienie symulowanych wartości sprawności ogólnej η_{op} agregatu maszynowego (ciągnik z pługiem) dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r, i_{cb}, a_{np} , na poszczególnych profilach glebowych

Profil glebowy	Głębokość a_{np} [m]	Sprawność uciągu η_{op} [%]											
		$i_{cb3} = 100,308$				$i_{cb4} = 74,685$				$i_{cb5} = 50,241$			
		u_r [%]											
		50	75	85	100	50	75	85	100	50	75	85	100
Piasek słabo gliniasty słaboszkieletowy	0,20	5,89	5,93	5,95	5,66	8,34	8,84	8,88	8,53	12,04	12,50	12,14	11,50
	0,24	6,75	6,80	6,77	6,41	9,31	9,75	9,68	9,28	12,71	12,80	12,22	11,37
	0,28	7,48	7,55	7,46	7,04	10,08	10,52	10,32	9,87	13,13	12,86	12,06	10,96
Pył gliniasty bezszkieletowy	0,20	8,61	8,87	8,83	8,46	11,63	12,32	12,25	11,81	15,01	14,87	14,13	13,29
	0,24	9,73	9,98	9,86	9,41	12,68	13,22	13,00	12,38	15,39	14,68	13,67	13,33
	0,28	10,67	10,90	10,70	10,18	13,47	13,81	13,41	12,61	15,47	14,15	13,17	13,20
Gлина średnia pylasta bezszkieletowa	0,20	11,89	12,32	12,15	11,73	15,04	15,45	15,38	14,53	17,00	16,28	16,26	16,32
	0,24	13,15	13,55	13,24	12,73	15,88	16,15	15,61	14,69	16,98	16,21	16,19	16,22
	0,28	14,09	14,41	14,00	13,52	16,54	16,34	15,58	14,35	16,76	16,37	16,35	16,41

Z przedstawionych w tabeli wartości sprawności ogólnej η_{op} procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w rozpatrywanych warunkach wynika, że największą wartość uzyskano podczas orki na glinie średniej o głębokości 0,20 m, korzystając z piątego biegu i wartości sygnału $u_r = 50\%$. Na profilach glebowych: pył gliniasty i glina średnia, przy wszystkich głębokościach orki największe wartości sprawności ogólnej są uzyskiwane na piątym biegu i przy sygnale $u_r = 50\%$. Identycznie jest na piasku słabo gliniastym, przy głębokości 0,28 m oraz przy głębokościach 0,20 m i 0,24 m, również na piątym biegu, ale o wartości sygnału $u_r = 75\%$.

Przykładowe przebiegi zmian sprawności uciągu ciągnika z kultywatorem η_{uk} w zależności od zmiennej wielkości wejściowej u_r (rys. 9.2), podczas ob-

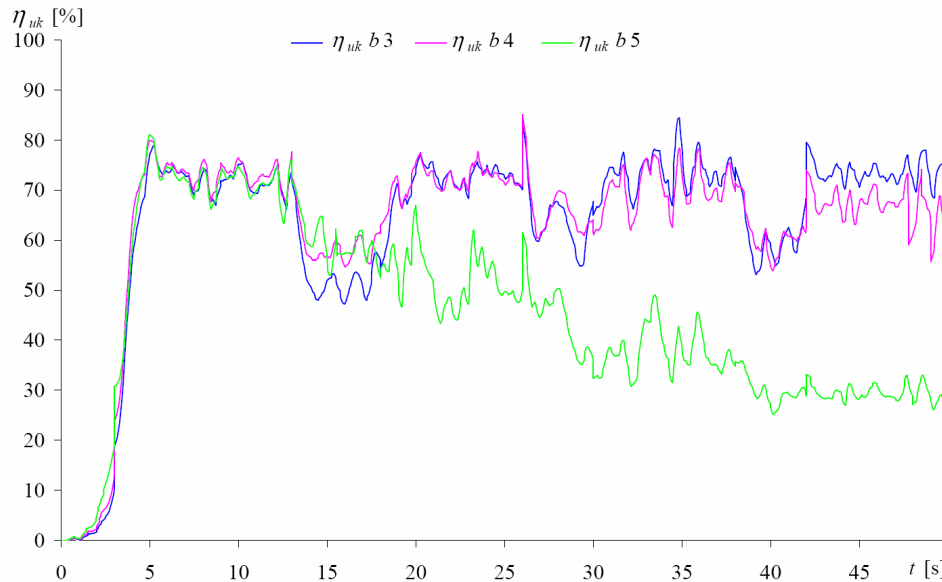
róbki poszczególnych profili glebowych przy głębokości skrawania 0,12 m, na biegu czwartym przedstawiono na rysunku 9.30.



Rys. 9.30. Zmiany w czasie wartości sprawności uciągu η_{uk} podczas symulacji pracy ciągnika z kultywátorem, przy róźnych wartościach sygnałów wejściowych: $u_r = 50\%$, 75% , 85% i 100% , $i_{cb4} = 74,685$, $a_{nk2} = 0,12$ m, gleby: ps^b – piasek słabo gliniasty, plg^c – pył gliniasty bezszkieletowy, gc^e – glina ciężka

Maksymalne wartości wielkości η_{uk} na poszczególnych glebach w rozpatrywanych warunkach są uzyskiwane przy wartości sygnału $u_r = 85\%$. Największe wartości sprawności uciągu agregatu są osiągnięte na glinie ciężkiej przy wszystkich wartościach wielkości u_r . Na pozostałych profilach glebowych osiągnięte wartości sprawności uciągu są mniejsze w porównaniu z uzyskiwanymi na glinie ciężkiej. W przedziałach czasowych zmian wartości sygnału u_r (np. od 13 s do 18 s) sprawność uciągu agregatu (rys. 9.30) wykazuje znaczne zmniejszenie, które jest spowodowane przyspieszeniem liniowym ciągnika z kultywátorem.

Na rysunku 9.31 przedstawiono przykładowe przebiegi sprawności uciągu η_{uk} symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z kultywátorem dla róźnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , na glinie ciężkiej bezszkieletowej przy głębokości skrawania $a_{nk3} = 0,16$ m. Z przebiegów sprawności uciągu η_{uk} ciągnika z kultywátorem (rys. 9.31) w rozpatrywanych warunkach wynika, że w pierwszym przedziale czasowym (od 7 s do 13 s) przy wartości sygnału $u_r = 50\%$, na wszystkich biegach uzyskano zbliżone wartości η_{uk} . W następnych okresach przy kolejnych wartościach sygnału u_r , sprawność uciągu agregatu na piątym biegu wykazuje znaczne zmniejszenie. Na trzecim i czwartym biegu uzyskano podobny przebieg z wyjątkiem ostatniego przedziału czasowego ($u_r = 100\%$) na trzecim biegu, gdzie η_{uk} osiąga maksymalną wartość.



Rys. 9.31. Zmiany w czasie wartości sprawności uciągu η_{uk} podczas symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z kultywátorem, przy ró¿nych wartoŝciach sygnałów wejŝciowych: $u_r = 50\%$, 75% , 85% i 100% , $b3 = i_{cb3} = 100,308$, $b4 = i_{cb4} = 74,685$, $b5 = i_{cb5} = 50,241$, $a_{nk3} = 0,16$ m, gleba – glina cię¿ka bezszkieletowa

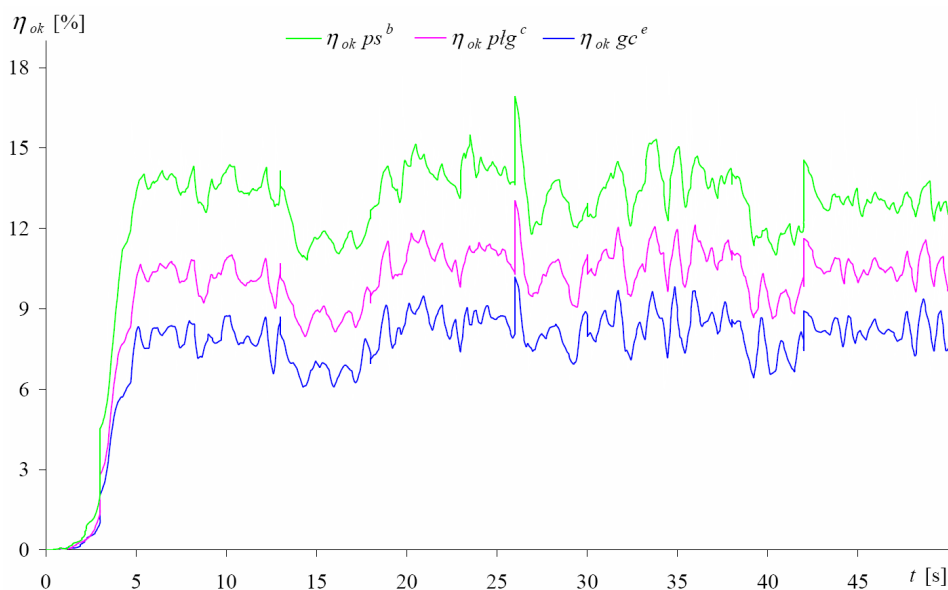
W tabeli 9.9 przedstawiono wartoŝci sprawności uciągu η_{uk} agregatu maszynowego (ciągnik z kultywátorem) dla ró¿nych wartoŝci sygnałów wejŝciowych (u_r , i_{cb} , a_{nk}), na poszczególnych profilach glebowych.

We wszystkich wariantach symulacji procesu funkcjonowania tego agregatu największe wartoŝci wielkoŝci η_{uk} otrzymano przy sygnale $u_r = 85\%$. Największą sprawność uciągu ciągnika z kultywátorem podczas symulacji uzyskano na glinie cię¿kiej przy głąbokoŝci skrawania $0,12$ m, z wykorzystaniem czwartego biegu. Na tej glebie, przy głąbokoŝci skrawania $0,08$ m, największą sprawność uciągu uzyskano równie¿ na czwartym biegu, a na głąbokoŝci $0,16$ m na trzecim biegu. Największą wartoŝci wielkoŝci η_{uk} na pyle gliniastym, przy głąbokoŝci $0,16$ m, otrzymano na biegu czwartym. W pozostałych wariantach symulacji pracy agregatu największą sprawność uciągu uzyskano na piątym biegu. Najmniejsze wartoŝci wielkoŝci η_{uk} otrzymano przy wartoŝci sygnału $u_r = 50\%$ na trzecim biegu, z wyjątkiem pracy agregatu na glinie cię¿kiej przy głąbokoŝciach $0,12$ m i $0,16$ m.

Przykładowe przebiegi zmian sprawności ogólnej η_{ok} procesu funkcjonowania agregatu maszynowego (ciągnika z kultywátorem) dla ró¿nych wartoŝci wielkoŝci wejŝciowej u_r (rys. 9.2), podczas obróbki poszczególnych profili glebowych przy głąbokoŝci skrawania $0,12$ m na biegu czwartym przedstawiono na rysunku 9.32. Maksymalną wartoŝci sprawności ogólnej uzyskano na glinie cię¿kiej. Na pozostałych glebach największe wartoŝci η_{ok} otrzymano przy wartoŝci sygnału $u_r = 75\%$.

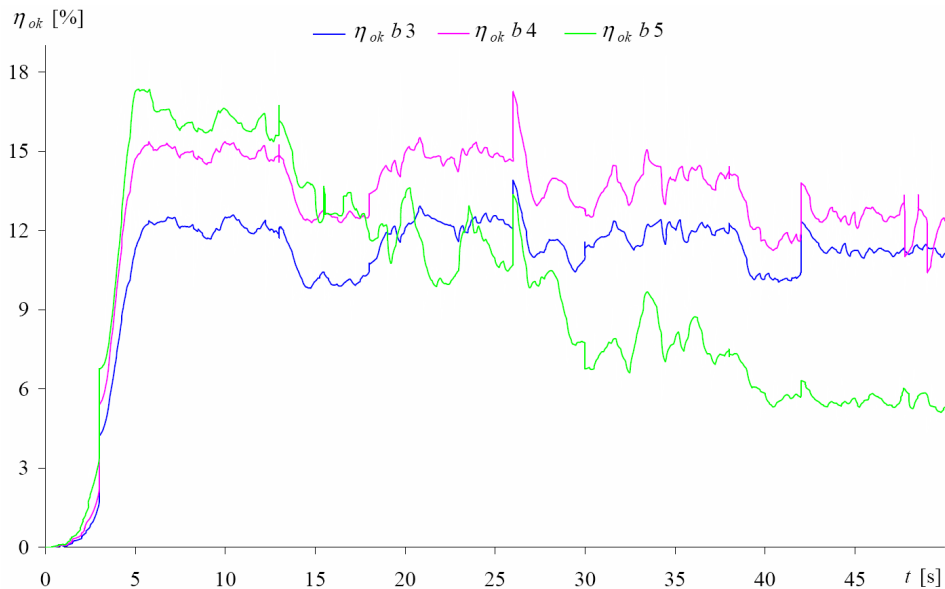
Tabela 9.9. Zestawienie symulowanych wartości sprawności uciągu η_{uk} agregatu maszynowego (ciągnik z kultywátorem) dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{nk} , na poszczególnych profilach glebowych

Profil glebowy	Głębokość a_{nk} [m]	Sprawność uciągu η_{uk} [%]											
		$i_{cb3} = 100,308$				$i_{cb4} = 74,685$				$i_{cb5} = 50,241$			
		u_r [%]											
		50	75	85	100	50	75	85	100	50	75	85	100
Piasek słabo gliniasty silnie szkieletowy	0,08	41,72	47,14	50,21	50,55	47,12	53,34	57,52	57,56	55,52	62,03	66,18	64,34
	0,12	50,43	55,21	57,69	58,09	55,24	60,31	63,15	63,08	61,57	65,23	67,55	65,34
	0,16	56,02	60,04	62,05	62,19	59,90	63,60	65,78	65,33	64,44	65,59	66,16	63,03
Pył gliniasty bezszkieletowy	0,08	49,73	55,57	59,12	59,51	55,25	61,82	66,55	65,44	63,24	68,44	73,25	70,40
	0,12	58,37	63,02	65,58	65,81	62,81	67,24	70,03	69,28	68,09	69,94	71,13	66,65
	0,16	63,58	66,94	68,81	68,77	66,65	69,42	71,18	69,97	69,50	67,57	65,67	61,18
Gлина ciężka bezszkieletowa	0,08	60,69	66,41	70,05	69,54	65,06	70,85	75,37	73,64	70,82	73,59	74,60	69,35
	0,12	67,96	71,11	73,68	72,69	70,83	73,49	75,59	72,73	72,57	66,96	67,32	59,29
	0,16	71,50	72,89	74,64	73,71	72,64	72,51	71,92	65,78	70,70	51,43	39,31	29,26



Rys. 9.32. Zmiany w czasie wartości sprawności ogólnej η_{ok} podczas symulacji pracy ciągnika z kultywátorem, przy różnych wartościach sygnałów wejściowych: $u_r = 50\%$, 75% , 85% i 100% , $i_{cb4} = 74,685$, $a_{nk2} = 0,12$ m, na poszczególnych glebach

Na rysunku 9.33 przedstawiono przykładowe przebiegi zmian sprawności ogólnej η_{ok} uzyskane w wyniku symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z kultywátorem dla ró¿nych wartoŝci sygnałów wejŝciowych u_r, i_{cb} , na glinie cię¿kiej bezszkieletowej przy głąbokoŝci skrawania $a_{nk3} = 0,16$ m.



Rys. 9.33. Zmiany w czasie wartoŝci sprawności ogólnej η_{ok} podczas symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z kultywátorem, przy ró¿nych wartoŝciach sygnałów wejŝciowych: u_r (rys. 9.2), i_{cb3} , i_{cb4} , i_{cb5} , przy głąbokoŝci skrawania 0,16 m, gleba – glina cię¿ka bezszkieletowa

Z symulowanych przebiegów sprawności ogólnej η_{ok} ciągnika z kultywátorem (rys. 9.33) wynika, że maksymalną wartoŝć η_{ok} uzyskano na piątym biegu, przy wartoŝci sygnału $u_r = 50\%$ (w pierwszym przedziale czasowym 7÷13 s). Na piątym biegu, w następnym okresie czasowym, wzrastają wartoŝci sygnału u_r , a wartoŝci sprawności uciągu agregatu wykazują znaczne zmniejszenie jej wartoŝci. Na trzecim biegu, w pierwszym przedziale czasowym (7÷13 s), otrzymane wartoŝci sprawności ogólnej agregatu są najmniejsze. Największe wartoŝci wielkoŝci η_{ok} otrzymano na czwartym biegu przy $u_r = 75\%$ (drugi przedział czasowy 18÷26 s).

Wartoŝci symulowanych sprawności ogólnej η_{ok} ciągnika z kultywátorem, dla ró¿nych sygnałów wejŝciowych u_r, i_{cb}, a_{np} , na poszczególnych profilach głąbowych, przedstawiono w tabeli 9.10.

Tabela 9.10. Zestawienie symulowanych wartości sprawności ogólnej η_{ok} agregatu maszynowego (ciągnik z kultywátorem) dla różnych wartości sygnałów wejściowych u_r , i_{cb} , a_{nk} , na poszczególnych profilach glebowych

Profil glebowy	Głębokość a_{nk} [m]	Sprawność ogólna η_{ok} %											
		$i_{cb3} = 100,308$				$i_{cb4} = 74,685$				$i_{cb5} = 50,241$			
		u_r %											
		50	75	85	100	50	75	85	100	50	75	85	100
Piasek słabo gliniasty silnie szkieletowy	0,08	3,86	4,06	3,99	3,73	5,88	6,56	6,59	6,30	9,95	11,39	11,64	10,95
	0,12	5,39	5,65	5,51	5,16	7,91	8,62	8,60	8,17	12,14	13,06	13,05	12,07
	0,16	6,72	6,94	9,79	6,33	9,45	10,07	10,01	9,45	13,43	13,69	13,41	12,03
Pył gliniasty bezszkieletowy	0,08	5,20	5,56	5,48	5,16	7,92	8,77	8,86	8,42	12,44	13,75	14,13	13,10
	0,12	7,18	7,55	7,40	6,99	10,19	11,06	11,03	10,48	14,46	14,86	14,58	12,97
	0,16	8,80	9,10	8,91	8,38	11,85	12,51	12,36	11,58	15,29	14,60	13,67	12,01
Gлина ciężka bezszkieletowa	0,08	7,83	8,40	8,23	7,79	10,99	12,18	12,25	11,62	15,33	15,83	15,65	13,66
	0,12	10,34	10,75	10,58	9,91	13,53	14,21	14,03	12,93	16,27	14,53	14,09	11,86
	0,16	12,13	12,32	12,06	11,19	14,88	14,84	14,17	12,24	15,94	11,16	8,10	5,51

Podczas symulowanej obróbki gleby (piasek słabo gliniasty), przy głębokości skrawania 0,16 m, największą sprawność ogólną agregatu η_{ok} uzyskano na biegu piątym przy wartości sygnału $u_r = 75\%$. Na pyle gliniastym największą wartość η_{ok} otrzymano również przy sygnale $u_r = 75\%$ i na piątym biegu, lecz przy głębokości skrawania 0,12 m. Na glinie ciężkiej maksymalną wartość sprawności ogólnej agregatu maszynowego (ciągnik z kultywátorem) uzyskano przy wartościach wielkości: $u_r = 50\%$, $a_{nk} = 0,12$ m, $i_{cb5} = 50,241$; jest to największa sprawność, jaką uzyskano w przyjętych warunkach symulacji.

Z przedstawionej analizy sprawności uciągu η_u i sprawności ogólnej η_o wynika, że wykorzystanie jako wskaźnika jakości funkcjonowania agregatu sprawności uciągu jest niewystarczające. Bardziej precyzyjnym kryterium oceny efektywności pracy agregatu maszynowego jest sprawność ogólna, uwzględniająca wszystkie straty występujące w procesie jego funkcjonowania.

9.5. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ SYMULACYJNYCH

Przeprowadzona analiza przebiegów uzyskanych w wyniku badań symulacyjnych procesu funkcjonowania agregatu maszynowego pozwoliła na poczynienie kilku spostrzeżeń, z których najistotniejsze przedstawiono poniżej:

1. Maksymalną wydajność powierzchniową agregatu maszynowego uzyskuje się przy maksymalnej wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowa-

niem paliwa u_r i najmniejszym przełożeniu układu przeniesienia napędu pod warunkiem, że nie zostanie przekroczona maksymalna wartość współczynnika μ siły napędzającej. Wydajność zależy bezpośrednio od prędkości liniowej i szerokości roboczej narzędzia.

2. Najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa silnika wystąpi wtedy, kiedy wartość sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa będzie wynosiła $u_r = 50\%$ lub $u_r = 75\%$, a przełożenie całkowite układu przeniesienia napędu będzie tak dobrane, aby silnik ciągnika pracował z największą mocą.
3. Najmniejsze zużycie paliwa na hektar uprawionej gleby uzyskano w zależności od doboru przełożenia całkowitego układu przeniesienia napędu i wartości sygnału u_r , które są uwarunkowane profilem glebowym i rodzajem narzędzia skrawającego glebę.
4. Maksymalna sprawność uciągu ciągnika jest uzyskiwana w zależności od rodzaju narzędzia i głębokości skrawania poszczególnych profili glebowych, jak również wartości wielkości u_r powyżej 50% i doboru biegu.
5. Maksymalna sprawność ogólna agregatu jest uzyskiwana na najwyższym biegu i najczęściej (89% z rozpatrywanych wariantów) przy wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa $u_r = 50\%$ (9 pozycji) lub $u_r = 75\%$ (7 pozycji), a dwa warianty przy $u_r = 85\%$ (tab. 9.8 i 9.10).

Sformułowano także dwa poniższe wnioski poznawcze uzupełniające wiedzę o badanym procesie:

1. Opracowany model symulacyjny pozwala dokonywać analiz procesu funkcjonowania agregatu maszynowego i jego zespołów w różnych aspektach, a także może być wykorzystany jako podstawa do opracowania algorytmów sterowania zespołami agregatu maszynowego,
2. W porównaniu ze sprawnością uciągu ciągnika bardziej precyzyjnym kryterium oceny jakości procesu funkcjonowania agregatu maszynowego jest sprawność ogólna (rys. 9.29, 9.31 i 9.33), uwzględniająca wszystkie straty energii. Podkreślić należy, że w dotychczasowych rozwiązaniach systemów sterowania agregatów maszynowych kryterium sprawności ogólnej nie zostało wykorzystane.

10. METODA DOSKONALENIA PROCESU FUNKCJONOWANIA AGREGATU MASZYNOWEGO

Z przedstawionych badań symulacyjnych oraz ich analizy zawartej w rozdziale 9 wynika, że największe wartości wskaźników jakości procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w warunkach polowych (np. sprawności ogólnej, wydajności powierzchniowej i zużycia paliwa na hektar) są uzyskiwane przy różnych wartościach wielkości wejściowych. W związku z powyższym zachodzi potrzeba opracowania metody umożliwiającej określanie maksymalnych wartości wskaźników efektywności pracy agregatu maszynowego w warunkach zmiennych obciążeń polowych. Jeżeli wartości tych wskaźników mają być wykorzystane do optymalnego sterowania procesem funkcjonowania agregatem, to muszą one być określane w sposób ciągły, on-line.

Wielu autorów podaje, że na rozwiązanie problemu optymalnego sterowania obiektów dynamicznych składa się określenie: modelu matematycznego agregatu maszynowego, jego stanu początkowego, wskaźnika jakości sterowania i ograniczeń [23, 25, 33, 126, 238, 255].

10.1. ISTOTA METODY

W agregatach maszynowych coraz więcej zespołów jest sterowanych automatycznie. Niektórymi z nich nadal steruje kierowca, ale na podstawie informacji podawanych na bieżąco na tablicy przyrządów. Aktualnie, wielkością najczęściej wykorzystywaną jako wskaźnik efektywności procesu funkcjonowania agregatu maszynowego jest poślizg kół napędowych ciągnika. Mimo to, nawet w najnowocześniejszych ciągnikach niektóre parametry pracy agregatu muszą być dobierane przez operatora. Spowodowane to jest niepełną informacją o wartościach sygnałów wyjściowych układu, jak również występowaniem dużych zmian wartości parametrów procesu funkcjonowania agregatu, co wymusza konieczność zastosowania sterowania adaptacyjnego. Z uwagi na to, że wartości parametrów nie są bezpośrednio obserwowalne, optimum sterowania musi być zdefiniowane na podstawie kryterium odnoszącego się do sygnału wyjściowego [49, 165, 217].

W rozpatrywanym zamkniętym układzie sterowania agregatu maszynowego, sygnał sterujący służy dwóm celom: badaniu metod sterowania procesem oraz realizacji regulacji, czyli prowadzeniu procesu w wymaganym kierunku. Zadanie optymalizacji dynamicznej polega na poszukiwaniu takiego sposobu zmian decyzji w danym przedziale czasu, który zapewni ekstremum poszukiwanego wskaźnika jakości. W celu rozwiązania zadania sterowania optymalnego należy postępować następująco [52, 154, 256]:

- określić dostatecznie dokładny, a jednocześnie nie nadmiernie skomplikowany model matematyczny rozpatrywanego procesu funkcjonowania agregatu maszynowego,
- dokonać wyboru jednej z wielu matematycznych metod optymalizacji,
- wyznaczyć rozwiązanie z wykorzystaniem programów komputerowych,
- sprawdzić, czy możliwe jest określenie analitycznej postaci sterowania optymalnego w układzie zamkniętym, w zależności od wyniku pomiaru stanu procesu.

W układach sterowania adaptacyjnego i ekstremalnego ze sprzężeniem zwrotnym muszą być spełnione dodatkowo następujące warunki [49]:

- wskaźnik jakości jest wyrażony za pomocą funkcji parzystej,
- druga pochodna funkcji wskaźnika jakości nie zmienia znaku,
- funkcja musi posiadać ekstremum,
- analiza wartości funkcji musi opierać się na minimum dwóch obserwacjach i redukcji danych.

Sterowanie adaptacyjno-ekstremalne może być zastosowane w przypadku, gdy wskaźnik jakości procesu funkcjonowania agregatu maszynowego wykazuje ekstremum w zakresie zmienności sygnałów wejściowych (wartości wielkości sterujących).

Problemy sterowania optymalnego można rozwiązać wykorzystując warunki konieczne optymalności w przestrzeni sterowań, wyrażone za pomocą maksimum Pontriagiana bądź też stosując metodę programowania dynamicznego Bellmana [53]. Pierwszy sposób prowadzi do wyznaczenia sterowania optymalnego jako funkcji czasu, przy zadanym warunku początkowym. Metoda programowania dynamicznego pozwala wyznaczyć optymalne sprzężenie zwrotne opierając się na rozwiązaniu równania Hamiltona-Jacobiego-Bellmana [123]. Algorytmy obliczeniowe optymalizacji dynamicznej są związane zawsze z różnymi metodami numerycznymi rozwiązywania równań różniczkowych, te zaś z kolei z dyskretyzacją tych równań i rozwiązywaniem równań różnicowych. Znacznie łatwiejsze jest cykliczne rozwiązywanie zadania sterowania optymalnego ze skończonym horyzontem, przy aktualnie wyznaczanym na podstawie pomiarów warunkiem początkowym.

Sterowanie systemami nieliniowymi – przy ich ograniczeniach – odbywa się m.in. za pomocą algorytmów predykcyjnych. Obszerną ich charakterystykę przedstawiono w pracach [7, 51, 54, 126, 136÷137, 223]. Rozwój informatyki i metod obliczeniowych oraz dyskretny w czasie sposób działania komputerów spowodowały intensywny rozwój teorii dyskretnych układów dynamicznych.

W zakresie sterowania adaptacyjnego NMPC (ang. *Nonlinear Model Predictive Control*) systemów rozpatruje się najczęściej regulację do ustalonych wartości punktów (ang. *Setpoints*) albo trajektorii odniesienia. W ten sposób określony jest maksymalny punkt systemu, który może być wybrany a priori w wyniku rozwiązania stabilnego problemu optymalizacji z uwzględnieniem

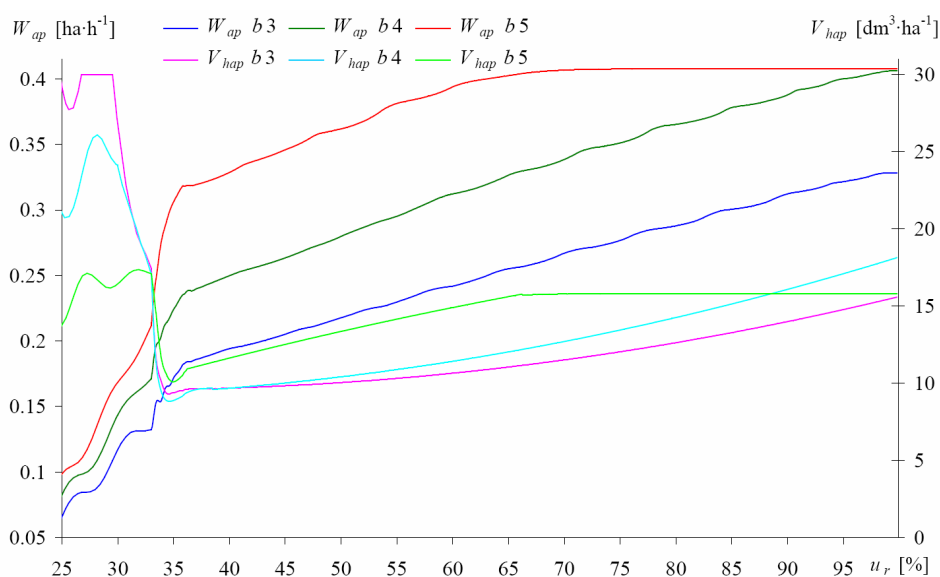
ograniczeń operacyjnych. Optymalność przy tak działających kierunkach jest zależna od jakości modelu układu.

Po to, aby uzyskać maksimum wskaźnika jakości procesu funkcjonowania agregatu maszynowego należy w czasie rzeczywistym określić punkt odniesienia, który maksymalizuje to wyjście.

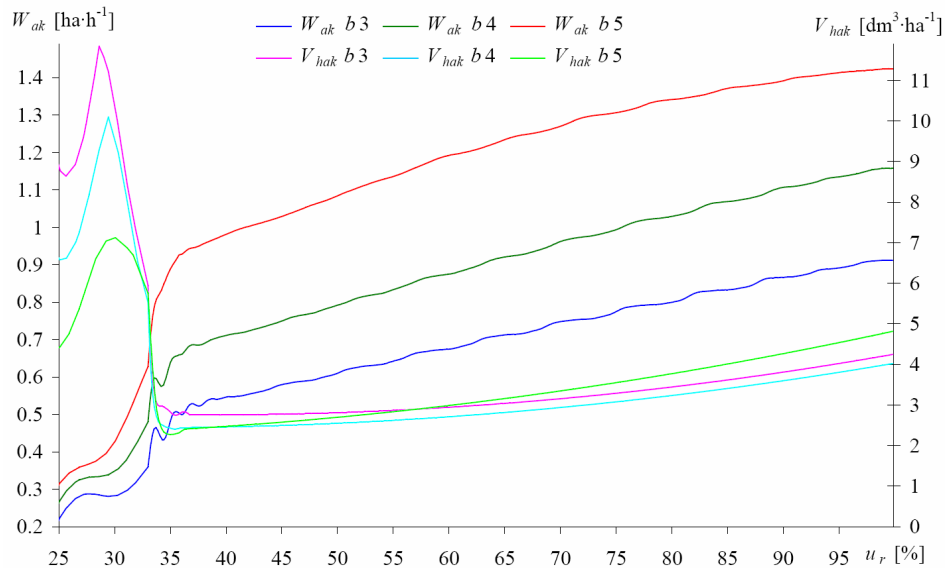
Sterowanie ekstremalne (ang. *Extremum Control* lub *Self-Optimizing Control*) było popularne w latach pięćdziesiątych i sześćdziesiątych ub. wieku [114]. Z powodu trudności, które powstały w rygorystycznym traktowaniu analitycznym tego zagadnienia, problem ten w literaturze był pomijany [113]. Ostatnio ukazały się prace przedstawiające metody optymalizacji z poszukiwaniem ekstremum w czasie rzeczywistym, która obejmuje nieliniowy system dynamiczny ze sprzężeniem zwrotnym i adaptacją [25, 68, 169, 221, 222].

Z analizy metod sterowania adaptacyjno-ekstremalnego wynika, że zachodzi potrzeba oceny wskaźników jakości przydatnych do sterowania procesem funkcjonowania agregatu maszynowego w czasie rzeczywistym.

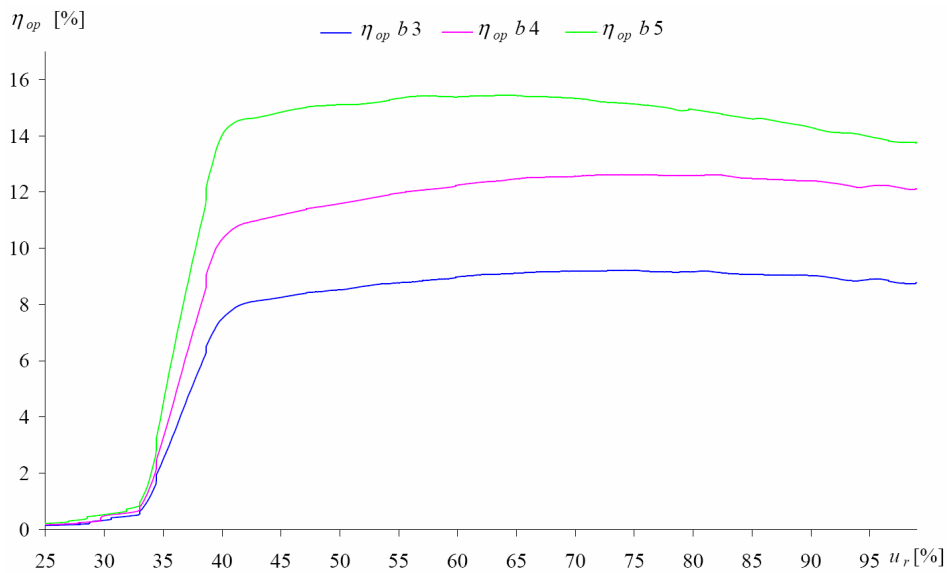
Przykładowe zmiany wskaźników jakości, tj. wydajności powierzchniowej W_a , zużycia paliwa na hektar V_{ha} i sprawności ogólnej η_o procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w zależności od wartości sygnału u_r urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa, przełożenia całkowitego i_{cb} układu przeniesienia napędu, rodzaju narzędzia i głębokości skrawania oraz profilu glebowego przedstawiono na rysunkach 10.1÷10.4.



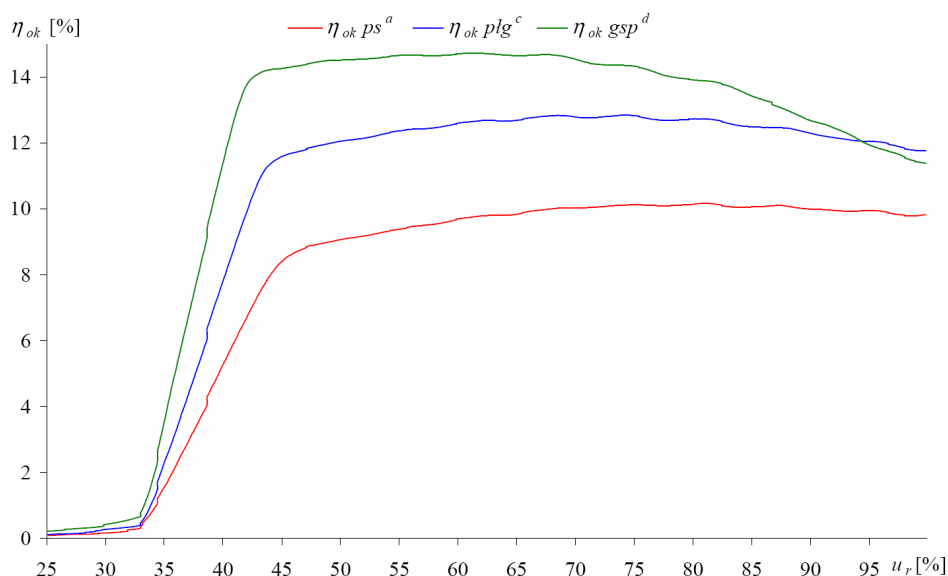
Rys. 10.1. Przykładowe przebiegi wartości wydajności powierzchniowej W_{ap} i zużycia paliwa na hektar V_{hap} podczas symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z pługiem, w funkcji sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r dla różnych biegów (b3, b4, b5), przy głębokości skrawania 0,24 m, gleba – glina ciężka



Rys. 10.2. Przykładowe przebiegi wartości wydajności powierzchniowej W_{ak} i zużycia paliwa na hektar V_{hak} podczas symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z kultywátorem, w funkcji sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r dla różnych biegów ($b3$, $b4$, $b5$), przy głębokości skrawania 0,16 m, gleba – piasek słabo gliniasty



Rys. 10.3. Przykładowe zmiany wartości sprawności ogólnej η_{op} podczas symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z pługiem, w funkcji sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r , dla różnych biegów ($b3$, $b4$, $b5$), przy głębokości skrawania 0,20 m, gleba – pył gliniasty

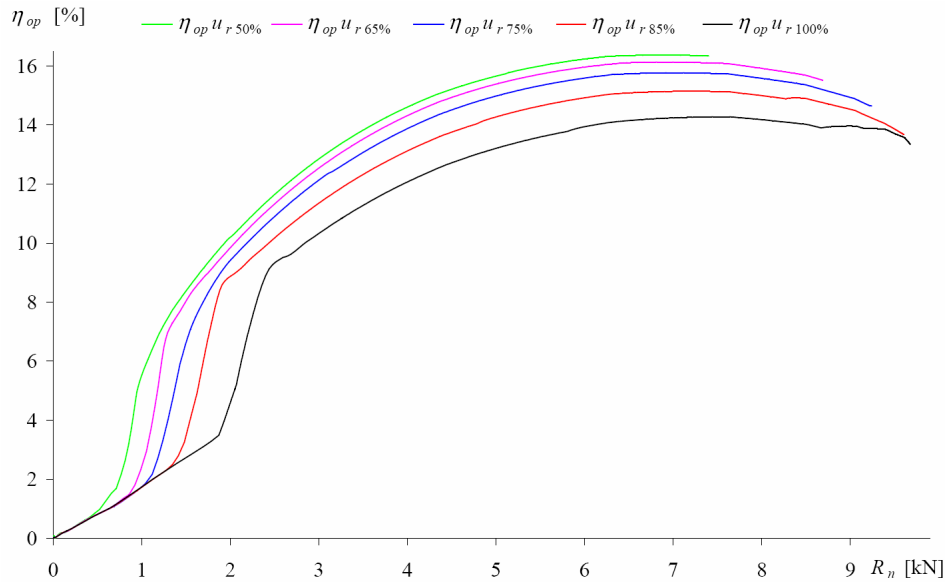


Rys. 10.4. Przykładowe zmiany wartości sprawności ogólnej η_{ok} podczas symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z kultywátorem, w funkcji sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r , na czwartym biegu i_{c4} , dla różnych profili glebowych, przy głębokości skrawania 0,16 m

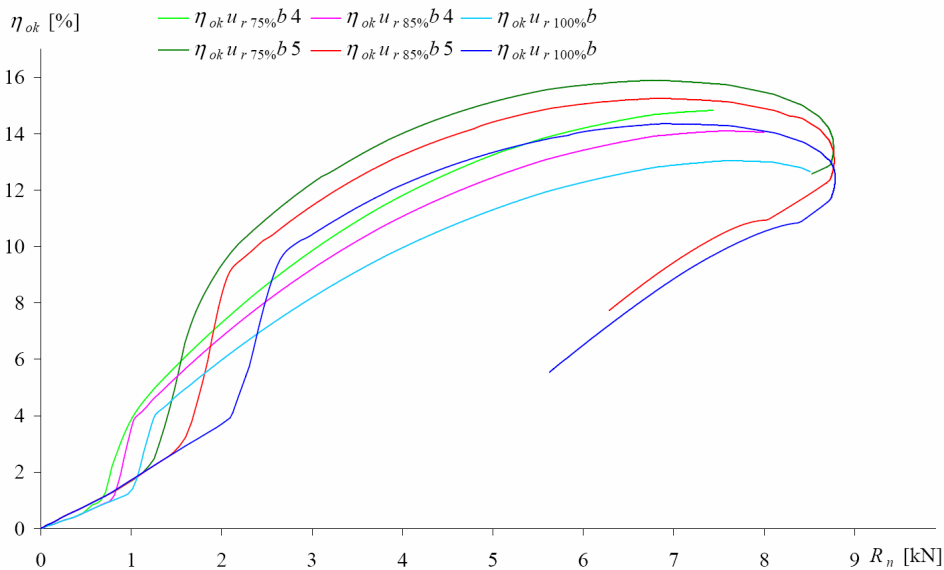
Na podstawie analizy wartości wydajności powierzchniowej W_a (tab. 9.1 i 9.2) i zużycia paliwa na hektar V_{ha} (tab. 9.5 i 9.6, rys. 10.1 i 10.2) wynika, że w zależności od wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r i przy rozpatrywanych zmiennych wartościach wielkości wejściowych (przełożenie całkowite układu przeniesienia napędu ciągnika, profil glebowy, rodzaj narzędzia), funkcje tych wskaźników są nieparzyste i rosnące, albo o niezmiennym wartości wielkości (np. W_{ap} i V_{hap} , dla i_{cb5} przy u_r w zakresie 66÷100% – rys. 10.1).

Z analizy sprawności ogólnej η_o (tab. 9.8 i 9.10, rys. 10.3 i 10.4) wynika, że ich maksymalne wartości na poszczególnych glebach są różne, a także są uzyskiwane przy różnych wartościach sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r . Ponadto można stwierdzić, że zmiany sprawności ogólnej mają charakter funkcji parzystej, druga pochodna nie zmienia znaku i zatem istnieje maksimum tej funkcji.

Na rysunkach 10.5. i 10.6 przedstawiono przykładowe zmiany wartości sprawności ogólnej η_o procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w funkcji siły oporu narzędzia R_n dla różnych wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r , na poszczególnych biegach i_{cb} , profilach glebowych oraz rodzajach narzędzi.

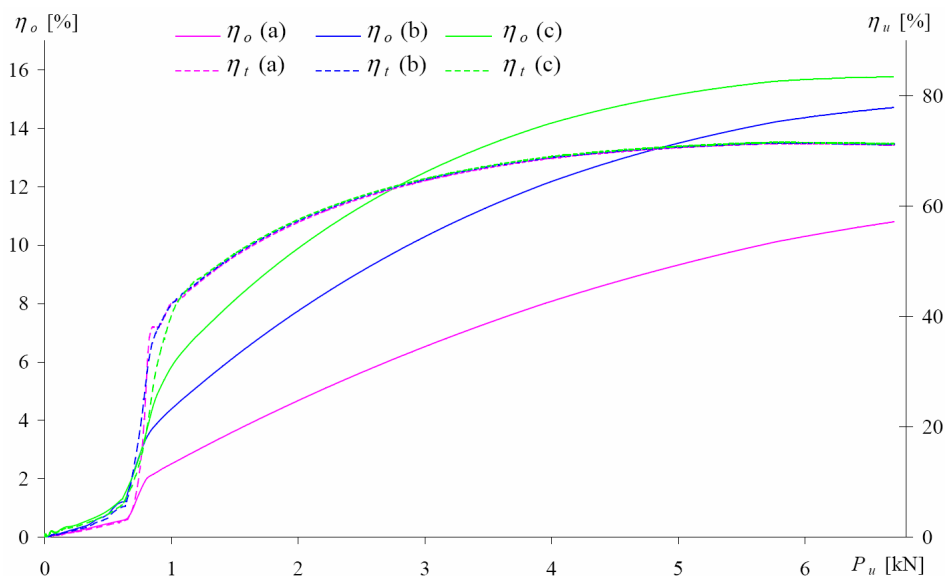


Rys. 10.5. Przykładowe przebiegi wartości sprawności ogólnej η_{op} podczas symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z pługiem, w funkcji siły oporu narzędzia R_n , dla różnych wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r , na biegu piątym i_{cb5} , przy głębokości skrawania 0,28 m, gleba –pył gliniasty



Rys. 10.6. Przykładowe przebiegi wartości sprawności ogólnej η_{ok} podczas symulacji procesu funkcjonowania ciągnika z kultywatorem w zależności od siły oporu narzędzia R_n , dla różnych wartości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r , na biegach czwartym i_{cb4} i piątym i_{cb5} , przy głębokości skrawania 0,16 m, gleba – glina ciężka

W celu porównania zmian wartości sprawności ogólnej η_o ze sprawnością uciągu η_u w zależności od siły uciągu ciągnika P_u , na rysunku 10.7 przedstawiono zmiany tych sprawności dla różnych wartości sygnałów u_r , odpowiednio do zastosowanych przełożeń. Podczas symulacji procesu funkcjonowania agregatu zastosowano trzy biegi w skrzynce przekładniowej o przełożeniach całkowitych: $i_{c3} = 100,308$, $i_{c4} = 74,685$, $i_{c5} = 50,241$, nastawiając wartość sygnału u_r odpowiednio do przełożeń w ten sposób, aby przy osiągnięciu siły uciągu $P_u = 6,5$ kN prędkość jazdy v agregatu była jednakowa.



Rys. 10.7. Zmiany wartości sprawności ogólnej η_o i sprawności trakcyjnej (η_t) w zależności od siły uciągu P_u dla różnych wartości sygnałów urządzenia dawującego paliwo u_r , odpowiednio do przełożeń: (a) – $u_r = 100\%$, i_{c3} , (b) – $u_r = 74\%$, i_{c4} , (c) – $u_r = 36\%$, i_{c5}

Zmiany sprawności uciągu w rozpatrywanych warunkach symulacji mają jednakowe przebiegi w całym zakresie zmiany siły uciągu i przy $P_u = 6,5$ kN wynoszą $\eta_u = 71,2\%$. Przy tej samej wartości siły P_u sprawności ogólne η_o są odpowiednio do przełożeń równe: $i_{c3} - 10,7\%$, $i_{c4} - 14,6\%$, $i_{c5} - 15,8\%$.

W związku z powyższym, w sterowaniu adaptacyjno-ekstremalnym ze sprzężeniem zwrotnym, w zakresie zmienności wartości nastawialnych, mogą być wykorzystane wartości sprawności ogólnej procesu funkcjonowania agregatu maszynowego.

10.2. WYKORZYSTANIE METODY W EKSPLOATACJI AGREGATÓW MASZYNOWYCH

Określenie ekstremalnego wskaźnika jakości procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w czasie rzeczywistym jest realizowane według algorytmu sterowania przedstawionego poniżej. Wartością wejściową jest sygnał urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa $u_{ri} = u_{r0} \pm \Delta u_r$, a sygnałem wyjściowym (obserwowanym) sprawność ogólna η_o agregatu maszynowego.

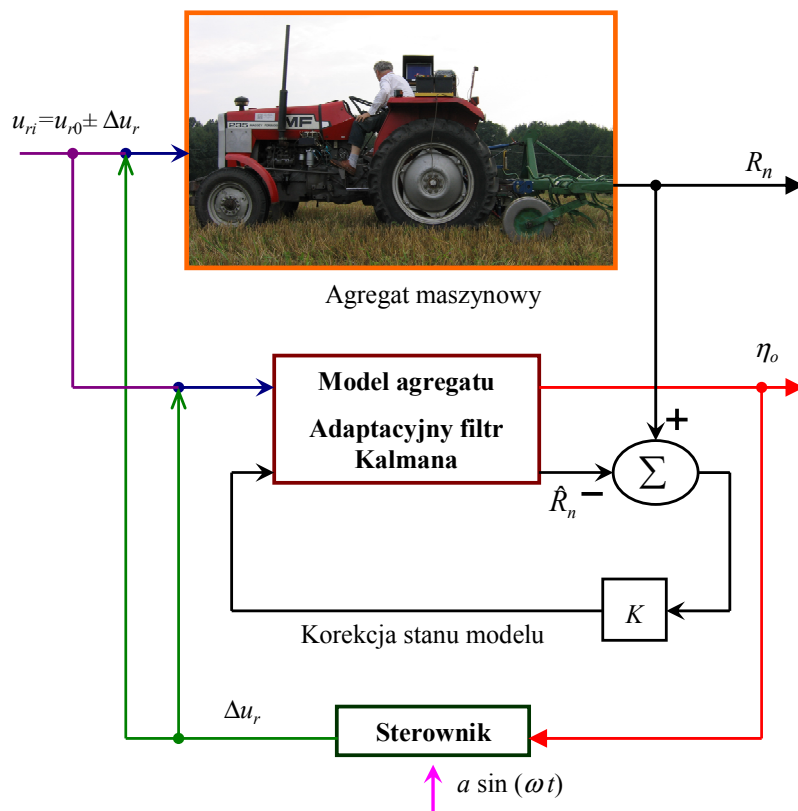
Parametry wykorzystywane w sterowaniu agregatem maszynowym należy wprowadzić jako wielkości wejściowe do modelu agregatu. Podczas procesu funkcjonowania agregatu maszynowego są wykorzystywane: wielkości nastawialne w sposób ciągły, tj. sygnał urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r , parametry pracy agregatu o wartościach skokowych (np. przełożenie układu przeniesienia napędu, rodzaj narzędzia, głębokość i szerokość skrawania gleby). Zatem początkowa wartość wielkości nastawialnej u_{r0} w agregacie jest identyczna z wejściową wielkością sterowaną w modelu agregatu maszynowego.

W czasie rzeczywistym w ciągniku jest mierzona wielkość R_n (opór narzędzia). Sygnał tej wielkości jest porównywany z oszacowanym sygnałem \hat{R}_n w modelu agregatu maszynowego. Model agregatu jest opisany m.in. równaniami nieliniowymi. W związku z tym skorzystano z rozszerzonego filtru Kalmana (ang. *Extended Kalman Filter* – EKF), w którym równania stanu są zlinearyzowane poprzez zastąpienie nieliniowych funkcji ich rozwinięciami w szereg Taylora w otoczeniu estymat. Z własności filtru EKF wynika, że jest on optymalnym estymatorem, gdyż przy konkretnych założeniach może spełniać pewne kryterium, np. minimalizacji błędu średniokwadratowego estymowanych parametrów [75]. Kolejna cecha, która świadczy o optymalności filtru to fakt, że korzysta on z wszystkich dostępnych pomiarów bez względu na to, z jaką dokładnością i precyzją zostały one wykonane. Ostatecznie na ich podstawie dokonuje się najlepszej estymacji stanu modelu agregatu maszynowego. Filtr Kalmana jest algorytmem typu rekursywnego. Nie przechowuje on wszystkich danych z przeszłości i nie dokonuje w każdym kroku ich przeliczenia. Informacje są przetwarzane sukcesywnie, bazując na wartościach obliczonych w poprzednim kroku. Wzmocnienie Kalmana K jest wagą estymacji stanu modelu agregatu, z jaką wpłynie faza korekcji na estymowany stan modelu agregatu maszynowego. Największą wadą EKF jest fakt, że rozkład zmiennej losowej po przejściu przez transformacje nieliniowe nie jest już normalny [49].

Zastosowanie adaptacyjnego (rozszerzonego) filtru Kalmana w proponowanej metodzie jest podyktowane tym, żeby na bazie opracowanego matematycznego modelu agregatu, przez numeryczną implementację w czasie rzeczywistym, można było dokonać weryfikacji i walidacji rzeczywistego stanu agregatu maszynowego.

Na rysunku 10.8 przedstawiono ogólny schemat sterowania procesem funkcjonowania agregatu maszynowego, w którym wykorzystano opracowany

matematyczny model procesu funkcjonowania agregatu maszynowego, a na tej podstawie program komputerowy w środowisku MATLAB, który uzupełniono o adaptacyjny filtr Kalmana. Wielkość wyjściowa (sprawność ogólna η_o) jest określana za pomocą modelu agregatu i wykorzystywana w sterowniku z wymuszonym zakłóceniem.

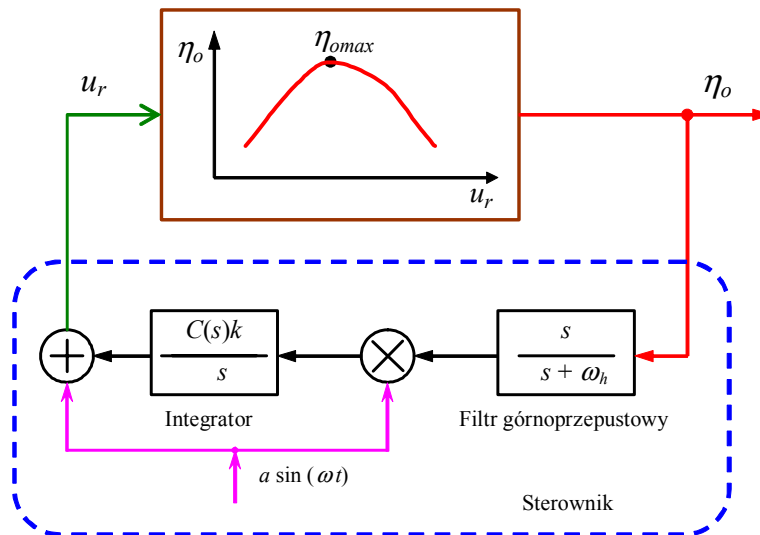


Rys. 10.8. Schemat ogólny sterowania procesem funkcjonowania agregatu maszynowego: u_{r0} – wartość początkowa sygnału sterującego, $u_{ri} = u_{r0} \pm \Delta u_r$ – sygnał sterujący, R_n – mierzona siła oporów narzędzia, \hat{R}_n – oszacowana siła oporów narzędzia, η_o – sprawność ogólna agregatu, K – wzmacnienie filtru Kalmana, $a \sin(\omega t)$ – wymuszane zakłócenie

Zmiany wielkości Δu_r są opracowywane w sterowniku i po zsumowaniu przyrostu z wartością u_{r0} stanowią one kolejną wartość sterowanej wielkości wejściowej u_{ri} do rzeczywistego agregatu, jak również modelu agregatu.

Zadanie optymalizacji, przy kryterium maksymalnej sprawności ogólnej η_o , może być rozwiązane z wykorzystaniem adaptacyjno-dynamicznej struktury modelu procesu funkcjonowania agregatu maszynowego, sterowanej ze sprzężeniem zwrotnym i dodatkowo wprowadzanym sinusoidalnym zakłóceniem [113].

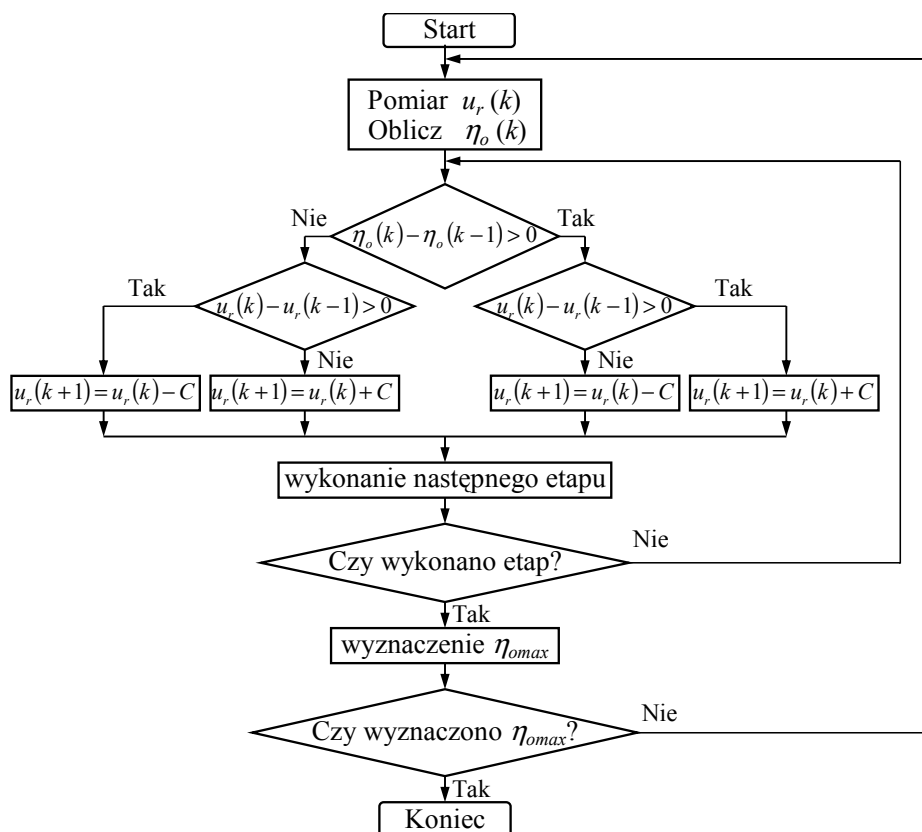
Schemat ideowy sterownika ze sprzężeniem zwrotnym, szukającego ekstremum wskaźnika jakości przy wymuszonym zakłóceniu $a \sin(\omega t)$, przedstawiono na rysunku 10.9.



Rys. 10.9. Schemat ideowy sterownika ze sprzężeniem zwrotnym, szukającego ekstremum wskaźnika jakości przy wymuszonym zakłóceniu $a \sin(\omega t)$, $u_r = u_{r0} + \Delta u_r$.

Algorytm obserwacji i wprowadzania zakłóceń do sterownika przedstawiono na rysunku 10.10. Sygnał sterujący u_r jest zakłócony przez mały stały przyrost Δu_r , a wynikająca zmiana sprawności ogólnej $\Delta \eta_o$ jest obserwowana. Jeżeli $\Delta \eta_o$ jest dodatnia, oznacza to, że nastąpiło przesunięcie wartości sprawności ogólnej w kierunku bliższej wartości maksymalnej. W rozpatrywanym przypadku następne zakłócenia w tym kierunku będą przemieszczać sprawność ogólną ku wartości maksymalnej tej wielkości. Jeżeli $\Delta \eta_o$ jest ujemna, wówczas wartość sprawności ogólnej oddala się od maksymalnej wartości wielkości η_o , a kierunek wprowadzanego zakłócenia powinien być odwrócony, aby spowodować powrót wartości sprawności ogólnej do jej wartości maksymalnej. Po to, aby określić kierunek zmian, w celu maksymalizowania sprawności ogólnej, należy okresowo zakłócić sygnał sterujący i obserwować jego wpływ na zmianę wartości sprawności ogólnej. Jeżeli znaki pochodnej sprawności $\Delta \eta_o$ i wartość sygnału Δu_r mają ten sam znak, to wartość bieżącego sygnału sterującego powinna być powiększana, a odwrotnie – kiedy przyrosty są przeciwnego znaku – wówczas winna być pomniejszana.

W dotychczasowych rozwiązaniach nastawianie wartości wielkości sygnału urządzenia sterującego dawkowaniem paliwa u_r wykonuje operator ciągnika, w zależności od swojego doświadczenia zawodowego.

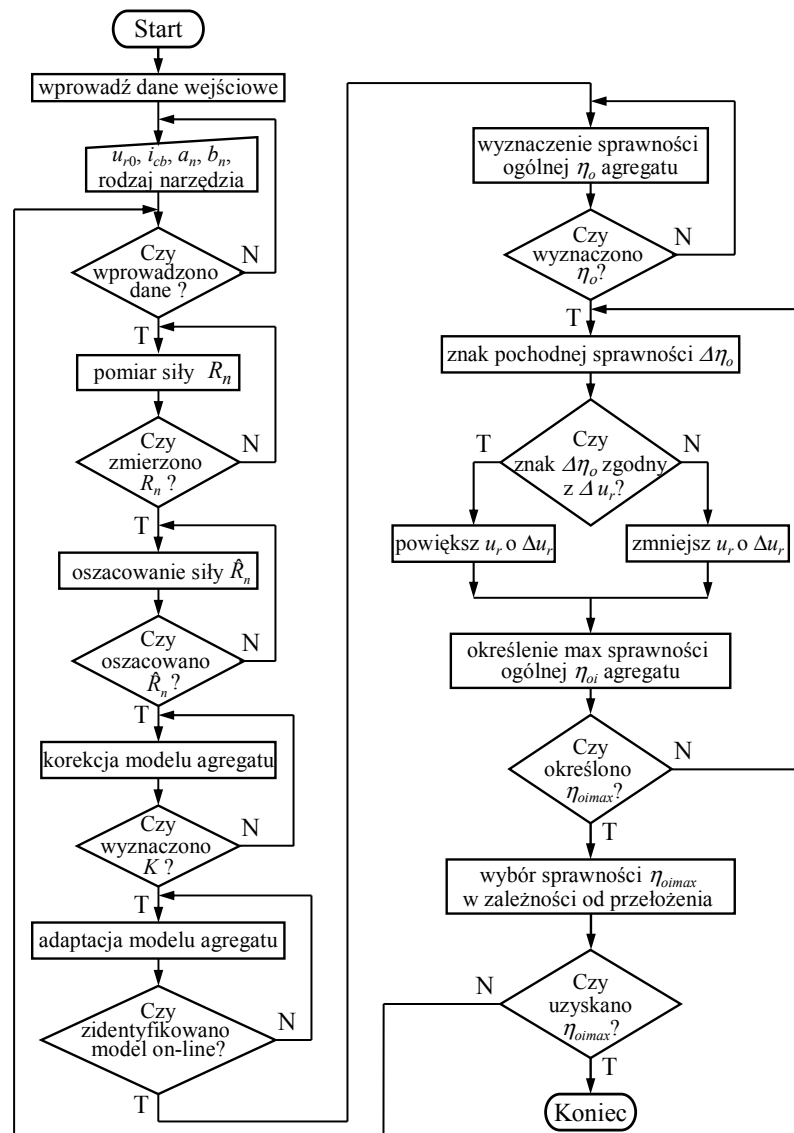


Rys. 10.10. Algorytm obserwacji i zakłóceń sterownika: $u_r(k)$ – sygnał sterujący, $\eta_o(k)$ – wskaźnik jakości (sprawność ogólna), C – wartość kroku zakłócenia

W nowoczesnych ciągnikach rolniczych na bieżąco mierzone są m.in. wielkości: prędkość kątowna silnika ω i prędkość liniowa ciągnika (agregatu) v_a , a także siły w układzie zawieszania narzędzi. Wartości tych wielkości są wykorzystywane tylko do automatycznego sterowania układem zawieszania narzędzi (EHR).

W łańcuchu sterowania agregatem maszynowym z operatorem należy zastąpić jego urządzeniem wykonawczym, które będzie sterowane sygnałem ze sterownika, jak również wykorzystać już mierzone wielkości ciągnika, tj. siłę oporów narzędzia oraz zaimplementować opracowany model matematyczny agregatu wraz z adaptacyjnym filtrem Kalmana, który w czasie rzeczywistym dokona weryfikacji i walidacji rzeczywistego stanu procesu agregatu maszynowego, poprzez porównanie zmierzonej i oszacowanej siły oporów narzędzia. Za pomocą aktualnego modelu agregatu zostanie określona sprawność ogólna procesu funkcjonowania agregatu maszynowego. Sprawność η_o , jako wielkość wejściowa do sterownika, służy do wyznaczenia sygnału u_r , według opracowanego algorytmu sterowania procesem funkcjonowania agregatu maszynowego

w warunkach rzeczywistych. Algorytm metody sterowania procesem funkcjonowania agregatu maszynowego przedstawiono na rysunku 10.11.



Rys. 10.11. Algorytm sterowania procesem agregatu maszynowego w rzeczywistych warunkach ruchu z wykorzystaniem sprawności ogólnej

Przedstawioną metodę sterowania adaptacyjno-ekstremalnego z poszukiwaniem maksymalnego wskaźnika jakości można zastosować do określania sprawności ogólnej procesu funkcjonowania agregatu maszynowego w czasie rzeczywistym.

10.3. ANALIZA OPRACOWANEJ METODY

Podsumowując zagadnienia dotyczące metody doskonalenia procesu funkcjonowania agregatu maszynowego można stwierdzić, że:

1. Rozpatrzono metody sterowania optymalnego, a następnie wybrano metodę sterowania adaptacyjno-ekstremalnego procesu funkcjonowania agregatu maszynowego.
2. Dokonano analizy i oceny wskaźników jakości procesu funkcjonowania agregatu maszynowego, przydatnych do sterowania adaptacyjno-ekstremalnego w czasie rzeczywistym.
3. Przebieg wartości sprawności ogólnej agregatu maszynowego ma charakter funkcji parzystej i istnieje maksimum tej funkcji, zatem ten wskaźnik efektywności można wykorzystać w sterowaniu adaptacyjno-ekstremalnym.
4. Opracowano koncepcję sterowania agregatem maszynowym w czasie rzeczywistym.
5. Opracowano algorytm działania sterownika procesu funkcjonowania agregatu maszynowego poszukujący ekstremum sprawności ogólnej.
6. Opracowano algorytm sterowania agregatem maszynowym w warunkach polowych.

11. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

Przeprowadzona w pracy analiza doniesień literaturowych wskazała, że dotychczasowe ujęcie efektywności funkcjonowania agregatu maszynowego było rozpatrywane off-line z wykorzystywaniem wielorakich współczynników określanych eksperymentalnie. Wyznaczane a’posteriori wskaźniki jakości procesu funkcjonowania agregatu maszynowego obejmowały najczęściej sprawność uciążu, która nie uwzględniała wszystkich strat występujących w jego procesie. W związku z tym można stwierdzić, że występuje brak kompleksowego ujęcia efektywności funkcjonowania agregatu maszynowego. Holistyczne podejście do tego zagadnienia dało podstawy do:

- kompleksowej analizy podstaw teoretycznych procesu funkcjonowania agregatu,
- analizy wymuszeń oddziałujących na system ciągnik–narzędzie–gleba,
- opracowania matematycznego modelu procesu funkcjonowania agregatu maszynowego, a na jego podstawie programu komputerowego w środowisku MATLAB,
- przeprowadzenia badań polowych i symulacyjnych agregatów maszynowych,
- weryfikacji wyników badań w naturalnych warunkach eksploatacji,
- opracowania algorytmu sterowania agregatem w aspekcie szukania ekstremum efektywności, tj. maksymalizowania sprawności ogólnej, z wykorzystaniem adaptacyjno-dynamicznej struktury modelu procesu funkcjonowania agregatu maszynowego,
- opracowania koncepcji nowej metody sterowania procesem funkcjonowania agregatu maszynowego w naturalnych warunkach ruchu za pomocą sprawności ogólnej.

W wyniku rozważań teoretycznych stwierdzono, że określanie wskaźników jakości procesu funkcjonowania agregatu maszynowego powinno odbywać się w czasie rzeczywistym, w zależności od przyjętego kryterium pracy agregatu, przy uwzględnieniu wszystkich strat i zmiennych obciążeń polowych.

A. Wnioski z badań

Na podstawie analizy wyników badań polowych i symulacyjnych oraz przeprowadzonych rozważań można sformułować następujące wnioski:

1. O właściwym wyborze zarówno metody modelowania, jak również sposobie rozwiązania zagadnienia badawczego pracy świadczą przedstawione wyniki walidacji eksperymentalnej modelu agregatu maszynowego oraz modeli poszczególnych układów.
2. Opracowany model procesu funkcjonowania agregatu maszynowego i jego aplikacje na komputerowym programie symulacyjnym za pomocą technolo-

- gii informatycznych pozwalają na prowadzenie badań symulacyjnych agregatu w dowolnych warunkach polowych w różnych wariantach zastosowań.
3. Na podstawie badań symulacyjnych wykazano istotny wpływ zmienności obciążeń na wskaźniki jakości procesu funkcjonowania agregatu maszynowego.
 4. Zmiany niektórych wskaźników jakości pracy agregatu (sprawności uciągu, sprawności ogólnej) mają charakter funkcji parzystej, druga pochodna nie zmienia znaku i istnieją ekstrema tych funkcji. W związku z tym, zadanie optymalizacji procesu polega na poszukiwaniu takiego sposobu zmian decyzji w danym przedziale czasu, który zapewni ekstremum poszukiwanego wskaźnika jakości.
 5. Przedstawiony w pracy sposób oceny wpływu zmiennych obciążeń na wskaźniki jakości oraz zaprezentowane narzędzia symulacyjne wraz z metodyką identyfikacji modeli służą do szacowania wartości wielkości: wydajności powierzchniowej, jednostkowego zużycia paliwa silnika, zużycia paliwa na jednostkę obrobionej powierzchni, sprawności uciągu oraz sprawności ogólnej.
 6. W porównaniu ze sprawnością uciągu ciągnika, bardziej precyzyjnym kryterium oceny jakości procesu funkcjonowania agregatu maszynowego jest sprawność ogólna, uwzględniająca wszystkie straty występujące w tym procesie.
 7. Zaproponowana metoda, wraz z opracowanym algorytmem sterowania, umożliwi oszacowanie ekstremalnych wartości sprawności ogólnej agregatu maszynowego na podstawie mierzonych w czasie rzeczywistym wybranych wielkości fizycznych charakteryzujących funkcjonowanie agregatu w procesie jego eksploatacji.

B. Kierunki dalszych badań

Wyniki dotychczasowych badań oraz aktualny stan wiedzy w zakresie efektywności procesu funkcjonowania agregatów maszynowych wskazują na konieczność prowadzenia dalszych prac badawczych. Najistotniejsze z nich przedstawiono poniżej:

1. Poprawa sprawności ogólnej agregatów maszynowych może być dokonana zarówno poprzez optymalizację procesu użytkowania, jak i na etapie samego konstruowania. Z kolei poszukiwanie optymalnej konstrukcji lub metod eksploatacji jest możliwe opierając się na abstrakcyjnych modelach matematycznych, umożliwiających symulacyjne badanie strumieni energii w czasie użytkowania agregatów maszynowych.
2. Istnieje konieczność doskonalenia matematycznego modelu procesu funkcjonowania agregatu maszynowego, jak również programu komputerowego.
3. Minimalne jednostkowe zużycie paliwa w dotychczasowych silnikach z zapłonem samoczynnym jest osiągane przy ściśle zdeterminowanych (określonych) parametrach jego działania. Pożądane jest, aby najniższe war-

tości tego zużycia występowały w określonym przedziale zmienności mocy użytecznej silnika.

4. W pracy rozważono układ przeniesienia napędu o skokowych i sterowanych „ręcznie” wartościach przełożenia całkowitego. Zagadnieniem wymagającym opracowania jest układ przeniesienia napędu o ciągłej zmianie wartości przełożenia w wybranym zakresie prędkości jazdy ciągnika i sterowanym automatycznie w połączeniu z optymalnym sterowaniem agregatem maszynowym.
5. Kolejnym zagadnieniem wymagającym rozwiązania jest opracowanie parametrów sterownika, tj. wartości kroku i częstotliwości wielkości zakłócającej, w zależności od szybkości zmian wielkości wyjściowych z modelu agregatu.
6. Istnieje konieczność opracowania koncepcji rozwiązania konstrukcyjnego sterowania agregatem maszynowym za pomocą sprawności ogólnej i oceny jego funkcjonowania w warunkach naturalnych.

Podsumowując, zdaniem autora skomplikowanym problemem w systemie sterująco-kontrolno-informacyjnym agregatu maszynowego jest uwzględnienie ograniczeń stanu agregatu oraz ograniczeń łącznych stanu i sterowania.

LITERATURA

- [1] Abstracts of agricultural tractor test search engine OECD, [dostęp 23.11.2008]. Dostępny w Internecie: http://www2.oecd.org/agr-coddb/index_en.asp
- [2] AccuStar II/DAS-20, 2007. Clinometer firmy Lucas, instrukcja obsługi i instalacji.
- [3] Aleksandrov I.K., 1994. Energeticeskij analiz masinnych agregatov. Tech. Sel'. Choz. 3, 2-4.
- [4] Al-Hamed S.A., Al-Janobi A.A., 2001. A program for predicting tractor performance in Visual C++ . Computers and Electronics in Agriculture 31, 137-149.
- [5] Al-Hamad S.A., Grisso R.D., Zoz F.M., von Bargen K., 1994. Tractor performance spreadsheet for radial tires. Computers and Electronics in Agriculture 10(1), 45-62.
- [6] Al-Janobi A., 2000. A data-acquisition system to monitor performance of fully mounted implements. J. Agric. Eng. Res. 75, 167-175.
- [7] Allgöwer F., Findeisen R., Nagy Z.K., 2004. Nonlinear Model Predictive Control: From Theory to Application. J. Chin. Inst. Chem. Eng. 35(3), 299-315.
- [8] Andrzejewski R., 1997. Stabilność ruchu pojazdów kołowych. WNT Warszawa.
- [9] Arczyński S., 1993. Mechanika ruchu samochodu. WNT Warszawa.
- [10] Armbruster K., Langenbeck B., 1993. Dynamisches Rad-Boden-Model für Gelendefahrzeuge. Landtechnik 48(5), 74-75.
- [11] ASAE Standards. S296.4, 1995. Uniform terminology for traction of agricultural tractors, self-propelled implements, and other traction and transport devices. St. Joseph, Mich. ASAE.
- [12] Bashirov R.M., Jusupov I.F., Bairamgulov Ju.G., 2003. Matematicheskaja model' udel'nogo soprotivlenija pluga. Tech. Sel'. Choz. 2, 35-37.
- [13] Bekker M.G., 1956. Theory of Land Locomotion. The Mechanics of Vehicle Mobility. The University of Michigan Press, Ann Arbor.
- [14] Białczyk W., 1988. Badanie przyczepności ciągnika kołowego na zadarnionym podłożu gleby łąkowej górskich użytków zielonych. Zesz. Nauk. AR Wrocław, Mech. Rol. 67.
- [15] Białek P., 1997. Badanie wpływu warunków pracy agregatu rolniczego na jego ogólny bilans energetyczny. Praca doktorska, Politechnika Poznańska.
- [16] Bidziński J., 1996. Badania symulacyjne efektywności pracy ciągnika rolniczego w terenie pofałdowanym. Zesz. Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej 1(19).
- [17] Bernacki H., 1981. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. T. 1, cz. I i II, PWRiL Warszawa.

- [18] Bernacki H., 1988. Oszczędność paliwa w pracach polowych. IV Sympozjum Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych, Instytut Maszyn i Urządzeń Rolniczych Politechniki Warszawskiej w Płocku.
- [19] Bernhard M., 1970. Badania trakcyjnych silników spalinowych. WKiŁ Warszawa.
- [20] Błaszkiwicz Z., 1997. Analiza wpływu wybranych parametrów opon rolniczych na ugniatanie gleby. Roczn. AR Poznań, Rozpr. Nauk. 271.
- [21] Borkowski W., Konopka S., Prochowski L., 1996. Dynamika maszyn roboczych. WNT Warszawa.
- [22] Bubnicki Z., 1974. Identyfikacja obiektów sterowania. PWN Warszawa.
- [23] Bubnicki Z., 2002. Teoria i algorytmy sterowania. PWN Warszawa.
- [24] Brixius W.W., 1987. Traction prediction equations for bias ply tires. ASAE Paper 87-1622, 8.
- [25] Cannon R.H., 1973. Dynamika układów fizycznych. WNT Warszawa.
- [26] Carnevale D., Astolfi A., Centioli C., Podda S., Vitale V., Zaccarian L., 2009. A new extremum seeking technique and its application to maximize RF heating on FTU. Fusion Engineering and Design 84, 554-558.
- [27] Case IH Maxxum Schlepper der Serie MX150 und NX170 Betriebsanleitung, Don 6-2121 GE, Case Corporation, 1999.
- [28] Cempel C., 1982. Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT Warszawa.
- [29] Cempel C., 1985. Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. PWN Warszawa.
- [30] Chancellor W.J., Witt C.B., 1988. Field experience with automatic engine/transmission control for a farm tractor. Trans. ASAE 31(4), 1033-1037.
- [31] Chancellor W.J., Zhang N., 1989. Automatic wheel-slip control for tractors. Trans. ASAE 32(1), 17-22.
- [32] Chodkowski A.W., 1982. Badania modelowe pojazdów gąsienicowych i kołowych. WKiŁ Warszawa.
- [33] Chudzikiewicz A., Drożdżiel J., Kisilkowski J., Żochowski A., 1982. Modelowanie i analiza dynamiki układu mechanicznego tor – pojazd. PWN Warszawa.
- [34] Ciągnik Ursus MF 235, 1985. Instrukcja obsługi. Zrzeszenie Przemysłu Ciągnikowego Ursus, Warszawa.
- [35] CORREWIT L-400, instrukcja obsługi, 2003. CORRSYS-DATRON, Sensorsysteme GmbH.
- [36] Crolla D.A., 1991. Soil tank measurements of tyre lateral and longitudinal forces. J. Terramechanics 28(2/3), 211-227.
- [37] Crossley C.P., Kibiwot V.N., Reynolds A.J., Rickson R.J., 2001. Rut formation and rolling resistance on earth roads. J. Agric. Eng. Res. 78(1), 99-107.
- [38] Dajniak H., 1985. Ciągniki. Teoria ruchu i konstruowanie. WKiŁ Warszawa.

- [39] Dawidowski J.B., 1995. Proces ugniatania gleby i metoda prognozowania jej zagęszczenia w zmechanizowanych technologiach prac polowych. Rozprawy Naukowe 163, AR Szczecin.
- [40] Dębicki M., 1971. Teoria samochodu. Teoria napędu. WNT Warszawa.
- [41] Dickey-John Radar II velocity sensor, 1997. Dane techniczne i instrukcja obsługi.
- [42] Dobrzański B., 1961. Gleba i ich wartość użytkowa. PWRiL Warszawa.
- [43] Dokumentacja techniczno-elektroniczna EHR (A521, A538, A830, B830, Y521) firmy Bosch 1995.
- [44] Domański Cz., 1979. Statystyczne testy nieparametryczne. PWE Warszawa.
- [45] Droll P., Kutzbach D., 2001. Zugkraft und Drehmomentmessung zur Bodenkartierung. Landtechnik 1, 22-23.
- [46] Duquesne F., Kermis L., Verschoore R., 1995. Influence of differential locking on tractor work rate. Part 1. Simulation of a single axle vehicle. J. Agric. Eng. Res. 60(3), 201-209.
- [47] El-Gawwad K.A., Crolla D.A., Soliman A.M.A., El-Sayed F.M., 1999. Off-road tyre modelling I: the multi-spoke tyre model modified to include the effect of straight lugs. J. Terramechanics 36, 3-24.
- [48] Elwaleed A.K., Yahya A., Zohadie M., Ahmad D., Kheiralla A.F., 2006. Net traction ratio prediction for high-lug agricultural tyre. J. Terramechanics 43, 119-139.
- [49] Eykhoff P., 1980. Identyfikacja w układach dynamicznych. PWN Warszawa.
- [50] Fekete A., 1977. Some observation of the contact pressure of tyres. Zesz. Probl. Podst. Nauk Rol. 183, 145-157.
- [51] Findeisen R., Imstand L., Allgöwer F., Foss B.A., 2003. Output feedback stabilization of constrained systems with nonlinear predictive control. Int. J. Robust Nonlinear Control 13, 211-227.
- [52] Findeisen W., Gutenbaum I., 1985. Modele w analizie systemowej. Analiza systemowa – podstawy i metodologia. PWN Warszawa.
- [53] Findeisen W., Szymanowski J., Wierzbicki A., 1977. Teoria i metody obliczeniowe optymalizacji. PWN Warszawa.
- [54] Froisy J.B., 2006. Model predictive control-building a bridge between theory and practice. Computers and Chemical Engineering 30, 1426-1435.
- [55] Girgiel J., Uhl T., 1990. Identyfikacja układów mechanicznych. PWN Warszawa.
- [56] Glancey J.L., Upadhyaya S.K., Chancellor W.J., Rumsey J.W., 1996. Prediction of agricultural implement draft using an instrumented analog tillage tool. Soil Till. Res. 37(1), 47-65.
- [57] Grecenko A., 1963. Kolové a pásové traktory. Státnizemedelské nakladatelství Praha.
- [58] Grisso R.D., Kocher M.F., Vaughan D.H., 2004. Predicting Tractor Fuel Consumption. Applied Engineering in Agriculture 20(5), 553-561.

- [59] Grisso R., Pitman R., 2001. Gear up and throttle down-saving fuel. Virginia Cooperative Extension. Virginia Polytechnic Institute and University, Publication 442-450, Virginia Tech, Blacksburg, Va. Dostępny w Internecie: <http://www.ext.vt.edu/pubs/bse/442-450/442-450.pdf> [dostęp 14.10.2008].
- [60] Grisso R.D., Yasin M., Kocher M.F., 1996. Tillage implement forces operating in silty clay loam. *Trans. ASAE* 39(6), 1977-1982.
- [61] Grzesikiewicz W., 1996. Modelowanie pracy maszyny pod kątem badania procesów eksploatacyjnych. *Problemy Eksploatacji*, ITE Radom.
- [62] HBM, Absolute pressure transducer P8AP, instrukcja montażu, 1997. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH.
- [63] HBM, Kraftaufnehmer mit DMS-Messsystem U9B, instrukcja montażu, 1997. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH.
- [64] HBM, PC-Messelektronik Spider 8 Bedienungsanleitung, instrukcja obsługi, 1997. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH.
- [65] HBM, Schleifringübertrager SK6, instrukcja montażu, 1997. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH.
- [66] HBM, Software Catman V2.1, instrukcja użytkownika, 1997. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH.
- [67] Hula J., Kovaricek P., Mayer V., 2003. Eksploatacni ukazatele, spotreba nafty a kvalita prace pri podmitce talirovym kypricem. *Res. Agric. Eng. – Zemed. Tech.* 49(3), 85-90.
- [68] Hundon N., Guay M., Perrier M., Dochain D., 2008. Adaptive extremum-seeking control of convection-reaction distributed reactor with limited actuation. *Computers and Chemical Engineering* 32, 2994-3001.
- [69] Indukcyjne czujniki zbliżeniowe, optyczne i ultradźwiękowe czujniki odbiciowe, dane techniczne, 1999. SELS.
- [70] Instrukcja obsługi ciągników Deutz Fahr Agrottron 160, 175, 200. Deutz Fahr Agrartechnik GmbH Lauingen, 1997.
- [71] Jakliński J., 1999. Modele oddziaływania koła pneumatycznego na glebę. *Prace Naukowe, Mechanika* 175, Politechnika Warszawska.
- [72] Jenane C., Bashford L.L., 2000. Tractive performance of a mechanical front-wheel assist tractor as related to forward speeds. *J. Agric. Eng. Res.* 77(2), 221-226.
- [73] Jenane C., Bashford L.L., Monroe G., 1996. Reduction of fuel consumption through improved tractive performance. *J. Agric. Eng. Res.* 64(2), 131-137.
- [74] Jude L., 1994. The mechanism of sinkage of running gear on sand. *J. Terramechanics* 31(3), 185-195.
- [75] Kaczorek T. i in., 2006. *Podstawy teorii sterowania*. WNT Warszawa.
- [76] Kamiński Ł., Pokorski J., 1983. *Dynamika zawiesznień i układów napędowych pojazdów samochodowych*. WKŁ Warszawa.
- [77] Kasprzyk J., 2002. *Identyfikacja procesów*. Wyd. Politechnika Śląska Gliwice.

- [78] Katalog opon rolniczych. STOMIL-OLSZTYN, 2003.
- [79] Kaumbutho P.G., 1987. A bond graph model for simulating the performance of a farm tractor. Ph. dr thesis, Michigan State University.
- [80] Kheiralla A.F., Yahya A., Zohadie M., Ishak W., 2003. Empirical models for power and energy requirements. I. Draught implements operations in serdang sandy clay loam, Malaysia. *AJSTD* 20(3/4), 333-347.
- [81] Kheiralla A.F., Yahya A., Zohadie M., Ishak W., 2003. Empirical models for power and energy requirements. II. A powered implement operation in serdang sandy clay loam, Malaysia. *AJSTD* 20(3/4), 349-360.
- [82] Kiss P., 2003. Rolling radii of a pneumatic tyre on deformable soil. *Biosystems Eng.* 85(2), 153-161.
- [83] Knechtges H.J., 2001. Trends bei Traktoren und Transportfahrzeugen. *Landtechnik* 6.
- [84] Kolator B., 1999. Efektywność funkcjonowania agregatu maszynowego. X Ogólnopolska Konf. Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, KMRiP, WM, ATR, Bydgoszcz – Borówno, 27-32.
- [85] Kolator B., 1999. Model matematyczny procesu funkcjonowania agregatu ciągnikowego. Praca doktorska, WITPiS Sulejówek.
- [86] Kolator B., 1999. Model procesu funkcjonowania agregatu ciągnikowego jako podstawa jego systemu mikroprocesorowego. III Międzynarodowa Konf. Nauk. Systemy Mikroprocesorowe w Rolnictwie, Instytut Maszyn i Urządzeń Rolniczych Politechniki Warszawskiej w Płocku 66-69.
- [87] Kolator B., 2001. Evaluation of driving performance of tractor / implement system, based of the driving wheels slip of a tractor (2x4). *Microprocessor Systems in Agriculture*, Instytut Inżynierii Politechniki Warszawskiej w Płocku, 123-127.
- [88] Kolator B., 2002. Influence of soil properties on traction efficiency of tractor aggregate. Międzynarodowa Konf. Nauk. Bałttechmasz, KNTU Kaliningrad, 244-245.
- [89] Kolator B., 2003. Mechatronic Control of the Implement Linkage of Agricultural Tractors. *Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa*, Tom IV, Polska Akademia Nauk Oddział w Lublinie, 101-106.
- [90] Kolator B., 2003. Model procesu funkcjonowania agregatu ciągnikowego. VII Szkoła Komputerowego Wspomagania Projektowania, Wytwarzania i Eksploatacji. Jurata, WAT Warszawa, 85-89.
- [91] Kolator B., 2003. Sterowanie układem zawieszenia narzędzi z wykorzystaniem regulacji poślizgowej. *Prace Naukowe – Transport* 1(17), Politechnika Radomska, Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu, 277-282.
- [92] Kolator B., 2003. Sterowanie układem zawieszenia narzędzi z wykorzystaniem regulacji siłowej. *Problemy Inżynierii Rolniczej* 3(41), IBMER Warszawa, 15-22.

- [93] Kolator B., 2005. Koncepcja metodyki badań procesu funkcjonowania agregatu ciągnikowego. VIII Międzynarodowa Konf. Nauk. Teoretyczne i Aplikacyjne Problemy Inżynierii Rolniczej. Polanica Zdrój, 297-285.
- [94] Kolator B., 2005. Stanowisko laboratoryjne do badań właściwości koła ogumionego. Politechnika Radomska, Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu, Transport 3(23), 253-258.
- [95] Kolator B., 2005. Wybrane problemy napędowego koła pneumatycznego ciągnika rolniczego. V Międzynarodowa Konf. Nauk. MOTROL'05, Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa, Odessa, 118-124.
- [96] Kolator B., 2006. Porównanie wybranych właściwości trakcyjnych diagonalnej i radialnej opony napędowej. III Ogólnopolska Konf. Nauk. Maszyna-gleba-roślina, AR Wrocław.
- [97] Kolator B., 2007. Metoda określenia sił działających na ciągnik przy współpracy z narzędziem zawieszonym. IX Międzynarodowa Konf. Nauk. Teoretyczne i Aplikacyjne Problemy Inżynierii Rolniczej, Wrocław – Polanica Zdrój, 138-139.
- [98] Kolator B., 2007. Metoda określania współrzędnych położenia narzędzia zawieszonego względem ciągnika rolniczego podczas pracy. VI Międzynarodowa Konf. Nauk. Problemy Techniki Rolniczej i Leśnej. Wyd. SGGW Warszawa, 153-154.
- [99] Kolator B., 2008. Porównanie metod określania promienia dynamicznego koła napędowego ciągnika rolniczego. XV Konf. Nauk. Postęp Naukowo-Techniczny i Organizacyjny w Rolnictwie, Zakopane, AR Kraków.
- [100] Kolator B., 2009. Metoda wyznaczania charakterystyki uniwersalnej silnika spalinowego z ograniczoną liczbą prób pomiarowych. XIII Konf. Nauk. Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, Wydział Inżynierii Mechanicznej UTP, Bydgoszcz – Borówno.
- [101] Kolator B., Niziński S., 1994. Niektóre problemy automatycznego sterowania układu zawieszenia narzędzi w ciągniku rolniczym. III Ogólnopolska i II Międzynarodowa Konf. Nauk. Rozwój Teorii i Technologii Technicznej Modernizacji Rolnictwa, ART Olsztyn, 338-341.
- [102] Kolator B., Niziński S., 1999. Metoda sterowania funkcjonowaniem agregatu ciągnikowego. V Międzynarodowe Sympozjum Efektywność Eksploatacji Systemów Technicznych, ART Olsztyn, 196-201.
- [103] Kolator B., Żebrowski J., 1994. Badania ciągnika rolniczego przy współpracy z narzędziami zawieszonymi. Międzynarodowe Seminarium Modernizacja techniki dla potrzeb rejonów: olsztyńskiego i kaliningradzkiego, ART Olsztyn i KNTU Kaliningrad.
- [104] Kolator B., Żebrowski J., 1995. Opracowanie metod praktycznego wyznaczania poślizgu kół napędowych na odkształcalnym gruncie i jego weryfikacja. ART Olsztyn, praca niepublikowana.

- [105] Kolator B., Żebrowski J., 2008. Modelowanie układu napędowego ciągnika z napędem na cztery koła. XII Szkoła Komputerowego Wspomagania Projektowania, Wytwarzania i Eksploatacji, Jurata, WAT Warszawa, 189-196.
- [106] Kolator B., Żebrowski J., Żebrowski Z., 1997. Metodyka badań trakcyjnych opon napędowych pojazdów terenowych. III Międzynarodowa Konf. Nauk. Rozwój i Kierunki Badań Samojezdnych Żurawi Hydraulicznych. PIMB Warszawa.
- [107] Kolator B., Żebrowski J., Żebrowski Z., 2001. Dobór ciężaru ciągnika i jego rozkład na poszczególne osie. Przegląd Mechaniczny 2, 36-39.
- [108] Kołowy ciągnik rolniczy Ursus MF 235, 1986. Instrukcja napraw i katalog części. Zrzeszenie Przemysłu Ciągnikowego Ursus, Warszawa.
- [109] Komandi G., 1997. A kinematic model for the determination of the peripheral force. J. Terramechanics 34(4), 261-268.
- [110] Komandi G., 1999. An evaluation of the concept of rolling resistance. J. Terramechanics 36(3), 159-166.
- [111] Kraftstoff-Verbrauchstester flowtronic, instrukcja obsługi, 1996. Quickly AG Zürich, 215-217.
- [112] Królikowski A., Horla D., 2005. Identyfikacja obiektów sterowania, metody dyskretne. Wyd. Politechniki Poznańskiej.
- [113] Krstić M., 2000. Performance improvement and limitations in extremum seeking control. Systems & Control Letters 39, 313-326.
- [114] Krstić M., Wang H.H., 2000. Stability of extremum seeking feedback for general nonlinear dynamic systems. Automatica 36, 595-601.
- [115] Krysztofiak A., 1991. Wpływ ciężaru ciągnika na maksymalną efektywność zużycia paliwa i optymalne parametry orki. Roczn. AR Poznań.
- [116] Krysztofiak A., Zbytek Z., 1998. Badania zużycia paliwa podczas orki w aspekcie jego zmniejszenia. Prace Przemysłowego Instytutu Maszyn Rolniczych w Poznaniu 43(2), 48-50.
- [117] Kuczewski J., 1974. Podstawy eksploatacji agregatów rolniczych. PWRiL Warszawa.
- [118] Kuczewski J., Wolski S., 1990. Próba wyznaczenia współczynników liczbowych równania poślizgu dla różnych podłoży. Maszyny i Ciągniki Rolnicze 2-3, 10-11.
- [119] Kutkov G.M., Bozkov S.I., 1994. Gisterezisnye poteri v sine koleasa pri kacenii. Trakt. Sel'. Chozmas. 5, 16-1.
- [120] Kutzbach D., 1982. Ein Beitrag zur Fahrmechanik der Ackerschleppers-Reifenschlupf, Schleppermasse und Flächenleistung. Grundladen Landtechnik Bd. 32(2), 41-48.
- [121] Lang T., 2002. Mechatronik in der Mobilhydraulik. Landtechnik 3, 140-141.
- [122] Lanzendoerfer J., Szczepaniak C., 1980. Teoria ruchu samochodu. WKiŁ Warszawa.

- [123] Li Z.H., Krstić M., 1997. Optima Design of Adaptive Tracking Controllers for Non-linear Systems. *Automatica* 33(8), 1459-1473.
- [124] Liu C.H., Wong J.Y., 1996. Numerical simulations of tire-soil interaction based on critical state soil mechanics. *J. Terramechanics* 33(5), 209-221.
- [125] Lorencowicz E., 2002. Poradnik użytkownika techniki rolniczej w tabelach. Agencja Promocji Rolnictwa i Agrobiznesu Bydgoszcz.
- [126] Lu J.Z., 2003. Challenging control problems and emerging technologies in enterprise optimization. *Control Engineering Practice* 11, 847-858.
- [127] Lwow E., 1955. Teoria ciągnika. PWRiL Warszawa.
- [128] Madej J., 2001. Mechanika transmisji momentu trakcyjnego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej.
- [129] Majewski Zb., 1981. Dobór parametrów pracy agregatu uprawowego w świetle nakładów energetycznych. *Rocz. Nauk Rol. C* 75(2).
- [130] Majewski Zb., 1990. Analiza pracy agregatów ciągnikowych w warunkach nadmiaru mocy silnika. Wyd. SGGW Warszawa.
- [131] Mańczak K., 1979. Metody identyfikacji wielowymiarowych obiektów sterowania. WNT Warszawa.
- [132] Mańczak K., 1985. Estymacja parametrów i weryfikacja modeli. Analiza systemowa – podstawy i metodologia. PWN Warszawa.
- [133] Maszyny i narzędzia do uprawy gleby, 2004. Informator Agromy.
- [134] Materek D., 2004. Analiza właściwości trakcyjnych kołowego ciągnika rolniczego w wybranych technologiach uprawy roślin. *Zesz. Nauk. AR Wrocław, Rozprawy CCXIX*.
- [135] Matlab 2004 – podręcznik użytkownika. MathWorks, Natick, USA.
- [136] Mayne D.Q., Raković S.V., Findeisen R., Allgöwer F., 2006. Robust output feedback model predictive control of constrained linear systems. *Automatica* 42, 1217-1222.
- [137] Mayne D.Q., Raković S.V., Findeisen R., Allgöwer F., 2009. Robust output feedback model predictive control of constrained linear systems: Time varying case. *Automatica* 45, 2082-2087.
- [138] Mayne D.Q., Rawlings J.B., Rao C.V., Scokaert P.O.M., 2000. Constrained model predictive control: stability and optimality. *Automatica* 36, 789-814.
- [139] Michalski R., 1996. System ekspertowy procesu eksploatacji agregatu ciągnikowego Ursus 5314. Praca wykonana w ramach projektu badawczego 7 TO7B 030 08, ART Olsztyn.
- [140] Michalski R., Kolator B., Ligier K., 1997. Badania porównawcze przepływomierza firmy ADAST. Instytut Maszyn i Urządzeń Rolniczych ART w Olsztynie, praca niepublikowana.
- [141] Michalski R., Kolator B., Szczyglak P., 2004. Radial Flexibility of Pneumatic Wheels. *Collection of Research Papers of the Baltic Association of Mechanical Engineering Experts, KSTU Kaliningrad* 4, 37-42.

- [142] Michalski R., Niziński S., 1996. Podstawy eksploatacji maszyn. ART Olsztyn.
- [143] Mitschke M., 1987. Teoria samochodu. T. 1. Napęd i hamowanie. WKiŁ Warszawa.
- [144] Mouazen A.M., 2003. Mechanical behaviour of the upper layers of a sandy loam soil under shear loading. *J. Terramechanics* 39(3), 115-126.
- [145] Mouazen A.M., Ramon H., 2006. Development of on-line measurement system of bulk density based on on-line measured draught, depth and soil moisture content. *Soil Till. Res.* 86, 218-229.
- [146] Mrozek B., Mrozek Z., 2004. Matlab i Simulink – poradnik użytkownika. Wyd. Helion Gliwice.
- [147] Muro T., 1997. Comparison of the traffic performance of a two-axle four Wheel Drive (4WD), Rear Wheel Drive (RWD), and Front Wheel Drive (FWD) Vehicle on loose sandy sloped terrain. *J. Terramechanics* 34(1), 35-55.
- [148] Muro T., Shigematsu T., 1998. Automatic control system of a rear-wheel drive vehicle moving on a sloped weak sandy terrain. *J. Terramechanics* 35(4), 239-263.
- [149] Napiórkowski J., Kolator B., Rychlik A., 1999. Wpływ właściwości gleby na kształtowanie się współczynnika tarcia zewnętrznego. V Międzynarodowe Sympozjum Efektywność Eksploatacji Systemów Technicznych. ART Olsztyn, 401-404.
- [150] New Holland. Instrukcja obsługi ciągników 8670, 8770, 8870, 8970.
- [151] Niziński S., 1998. Eksploatacja. Wyd. ART Olsztyn.
- [152] Niziński S., Kolator B., 1999. Model opisujący pracę agregatu ciągnikowego. II Międzynarodowa Konf. Nauk. MOTROL'99, Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. Wyd. AR Lublin, 267-274.
- [153] Niziński S., Kolator B., 2006. Ocena efektywności funkcjonowania systemów eksploatacji pojazdów i maszyn z wykorzystaniem procesów Markowa. Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa, T. 8, PAN Oddział Lublin, 156-168.
- [154] Niziński S., Michalski R., 2002. Diagnostyka obiektów technicznych. ITE Radom.
- [155] Niziński S., Wierzbicki S., 2003. Model procesu eksploatacji pojazdów z uwzględnieniem kryterium efektywności. Politechnika Radomska, Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu, *Transport* 1(17), 489-502.
- [156] Niziński S., Żebrowski J., Kolator B., 1995. Problemy diagnozowania agregatów ciągnikowych. III Krajowa Konf. Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów, Szczyrk, Zespół Diagnostyki, Sekcja Podstaw Eksploatacji, Komitet Budowy Maszyn PAN.
- [157] Niziński S., Żebrowski J., Kolator B., 1996. Koncepcja pokładowego systemu sterująco-diagnostycznego ciągników rolniczych. *Przegląd Mechaniczny* 8, 19-22.

- [158] Niziński S., Żebrowski J., Kolator B., 1997. Badania wstępne procesu funkcjonowania agregatu ciągnikowego. VII Sympozjum Problemy Budowy oraz Eksploatacji Maszyn i Urządzeń Rolniczych, Instytut Maszyn i Urządzeń Rolniczych Politechniki Warszawskiej w Płocku. Płock, 94-100.
- [159] Nosov S.V., 2003. Analiz tјagovoj dinamiki kolesnogo traktora pri rabote na mјagkikh pochvakh. Trakt. Sel'. Chozmas. 3, 26-27.
- [160] OECD Standard codes for the official testing of agricultural and forestry tractors. Code 2: Testing of tractor performance. Organisation for Economic Co-operation and Development PARIS – February 2008.
- [161] Okello J.A., 1992. Prediction of the force distribution between the soil and a pneumatic wheel. J. Agric. Eng. Res. 51(4), 249-262.
- [162] Olechowicz J., 1996. Analiza efektywności pracy ciągnika rolniczego. Zesz. Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej 1(19).
- [163] Orzoł S., 1995. Eksploatacja rolniczych środków produkcji. ART Olsztyn.
- [164] Osetinsky A., Shmulevich I., 2004. Traction performance simulation of a pushed/pulled driven wheel. Trans. ASAE 47(4), 981-994.
- [165] Osiński Z., Wróbel J., 1982. Teoria konstrukcji maszyn. PWN Warszawa.
- [166] Osiński Z., Wróbel J., 1988. Wybrane metody komputerowo wspomagane go konstruowania maszyn. PWN Warszawa.
- [167] Pacejka H.B., 2002. Tyre and Vehicle Dynamics. Butterworth & Heinemann, Oxford.
- [168] Pelc J., 2007. Modelowanie skończonych deformacji opon pneumatycznych. Rozprawy i monografie, Wyd. UWM Olsztyn.
- [169] Petersom K.S., Stefanopoulou A.G., 2004. Extremum seeking control for soft landing of an electromechanical valve actuator. Automatica 40, 1063-1069.
- [170] Piotrowski S., 1990. Metoda określania wpływu parametrów technicznych i warunków pracy na wskaźniki eksploatacyjne agregatów transportowych. Wyd. AR Lublin.
- [171] Plessler J., 1995. Dynamisches Verhalten von Traktorreifen. Landtechnik 5, 258-259.
- [172] Plessis H.L.M.D., Venter G., 1993. Soft surface lateral forces and force modelling for a tractor tyre. J. Terramechanics 30(2), 101-110.
- [173] PN-ISO 8855:1999. Pojazdy drogowe – Dynamika i zachowanie się podczas jazdy, Terminologia.
- [174] PN-ISO 11795:2002. Opony do kół napędowych ciągników rolniczych – Metoda pomiaru obwodu toczenia opony.
- [175] PN-R-36598:1989. Maszyny rolnicze – Pługi ciągnikowe lemieszowe zwykłe – Ogólne wymagania i badania.
- [176] PN-R-55004:1990. Maszyny rolnicze – Metody badań – Charakterystyka energetyczna.
- [177] Poguljaev Ju.D., 2002. Vybor kriteriev optimizacii pri upravlenii traktornymi agregatami. Trakt. Sel'. Chozmas. 2, 10-13.

- [178] Pozin B.M., 1997. Tjagovaja moscnost' i tjagovyj KPD traktorov. Trakt. Sel'. Chozmas. 8, 20-21.
- [179] Prochowski L., 2005. Mechanika ruchu. WKiŁ Warszawa.
- [180] Pytka J., 2005. Effects of repeated rolling of agricultural tractors on soil-stress and deformation state in sand and loess. Soil Till. Res. 82, 77-88.
- [181] Reimpel J., Betzler J., 2001. Podwozia samochodów, podstawy konstrukcji. WKiŁ Warszawa.
- [182] Renius T.C., 1987. Traktoren. Technik und ihre Anwendung. Verlag-union Agrar München.
- [183] Rosa U.A., Wulfsohn D., 1999. Constitutive model for high speed tillage using narrow tools. J. Terramechanics 36(4), 221-234.
- [184] Ryu I.H., Kim D.C., Kim K.U., 2003. Power efficiency characteristics of a tractor drive train. Trans. ASAE 46(6), 1481-1486.
- [185] Sahay C.S., Tewari V.K., 2004. Computer simulation of tractor single-point drawbar performance. Biosystems Eng. 88(4), 419-428.
- [186] Sahu R.K., Pandey K.P., 2004. Simulation of haulage performance of a 2WD tractor-single axle trailer system. Tajlandia Int. Agric. Eng. J. 13(4), 157-164.
- [187] Saleque U.M., Jangiev A.A., 1990. Optimization of the operational parameters of a wheeled tractor for tillage operation. Trans. ASAE 33(4), 1027-1032.
- [188] Schäfer W., 1983. Theoretische Untersuchungen zur optimalen Kombination von Allradschleppern und gezogenen Geräten zur Bodenbearbeitung. Universität Hohenheim, Stuttgart.
- [189] Schlegel J.E., Morling R.W., 1969. Optim Travel Speed for Maximum Plowing Acreage. Trans. ASAE 12(5).
- [190] Schreiber M., Kutzbach H.D., 2007. Comparison of different zero-slip definitions and a proposal to standardize tire traction performance. J. Terramechanics 44, 75-79.
- [191] Schrock M.D., Liu Y., 1990. Simulation and control schemes for agricultural tractor engines and transmissions. Trans. ASAE 33(6).
- [192] Serrano J.M. et al., 2003. The effect of gang angle of offset disc harrows on soil tilth, work rate and fuel consumption. Biosystems Eng. 84(2), 171-176.
- [193] Sharma A.K., Pandey K.P., 1997. Modelling power requirement for traction tyres with zero sinkage. J. Terramechanics 34(1), 13-21.
- [194] Sheikh El Din Abdel Gadir El-Awad, Crossley C.P., 2003. Feasibility of high-speed cultivation device. AMA 34(1), 9-17.
- [195] Shmulevich I., Osetinsky A., 2003. Traction performance of a pushed/pulled drive wheel. J. Terramechanics 40(1), 33-50.
- [196] Siłka W., 2002. Teoria ruchu samochodu. WNT Warszawa.
- [197] Skalmierski B., Tylikowski A., 1972. Procesy stochastyczne w dynamice. PWN Warszawa.

- [198] Skrobacki A., Ekielski A., 2006. Pojazdy i ciągniki rolnicze. Wyd. Wieś Jutra Warszawa.
- [199] Smirnow N.W., Dunin-Barkowski I.W., 1969. Kurs rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej dla zastosowań technicznych. PWN Warszawa.
- [200] Sołtyński A., 1966. Mechanika układu pojazd – teren. Wyd. MON Warszawa.
- [201] Sommer C., Petelkau H., 1990. Bodenverdichtung – Definition, Messmethoden Analyse, Lösungsansätze und offene Fragen. Landtechnik 45(11), 404-407.
- [202] Sommer C., Schön H., 1997. Agrartechnische Forschung quo vadis? VDI Berichte 1356, Landtechnik 16 i 17, Tagung Braunschweig.
- [203] Souza E.G., Milanez L.F., 1991. Prediction of tractor performance on concrete. Trans. ASAE 34(3), 727-732.
- [204] Söderström T., Stoica P., 1997. Identyfikacja systemów. PWN Warszawa.
- [205] Söhne W., 1952. Die Kraft Übertragung Zwischen Schlepperreifen und Ackerboden. Grundlagen der Landtechnik, Heft 3.
- [206] Späth R., 2001. Messrad für die Erfassung der Radkräfte an der Traktorhinterachse. Landtechnik 5, 312-313.
- [207] Stankevic E.B. i in., 1989. Ocenka soprotivlenija kaceniju traktornych kolesnych dvizitelej. Trakt. Sel'. Chozmas. 4.
- [208] Steiner M., 1978. Messungen für Triebkraft-Schlupf-Kurven verschiedener Ackerschlepperreifen in der Bodenrinne. Grundlagen der Landtechnik 28, 169-178.
- [209] Steinkampf H., 1974. Probleme der effizienten Umwandlung der Motorleistung in Zugleistung bei leistungsstarken Schleppern. Grundlagen Landtechnik 24(1).
- [210] Stoff W., 1966. Modelowanie i filozofia. PWN Warszawa.
- [211] Stoppel A., 1977. Eine Methode zur Beurteilung von Bodenbearbeitungsverfahren in Hinblick auf die Schlagkraft. Grundlagen Landtechnik 27(4), 108-114.
- [212] Stoppel A., 1980. Energie und Arbeitszeitbedarf für gezogene Geräte der Bodenbearbeitung bei unterschiedlicher Schleppermotorauslastung. Grundlagen Landtechnik 30(4), 135-139.
- [213] Stoppel A., Bunk A., 1978. Ein Beitrag zum Leistungs- und Energiebedarf gezogener und angetriebener Bodenbearbeitungsgeräte. Grundlagen Landtechnik 28(6).
- [214] Studziński K., 1973. Teoria, konstrukcja i obliczanie samochodu. WNT Warszawa.
- [215] Swiesznikow A.A., 1974. Podstawowe metody funkcji losowych. PWN Warszawa.
- [216] Systematyka gleb Polski, 1989. Wyd. IV. Rocz. Gleb. XL (3-4).
- [217] Szlagowski J. i in., 2001. Problemy automatyzacji pracy maszyn roboczych. Wyd. MET Warszawa.

- [218] Szwabik B., 1996. Układy napędowe ciągników rolniczych przełączanych pod obciążeniem. Zesz. Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej 1(19).
- [219] Szydelski Z., 1981. Napęd i sterowanie hydrauliczne w ciągnikach i samojezdnych maszynach roboczych. WNT Warszawa.
- [220] Talarczyk W., Zbytek Z., 2002. Badania porównawcze zespołów roboczych do jedno- i dwuwarstwowej orki. Część II. Opory robocze. J. Res. Appl. Agric. Eng. 47(1).
- [221] Tan Y., Nešić D., Mareels I., 2006. On non-local stability properties of extremum seeking control. Automatica 42, 889-903.
- [222] Tan Y., Nešić D., Mareels I.M.Y., Astolfi A., 2009. On global extremum seeking in the presence of local extrema. Automatica 45, 245-251.
- [223] Tatjewski P., 2008. Advanced control and on-line process optimization in multilayer structures. Annual Reviews in Control 32, 71-85.
- [224] Tires and Tracks Straight talk from John Deere, 1997. DKB578 Litho in USA.
- [225] Traktoren 8100, 8200, 8300 und 8400 Betriebsanleitung, 1996. John Deere Waterloo Works OMAR116939 Ausgabe G6.
- [226] Uhl T., 1997. Komputerowo wspomaganą identyfikacją modeli mechanicznych. WNT Warszawa.
- [227] Upadhyaya S.K., Sime M., Raghuwanshi N., Adler B., 1997. Semi-empirical traction prediction equations based on relevant soil parameters. J. Terramechanics 34(3), 141-154.
- [228] Upadhyaya S.K., Wulfsohn D., Jubbal G., 1989. Traction prediction equations for radial ply tyres. J. Terramechanics 26(2), 149-175.
- [229] Upadhyaya S.K., Wulfson D., Mehlschau J., 1991. An instrumented device to obtain traction related parameters. J. Agric. Eng. Res. 50(2), 129-155.
- [230] Vajnrub V.J., 1981. Optymalizacja reżima raboty pachotnogo agregata. Trakt. Sel'. Chozmas. 5.
- [231] Wajand J.A., Wajand J.T., 2000. Tłokowe silniki spalinowe, średnio- i szybkoobrotowe. WNT Warszawa.
- [232] Wajnrub W., Miszin P., Kamiński J., 2000. Matematyczny model funkcjonowania agregatu do uprawy gleby. Przegląd Techniki Rolniczej i Leśnej 12.
- [233] Wentzell A.D., 1980. Wykłady z teorii procesów stochastycznych. PWN Warszawa.
- [234] Weißbach M., Weiß J., Holz W., 2002. Kräfte an unterschiedlichen Ausführungen von Pflugscharen. Landtechnik 5, 270-271.
- [235] Wesche H., Biller R., Steikampf H., 1992. Allradantriebskonzepte im Vergleich konventionell, elektronisch gesteuert, Reversierfreilauf. Landforschung Völkenrode 42(1).
- [236] Wiłun Z., 1969. Mechanika gruntów. WKiŁ Warszawa.

- [237] Wismer R.D., Luth H.J., 1974. Off-road traction prediction for wheeled vehicles. *Trans. ASAE* 17, 8-10.
- [238] Woropay M., Knopik L., Landowski B., 2001. Modelowanie procesów eksploatacji w systemie transportowym. *Biblioteka Problemów Eksploatacji*, Instytut Technologii Eksploatacji Radom.
- [239] Wulfsohn D., Upadhyaya S.K., Chancellor W.J., 1988. Tractive character of radial ply and bias ply tyres in a California soil. *J. Terramechanics* 25(1), 111-134.
- [240] Yong R.N., Foda M.A., 1990. Tribology model for determination of shear stress distribution along the tyre-soil interface. *J. Terramechanics* 27(2).
- [241] Zalewski A., Cegieła R., 1998. *Matlab. Obliczenia numeryczne i ich zastosowania*. Wyd. Nakom Poznań.
- [242] Zhang N., Chancellor W.J., 1989. Automatic ballast position control for tractors. *Trans. ASAE* 32(4), 1159-1164.
- [243] Zimmer A., Englot A., 2005. *Identyfikacja obiektów i sygnałów. Teoria i praktyka dla użytkowników MATLABA*. Wyd. Politechniki Krakowskiej.
- [244] Zoz F.M., 1972. Predicting tractor field performance. *Trans. ASAE* 15, 249-255.
- [245] Zoz F.M., 1987. Predicting tractor field performance (updated). *ASAE* 1623.
- [246] Żebrowski J., 2001. Algorytm sterowania załączaniem i rozłączaniem napędu przedniego w ciągniku kołowym. *Przegląd Mechaniczny* 1, 14-20.
- [247] Żebrowski J., 2004. *Metodyka określania efektywności funkcjonowania ciągnika terenowego*. *Prace Naukowe, Mechanika* 206, Wyd. Politechniki Warszawskiej.
- [248] Żebrowski J., Kolator B., 2008. Porównanie współdziałania silnika ZS z przekładnią IVT i z przekładnią Powershift. *Wyd. Politechniki Szczecińskiej, Eksploatacja silników samochodowych* 17, 115-118.
- [249] Żebrowski Z., Kolator B., Żebrowski J., 2001. Auswirkung der Arbeitsparameter eines Traktors mit einem Schlepperanbaugerät auf dessen Leistungsfähigkeit. 13th Polish, German Seminar Development Trends in Design of Machines and Vehicles, Fachhochschule Köln, Fachbereich Landmaschinentechnik, Köln.
- [250] Żebrowski J., Żebrowski Z., 1997. *Mechanika ciągników kołowych*. ART Olsztyn.
- [251] Żebrowski J., Żebrowski Z., 2000. Wpływ ciśnienia w ogumieniu ciągnika z napędem na cztery koła na przepływ mocy w układzie napędowym. *Przegląd Mechaniczny* 9, 21-24.
- [252] Żebrowski J., Żebrowski Z., Kolator B., 2000. Automatisierung des Arbeitsverfahrens des Traktors und Traktor-Gerät-Kombinationen. Deutsch-Polnisches Wissenschaftliches Seminar, Fachhochschule Köln, Fachbereich Landmaschinentechnik, Köln.

- [253] Żółtowski B., 1984. Projektowanie eksperymentów w diagnostyce maszyn. Rozprawa habilitacyjna, WSOWRiA Toruń.
- [254] Żółtowski B., 1996. Podstawy diagnostyki maszyn. Wyd. Uczeln. ATR Bydgoszcz.
- [255] Żółtowski B., 2002. Badania dynamiki maszyn. Wyd. Makar Bydgoszcz.
- [256] Żółtowski B., Ćwik Z., 1996. Leksykon diagnostyki technicznej. ATR Bydgoszcz.
- [257] Żółtowski B., Jedliński R., Jazdon A., 1994. Metodyka w okruchach. ATR Bydgoszcz.
- [258] Żółtowski B., Niziński S., 2002. Modelowanie procesów eksploatacji maszyn. Wyd. Makar Bydgoszcz.

STUDIUM DOSKONALENIA PROCESU FUNKCJONOWANIA AGREGATU MASZYNOWEGO W WARUNKACH POLOWYCH

Streszczenie

Rozprawa dotyczy zagadnień procesu funkcjonowania agregatu maszynowego, wynikających z cech konstrukcyjnych i specyfiki pracy tego typu urządzeń oraz przyjętego kryterium wykonania pracy. Pod uwagę wzięto również maksymalną sprawność ogólną i uciążu, maksymalną wydajność agregatu maszynowego, najmniejsze zużycie paliwa na jednostkę obrabianej powierzchni.

Celem przeprowadzonych rozważań było opracowanie teoretycznych podstaw metody sterowania on-line procesem funkcjonowania agregatu maszynowego w danych warunkach dla przyjętego kryterium pracy, w zależności od doboru wartości wielkości techniczno-ruchowych ciągnika oraz rodzaju i parametrów pracy narzędzia, jak również właściwości gleb.

Ten wieloparametrowy zespół zależności wymaga złożonych badań wielokryterialnych, związanych najogólniej z polioptymalizacją.

Dla dokonania analizy układu zbudowano matematyczny model funkcjonowania systemu: ciągnik–narzędzie–gleba, określający fizyczne powiązania i współzależności między poszczególnymi podsystemami układu.

Na podstawie tego modelu i przeprowadzonych rozważań opracowano program komputerowy w środowisku MATLAB do symulacji procesu funkcjonowania agregatu.

W celu uzyskania danych wejściowych do symulacji procesu funkcjonowania agregatu oraz weryfikacji opracowanego modelu agregatu i programu komputerowego zbudowano stanowisko badawcze w postaci odpowiednio oprzyrządowanego ciągnika i przeprowadzono badania laboratoryjne oraz polowe.

Na podstawie przebiegów zarejestrowanych wielkości oraz analizy wyników badań stwierdzono, że charakter i wartości wielkości symulacyjnych odzwierciedlają ich przebiegi rzeczywiste.

W wyniku rozważań teoretycznych stwierdzono, że określanie wskaźników jakości procesu funkcjonowania agregatu maszynowego powinno odbywać się w czasie rzeczywistym, w zależności od przyjętego kryterium pracy agregatu, przy uwzględnieniu wszystkich strat i zmiennych obciążeń polowych.

W celu określenia wpływu na efekty pracy agregatu maszynowego czynników determinujących jego właściwości eksploatacyjne (wynikające z uwzględnionych kryteriów) dokonano dla poszczególnych czynników symulacji komputerowej procesu funkcjonowania agregatu na różnych i zmiennych podłożach.

Analiza otrzymanych przebiegów symulacyjnych i wyników badań polowych pozwoliła na sformułowanie wniosków dotyczących sposobów poprawienia efektywności funkcjonowania agregatu maszynowego. Wskazała także potrzebę rozwoju systemów informacyjnych i automatycznego sterowania zespo-

łami ciągnika, a opracowany program komputerowy może być przydatny do budowy algorytmów ich funkcjonowania.

Zaproponowana metoda, wraz z opracowanym algorytmem sterowania, umożliwia oszacowanie ekstremalnych wartości sprawności ogólnej agregatu maszynowego na podstawie mierzonych w czasie rzeczywistym wybranych wielkości fizycznych charakteryzujących funkcjonowanie agregatu w procesie jego eksploatacji.

IMPROVING TRACTOR SET PERFORMANCE IN A FIELD ENVIRONMENT

Abstract

This study analyzes the performance of a field tractor set in view of its structural features, operating requirements and the adopted performance criterion. It also examines the maximum total efficiency, drawbar pull and maximum capacity of the tractor set, and the lowest fuel consumption per unit of cultivated area.

The objective of this study was to develop theoretical premises for on-line control of tractor operation in a given environment based on the adopted performance criterion, the value of the tractor's technical and operating parameters, the type of implement used, implement operating parameters and soil properties. This multi-parameter set of correlations requires complex multi-criteria analyses in the general area of poly-optimization.

To analyze the studied system, a mathematical model was developed describing the performance of the tractor–implement–soil system and the physical correlations between various sub-systems. The above model and theoretical observations were used to develop a computer application for simulating tractor performance in the MATLAB environment.

A test stand comprising a tractor with an implement was built. Laboratory analyses and field investigations were carried out to acquire input data for simulating tractor performance, verifying the developed model and the computer application. The registered values and the results of analyses indicate that the simulated values were a good representation of the values measured in the field experiment.

Theoretical observations have prompted the conclusion that the indicators of tractor performance quality should be determined in real time, subject to the adopted tractor performance criteria, the incurred losses and variable field loads. To determine the effect of the tractor's operating characteristics (resulting from the set performance criteria) on tractor performance, a computerized simulation of tractor operation on various surfaces was carried out for each performance indicator.

An analysis of simulation values and field test results supported the formulation of recommendations for improved tractor efficiency. It pointed to the need for information systems and automatic tractor control systems. The computer program designed in this study will support the development of algorithms for the proposed systems.

The proposed method and the developed control algorithm enable the determination of extreme values characterizing the tractor's total efficiency based on selected physical values of tractor performance measured in real time.