

Wykaz ważniejszych oznaczeń

- A_D – powierzchnia czołowa tłoka siłownika w części beztłoczyskowej
- A_G – powierzchnia czołowa grzybka zaworu szybkiego opadania
- A_M – powierzchnia czołowa tłoka siłownika w części tłoczyskowej
- A_S – powierzchnia czołowa suwaka zaworu szybkiego opadania
- A_C – powierzchnia czołowa suwaka rozdzielacza
- B_{1H} – współczynnik tarcia płynnego zwory elektromagnesu
- B_{2H} – współczynnik tarcia płynnego tłoczka rozdzielacza
- B_{3H} – współczynnik tarcia płynnego suwaka rozdzielacza
- B_S – współczynnik tarcia płynnego suwaka zaworu szybkiego opadania
- C_B, C_S – stałe wynikające z charakterystyki przepływowej w zaworze szybkiego opadania
- d_1 – średnica tłoczka rozdzielacza
- d_2 – średnica suwaka rozdzielacza
- \mathcal{F} – wektor funkcji stratności Rayleigha
- F_{B1} – hydrauliczna siła bezwładności
- F_{B2} – hydrauliczna siła bezwładności
- F_C – siła ciężkości masy zwory elektromagnesu
- F_D – maksymalne wartości siły tarcia w siłowniku
- F_{H1}, F_{H2} – siły hydrodynamiczne
- F_T – siła oddziałująca na lemiesz podczas pracy zgarniarki
- F_M – maksymalne wartości siły tarcia w siłowniku
- F_{TA} – siła tarcia w siłowniku hydraulicznym
- F_{1S} – siła sprężyny zwrotnej elektromagnesu
- F_{2S} – siła sprężyn zwrotnych suwaka rozdzielacza
- g – przyspieszenie ziemskie
- i – prąd płynący przez cewkę elektromagnesu
- k_{GS} – stała sprężyny zwrotnej grzybka zaworu szybkiego opadania
- k_K – współczynnik kierunkowy działania siły ciężkości
- k_{SS} – stała sprężyny zwrotnej suwaka zaworu szybkiego opadania
- k_{1S} – stała sprężyny zwrotnej elektromagnesu
- k_{2S} – stała sprężyny zwrotnej suwaka rozdzielacza
- L – indukcyjność
- \mathcal{L} – wektor funkcji Lagrange 'a
- l_A, l_B, l_R – poosiowa odległość pomiędzy środkami strugi wlotowej i wylotowej oleju dla przepływów do/z komory suwaka rozdzielacza (l_A, l_B) oraz roboczego i jałowego (l_R)
- \mathcal{M} – wektor uogólnionych sił zewnętrznych
- M_B, M_D – współczynniki tłumienia drgań

- M_{RB} — moment oddziałujący na ramę koła czerpakowego
- M_T — siła zredukowana oddziałująca na lemiesz siłownika
- m — masa zwory elektromagnesu
- m_{TR} — masa tłoczka rozdzielacza
- m_S — masa suwaka zaworu szybkiego opadania
- m_T — masa tłoka siłownika
- m_1 — masa zwory elektromagnesu i popychacza
- m_2 — masa suwaka rozdzielacza
- p_1, p_2 — wartości ciśnień wynikające z charakterystyki przepływowej na drodze pompa—otwór roboczy (p_1) oraz na drodze pompa—zlew (p_2)
- Q_A, Q_B — przepływ do/z komory A i komory B suwaka rozdzielacza
- Q_0 — przepływ pompy zasilającej
- q — wektor współrzędnych uogólnionych
- \dot{q} — wektor prędkości uogólnionych
- R — rezystancja cewki elektromagnesu
- T_A — współczynnik siły tarcia w siłowniku
- T, T_E, T_M — stałe czasowe
- U_C — napięcie panujące na cewce elektromagnesu
- V_{DD} — objętość komory beztłoczyskowej siłownika w położeniu spoczynkowym
- V_{DM} — objętość komory tłoczyskowej siłownika w położeniu spoczynkowym
- V_{DS} — objętość komory suwaka rozdzielacza w położeniu równowagi
- x_G — przesunięcie grzybka zaworu szybkiego opadania
- x_{GS} — przesunięcie określające wstępne ściśnięcie sprężyny grzybka zaworu szybkiego opadania
- x_L — rzut odległości pomiędzy środkiem gąsienic i krawędzią skrawającą lemiesz na oś poziomą Ox
- x_S — przesunięcie suwaka zaworu szybkiego opadania
- x_1 — przesunięcie zwory elektromagnesu
- x_2 — przesunięcie suwaka rozdzielacza hydraulicznego
- x_3 — przesunięcie tłoka siłownika hydraulicznego
- y_L — rzut odległości pomiędzy krawędzią skrawającą lemiesz a głębokością zadaną prowadzenia lemiesz na oś pionową Oy
- θ — wartość kąta przepływu strugi oleju do/z komory suwaka
- z — współrzędna bieżąca prądu
- ξ_1 — współrzędna bieżąca przesunięcia zwory elektromagnesu
- ρ — ciężar właściwy oleju
- φ — strumień skojarzony
- τ — współrzędna bieżąca czasu
- ζ — współczynnik tłumienia

mgr inż. MARIAN WRZESIEŃ

Przemysłowy Instytut Automatyki
i Pomiarów MERA-PIAP

Warszawa

MODELE UKŁADÓW STERUJĄCYCH CIĘŻKICH MASZYN ROBOCZYCH

W artykule, który jest rozprawą doktorską autora, sformułowano modele matematyczne zespołów układu sterującego ciężkich maszyn roboczych, a w tym przetwornika elektromechanicznego, obwodu hydraulicznego oraz zespołów mechanicznych tych maszyn. Do sformułowania modelu przetwornika elektromechanicznego wykorzystano rzeczywistą charakterystykę statyczną jego elektromagnesu. Sformułowane modele matematyczne zostały wykorzystane do symulacji komputerowej układu regulacji automatycznej głębokości prowadzenia narzędzia roboczego maszyny. W pracy zamieszczono wydruki niektórych przebiegów symulacyjnych oraz obliczeń komputerowych.

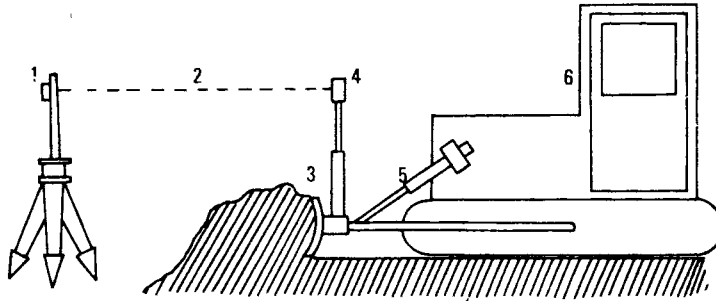
1. WPROWADZENIE

1.1. Określenie tematu pracy

Obecnie rozwój maszyn roboczych oraz ich sterowania zmierza w kierunku osiągnięcia jak największych efektów ekonomicznych w procesie eksploatacji tych maszyn. Można to uzyskać poprzez zwiększenie wydajności i jakości wykonywanych prac. Poprawę jakości i wydajności osiąga się wprowadzając do sterowania maszyn układy regulacji automatycznej (URA), które przejmują funkcje kontrolno-pomiarowe spełniane tradycyjnie przez operatorów maszyn. Bezpośrednie podwyższenie wydajności uzyskuje się unowocześniając technologię prac, czego przykładem może być wprowadzenie bezrowkowego systemu układania drenów melioracyjnych do koparek drenarskich [42].

W latach 70. pojawił się nowy sposób sterowania maszynami roboczymi takimi jak zgniarki, równiarki, koparki drenarskie itp. Jest to laserowy system sterowania maszynami roboczymi (LSSMR) [79], [80], [81], [88]. Celem sterowania przy wykorzystaniu LSSMR jest utrzymanie narzędzia roboczego maszyny na zadanej głębokości prowadzenia. Wartość zadana głębokości prowadzenia jest wyznaczana wiązką światła laserowego wytwarzaną przez nadajnik laserowy [32], [40]. Zastosowanie LSSMR zapewnia sterowanie maszynami w promieniu ok. 250 m od nadajnika laserowego.

Przykład maszyny sterowanej z wykorzystaniem LSSMR przedstawiono na rys. 1. Położenie narzędzia roboczego jest kontrolowane przez detektor promieniowania laserowego [88],[91], umieszczony na narzędziu roboczym. W przypadku odchylenia detektora, a zatem i narzędzia roboczego, od wartości zadanej zostaje wytworzony sygnał błędny, który poprzez regulator oddziałuje na elektrohydrauliczne zespoły wykonawcze korygujące położenie narzędzia roboczego.



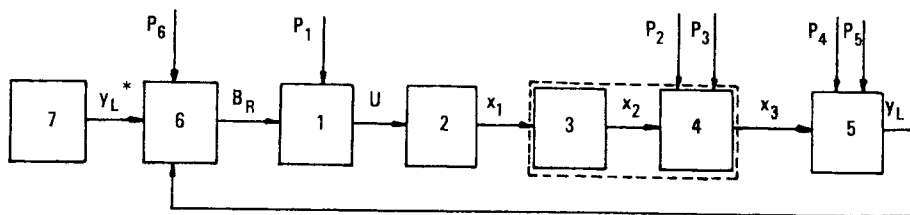
Rys. 1. Laserowy system sterowania zgraniarką

- 1) nadajnik laserowy
- 2) płaszczyzna światła laserowego
- 3) narzędzie robocze maszyny
- 4) detektor promieniowania laserowego
- 5) siłownik hydrauliczny
- 6) maszyna robocza

Nadajnik laserowy ma głowicę wirującą (rys. 1), która obraca wiązkę światła laserowego wytwarzając płaszczyznę stanowiącą wartość zadaną dla URA [89], [90]. Głowicę wirującą zastosowano w celu:

- 1) uniezależnienia pracy LSSMR od światła słonecznego (którego moc wielokrotnie przewyższa moc nadajnika laserowego) przez modulowanie światła laserowego,
- 2) wyeliminowania wpływu kołysania poprzecznego sterowanej maszyny na łącznie nadajnik–detektor promieniowania laserowego,
- 3) umożliwienia równoczesnej pracy kilku maszyn z jednym nadajnikiem laserowym – poprzez wyznaczenie płaszczyzny odniesienia.

Schemat blokowy układu regulacji automatycznej bazującego na LSSMR przedstawiono na rys. 2. Sygnałem wyjściowym URA jest głębokość prowadzenia narzędzia roboczego sterowanej maszyny.



Rys. 2. Schemat blokowy układu regulacji głębokości prowadzenia narzędzia roboczego maszyny

- 1) regulator
- 2) przetwornik elektromechaniczny
- 3) rozdzielacz hydrauliczny
- 4) hydrauliczny układ wykonawczy (siłowniki hydrauliczne)
- 5) maszyna robocza
- 6) detektor promieniowania laserowego
- 7) nadajnik laserowy

Sygnały sterujące:

- 1) B_R – błąd regulacji
- 2) U – napięcie zasilające przetwornik elektromechaniczny
- 3) x_1 – przesunięcie tłoczka rozdzielacza
- 4) x_2 – przesunięcie suwaka rozdzielacza
- 5) x_3 – przesunięcie tłoka siłownika hydraulicznego
- 6) y_L – głębokość prowadzenia narzędzia roboczego w ziemi
- 7) y_L^* – wartość zadana głębokości prowadzenia narzędzia roboczego

Parametry układu sterującego:

- 1) P_1 – czas trwania impulsu napięcia sterującego U
- 2) P_2 – wydatek pompy hydraulicznej
- 3) P_3 – obciążenie lemiesza ziemią
- 4) P_4 – nierówności ziemi pod gąsienicami maszyny
- 5) P_5 – prędkość jazdy maszyny roboczej
- 6) P_6 – prędkość obrotowa głowicy nadajnika laserowego

Linia przerywana otacza układ hydrauliczny.

Z istoty działania LSSMR wynika, że regulator wytwarza sygnały impulsowe o częstotliwości powtarzania określonej przez nadajnik laserowy. W przypadku rozwiązywania problemu technicznego polegającego na doborze parametrów układu sterowania należy:

- 1) wyznaczyć częstotliwość powtarzania impulsów świetlnych,
- 2) określić czas trwania impulsów sterujących, wytwarzanych przez regulator,
- 3) określić parametry siłowników hydraulicznych,
- 4) dobrać pompę hydrauliczną stanowiącą zasilanie części hydraulicznej układu sterowania.

Postępowanie to musi być przeprowadzone niezależnie od przyjętego kryterium sterowania przedstawionego URA.

Wymienione zadania można rozwiązać bądź przez wielokrotne modyfikacje układu rzeczywistego, bądź opierając się na symulacji komputerowej przeprowadzonej na podstawie modelu matematycznego układu regulacji automatycznej.

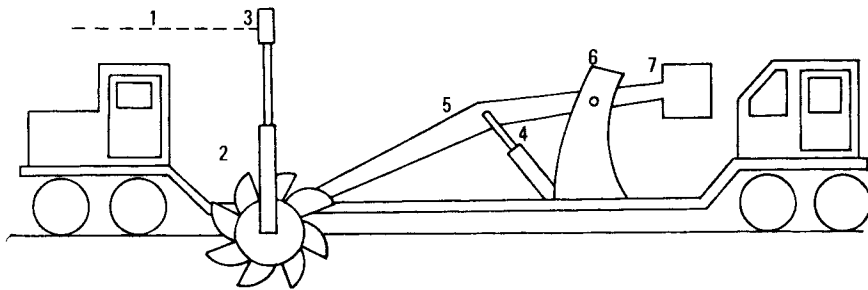
Symulacja komputerowa systemów technicznych może być rozumiana jako komputerowe wspomaganie przy projektowaniu urządzeń, badaniu ich krytycznych warunków pracy, a także przy projektowaniu i testowaniu układów sterowania przeznaczonych dla tych urządzeń. Umożliwia ona rozważanie, analizowanie i weryfikowanie różnych wariantów rozwiązań konstrukcyjnych, w wyniku których może powstać projekt urządzenia. Zachodzi to z pominięciem bardzo kosztownych następstw nie przewidzianych błędów konstrukcyjnych, popełnianych — w przypadku nie stosowania symulacji komputerowej — wskutek braku możliwości oceny projektu bez jego realizacji. Wzrastające koszty eksploatacyjne maszyn roboczych oraz wysokie wydatki związane z montażem kolejnych wersji zespołów układu regulacji skłaniają do prowadzenia symulacji komputerowej umożliwiającej uniknięcie nadmiernych nakładów.

LSSMR jest obecnie stosowany przez wiele firm produkujących ciężkie maszyny robocze (Holandia, Japonia, Szwecja, USA). W Polsce LSSMR rodzimej konstrukcji został z powodzeniem wypróbowany przy sterowaniu koparkami drenarskimi typu: JAR-160, TD-20E, IBMER, KD-200, a zastosowany w zgarniarce TD-25 (fot. 1), produkowanej na licencji firmy International Harvester Co. przez Kombinat Huta Stalowa Wola. Przy realizacji tego zadania wykorzystano m.in. modelowanie matematyczne układów sterujących ciężkich maszyn roboczych, będące tematem niniejszej pracy. Modelowanie matematyczne umożliwiło przeprowadzenie symulacji komputerowej, która przed rozpoczęciem wykonywania prototypów potwierdziła możliwość osiągnięcia zakładanych dokładności regulacji głębokości prowadzenia narzędzia roboczego maszyny przy zastosowaniu opisanego wyżej LSSMR. W fazie wykonywania prototypu zgarniarki sterowanej laserem, symulacja komputerowa umożliwiła dobór niektórych elementów układu sterowania, np. pompy hydraulicznej oraz siłowników hydraulicznych, a także niektórych parametrów tego układu, w tym czasu trwania impulsów sterujących oraz częstotliwości modulacji światła laserowego.



Fot. 1. Ciągnik gąsienicowy TD-25 wyposażony w osprzęt zrywakowy oraz lemiesz

LSSMR ma być również zastosowany do sterowania innymi maszynami roboczymi, w tym koparką rowów melioracyjnych KR-500 (rys. 3), przeznaczoną do odwadniania torowisk kolejowych. Obecnie są prowadzone prace projektowe nad konstrukcją tej maszyny. Ze względu na to, że w układzie sterowania położeniem narzędzia roboczego maszyn TD-25 i KR-500, został zastosowany rozdzielacz elektrohydrauliczny tego samego typu: RBS-16.10.P-EHW1-EHW1-L [84], model matematyczny układu sterowania ciągnikiem TD-25 można będzie wykorzystać przy opracowywaniu URA koparki KR-500, a w tym przy doborze i projektowaniu niektórych elementów konstrukcyjnych koparki np. siłownika hydraulicznego, pompy hydraulicznej czy też przy określeniu parametrów konstrukcyjnych ramy nośnej koła czerpakowego (rys. 3), zapewniających stabilność układu regulacji głębokości prowadzenia narzędzia roboczego koparki (moment bezwładności, współczynnik tłumienia drgań, sztywność).



Rys. 3. Laserowy system sterowania koparką KR-500.

- 1) płaszczyzna światła laserowego
- 2) koło czerpakowe koparki
- 3) detektor promieniowania laserowego
- 4) siłownik hydrauliczny
- 5) rama nośna koła czerpakowego
- 6) obratnica
- 7) przeciwcieżar

W omówionym wyżej URA ma miejsce sterowanie impulsowe, wynikające z okresowego, wymuszonego obrotem wiązki laserowej, próbkowania wartości wielkości regulowanej.

Opracowane modele matematyczne można będzie także wykorzystać przy symulacji komputerowej URA o ciągłym pomiarze błędu regulacji i ciągłym sterowaniu. Zostanie to zaprezentowane w dalszej części pracy, na przykładzie koparki KR-500, w której położenie jej narzędzia roboczego może być mierzone za pomocą czujnika o działaniu ciągłym — w odniesieniu do rozciągniętej linki stalowej, będącej odpowiednikiem płaszczyzny światła laserowego w LSSMR.

1.2. Cel, zakres i tezy pracy

Inspiracją do sformułowania modeli układów sterowania ciężkich maszyn roboczych była konieczność rozwiązania problemu technicznego polegającego na doborze parametrów układu regulacji automatycznej, bazującej na LSSMR. Jak wcześniej wskazano, względy ekonomiczne skłoniły do zastosowania symulacji komputerowej, która — poprzez ograniczenie prób na prototypach — przyczyniła się

do zmniejszenia materiałochłonności i skrócenia cyklu opracowania i wykonania maszyny roboczej wyposażonej w laserowy układ sterowania.

Efektom stosowania symulacji komputerowej w fazie projektowania układu sterowania jest zmniejszenie kosztów związanych z przebudową kolejnych wersji prototypów oraz umożliwienie doboru parametrów technicznych układu sterowania. W fazie eksploatacji maszyny roboczej symulacja komputerowa umożliwia dobór parametrów regulatora w celu spełnienia wymagań użytkownika w zakresie jakości wykonywanych prac. Osiągnięcie wymienionych efektów bez stosowania symulacji komputerowej byłoby trudne lub wręcz niemożliwe ze względu na złożoność omawianego systemu oraz brak dostatecznego aparatu matematycznego, zapewniającego całościowe ujęcie, a następnie rozwiązanie postawionego problemu.

Przy stale rozwijającej się ETO główne działania projektantów sprowadzają się, obok rozwijania metod analitycznych, do precyzyjnego opracowywania modeli matematycznych, wykorzystywanych następnie w czasie symulacji.

W niniejszej pracy przedstawiono modelowanie matematyczne systemu sterowania maszyny roboczej, obejmującego kilka zespołów, z których każdy jest podzespołem kolejnego. Są to:

- 1) przetwornik elektromechaniczny sterujący obwodem hydraulicznym,
- 2) hydrauliczny zespół wykonawczy ustalający położenie narzędzia roboczego sterowanej maszyny,
- 3) zespół kinematyczny i dynamiczny maszyny roboczej,
- 4) zespół regulacji automatycznej głębokości prowadzenia narzędzia roboczego sterowanej maszyny.

Modelowanie każdego z wymienionych zespołów stanowi oddzielną część pracy. Poszczególne modele wyżej wymienionych zespołów mogą być wykorzystane niezależnie lub w połączeniu z odpowiednimi podzespołami. Przy opracowywaniu programów symulacyjnych stosowano języki: algorytmiczny — FORTRAN [58] oraz język do modelowania procesów ciągłych — CSMP [13].

Zagadnienia dotyczące modelowania przetworników elektromechanicznych próbowano dotychczas rozwiązywać, przy daleko idących uproszczeniach, w licznych pracach, których przegląd podano w rozdziale 2.2. Prace te dotyczyły metod rozwiązywania równań dynamiki wyprowadzonych z zasady wariacyjnej Hamiltona. Bazowano tam bądź na rozkładzie pola magnetycznego wyznaczonego w funkcji prądu i położenia zwory przetwornika, bądź na przybliżonych zależnościach na strumień skojarzony lub indukcyjność obwodu magnetycznego. Niedokładność modeli matematycznych uzyskanych tymi metodami powoduje, że przebiegi wielkości zachodzące w modelu podczas symulacji komputerowej znacznie odbiegają od przebiegów tych wielkości w układzie rzeczywistym.

Modelowanie układów hydraulicznych przedstawiono w wielu pracach, z których niektóre omówiono w rozdziale 3.2. Ze względu na stosunkowo dogłębne przeanalizowanie tego zagadnienia, w niniejszej pracy hydrauliczny obwód wykonawczy jest opisany, w znacznej części, na podstawie wcześniejszych prac [29],[65]. Jednakże w znanych autorowi pracach nie przeprowadzono dotychczas analizy obwodu rozptywu oleju w rozdzielaczu hydraulicznym — zasilanym z pompy o stałym wydatku — w sposób umożliwiający zbudowanie szczegółowego modelu przeznaczonego do symulacji komputerowej.

Prace dotyczące modelowania matematycznego maszyn roboczych są obecnie bardzo zaawansowane i obejmują ogromny zakres zagadnień, a w tym dynamikę ruchu ciężkich maszyn roboczych. Niektóre z tych prac omówiono w rozdziale 5.2. W pracach tych nie był dotychczas rozpatrywany przypadek ciągnika wyposażonego w lemiesz (zgarniarka), gdzie występuje wzajemne oddziaływanie położenia lemieszka zagłębionego w ziemi i położenia elementów konstrukcyjnych ciągnika podczas ruchu maszyny (gąsienice, nadwozie), zwłaszcza w układzie regulacji automatycznej bazującym na LSSMR. Istotą tego oddziaływania jest wytwarzanie przez lemiesz nierówności wyznaczających tor ruchu maszyny, który z kolei wpływa na położenie lemieszka.

Cel pracy

Celem niniejszej pracy jest zaproponowanie metody analizy przebiegów przejściowych wielkości występujących w układzie sterującym oraz w układzie regulacji automatycznej głębokości prowadzenia narzędzia roboczego ciężkiej maszyny roboczej na podstawie symulacji komputerowej, bazującej na modelach matematycznych podzespołów wchodzących w skład tych układów.

Aby osiągnąć podany cel pracy należało:

- 1) zbudować model matematyczny przetwornika elektromechanicznego,
- 2) zbudować model matematyczny obwodu hydraulicznego,
- 3) opracować sposób wykorzystania zbudowanego modelu matematycznego układu elektrohydraulicznego do symulacji komputerowej URA głębokości prowadzenia narzędzi roboczych maszyn,
- 4) zbudować model matematyczny zgarniarki w ruchu,
- 5) zbudować model matematyczny układu regulacji automatycznej głębokości prowadzenia lemiesza zgarniarki,
- 6) przeprowadzić badania symulacyjne zgarniarki — sterowanej z wykorzystaniem LSSMR,
- 7) zastosować model matematyczny układu elektrohydraulicznego do symulacji komputerowej URA koparki KR—500.

Efektom powyższego postępowania będzie wykazanie słuszności następujących tez:

Tezy pracy

1. Wykorzystując rzeczywistą charakterystykę statyczną elektromagnesu można zbudować model dynamiczny przetwornika elektromechanicznego uwzględniający nieliniowości obwodu magnetycznego.
2. Dla ciężkiej maszyny roboczej można zbudować bank danych w postaci modeli matematycznych jej podzespołów, umożliwiając badania symulacyjne wybranych układów tej maszyny, jak również układu regulacji automatycznej głębokości prowadzenia jej narzędzia roboczego.

2. MODEL MATEMATYCZNY PRZETWORNIKA ELEKTROMECHANICZNEGO

2.1. Wstęp

W omawianym układzie sterowania ciężkich maszyn roboczych istotnym elementem, z punktu widzenia modelowania matematycznego, jest przetwornik elektromechaniczny oraz zjawiska dynamiczne w nim zachodzące. Impulsowy sposób sterowania elektromagnesem sprawia, że czas ruchu roboczego zwory elektromagnesu jest porównywalny z czasem jego utrzymania w stanie przyciągniętym oraz czasem powrotu do położenia pierwotnego. Z tego powodu, przy opracowywaniu modelu matematycznego, szczególnie przeanalizowano zjawiska zachodzące przy przełączaniu przetwornika.

Przetwornik elektromechaniczny był przedmiotem wielu analiz, w których omawiano stany przejściowe przetwornika. Tak więc w pracach [57],[87] analizowano zjawiska dynamiczne zachodzące podczas jego przełączania. W pracy [71] przedstawiono optymalizację układu sterowania przetwornika z punktu widzenia minimalnych czasów przełączania. Efektem pracy W. Jaszczuka [34] było przedstawienie metody analizy szybkodziałających układów elektromechanicznych na podstawie eksperymentu. J. Elbaum w pracy [23] wskazał na trudności w analitycznym ujęciu procesów dynamicznych i stwierdził, że jest to niemożliwe. Jak wynika z wstępnego przeglądu literatury, w celu uzyskania modelu matematycznego przetwornika elektromechanicznego ujmującego także zjawiska przejściowe należy unikać założeń upraszczających.

2.2. Metody analizy stanów dynamicznych przetwornika elektromechanicznego – przegląd literatury

Równania dynamiki dla obwodów elektromechanicznych otrzymuje się z zasady wariacyjnej Hamiltona. Wynika z niej ogólna postać równania ruchu [8], [54], [55], [74], [86]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial q} + \frac{\partial \mathcal{F}}{\partial \dot{q}} = \mathcal{H} \quad (1)$$

w którym:

$$q = \begin{bmatrix} \int_0^t i \, d\tau \\ x_1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\dot{q} = \begin{bmatrix} i \\ \frac{dx_1}{dt} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\mathcal{F} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot R \cdot i^2 \\ \frac{1}{2} \cdot B_{1H} \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathcal{H} = \begin{bmatrix} U_c \\ F_{1H} + F_c \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\mathcal{L} = \begin{bmatrix} \int_0^i \psi(i, x_1) \, di \\ \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 - \frac{1}{2} \cdot k_{1S} \cdot x_1^2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

Podstawiając zależności (2), ..., (6) do równania (1) otrzymuje się:

$$R \cdot i + \frac{d\psi(i, x_1)}{dt} = U_c \quad (7)$$

$$m \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} + B_{1H} \cdot \frac{dx_1}{dt} + k_{1S} \cdot x_1 - \frac{\partial}{\partial x_1} \left[\int_0^i \psi(i, x_1) di \right] = F_{1H} + F_C \quad (8)$$

Równania (7) i (8) stanowią model matematyczny przetwornika elektromechanicznego. Są to zależności ogólne, których bezpośrednie wykorzystanie do badań modelowych jest utrudnione, ponieważ występuje w nich nieokreślony czynnik $\psi(i, x_1)$. Uzasadnia to poszukiwanie innych opisów matematycznych lub wykorzystywanie uproszczonych zależności na indukcyjność obwodu magnetycznego. W rzeczywistości indukcyjność jest proporcjonalna do strumienia magnetycznego i odwrotnie proporcjonalna do prądu, który ten strumień wytwarza. W ogólnym przypadku indukcyjność L jest opisana następująco:

$$L(i, x_1) = \frac{\psi(i, x_1)}{i} \quad (9)$$

Przy takim przedstawieniu indukcyjności równanie (7) przyjmuje postać:

$$\left[\frac{\partial L(i, x_1)}{\partial i} \cdot i + L(i, x_1) \right] \cdot \frac{di}{dt} + \frac{\partial L(i, x_1)}{\partial x_1} \cdot i \cdot \frac{dx_1}{dt} + R \cdot i = U_C \quad (10)$$

Innym uproszczeniem stosowanym przy analizie przetworników elektromechanicznych jest przyjęcie liniowej charakterystyki magnesowania [36], [74]. Przy takim uproszczeniu opis stanów dynamicznych przetwornika przyjmuje postać:

$$L(x_1) \cdot \frac{di}{dt} + i \cdot \frac{dL(x_1)}{dt} + R \cdot i = U_C \quad (11)$$

$$m \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} + B_{1H} \cdot \frac{dx_1}{dt} + k_{1S} \cdot x_1 = -\frac{i^2}{2} \cdot \frac{dL(x_1)}{dx_1} \quad (12)$$

W tym przypadku musi być znana indukcyjność w postaci $L = L(x_1)$.

Do rozwiązania zależności (7) i (8) były stosowane procedury numeryczne np. metoda Moskwitina [56], metoda Ter-Akopowa [83], metoda Sotskowa [76] oraz metoda Graubnera [27]. W wymienionych metodach wprowadzono znaczne uproszczenia, polegające m.in. na zaniedbaniu rezystancji cewki, pominięciu w równaniu sił składowej od prędkości ruchu zwory oraz nieuwzględnieniu reluktancji obwodu magnetycznego (metoda Moskwitina). Podobnie w metodzie Ter-Akopowa pominięto siłę tarcia, strumień rozproszenia oraz wprowadzono uproszczone wyrażenie na siłę elektrodynamiczną w postaci wzoru Maxwella [23]. Sotskow przyjął liniową zależność pomiędzy prądem i strumieniem [76], natomiast w metodzie Graubnera rozważane są bezpośrednio zależności (11) i (12).

W efekcie otrzymuje się rozwiązania mało precyzyjne, nie nadające się do szczegółowej analizy procesów dynamicznych zachodzących w przetworniku elektromechanicznym w czasie jego przełączania.

W celu rozwiązania równań (7) i (8) M. Seitz podaje praktyczne metody pomiaru strumienia skojarzonego $\psi(i, x_1)$ wykorzystujące analogowe układy pomiarowe [68]. W pracy [37] E.Kallenbach

i M. Seitz proponują rozwiązanie numeryczne równań (7) i (8) przy zastosowaniu funkcji aproksymującej typu:

$$i(x_1, \psi) = \sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=0}^n a_{ij} \cdot x_1^j \right) \cdot \psi^i \quad (13)$$

w której współczynniki a_{ij} są wyznaczone metodą najmniejszych kwadratów na podstawie zależności rzeczywistych $i(x_1, \psi)$ zdjętych eksperymentalnie. Podobnie jak E. Kallenbach i M. Seitz, do rozwiązania równań ruchu (7) i (8), podchodzi E. Just [35]. Przy użyciu maszyny analogowej prowadzi on badania symulacyjne modelu matematycznego przetwornika elektromechanicznego, w którym znana jest zależność $\psi(x_1, i) = L(x_1) \cdot i$.

W znanej autorowi literaturze modele matematyczne przetworników elektromechanicznych są przedstawiane także jako modele typu „czarna skrzynka” [46]. Modele takie przedstawiono m.in. w pracach [9], [25], w których przetwornik opisany jest zależnościami:

$$T_E \cdot \frac{dF_{ED}}{dt} + F_{ED} = k_{ED} \cdot U_C \quad (14)$$

$$T_M^2 \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} + 2 \cdot \zeta \cdot T_M \cdot \frac{dx_1}{dt} + x_1 = k_M \cdot F_{ED} \quad (15)$$

Wymienione uproszczenia przyjmowane były ze względu na trudności związane z wyznaczaniem lub pomiarem funkcji koenergii magnetycznej bądź strumienia skojarzonego, jak też strumienia rozproszenia, a zwłaszcza tej jego części, która wpływa na wartość siły elektrodynamicznej, oraz przyjmowanie indukcyjności niezależnej od prądu płynącego w cewce elektromagnesu. W pracy zaproponowano odmienne podejście do analizy równań (1)...(6), oparte na wykorzystaniu rzeczywistej charakterystyki statycznej elektromagnesu $F_{ED} = f(i, x_1)$ co, zgodnie z postawioną tezą 1 (rozdz. 2.1.), ma umożliwić także badanie właściwości dynamicznych przetwornika elektromechanicznego z uwzględnieniem nieliniowości obwodu magnetycznego elektromagnesu. Jest to zasadnicza część niniejszej pracy.

2.3. Metoda analizy przetworników elektromechanicznych wykorzystująca rzeczywistą charakterystykę statyczną elektromagnesu

Jak już zaznaczono, niedogodności wynikające z omówionych uproszczeń były przyczyną poszukiwania innych sposobów analizy przetworników elektromechanicznych. Poniżej zostanie przedstawiona inna metoda analizy przetworników elektromechanicznych oparta na wykorzystaniu rzeczywistej charakterystyki statycznej elektromagnesu.

W pracy [54] zostało udowodnione, że w układzie elektromechanicznym siła pochodzenia elektrycznego spełnia równanie:

$$F_{ED}(i, x_1) = - \frac{\partial}{\partial x_1} \left[\int_0^i \psi(t, x_1) dt \right] \quad (16)$$

Siła ta jest dodatnia, jeżeli jest skierowana przeciwnie do przyjętego dodatniego kierunku prędkości ruchu zwory elektromagnesu. W rozpatrywanym przypadku siła elektrodynamiczna jest przyczyną ruchu, a więc jest skierowana zgodnie z kierunkiem prędkości przyjętym za dodatni. A zatem po wprowadzeniu zależności (16) do równań dynamiki (7) i (8) otrzymuje się:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial}{\partial i} \left(\int_0^{x_1} F_{ED}(i, \xi_1) d\xi_1 \right) \right] + R \cdot i = U_C \quad (17)$$

$$m \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} + B_{1H} \cdot \frac{dx_1}{dt} + k_{1S} \cdot x_1 = F_{ED}(i, x_1) + F_{1H} + F_C \quad (18)$$

Rozwiązanie równań dynamiki (17), (18) wymaga znajomości siły elektrodynamicznej elektromagnesu jako funkcji prądu cewki i przesunięcia zwory elektromagnesu $F_{ED}(i, x_1)$. Jednakże zaletą tego sposobu przedstawienia równań dynamiki jest uwzględnienie nieliniowości charakterystyki magnesowania oraz oddziaływania strumienia rozproszenia na ruch zwory. Wynika to stąd, że zależność określająca siłę $F_{ED}(i, x_1)$ jest wynikiem wypadkowego oddziaływania sił pochodzących od każdego z elementów pola magnetycznego, a w tym również tych części, przez które przenika strumień rozproszenia.

Układ równań (17), (18) stanowi model matematyczny przetwornika elektromechanicznego, zbudowanego przy wykorzystaniu rzeczywistej charakterystyki statycznej elektromagnesu. W celu rozwiązania równań dynamiki dla konkretnego przypadku, np. elektromagnesu typu UE-5 rozpatrywanego w niniejszej pracy, należało uwzględnić wszystkie zjawiska zachodzące podczas przełączania przetwornika zbudowanego z tego elektromagnesu, zdjąć jego rzeczywistą charakterystykę statyczną oraz aproksymować ją funkcją analityczną. Zagadnienia te omówiono w kolejnych rozdziałach.

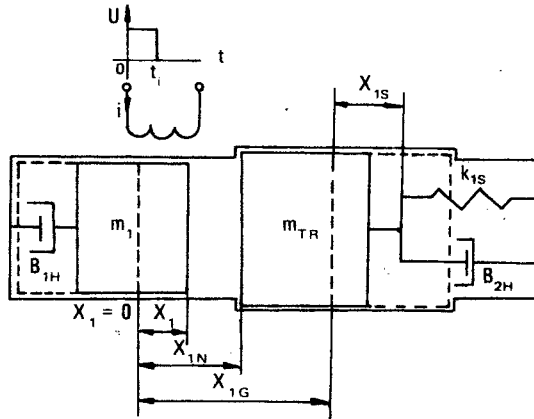
2.4. Szczegółowa analiza działania elektromagnesu typu UE-5

Obecnie zostaną przeanalizowane zjawiska zachodzące w układzie elektromagnes – tłoczek rozdzielacza elektrohydraulicznego, w przypadku zasilenia elektromagnesu prostokątnym impulsem napięcia o wartości U i czasie trwania t_i . Schemat poglądowy tego układu przedstawiono na rys. 4. Zostanie rozpatrzony ruch zwory elektromagnesu wraz z popychaczem oraz ruch tłoczka, którego położenie decyduje o ruchu suwaka rozdzielacza, sterującego przepływem oleju z pompy do siłowników (rozdział 3.3.).

O ruchu zwory elektromagnesu, popychacza i tłoczka rozdzielacza decydują siły:

- 1) elektrodynamiczna, powstająca w elektromagnesie,
- 2) bezwładności zwory, popychacza i tłoczka,
- 3) tarcia elementów ruchomych o obudowę,
- 4) ciężkości zwory, popychacza i tłoczka elektromagnesu,
- 5) sprężystości sprężyny zwrotnej,
- 6) siła powstająca przy przepływie oleju w rozdzielaczu (F_{1H}).

Występuje więc 6 sił decydujących o dynamice ruchu elementów ruchomych elektromagnesu. Przy ich opisie matematycznym dogodnie jest wyróżnić cztery fazy działania przetwornika elektromechanicznego:



Rys. 4. Schemat poglądowy przetwornika elektromechanicznego

x_{1N} – maksymalna odległość pomiędzy popychaczem i tłoczkiem rozdzielacza w stanie równowagi

x_{1G} – maksymalna wartość przesunięcia zwory

W fazie I, przy odłączonym napięciu zasilającym elektromagnes, tłoczek rozdzielacza znajduje się w położeniu $x_1 = x_{1N}$ (rys.4). Jest on wtedy dociskany do korpusu elektromagnesu przez sprężynę zwrotną – wstępnie ściśniętą o wartość x_{1S} . Zwora elektromagnesu wraz z popychaczem może wtedy przyjmować położenia:

$x_1 = 0$, gdy siła ciężkości jest skierowana przeciwnie do kierunku działania siły elektrodynamicznej ($k_K = 1$),

$x_1 = x_{1N}$ gdy siła ciężkości jest skierowana zgodnie z kierunkiem działania siły elektrodynamicznej ($k_K = -1$),

$x_1 \in (0, x_{1N})$, gdy siła ciężkości jest skierowana prostopadle do kierunku działania siły elektrodynamicznej ($k_K = 0$).

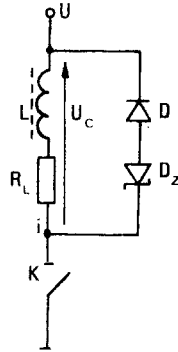
W fazie II, po zasileniu elektromagnesu, pojawia się siła elektrodynamiczna; rozpoczyna się ruch zwory i popychacza elektromagnesu. Po przesunięciu się zwory i popychacza do położenia, przy którym wartość $x_1 = x_{1N}$, popychacz zaczyna przesuwać tłoczek rozdzielacza. W tym momencie:

- zwiększa się masa poruszana siłą elektrodynamiczną (m_1) o masę tłoczka rozdzielacza (m_{TR}),
- współczynnik tarcia płynnego powiększa się o wartość wynikającą z ruchu tłoczka w rozdzielaczu oraz
- zgodnie z zasadą zachowania pędu, następuje zmiana prędkości poruszających się mas.

W fazie III, po osiągnięciu przez tłoczek położenia granicznego $x_1 = x_{1G}$, określonego konstrukcją mechaniczną, następuje zatrzymanie zwory, popychacza i tłoczka.

W fazie IV, po odłączeniu napięcia zasilającego, energia zgromadzona w cewce elektromagnesu jest rozpraszana przez układ [53] bocznikujący cewkę (rys. 5.). Maleje siła elektrodynamiczna. Na skutek

oddziaływania sprężyny zwrotnej rozpoczyna się ruch powrotny tłoczka i zwory z popychaczem. Przy położeniu $x_1 = x_{1N}$, następuje odłączenie zwory i popychacza od tłoczka; tłoczek zatrzymuje się. Zwora i popychacz osiągają położenie końcowe, zależne od kierunku działania siły ciężkości.



Rys. 5. Obwód sterowania elektromagnesem

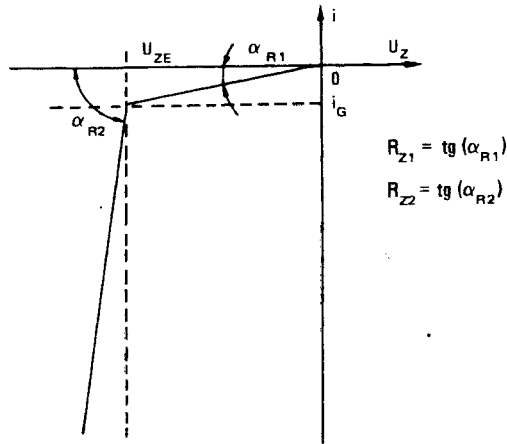
- L – indukcyjność elektromagnesu
- R_L – rezystancja cewki elektromagnesu
- K – klucz tranzystorowy
- D – dioda prostownicza układu rozpraszającego
- D_Z – dioda Zenera układu rozpraszającego
- U – napięcie zasilające elektromagnes
- U_C – spadek napięcia na cewce elektromagnesu

W czasie modelowania matematycznego przetwornika elektromechanicznego przyjęto, że po osiągnięciu przez zworę, popychacz i tłoczek położenia granicznego, jak również po powrocie tych elementów do położenia wyjściowych, nie następują odbicia od obudowy elektromagnesu, ponieważ całkowita energia kinetyczna zwory, popychacza i tłoczka zostaje zamieniona na ciepło. Założono, że charakterystyka statyczna diody Zenera układu rozpraszającego energię zgromadzoną w cewce elektromagnesu ma kształt przedstawiony na rys. 6., a spadek napięcia na diodzie prostowniczej równa się zeru.

Przedstawiony układ sterowania elektromagnesem, przy uwzględnieniu powyższej charakterystyki diody Zenera, opisują równania (19), (20), (21):

$$U_C = U - (U + U_Z) \cdot 1(t - t_i) \quad (19)$$

$$U_Z = U_{ZE} + R_Z \cdot (i - i_G) \quad (20)$$



Rys. 6. Charakterystyka statyczna diody Zenera
przyjęta przy modelowaniu przetwornika elektromechanicznego

- U_{ZE} – znamionowa wartość napięcia Zenera
- i_G – wartość prądu, przy której następuje zmiana rezystancji dynamicznej diody Zenera
- U_Z – spadek napięcia na diodzie Zenera
- R_{Z1}, R_{Z2} – rezystancja dynamiczna diody Zenera

$$R_Z = \begin{cases} R_{Z1} & \text{dla } i > i_G \\ R_{Z2} & \text{dla } i \leq i_G \end{cases} \quad (21)$$

Podstawiając te zależności do równania dynamiki (18) oraz uwzględniając opisane wyżej zachowanie się przetwornika podczas jego przełączania, otrzymuje się:

$$(m_1 + P_1 \cdot m_{TR}) \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (B_{1H} + P_1 \cdot B_{2H}) \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot \frac{dx_1}{dt} + F_{1S} \cdot P_1 = F_{ED} + F_C + F_{1H} \quad (22)$$

$$F_{1S} = k_{1S} \cdot (x_1 + x_{1S} - x_{1N}) \quad (23)$$

$$P_1 = \begin{cases} 0 & \text{dla } x_1 < x_{1N} \\ 1 & \text{dla } x_1 \geq x_{1N} \end{cases} \quad (24)$$

$$P_2 = \begin{cases} \frac{m_1}{m_1 + m_{TR}} & \text{dla } x_1 = x_{1N} \text{ i } \frac{dx_1}{dt} > 0 \\ 1 & \text{dla } \begin{cases} x_1 = x_{1N} \text{ i } \frac{dx_1}{dt} \leq 0 \\ x_1 \neq x_{1N} \end{cases} \text{ lub} \end{cases} \quad (25)$$

$$F_C = (m_1 + P_1 \cdot m_{TR}) \cdot g \cdot k_K \quad (26)$$

$$P_3 = \begin{cases} \begin{cases} x_1 \geq x_{1G} \text{ i } F_{ED} > F_{1S} + F_C + F_{1H} \\ \text{lub} \\ x_1 = 0 \text{ i } F_{ED} \leq F_C \text{ i } F_C > 0 \\ \text{lub} \\ x_1 < x_{1N} \text{ i } F_{ED} < F_{1S} + F_C \text{ i } F_C < 0 \text{ i } U_C = U \end{cases} \\ 1 & \text{dla pozostałych przypadków } x_1, F_{ED}, U_C \end{cases} \quad (27)$$

Powyższe zależności wraz z równaniem (17) stanowią model matematyczny przetwornika elektromechanicznego zbudowanego z wykorzystaniem elektromagnesu typu UE-5. W modelu tym pominięto opis zjawisk zachodzących podczas zderzenia zwory z tłoczkiem rozdzielacza [31], [47], przyjmując, że jest to zderzenie idealnie niesprężyste [41], i że zmiana prędkości wynikająca z zasady zachowania pędu [62] zachodzi nieskończenie szybko. Pełny model matematyczny przetwornika elektromechanicznego wymaga wyznaczenia siły elektrodynamicznej $F_{ED}(i, x_1)$. Zostanie to mówione w następnym rozdziale.

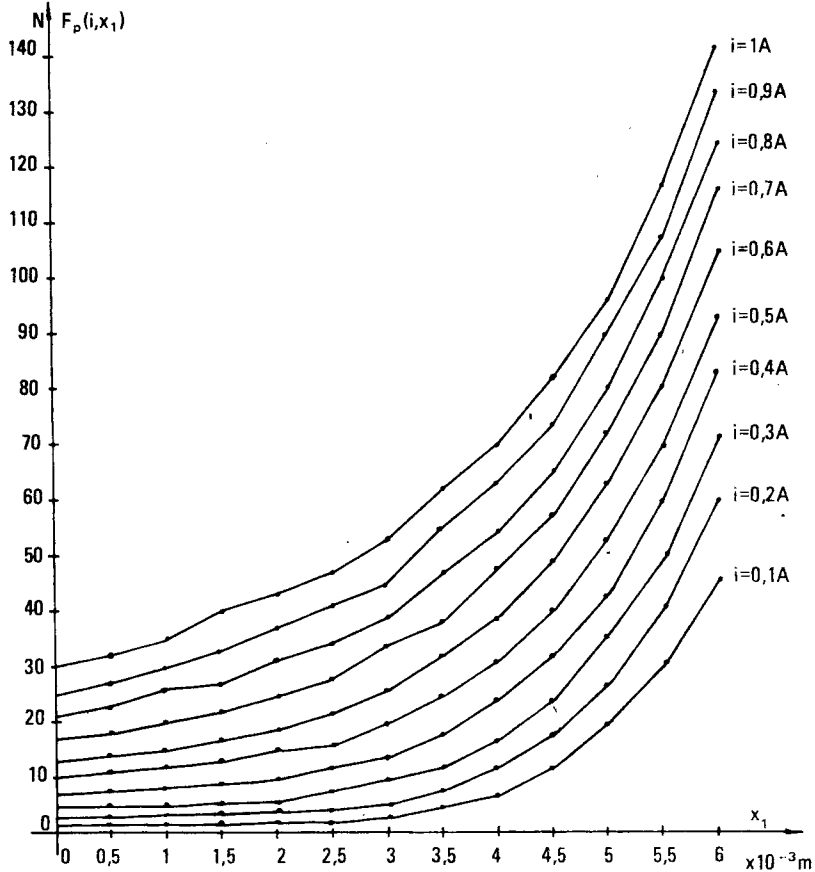
2.5. Wyznaczenie siły elektrodynamicznej elektromagnesu

Jak już zaznaczono, omawiana metoda analizy przetwornika elektromechanicznego oparta jest na wykorzystaniu rzeczywistej charakterystyki statycznej elektromagnesu. Dlatego też dalsza analiza rozpatrywanego układu elektromechanicznego wymaga określenia wyżej wymienionej charakterystyki. Aby prowadzonym rozważaniom nadać charakter aplikacyjny, w dalszej części pracy wykorzystywana będzie zdjęta charakterystyka elektromagnesu typu UE-5.

W celu wyznaczenia zależności na siłę elektrodynamiczną przeprowadzono pomiary tej siły przy wartościach prądu cewki $i = 0,1 \text{ A}, 0,2 \text{ A}, \dots, 1 \text{ A}$ dla położenia zwory elektromagnesu zmieniających się od $x_1 = 0 \text{ mm}$ do $x_1 = 6 \text{ mm}$ z krokiem $0,5 \text{ mm}$. Wartość $x_1 = 0$ odpowiada położeniu zwory przy którym szczelina w obwodzie magnetycznym jest największa. Przy pomiarach użyto zasilacza prądowego produkcji Unitra Lamina typu 5353. Do pomiaru siły i przesunięcia użyto czujników firmy Hottinger typu Q3 (siła) i W20 (przesunięcie). Wartość siły elektrodynamicznej notowano za pomocą rejestratora x-y, otrzymując podczas pomiarów 130 wartości tej siły dla wyżej wymienionych wartości prądu elektrycznego i położenia zwory. Wyniki pomiarów zamieszczono w tabelicy 1 i przedstawiono na rys. 7.

Tablica 1 Wyniki pomiarów rzeczywistej charakterystyki statycznej elektromagnesu typu UE-5.

i [A]	F_p [N]													
0,1	1,5	1,5	1,5	1,8	2,0	2,0	3,0	5,0	7,0	12,0	20,0	30,0	46,0	
0,2	3,0	3,0	3,5	3,5	4,0	4,5	5,5	8,0	12,0	18,0	27,0	40,0	60,0	
0,3	5,0	5,0	5,0	5,5	6,0	8,0	10,0	12,0	17,0	24,0	36,0	49,0	71,0	
0,4	7,0	7,5	8,0	9,0	10,0	12,0	14,0	18,0	24,0	32,0	43,0	60,0	83,0	
0,5	10,0	11,0	12,0	13,0	15,0	16,0	20,0	25,0	31,0	40,0	53,0	70,0	93,0	
0,6	13,0	14,0	15,0	17,0	19,0	22,0	26,0	32,0	39,0	49,0	63,0	81,0	105,0	
0,7	17,0	18,0	20,0	22,0	25,0	28,0	34,0	38,0	48,0	57,0	72,0	90,0	116,0	
0,8	21,0	23,0	26,0	27,0	31,0	34,0	39,0	47,0	54,0	65,0	80,0	100,0	125,0	
0,9	25,0	27,0	30,0	33,0	37,0	41,0	45,0	55,0	63,0	73,0	90,0	107,0	134,0	
1,0	30,0	32,0	35,0	40,0	43,0	47,0	53,0	62,0	70,0	82,0	96,0	117,0	142,0	
x_1 [10^{-3} m]	0,0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	



Rys. 7. Rzeczywista charakterystyka statyczna elektromagnesu typu UE-5, wykonana na podstawie wyników pomiarów zawartych w tablicy 1

Budowa modelu matematycznego przetwornika elektromechanicznego wymaga analitycznego ujęcia otrzymanych wyników pomiarów przez wybór odpowiedniej funkcji aproksymującej dla dwóch zmiennych $F_{ED}(i, x_1)$. Wybór funkcji aproksymującej nie jest oczywisty, gdyż nie jest znana a priori postać ogólnej zależności określającej tę wielkość. Jako kryterium prawidłowości wyboru postaci funkcji aproksymującej przyjęto zgodność przebiegów dynamicznych uzyskanych w procesie symulacji komputerowej z przebiegami otrzymanymi w czasie badań eksperymentalnych układu elektromagnes-tłoczek rozdzielacza.

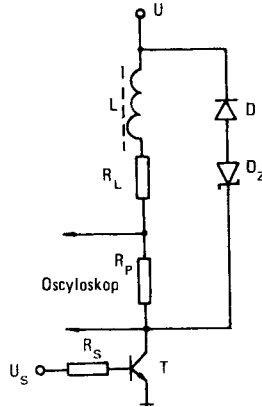
Poniżej przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych układu elektromagnes-tłoczek w rozdzielaczu hydraulicznym.

2.6. Badania eksperymentalne układu elektromagnes-tłoczek w rozdzielaczu hydraulicznym

Konstrukcja elektromagnesu i rozdzielacza hydraulicznego uniemożliwia dostęp do części ruchomych tego układu podczas jego pracy. Z tego względu badania eksperymentalne ograniczono do rejestracji przebiegów zmian prądu $i(t)$, przy zasileniu elektromagnesu prostokątnym impulsem napięcia o wartości U i czasie trwania t_1 .

Badania te przeprowadzono w układzie przedstawionym na rys. 8. dla dwóch przypadków:

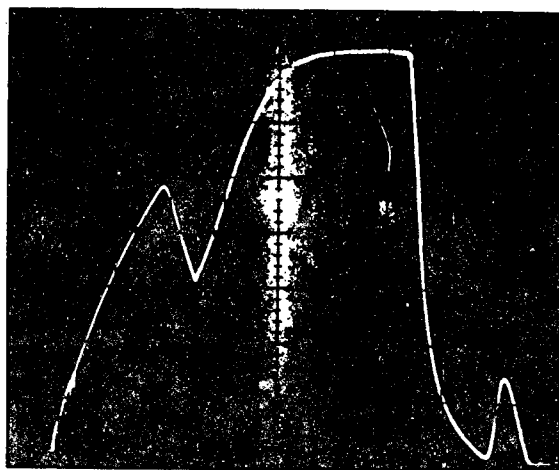
- 1) Kierunek działania siły ciężkości jest zgodny z kierunkiem działania siły elektrodynamicznej (położenie początkowe zwory $x_1 = x_{1N}$ - rys.4.),
- 2) Kierunek działania siły ciężkości jest przeciwny do kierunku działania siły elektrodynamicznej (położenie początkowe zwory $x_1 = 0$ - rys.4.).



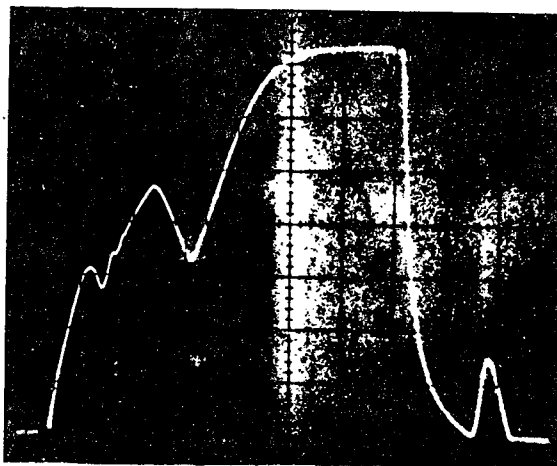
Rys. 8. Układ pomiarowy do badania przebiegu prądu $i(t)$ obwodu sterowania elektromagnesem przedstawionego na rys. 5

- R_P - opornik pomiarowy dla prądu cewki
- U_S - napięcie sterujące
- T - tranzystor kluczujący
- R_S - opornik ograniczający prąd sterujący tranzystora T

Przebiegi prądu rejestrowano za pomocą oscyloskopu typu D13 firmy Tektronix (fot.2., fot.3.).



Fot. 2. Przebieg prądu w cewce elektromagnesu typu UE-5, zasilonego prostokątnym impulsem napięcia. Kierunek działania siły ciężkości zgodny z kierunkiem działania siły elektrodynamicznej



Fot. 3. Przebieg prądu w cewce elektromagnesu typu UE-5, zasilonego prostokątnym impulsem napięcia. Kierunek działania siły ciężkości przeciwny do kierunku działania siły elektrodynamicznej

Jak wynika z fot. 2. i fot. 3. w obu przypadkach jest zauważalne oddziaływanie ruchu zwory elektromagnesu na przebiegi prądu, co jest powodowane indukowaniem napięcia w cewce elektromagnesu przez poruszającą się zworę [54]. Napięcie to jest przyczyną spadku prądu podczas ruchu zwory po zasileniu elektromagnesu. Oddziaływanie to jest także przyczyną impulsu prądu, pojawiającego się po odłączeniu napięcia zasilającego, w czasie powrotu elementów ruchomych do położeń wyjściowych (fot. 2, 3).

Zauważalna jest także zmiana „stałej czasowej” przy inercyjnym narastaniu i maleniu prądu, co jest powodowane nieliniowością indukcyjności obwodu elektrycznego (rozdział 2.2.). Omówione cechy charakterystyczne otrzymanych przebiegów będą wykorzystane przy porównaniu przebiegów rzeczywistych z przebiegami otrzymanymi podczas symulacji komputerowej.

2.7. Aproksymacja siły elektrodynamicznej wielomianem

Obecnie zostanie przeprowadzona analiza mająca na celu dobór funkcji aproksymującej dla wartości siły elektrodynamicznej F_p (rys.7. – rozdział 2.5.).

Najprostszą postacią funkcji dwóch zmiennych, aproksymującą otrzymane wartości siły elektrodynamicznej F_p , jest wielomian o postaci:

$$F_{ED}(i, x_1) = \sum_{j=0}^N \sum_{k=0}^M a_{jk} \cdot i^k \cdot x_1^j \quad (28)$$

Funkcja ta daje się łatwo różniczkować i całkować, co jest konieczne przy wprowadzaniu jej do równań dynamiki (17) i (18). Ponadto, ze względu na jej liniowość względem współczynników a_{jk} , wyznaczenie tych współczynników jest stosunkowo proste. Po wprowadzeniu wielomianu (28) do zależności (17) otrzymuje się:

$$\sum_{j=0}^N \sum_{k=0}^M a_{jk} \cdot \frac{k(k-1)}{j+1} \cdot i^{k-2} \cdot x_1^{j+1} \cdot \frac{di}{dt} + \sum_{j=0}^N \sum_{k=0}^M a_{jk} \cdot k \cdot i^{k-1} \cdot x_1^j \cdot \frac{dx_1}{dt} + R \cdot i = U_C \quad (29)$$

W celu wyznaczenia współczynników a_{jk} wielomianu (28), zastosowano metodę najmniejszych kwadratów [16], [31], [47], [49], [78]. Z metody tej wynika, że za najlepsze współczynniki wielomianu (28) uważa się te, dla których suma kwadratów odchyień K_R osiąga minimum. Czyli:

$$K_R = \sum_{p=1}^Q \left(\sum_{j=0}^N \sum_{k=0}^M a_{jk} \cdot i^k \cdot x_1^j - F_p \right)^2 = \text{minimum} \quad (30)$$

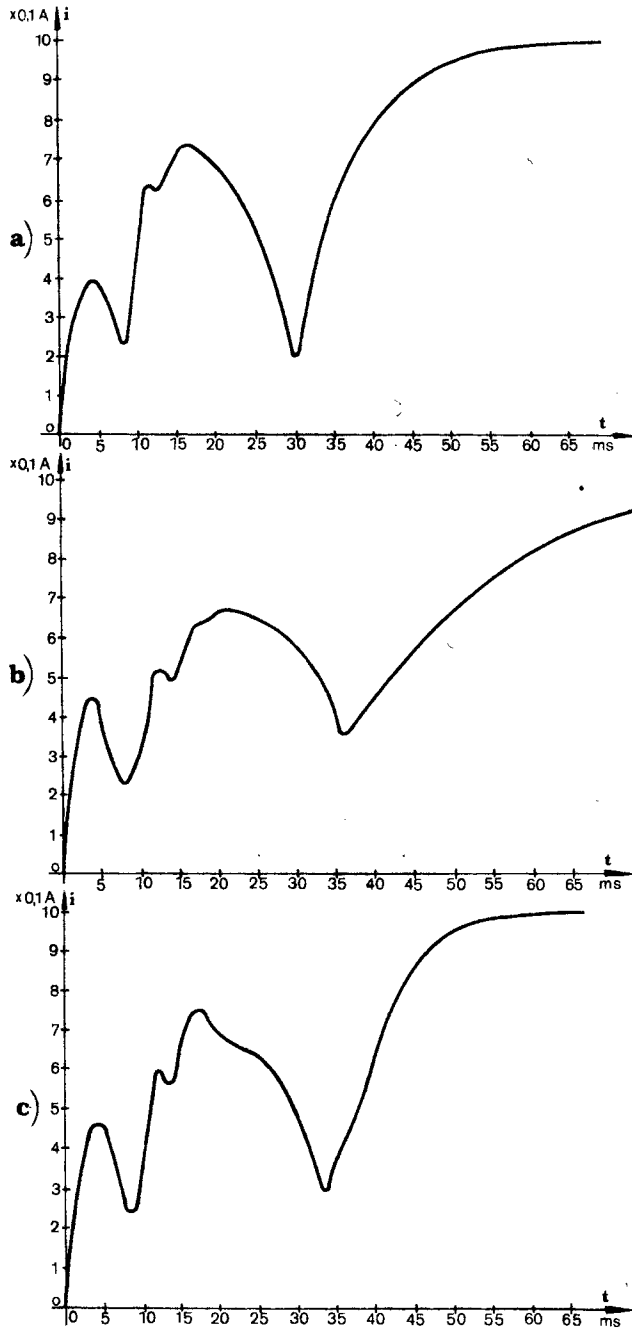
Zależność (30) jest spełniona, gdy jest spełniony układ $N \times M$ równań liniowych:

$$\frac{\partial K_R}{\partial a_{nm}} = 2 \cdot \sum_{p=1}^Q \left[\left(\sum_{j=0}^N \sum_{k=0}^M a_{jk} \cdot i^k \cdot x_1^j - F_p \right) \cdot i^n \cdot x_1^m \right] = 0 \quad (31)$$

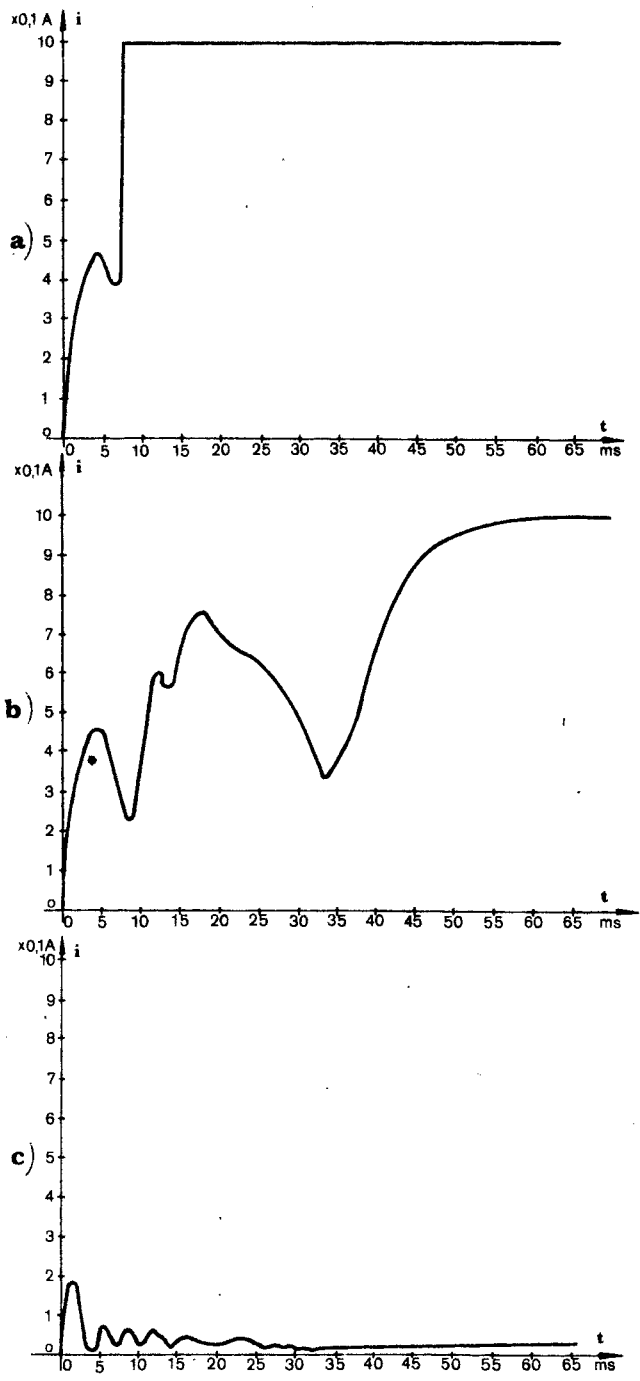
dla każdej pary wskaźników n, m , przy czym $n = 0, 1, 2, \dots, N$ oraz $m = 0, 1, 2, \dots, M$; $Q = 130$.

Do rozwiązania układu równań (31) wykorzystano EMC. Program obliczeń przedstawiono w załączniku 1. W wyniku przeprowadzonych obliczeń otrzymano 9 zbiorów współczynników a_{jk} – odpowiednio dla każdego z przyjętych stopni wielomianów $N = M = 2, 3, 4, \dots, 10$.

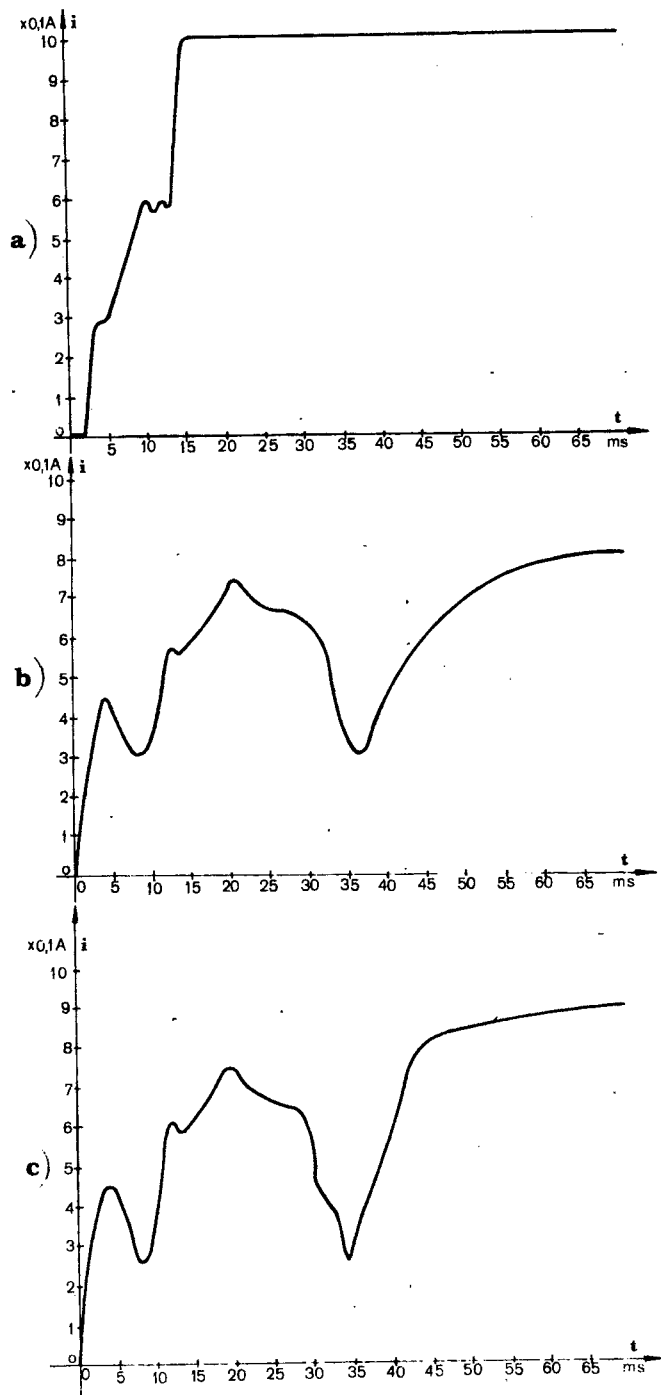
W celu zweryfikowania trafności doboru funkcji aproksymującej (28), przeprowadzono symulację komputerową wykorzystując model matematyczny uwzględniający zależności (19), (29). Program symulacyjny dla tego przypadku przedstawiono w załączniku 2.



Rys. 9. Przebiegi prądu w cewce elektromagnesu, przy aproksymacji siły elektrodynamicznej wielomianem stopnia 2 - a), 3 - b) i 4 - c)



Rys. 10. Przebiegi prądu w cewce elektromagnesu, przy aproksymacji siły elektrodynamicznej wielomianem stopnia 5 – a), 6 – b) i 7 – c)



Rys. 11. Przebiegi prądu w cewce elektromagnesu, przy aproksymacji siły elektrodynamicznej wielomianem stopnia 8 a), 9 - b) i 10 - c)

Wyniki obliczeń (przy $k_K = 1$) przedstawiono na wykresach (rys. 9, 10, 11). Porównanie tych przebiegów z przebiegami prądu zdjętymi w układzie rzeczywistym (rozdział 2.6.) pozwala na wyciągnięcie wniosku, że aproksymacja siły elektrodynamicznej wielomianem dwóch zmiennych o postaci (28) nie daje pozytywnych rezultatów. Występujące różnice są zbyt duże, aby można było pozostać przy prostej aproksymacji za pomocą wielomianu. Stąd wynika konieczność poszukiwania innych, bardziej złożonych funkcji aproksymujących.

2.8. Aproksymacja siły elektrodynamicznej funkcją złożoną

Niezadowolające wyniki aproksymacji siły elektrodynamicznej wielomianem (28) były przyczyną poszukiwania innej funkcji aproksymującej, zapewniającej lepsze przybliżenie przebiegów dynamicznych $i(t)$. Zostało to przeprowadzone w następujący sposób:

1/ Wybrano postać funkcji $F_{ED}(x_1)$, umożliwiającej odwzorowanie każdego z przebiegów $F_p(x_1)$ (rozdział 2.5) oraz oszacowano po N współczynników stałych tej funkcji dla każdego z M przebiegów $F_p(x_1)$ tj.:

$$W_{01}, W_{02}, \dots, W_{0n}, \dots, W_{0N} \text{ dla } F_{ED}(x_1) \text{ przy prądzie } i = 0,1 \text{ A.}$$

$$W_{11}, W_{12}, \dots, W_{1n}, \dots, W_{1N} \text{ dla } F_{ED}(x_1) \text{ przy prądzie } i = 0,2 \text{ A.}$$

.....

$$W_{m1}, W_{m2}, \dots, W_{mn}, \dots, W_{mN} \text{ dla } F_{ED}(x_1) \text{ przy prądzie } i = i_m.$$

.....

$$W_{M1}, W_{M2}, \dots, W_{Mn}, \dots, W_{MN} \text{ dla } F_{ED}(x_1) \text{ przy prądzie } i = 1 \text{ A.}$$

2/ Wyznaczono zależności przedstawiające oszacowane współczynniki jako funkcje prądu, odpowiednio:

$$W_1(i) \text{ dla } W_{01}, W_{11}, \dots, W_{M1},$$

$$W_2(i) \text{ dla } W_{02}, W_{12}, \dots, W_{M2},$$

.....

$$W_n(i) \text{ dla } W_{0n}, W_{1n}, \dots, W_{Mn},$$

.....

$$W_N(i) \text{ dla } W_{0N}, W_{1N}, \dots, W_{MN}.$$

3/ Obliczono współczynniki stałe otrzymanej funkcji $F_{ED}(i, x_1)$ metodą najmniejszych kwadratów.

4/ Sprawdzono poprawność doboru funkcji $F_{ED}(i, x_1)$ ze względu na jakość odwzorowania przebiegów dynamicznych.

Podczas wyżej omówionego postępowania wybrano najbardziej odpowiednią funkcję określoną zależnością:

$$F_{ED}(x_1) = W_1(i) \cdot e^{W_2(i) \cdot (A-x_1)} + W_3(i) \cdot (A-x_1) + W_4(i) \cdot x_1^5 \quad (32)$$

oraz wyznaczono w sposób przybliżony wzory empiryczne [30], aproksymujące współczynniki $W_1(i)$, $W_2(i)$, $W_3(i)$, $W_4(i)$:

$$W_1(i) = (A_1 + A_2 \cdot i) \cdot \left(1 - e^{A_3 \cdot i}\right) \quad (33)$$

$$W_2(i) = A_4 + A_5 \cdot i + A_6 \cdot e^{A_7 \cdot i} \quad (34)$$

$$W_3(i) = (A_8 + A_9 \cdot i) \cdot (1 - e^{A_{10} \cdot i}) \quad (35)$$

$$W_4(i) = A_{11} \quad (36)$$

W funkcji aproksymującej (32) współczynnik $A = \text{constans}$. Po wprowadzeniu zależności (33),..., (36) do wzoru (32) otrzymuje się funkcję aproksymującą siłę elektrodynamiczną:

$$F_{ED}(i, x_1) = (A_1 + A_2 \cdot i) \cdot (1 - e^{A_3 \cdot i}) \cdot e^{(A_4 + A_5 \cdot i + A_6 \cdot e^{A_7 \cdot i}) \cdot (A - x_1)} + (A_8 + A_9 \cdot i) \cdot (1 - e^{A_{10} \cdot i}) \cdot (A - x_1) + A_{11} \cdot x_1^5 \quad (37)$$

Obliczenie współczynników $A_1, A_2, A_3, \dots, A_\omega, \dots, A_W$ ($W = 11$), przeprowadzono metodą najmniejszych kwadratów. W tym celu zależność (37) zlinearyzowano przez zastosowanie wzoru Taylora [78], [93] względem przyrostów wyznaczanych współczynników (ΔA_ω), uwzględniając w tym wzorze pierwsze pochodne. Funkcja zlinearyzowana $F_L(i, x_1)$ przybiera następującą postać:

$$F_L(i, x_1) = F_{ED}(i, x_1) \left| \begin{array}{l} A_1 = A_{10} \\ A_2 = A_{20} \\ \cdot \\ \cdot \\ A_W = A_{W0} \end{array} \right. + \sum_{\omega=1}^W \left(\frac{\partial [F_{ED}(i, x_1)]}{\partial A_\omega} \right) \left| \begin{array}{l} A_1 = A_{10} \\ A_2 = A_{20} \\ \cdot \\ \cdot \\ A_W = A_{W0} \end{array} \right. \cdot \Delta A_\omega \quad (38)$$

Wartości $A_{10}, A_{20}, \dots, A_{W0}$ zostały oszacowane podczas wyznaczania funkcji aproksymujących $W_1(i), W_2(i), W_3(i)$ i $W_4(i)$.

Z metody najmniejszych kwadratów dla zlinearyzowanej funkcji aproksymującej (38) wynika, że (rozdział 2.7.):

$$K_R = \sum_{p=1}^Q \left(F_{ED}(i_p, x_{1p}) \left| \begin{array}{l} A_1 = A_{10} \\ A_2 = A_{20} \\ \cdot \\ \cdot \\ A_W = A_{W0} \end{array} \right. + \sum_{\omega=1}^W \frac{\partial [F_{ED}(i_p, x_{1p})]}{\partial A_\omega} \left| \begin{array}{l} A_1 = A_{10} \\ A_2 = A_{20} \\ \cdot \\ \cdot \\ A_W = A_{W0} \end{array} \right. \cdot \Delta A_\omega - F_p \right)^2 = \text{minimum} \quad (39)$$

Zależność (39) jest spełniona, gdy jest spełniony układ W równań liniowych:

$$\frac{\partial K_R}{\partial (\Delta A_v)} = 2 \cdot \sum_{p=1}^Q \left[\left(F_{ED}(i_p, x_{1p}) \right) + \sum_{\omega=1}^W \frac{\partial |F_{ED}(i_p, x_{1p})|}{\partial A_\omega} \cdot \Delta A_{\omega - F_p} \right] \cdot \frac{\partial |F_{ED}(i_p, x_{1p})|}{\partial A_v} \Bigg|_{\substack{A_1 = A_{10} \\ A_2 = A_{20} \\ \vdots \\ A_W = A_{W0}}} = 0 \quad (40)$$

przy czym $v = 1, 2, \dots, W$.

Do rozwiązania podanego układu równań wykorzystano EMC. Program obliczeń przedstawiono w załączniku 3.

Rozwiązanie układu równań (40) przeprowadzono metodą iteracyjną polegającą na dodawaniu kolejno obliczanych przyrostów $\Delta A_1, \Delta A_2, \dots, \Delta A_W$ odpowiednio do wartości $A_{10}, A_{20}, \dots, A_{W0}$ i ponownym ich rozwiązaniu. Obliczenia zakończono po 10 iteracjach.

Po wprowadzeniu funkcji aproksymującej (37) do zależności stanowiących model matematyczny przetwornika elektromechanicznego (rozdział 2.4.) opracowano odpowiedni program i przeprowadzono badania symulacyjne omawianego przetwornika. Wyniki tych badań podano w następnym rozdziale.

2.9. Badania symulacyjne przetwornika elektromechanicznego

2.9.1. Program badań

Głównym celem badań symulacyjnych było zweryfikowanie modelu matematycznego przetwornika elektromechanicznego poprzez ocenę zgodności przebiegów prądu $i(t)$, otrzymanych podczas symulacji, z ich przebiegami rzeczywistymi (rozdział 2.6.). Wyznaczono również przebiegi siły elektrodynamicznej $F_{ED}(t)$ i położenia zwory przetwornika $x_1(t)$ w celu zobrazowania stanów przejściowych dla tych wielkości. Poza wyżej wymienionymi badaniami przedstawiono przykład wykorzystania modelu matematycznego przetwornika do analizy rozdziału energii pobieranej ze źródła zasilania oraz sprawności przetwarzania energii elektrycznej na energię mechaniczną.

W celu przeprowadzenia oceny wpływu siły ciężkości na działanie przetwornika, a w tym na charakter przebiegów dynamicznych $i(t)$, $F_{ED}(t)$ i $x_1(t)$ oraz na rozdział energii pobranej ze źródła zasilania i sprawność, wszystkie omówione powyżej badania przeprowadzono dla dwóch przypadków ustawienia przetwornika w stosunku do kierunku działania siły ciężkości: $k_K = +1$, $k_K = -1$ (rozdział 2.4.). Wielkości $F_{ED}(t)$, $x_1(t)$ i $i(t)$ zostały wyznaczone z zależności stanowiących równania dynamiki (17) i (18) oraz z zależności określającej siłę elektrodynamiczną (37).

Rozdział energii określono na podstawie następujących zależności (rys. 12):

– energia pobrana ze źródła zasilania (E_Z)

$$E_Z = \int_0^t U \cdot i(\tau) d\tau \quad (41)$$

– energia rozpraszana w rezystancji cewki elektromagnesu (E_R)

$$E_R = \int_0^t R \cdot i^2(\tau) d\tau \quad (42)$$

– energia kinetyczna zwory i tłoczka (rozdział 2.4.) (E_K)

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot (m_1 + P_1 \cdot m_{TR}) \cdot \left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 \quad (43)$$

– energia tracona na skutek tarcia (E_T)

$$E_T = \int_0^t (B_{1H} + P_1 \cdot B_{2H}) \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot \left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 d\tau \quad (44)$$

– energia potencjalna gromadzona w sprężynie zwrotnej (E_S)

$$E_S = \int_0^t F_{1S}(\tau) \cdot \left(\frac{dx_1}{dt}\right) d\tau \quad (45)$$

– praca mechaniczna wykonana przy przesuwaniu zwory i tłoczka (P_M)

$$P_M = \int_0^t F_C \cdot \left(\frac{dx_1}{dt}\right) d\tau \quad (46)$$

Uwzględniając przyjęte składniki, wzór na energię mechaniczną przetwornika (E_M) przyjmie postać:

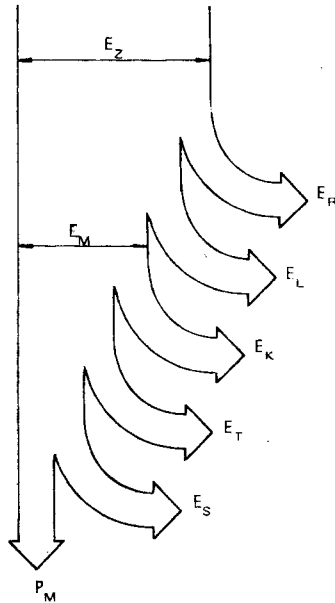
$$E_M = E_K + E_T + E_S + P_M \quad (47)$$

Jednocześnie energię zmagazynowaną w polu magnetycznym (E_L) można określić z zależności:

$$E_L = E_Z - E_R - E_M \quad (48)$$

Sprawność przetwarzania energii elektrycznej na energię mechaniczną obliczono według zależności:

$$\eta_p = \frac{E_M}{E_Z} \cdot 100\% \quad (49)$$



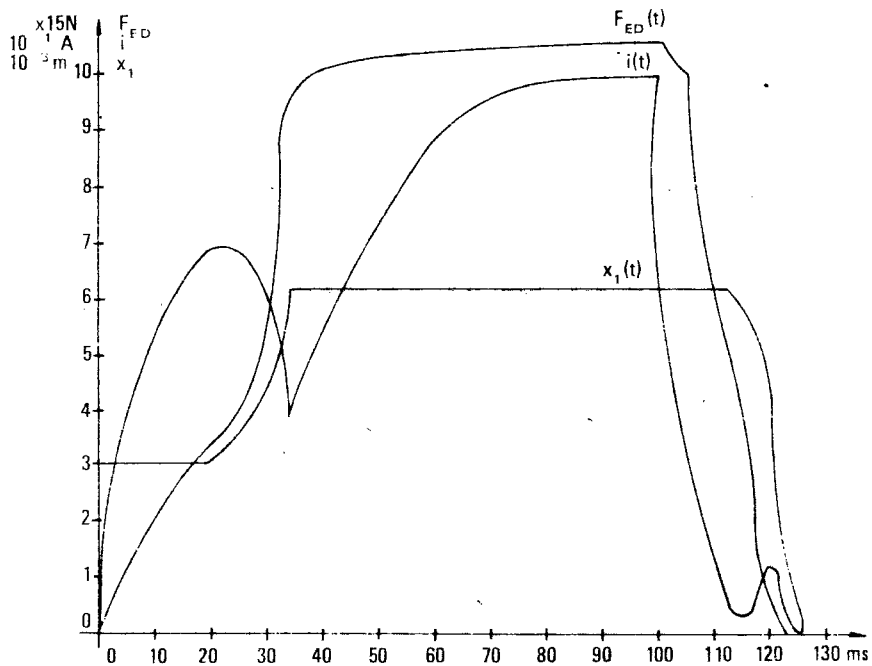
Rys. 12. Rozdział energii w elektromagnesie

- E_Z – energia pobrana ze źródła zasilania
- E_R – energia tracona w rezystancji cewki
- E_L – energia gromadzona w indukcyjności cewki
- E_K – energia kinetyczna części ruchomych
- E_T – energia tracona przy pokonywaniu tarcia
- E_S – energia gromadzona w sprężynie zwrotnej
- E_M – energia mechaniczna
- P_M – praca mechaniczna wykonana przy przesuwaniu części ruchomych elektromagnesu

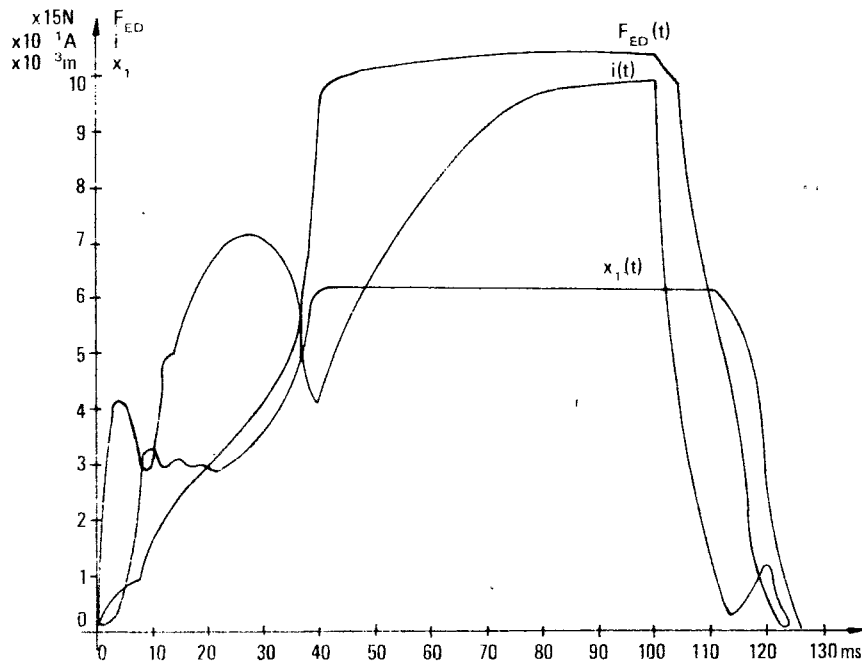
Omówione wyżej badania wykonano na podstawie programu symulacyjnego przedstawionego w załączniku 4.

2.9.2. Wyniki badań

Na podstawie wydruków EMC, otrzymanych w czasie badań symulacyjnych, sporządzono wykresy zależności $i(t)$, $F_{ED}(t)$ i $x_1(t)$ (rys. 13., 14.). Charakter przebiegów $i(t)$ otrzymanych podczas symulacji komputerowej jest zgodny z charakterem przebiegów rzeczywistych prądu (rozdział 2.6.). Ze względu na to, że przetwornik elektromechaniczny jest układem zdeterminowanym [59], [67], w którym każdemu wektorowi sygnałów wejściowych (5) dla $t > t_0$ – przy określonym stanie układu dla $t = t_0$



Rys. 13. Przebiegi siły elektrodynamicznej, prądu i przesunięcia zwory w elektromagnesie. Kierunki działania sił: elektrodynamicznej i ciężkości – zgodne



Rys. 14. Przebiegi siły elektrodynamicznej, prądu i przesunięcia zwory w elektromagnesie. Kierunki działania sił: elektrodynamicznej i ciężkości – przeciwnie

– jest przyporządkowany jednoznacznie wektor sygnałów wyjściowych (2) dla $t > t_0$, przebiegi $x_1(t)$, otrzymane podczas symulacji są także zgodne z przebiegami rzeczywistymi tej wielkości. Zgodność przebiegów $i(t)$ oraz $x_1(t)$ potwierdza prawidłowy dobór funkcji aproksymującej siłę elektrodynamiczną (37), wyznaczonej w rozdziale 2.8.

W tabelicy 2 umieszczono wyniki badań rozdziału energii pobieranej ze źródła zasilania oraz sprawności przetwarzania energii elektrycznej na energię mechaniczną, obliczone w czasie symulacji komputerowej według zależności (41),..., (49).

Tablica 2.

	$k_K = -1$	$k_K = +1$
E_Z [W · s]	$4,3913 \cdot 10^{-1}$	$5,1143 \cdot 10^{-1}$
E_R [W · s]	$2,6428 \cdot 10^{-1}$	$3,0340 \cdot 10^{-1}$
E_L [W · s]	$3,6539 \cdot 10^{-2}$	$2,3886 \cdot 10^{-2}$
E_M [W · s]	$1,3831 \cdot 10^{-1}$	$1,8413 \cdot 10^{-1}$
E_K [W · s]	$8,3766 \cdot 10^{-3}$	$1,1773 \cdot 10^{-2}$
E_T [W · s]	$2,4221 \cdot 10^{-2}$	$4,6866 \cdot 10^{-2}$
E_S [W · s]	$1,0730 \cdot 10^{-1}$	$1,2226 \cdot 10^{-1}$
P_M [W · s]	$-1,5874 \cdot 10^{-3}$	$3,2319 \cdot 10^{-3}$
η [%]	31,49636	36,00297

Wyniki obliczeń energii oraz sprawności w elektromagnesie dla czasu $t = t_{1G} - \Delta t$, przy czym t_{1G} jest czasem granicznym, w którym elementy ruchome przetwornika osiągają położenie graniczne x_{1G} , a Δt jest krokiem maszynowym przy symulacji cyfrowej.

Powyższe obliczenia stanowią przykład wykorzystania modelu matematycznego przetwornika do analizy jego działania. Otrzymane wyniki mogą posłużyć do oceny wpływu ustawienia przetwornika w stosunku do kierunku działania siły ciężkości. I tak np. można stwierdzić, że sprawność przetwarzania energii elektrycznej na energię mechaniczną – przy przeciwnych kierunkach działania sił: elektrodynamicznej (F_{ED}) i ciężkości (F_C) – jest około 20 % większa niż w przypadku zgodnych kierunków działania tych sił. Jednakże zachodzi to przy większym, około 15 %, poborze energii ze źródła zasilania (tablica 2), który między innymi zależy od czasu granicznego t_{1G} . Czas ten jest dłuższy dla przypadku przeciwnych kierunków działania sił F_{ED} i F_C (rys. 13., 14.).

Poza badaniami przedstawionymi w powyższym przykładzie, za pomocą opracowanego modelu matematycznego można analizować zachowanie się przetwornika między innymi przy różnych wartościach parametrów równania ruchu (22), czy też wyznaczyć, w zależności od potrzeb, przebieg innych wielkości występujących w przetworniku (np. prędkość i przyspieszenie ruchu zwory). Szczegółowy charakter takich badań pozwala w niniejszej pracy pominąć ich omówienie.

2.10. Podsumowanie

1. Zbudowano model matematyczny przetwornika elektromechanicznego, który zapewnia przeprowadzenie wnikliwej analizy jego działania oraz umożliwia badanie wpływu parametrów konstrukcyjnych na właściwości dynamiczne rozpatrywanego przetwornika.
2. Zastosowany sposób opisu matematycznego i przyjęcie funkcji wykładniczych jako wyrażań aproksymujących siłę elektrodynamiczną (37) zapewniają dobre przybliżenie rzeczywistych właściwości dynamicznych przetwornika elektromechanicznego.
3. Numeryczne rozwiązanie otrzymanych równań dynamiki przetwornika elektromechanicznego, a zwłaszcza wykorzystanie języka symulacyjnego CSMP, umożliwia uniknięcie uproszczeń, które występują podczas stosowania tradycyjnych metod obliczeniowych.

Opracowany model matematyczny przetwornika elektromechanicznego zostanie wykorzystany przy opracowywaniu modelu matematycznego układu elektrohydraulicznego omówionego w dalszej części pracy.

3. MODEL MATEMATYCZNY OBWODU HYDRAULICZNEGO

3.1. Wstęp

Elementem układu sterowania maszyny roboczej jest zespół wykonawczy, poruszający narzędziami roboczymi tych maszyn. W tym celu, w zgarniarkach i w wielu innych maszynach (np. koparka KR-500), są stosowane siłowniki hydrauliczne, zapewniające rozwijanie wymaganych sił i prędkości podczas poruszania narzędziami roboczymi tych maszyn.

Do zasilania siłowników hydraulicznych są stosowane rozdzielacze hydrauliczne, sterowane bądź ręcznie za pomocą dźwigni sterującej, bądź elektrycznie przez zastosowanie przetwornika elektromechanicznego [3], [45], [65], [82].

W układach sterujących maszyn, omawianych w niniejszej pracy (rozdział 1.), są stosowane siłowniki sterowane rozdzielaczami elektrohydraulicznymi. Rozdział 2. zawiera opis modelu matematycznego przetwornika elektromechanicznego, stanowiącego napęd dla rozdzielacza hydraulicznego. Obecnie zostanie przedstawione modelowanie matematyczne obwodu hydraulicznego, układu sterowania narzędziami maszyn roboczych. Przed przystąpieniem do modelowania tego obwodu dokonano przeglądu niektórych prac dotyczących omawianej tematyki.

3.2. Metody analizy układów hydraulicznych — przegląd literatury

Układy hydrauliczne, ich konstrukcja i opis działania, są omawiane między innymi w pracach [2], [3], [29], [77], natomiast zastosowanie układów hydraulicznych do napędu i sterowania maszyn roboczych opisano w pracach [3], [45], [51], [65], [82]. Zawierają one zbiór podstawowych praw i zasad obowiązujących dla obwodów hydraulicznych, które są podstawą do budowy modelu matematycznego obwodu hydraulicznego, omawianego w niniejszej pracy.

Podczas analizy obwodów hydraulicznych istotną trudnością jest rozwiązywanie układów równań i zależności opisujących te obwody ze względu na występowanie w nich nieliniowości [64]. Istnieją próby analitycznego rozwiązywania takich zagadnień, czego przykładem jest praca [17], w której wykorzystano teorię sterowania do analizy dynamiki siłownika hydraulicznego z uwzględnieniem nieliniowej zależności na siłę tarcia. Jak wynika z tej pracy, stosowane metody, analityczne służą do wstępnego oszacowania wyniku rozwiązania, którego ostateczną postać uzyskuje się na podstawie eksperymentu.

Podczas analizy obwodów hydraulicznych coraz częściej stosuje się modelowanie matematyczne i symulację komputerową a w tym:

- bezpośrednio modelowanie równań podstawowych, czego przykładem jest praca [43],
- zastosowanie grafów więzów, jak to zrobiono w pracy [70].

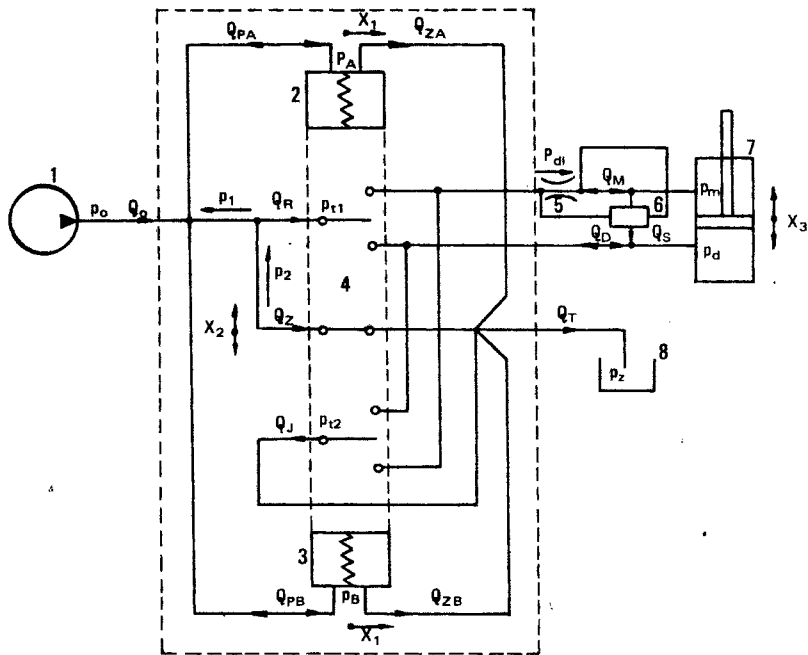
W obu przypadkach są wprowadzane uproszczenia polegające na eliminacji czynników o znaczeniu drugorzędym. Uniemożliwia to zbudowanie modelu matematycznego o wysokim poziomie szczegółowości, zwłaszcza dla przypadku układu hydraulicznego rozpatrywanego w niniejszej pracy, w którym zasilanie stanowi generator o stałym natężeniu przepływu. Podczas budowy modelu matematycznego obwodu hydraulicznego, w pracy zostaną rozpatrzone stany przejściowe analizowanego obwodu, zwłaszcza podczas przełączania rozdzielacza hydraulicznego. Z innych prac znanych autorowi wynika, że problem ten nie był dotychczas w sposób wnikliwy rozpatrywany. Kolejne rozdziały pracy przedstawiają to zagadnienie.

3.3. Analiza działania rozdzielacza hydraulicznego

Głównym elementem rozdzielacza jest suwak [2], którego położenie decyduje o drodze przepływu oleju z pompy zasilającej układ hydrauliczny na zlew lub do jednej z komór siłownika hydraulicznego (rozdział 3.4.). O ruchu suwaka decydują siły:

- 1/ parcia, pochodząca od różnicy ciśnień oleju w komorach suwaka rozdzielacza,
- 2/ bezwładności suwaka,
- 3/ tarcia płynnego przy ruchu suwaka,
- 4/ sprężystości sprężyn zwrotnych, oraz
- 5/ siły powstające przy przepływie oleju w rozdzielaczu.

W przypadku, gdy napięcia zasilające oba elektromagnesy rozdzielacza są równe zeru, tłoczki przetworników elektromechanicznych znajdują się w położeniu spoczynkowym (rozdział 2.4.), zapewniając połączenie komór suwaka z pompą zasilającą (rys. 15.).



Rys. 15. Schemat poglądowy rozprężu oleju w obwodzie hydraulicznym

- 1/ pompa zasilająca
- 2/ komora A suwaka rozdzielacza
- 3/ komora B suwaka rozdzielacza
- 4/ suwak rozdzielacza
- 5/ dławik hydrauliczny
- 6/ zawór szybkiego opadania
- 7/ siłownik hydrauliczny
- 8/ zlew obwodu hydraulicznego

Pozostałe oznaczenia omówiono w tekście. Położenia przełączników symbolizujących suwak rozdzielacza odpowiadają stanowi równowagi ($x_2 = 0$). *

Ciśnienia oleju w obu komorach suwaka (p_A, p_B) są równe ciśnieniu zasilającemu (p_0) panującemu w pompie. Suwak rozdzielacza, podparty z obu stron sprężynami zwrotnymi, ściśniętymi wstępnie o wartość x_{2S} , zajmuje położenie środkowe ($x_2 = 0$); olej przepływa z pompy na zlew (przepływ zlewowy Q_Z).

Po zasileniu jednego z elektromagnesów następuje przesunięcie tłoczka tego elektromagnesu (rozdział 2.4.), co powoduje odcięcie komory suwaka od pompy zasilającej i połączenie jej ze zlewem.

Wartość ciśnienia w tej komorze dąży do wartości ciśnienia zlewowego (p_Z), panującego na zlewie obwodu hydraulicznego. Powstała różnica ciśnień w obu komorach suwaka jest przyczyną jego ruchu. Suwak zatrzymuje się w położeniu granicznym, określonym konstrukcją mechaniczną: $x_2 = x_{2G}$ lub $x_2 = -x_{2G}$, w zależności od kierunku ruchu suwaka. Przy położeniu granicznym suwaka olej z pompy zasilającej jest kierowany do jednej z komór siłownika hydraulicznego (przepływ roboczy Q_R), powodując jego ruch. Jednocześnie komora siłownika odcięta od zasilania zostaje połączona ze zlewem, co umożliwia wypływ oleju z tej komory (przepływ jałowy Q_J).

Odłączenie napięcia odysterowanego uprzednio elektromagnesu i cofnięcie tłoczka tego elektromagnesu do położenia pierwotnego powoduje wyrównanie ciśnień w obu komorach suwaka do wartości ciśnienia zasilającego p_0 i powrót suwaka do położenia równowagi ($x_2 = 0$). Komory siłownika zostają wtedy odłączone od pompy i zlewu, a olej jest kierowany z pompy na zlew. Założono, że po osiągnięciu przez suwak położenia granicznego jego całkowita energia kinetyczna jest zamieniana na ciepło.

Poniżej przedstawiono zależności ujmujące opisane zjawiska, opierając się na równaniach sił oraz natężeń przepływu dla obwodów hydraulicznych [29], [77], [82].

$$Q_{PA} = C_p \cdot A_{pA} \cdot \sqrt{|p_A - p_0|} \cdot \text{sign}(p_A - p_0) \quad (50)$$

$$Q_{ZA} = C_z \cdot A_{zA} \cdot \sqrt{|p_A - p_Z|} \cdot \text{sign}(p_A - p_Z) \quad (51)$$

$$Q_A = Q_{PA} + Q_{ZA} \quad (52)$$

$$Q_{PB} = C_p \cdot A_{pB} \cdot \sqrt{|p_B - p_0|} \cdot \text{sign}(p_B - p_0) \quad (53)$$

$$Q_{ZB} = C_z \cdot A_{zB} \cdot \sqrt{|p_B - p_Z|} \cdot \text{sign}(p_B - p_Z) \quad (54)$$

$$Q_B = Q_{PB} + Q_{ZB} \quad (55)$$

$$\frac{dp_A}{dt} = B_{VA} \cdot \left(A_C \cdot \frac{dx_2}{dt} - Q_A \right) \quad (56)$$

$$\frac{dp_B}{dt} = B_{VB} \cdot \left(-A_C \cdot \frac{dx_2}{dt} - Q_B \right) \quad (57)$$

$$m_2 \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} + P_4 \cdot B_{3H} \cdot \frac{dx_2}{dt} + F_{2S} + F_{2H} = A_C \cdot (p_B - p_A) \quad (58)$$

$$P_4 = \begin{cases} 0 & \text{dla} \\ 1 & \text{dla} \end{cases} \begin{cases} \left. \begin{array}{l} x_2 \geq x_{2G} \text{ i } A_C \cdot (p_B - p_A) > F_{2S} \\ x_2 \leq -x_{2G} \text{ i } A_C \cdot (p_B - p_A) < F_{2S} \end{array} \right\} \text{lub} \\ \left. \begin{array}{l} x_2 \geq x_{2G} \text{ i } A_C \cdot (p_B - p_A) \leq F_{2S} \\ x_2 \leq -x_{2G} \text{ i } A_C \cdot (p_B - p_A) \geq F_{2S} \end{array} \right\} \text{lub} \\ x_2 \in [-x_{2G}, x_{2G}] \end{cases} \quad (59)$$

$$F_{2S} = \begin{cases} k_{2S} \cdot x_2 & \text{dla } x_2 \in (-x_{2S}, x_{2S}) \\ k_{2S} \cdot (x_2 + x_{2S}) & \text{dla } x_2 > x_{2S} \\ k_{2S} \cdot (x_2 - x_{2S}) & \text{dla } x_2 < -x_{2S} \end{cases} \quad (60)$$

$$B_{VA} = \frac{B_S(p_A, T, m_B, k_B)}{V_{0S} - A_C \cdot x_2} \quad (61)$$

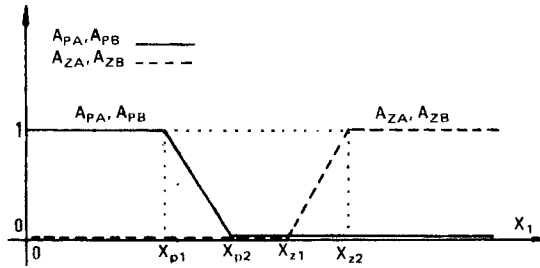
$$B_{VB} = \frac{B_S(p_B, T, m_B, k_B)}{V_{0S} + A_C \cdot x_2} \quad (62)$$

W powyższych zależnościach ruch tłoczków elektromagnesów został uwzględniony przez wprowadzenie względnej zmiany powierzchni szczeliny przy przepływie oleju z pompy do komór (A_{PA}, A_{PB}) oraz z komór na zlew (A_{ZA}, A_{ZB}), jako funkcji położenia tłoczków przetworników elektromechanicznych (rys.16).

Stałe C_p, C_z wynikające z charakterystyki przepływowej w rozdzielaczu zostały wyznaczone eksperymentalnie [92]. Podczas modelowania matematycznego rozdzielacza hydraulicznego założono, że cała objętość, w której następuje zmiana ciśnienia podlega ściśnięciu i temperatura w tej objętości jest stała, z czego wynika, że wielkość B_S , występująca w zależnościach (61) i (62) jest izotermicznym modułem sprężystości objętościowej. Jest on zależny od ciśnienia (p), temperatury (T), rodzaju cieczy (k_B) i stopnia zapowietrzenia (m_B). Na podstawie wzorów empirycznych [15] izotermiczny moduł sprężystości objętościowej, uwzględniający wymienione wpływy, można przedstawić zależnością:

$$B_S(p^*, T, m_B, k_B) = \frac{[B_0 + b \cdot (p + p^*)] \cdot (p + p^*) \cdot [1 - k_B \cdot (T - T_0)]}{(1 - m_B) \cdot (p + p^*) + m_B \cdot [B_0 + b \cdot (p + p^*)] \cdot [1 - k_B \cdot (T - T_0)]} \quad (63)$$

gdzie: p^* — oznacza ciśnienie w rozpatrywanej objętości



Rys. 16. Względna zmiana powierzchni szczeliny przepływu oleju w rozdzielaczu w funkcji przesunięcia tłoczka

x_{p1} – położenie tłoczka, przy którym rozpoczyna się przymykanie połączenia pompy z komorą suwaka

x_{p2} – położenie tłoczka, przy którym połączenie pompy z komorą suwaka zostaje odcięte

x_{z1} – położenie tłoczka, przy którym rozpoczyna się otwieranie połączenia komory suwaka ze zlewem

x_{z2} – położenie tłoczka, przy którym połączenie komory suwaka ze zlewem jest w pełni otwarte.

Wielkość określona zależnością (63) może w sposób istotny wpływać na stany dynamiczne w układzie hydraulicznym. Zostało to szczegółowo przeanalizowane w pracy [43]. Podczas modelowania matematycznego układu hydraulicznego przyjęto wartości m_B , T , b , k_B odpowiadające przeciętnym warunkom pracy układu hydraulicznego [77]: $m_B = 0,01$, $T - T_0 = 50^\circ\text{K}$, $b = 13,5$, $k_B = 3 \cdot 10^{-3} \text{ 1/}^\circ\text{K}$. Opierając się na przedstawionych zależnościach zostanie rozpatrzony rozptyw oleju w rozdzielaczu (rozdział 3.4.) oraz ruch siłownika hydraulicznego (rozdziały 3.5., 3.6.).

3.3.1. Oddziaływanie przepływu oleju na ruch tłoczka rozdzielacza hydraulicznego

W rozdziale 2. omówiono model matematyczny przetwornika elektromechanicznego w oderwaniu od układu hydraulicznego. W przypadku rozpatrywania go łącznie z tym układem, należy uwzględnić siły powstające przy przepływie oleju z rozdzielacza do komór suwaka. Na podstawie analizy działania rozdzielacza hydraulicznego siły te można przedstawić następującymi zależnościami, odpowiednio dla każdego z elektromagnesów [29]:

$$F_{1H} = F_{B1} + F_{H1} \quad (64)$$

$$F_{B1} = \begin{cases} \rho \cdot l_A \cdot \frac{dQ_A}{dt} \\ \rho \cdot l_B \cdot \frac{dQ_B}{dt} \end{cases} \quad (65)$$

$$F_{H1} = \begin{cases} \frac{\rho \cdot \cos\theta}{\pi \cdot d_1} \left(\frac{Q_{ZA}^2}{A_{ZA} \cdot (x_{Z2} - x_{Z1})} + \frac{Q_{PA}^2}{A_{PA} \cdot (x_{P2} - x_{P1})} \right) \\ \frac{\rho \cdot \cos\theta}{\pi \cdot d_1} \left(\frac{Q_{ZB}^2}{A_{ZB} \cdot (x_{Z2} - x_{Z1})} + \frac{Q_{PB}^2}{A_{PB} \cdot (x_{P2} - x_{P1})} \right) \end{cases} \quad (66)$$

W wyżej wymienionym przypadku zależności (64), (65), (66) są wprowadzane do równania opisującego dynamikę ruchu tłoczka przetwornika elektromechanicznego (22) (rozdział 2.).

3.4. Analiza rozptywu oleju w rozdzielaczu hydraulicznym

Określenie rozptywu oleju w rozdzielaczu wymaga znajomości wartości:

- 1/ ciśnienia zasilającego (p_0),
- 2/ ciśnienia zlewowego (p_Z),
- 3/ ciśnienia w komorze beztłoczkowej siłownika (p_d),
- 4/ ciśnienie w komorze tłoczkowej siłownika (p_m),
- 5/ przepływu zlewowego (Q_Z),
- 6/ przepływu roboczego (Q_R),
- 7/ przepływu zwrotnego (Q_T), będącego sumą przepływów skierowanych na zlew,
- 8/ przepływu jałowego (Q_J).

W początkowej fazie ruchu suwaka rozdzielacza o wartości ciśnienia zasilającego decyduje przepływ zlewowy. Przedstawiają to zależności (rys.15, 17):

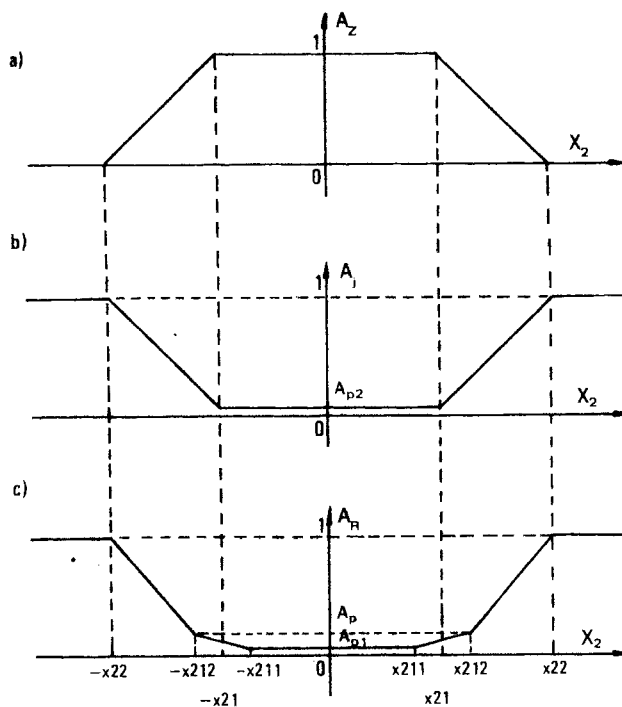
$$p_0 = \left(\frac{Q_Z}{A_Z \cdot C_Z} \right)^2 + p_Z + p_1 + p_2 \quad (67)$$

$$Q_Z = Q_0 - n \cdot Q_R + Q_{PA} + Q_{PB} \quad (68)$$

$$Q_R = \frac{1}{n} \cdot A_R \cdot C_R \cdot \sqrt{|p_0 - p_1 - p_{t1}|} \cdot \text{sign}(p_0 - p_1 - p_{t1}) \quad (69)$$

$$p_{t1} = \begin{cases} p_m & \text{dla } x_2 \geq 0 \\ p_d & \text{dla } x_2 < 0 \end{cases} \quad (70)$$

W powyższych równaniach n oznacza liczbę siłowników podłączonych równolegle do rozdzielacza. Równania (67),..., (70) obowiązują dla położenia suwaka $|x_2| < x_{22}$ (rys.17.). Wynika to stąd, że wyrażenie (67) przestaje być słuszne od momentu, w którym połączenie pompy ze zlewem zostaje odcięte.



Rys. 17. Względna zmiana powierzchni szczeliny przepływu oleju w rozdzielaczu w funkcji przesunięcia suwaka

- a/ dla przepływu zlewowego Q_Z
- b/ dla przepływu jałowego Q_J
- c/ dla przepływu roboczego Q_R

- x_{211} – położenie suwaka rozdzielacza, przy którym:
rozpoczyna się otwieranie połączenia dla przepływu roboczego,
- x_{21} – położenie suwaka rozdzielacza, przy którym:
rozpoczyna się przymykanie połączenia dla przepływu zlewowego,
rozpoczyna się otwieranie połączenia dla przepływu jałowego,
- x_{212} – położenie suwaka rozdzielacza, przy którym:
zmienia się geometria szczeliny dla przepływu roboczego,
- x_{22} – położenie suwaka rozdzielacza, przy którym:
połączenie pompy ze zlewem zostaje całkowicie odcięte,
połączenia dla przepływów jałowego i roboczego zostają całkowicie otwarte,

A_{p1}, A_{p2} – względne wartości powierzchni szczelin określające przecieki pomiędzy rozdzielaczem a siłownikami.

Dla położenia suwaka zawartych w przedziale: $|x_2| > x_{211}$ (rys. 17.) ciśnienie zasilające opisane jest wzorami:

$$p_0 = \left(\frac{n \cdot Q_R}{A_R \cdot C_R} \right)^2 + p_1 + p_{t1} \quad (71)$$

$$Q_R = \frac{1}{n} \cdot (Q_0 + Q_{PA} + Q_{PB} - Q_Z) \quad (72)$$

$$Q_Z = A_Z \cdot C_Z \cdot \sqrt{|p_0 - p_Z - p_1 - p_2|} \cdot \text{sign}(p_0 - p_Z - p_1 - p_2) \quad (73)$$

Z powyższej analizy wynika, że istotą prawidłowego opisu rozptywu oleju w rozdzielaczu jest uwzględnienie zamiany zmiennych, na podstawie których będą obliczane przepływy Q_R , Q_Z oraz ciśnienie p_0 w funkcji położenia suwaka rozdzielacza.

Zamiana zmiennych powinna zachodzić przy położeniu suwaka $x_2 = x_{2P}$ określonym następująco (rys. 17.):

$$x_{211} < |x_{2P}| < x_{22} \quad (74)$$

Rozptyw oleju w rozdzielaczu można zatem wyrazić następująco:

$$p_0 = \left[\left(\frac{Q_Z}{A_Z \cdot C_Z} \right)^2 + p_Z + p_1 + p_2 \right] \cdot K_1 + \left[\left(\frac{n \cdot Q_R}{A_R \cdot C_R} \right)^2 + p_1 + p_{t1} \right] \cdot K_2 \quad (75)$$

$$Q_Z = (Q_0 - n \cdot Q_R + Q_{PA} + Q_{PB}) \cdot K_1 + A_Z \cdot C_Z \cdot \sqrt{|p_0 - p_Z - p_1 - p_2|} \cdot \text{sign}(p_0 - p_Z - p_1 - p_2) \cdot K_2 \quad (76)$$

$$Q_R = \frac{1}{n} \cdot A_R \cdot C_R \cdot \sqrt{|p_0 - p_1 - p_{t1}|} \cdot \text{sign}(p_0 - p_1 - p_{t1}) \cdot K_1 + \frac{1}{n} \cdot (Q_0 + Q_{PA} + Q_{PB} - Q_Z) \cdot K_2 \quad (77)$$

$$K_1 = \begin{cases} 0 & \text{dla } x_2 \geq x_{2P} \\ 1 & \text{dla } x_2 < x_{2P} \end{cases} \quad (78)$$

$$K_2 = \begin{cases} 0 & \text{dla } x_2 < x_{2P} \\ 1 & \text{dla } x_2 \geq x_{2P} \end{cases} \quad (79)$$

$$P_{12} = \begin{cases} p_d & \text{dla } x_2 \geq 0 \\ p_m & \text{dla } x_2 < 0 \end{cases} \quad (80)$$

$$Q_J = \frac{1}{n} \cdot A_J \cdot C_J \cdot \sqrt{|p_Z - p_{12}|} \cdot \text{sign}(p_Z - p_{12}) \quad (81)$$

$$p_Z = C_1 + C_2 \cdot Q_T + C_3 \cdot (|Q_T|)^{C_4} \cdot \text{sign } Q_T \quad (82)$$

$$Q_T = Q_Z + n \cdot Q_J + Q_{ZA} + Q_{ZB} \quad (83)$$

Stałe C_J , C_R , C_Z , wynikające z charakterystyki przepływowej pomiędzy rozdzielaczem a siłownikiem zostały wyznaczone eksperymentalnie [92]. Zależności określające ciśnienia p_m i p_d zostaną omówione w rozdziale 3.5.

3.4.1. Oddziaływanie przepływu oleju na ruch suwaka rozdzielacza

W rozdziale 3.3. omówiono ruch suwaka rozdzielacza. Jedną z sił oddziałujących na suwak (wzór (58)) jest siła pochodząca od strumienia oleju przepływającego z pompy do siłownika i z siłownika do zlewu (F_{2H}). Siłę tę można wyrazić następująco [29]:

$$F_{2H} = F_{B2} + F_{H2} \quad (84)$$

$$F_{B2} = n \cdot \rho \cdot l_R \cdot \left(\frac{dQ_J}{dt} + \frac{dQ_R}{dt} \right) \quad (85)$$

$$F_{H2} = n \cdot \frac{\rho \cdot \cos \theta}{\pi \cdot d_2 \cdot (x_{22} - x_{21})} \cdot \left(\frac{Q_R \cdot |Q_R|}{A_R} + \frac{Q_J \cdot |Q_J|}{A_J} \right) \quad (86)$$

W celu uwzględnienia oddziaływania przepływu oleju na ruch suwaka rozdzielacza, wyrażenia (84), (85), (86) wprowadzono do równania ruchu suwaka rozdzielacza hydraulicznego (58).

3.5. Analiza przepływu oleju w siłowniku hydraulicznym

Przepływ oleju w siłowniku zależy od przesunięcia suwaka rozdzielacza hydraulicznego. Olej z pompy może być kierowany do komory beztłoczyskowej (przepływ Q_D) lub do komory tłoczyskowej siłownika (przepływ Q_M). W przypadku, gdy suwak rozdzielacza jest przesunięty o wartość, przy której połączenia rozdzielacza z siłownikami są odcięte, olej z pompy jest kierowany do zlewu. Przepływy oleju z rozdzielacza do siłownika są wtedy ograniczone do przecieków [29]:

Q_{RM} — pomiędzy komorą tłoczyskową a pompą,

Q_{RD} — pomiędzy komorą beztłoczyskową a pompą.

Q_{JM} – pomiędzy komorą tłoczyskową a zlewem,
 Q_{JD} – pomiędzy komorą beztłoczyskową a zlewem
 Są one określone wzorami:

$$Q_{RM} = \frac{1}{n} \cdot A_{p1} \cdot C_R \cdot \sqrt{|p_0 - p_1 - p_m|} \cdot \text{sign}(p_0 - p_1 - p_m) \quad (87)$$

$$Q_{RD} = \frac{1}{n} \cdot A_{p1} \cdot C_R \cdot \sqrt{|p_0 - p_1 - p_d|} \cdot \text{sign}(p_0 - p_1 - p_d) \quad (88)$$

$$Q_{JM} = \frac{1}{n} \cdot A_{p2} \cdot C_J \cdot \sqrt{|p_2 - p_m|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_m) \quad (89)$$

$$Q_{JD} = \frac{1}{n} \cdot A_{p2} \cdot C_J \cdot \sqrt{|p_2 - p_d|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_d) \quad (90)$$

Po uwzględnieniu wyżej wymienionych przecieków, przepływy do siłownika można przedstawić jako funkcje przesunięcia suwaka rozdzielacza w następującej postaci:

$$Q_M = \begin{cases} Q_{JM} + Q_{RM} & \text{dla } |x_2| < x_{211} \\ Q_R + Q_{JM} & \text{dla } x_2 \geq x_{211} \\ Q_J + Q_{RM} & \text{dla } x_2 \leq -x_{211} \end{cases} \quad (91)$$

$$Q_D = \begin{cases} Q_{JD} + Q_{RD} & \text{dla } |x_2| < x_{211} \\ Q_R + Q_{JD} & \text{dla } x_2 \leq -x_{211} \\ Q_J + Q_{RD} & \text{dla } x_2 \geq x_{211} \end{cases} \quad (92)$$

Oprócz omówionych powyżej przepływów Q_M i Q_D , będących następstwem wysterowania rozdzielacza, w siłownikach sterujących lemieszem zgarniarki TD-25 występuje przepływ uwarunkowany działaniem zaworu szybkiego opadania (ZSO). ZSO jest zainstalowany w każdym z siłowników hydraulicznych. Umożliwia on przyspieszenie ruchu lemiesza przy jego opuszczaniu poprzez połączenie ze sobą obu komór siłownika i skierowanie części oleju wypływającego z siłownika (przepływ zaworu szybkiego opadania Q_S) do obwodu przepływu roboczego Q_R . Prędkość wysuwania się tłoka siłownika może być wtedy większa od wynikającej z przepływu roboczego, o różnicę będącą skutkiem przepływu Q_S (rys. 15.).

Na wartość przepływu Q_S mają wpływ:

- ciśnienia p_m, p_d w komorach siłownika,
- przesunięcie x_S suwaka ZSO oraz
- otwarcie zaworu grzybkowego x_G , poprzez który jest kierowany przepływ Q_S .

O wartości przesunięcia x_S decyduje ciśnienie odkładające się na dławiku (p_{d1}), umieszczonym na drodze przepływu strumienia jałowego $Q_J = Q_M$ (rys.15.); otwarcie zaworu grzybkowego zależy od różnicy ciśnień w komorach siłownika.

Po uwzględnieniu wyżej opisanych oddziaływań, stany dynamiczne w ZSO można przedstawić poniższymi zależnościami [29]:

$$m_S \cdot \frac{d^2 x_S}{dt^2} + B_{SH} \cdot \frac{dx_S}{dt} + k_{SS} \cdot (x_S + x_{SS}) \cdot P_{S1} = A_S \cdot p_{d1} \cdot P_{S2} \quad (93)$$

$$p_{d1} = C_{d1} \cdot Q_M \cdot |Q_M| \quad (94)$$

$$P_{S1} = \begin{cases} 0 & \text{dla } A_S \cdot p_{d1} < k_{SS} \cdot x_{SS} \\ 1 & \text{dla } A_S \cdot p_{d1} \geq k_{SS} \cdot x_{SS} \end{cases} \quad (95)$$

$$P_{S2} = \begin{cases} 0 & \text{dla } Q_R = Q_M \\ 1 & \text{dla } Q_R = Q_D \end{cases} \quad (96)$$

$$x_G = \left[(p_m - p_d) \cdot \frac{A_G}{k_G} - x_{GS} \right] \cdot P_{S3} \quad (97)$$

$$P_{S3} = \begin{cases} 0 & \text{dla } A_G \cdot (p_m - p_d) - x_{GS} \cdot k_{GS} < 0 \\ 1 & \text{dla } A_G \cdot (p_m - p_d) - x_{GS} \cdot k_{GS} \geq 0 \end{cases} \quad (98)$$

$$Q_S = \sqrt{p_m - p_d} \cdot \frac{x_{GS} \cdot k_{GS}}{A_G} \cdot \frac{C_G \cdot C_S \cdot A_G \cdot A_S}{(C_G \cdot A_G)^2 + (C_S \cdot A_S)^2} \cdot P_{S3} \quad (99)$$

W wyniku dotychczasowych rozważań otrzymano między innymi zależności (91) i (92) określające przepływy Q_M i Q_D pomiędzy siłownikiem a rozdzielaczem, w postaci funkcji

- wydłaku pompy zasilającej Q_D
- przesunięcia x_S suwaka rozdzielacza oraz
- ciśnień p_m i p_d panujących w siłowniku

Przedstawiono także wzór opisujący przepływ Q_S zaworu szybkiego opadania, uzależniony od wyżej wymienionych ciśnień p_m i p_d . Te trzy wielkości Q_M , Q_D , Q_S , ujmujące związki pomiędzy przepływami i ciśnieniami w siłowniku, stanowią podstawę przy modelowaniu matematycznym tego zespołu. Zostanie to opisane w kolejnym rozdziale.

3.6. Model matematyczny siłownika hydraulicznego

Dynamika ruchu tłoka siłownika jest określona równaniem [29]:

$$m_T \cdot \frac{d^2 x_3}{dt^2} + F_{TA} = n \cdot (A_M \cdot p_m - A_D \cdot p_d) - F_T - M_T \quad (100)$$

natomiast związki pomiędzy ciśnieniami a przepływami siłownika p_m , p_d , Q_M , Q_D , przesunięciem jego tłoka x_3 oraz przepływem Q_S zaworu szybkiego opadania, ujmują równania [29]:

$$\frac{dp_m}{dt} = \frac{B_S(p_m, T, m, k_B)}{V_{0M} + A_M \cdot x_3} \cdot \left(Q_M - Q_S - A_M \cdot \frac{dx_3}{dt} \right) \quad (101)$$

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{B_S(p_d, T, m, k_B)}{V_{0D} - A_D \cdot x_3} \cdot \left(Q_D + Q_S + A_D \cdot \frac{dx_3}{dt} \right) \quad (102)$$

Wielkość F_{TA} , określająca tłumienie w równaniu ruchu siłownika (100), jest przedstawiona zależnością [41]:

$$F_{TA} = \begin{cases} F_D & \text{dla } \frac{dx_3}{dt} > \frac{F_D}{T_A} \\ T_A \cdot \frac{dx_3}{dt} & \text{dla } -\frac{F_M}{T_A} \leq \frac{dx_3}{dt} \leq \frac{F_D}{T_A} \\ F_M & \text{dla } \frac{dx_3}{dt} < -\frac{F_M}{T_A} \end{cases} \quad (103)$$

Izotermiczne moduły sprężystości objętościowej B_S występujące w równaniach (101) i (102) określa wyrażenie (63).

Przedstawione w niniejszym rozdziale wzory są końcowymi składnikami modelu matematycznego obwodu hydraulicznego, który jest określony przez zależności (50),..., (63) oraz (67),..., (103). Model ten jest efektem rozważań i dyskusji przeprowadzonych w rozdziale 3 pracy. Uwzględnienie zależności (18), ..., (27), (37), (64), ..., (66) stwarza model układu elektrohydraulicznego, stanowiącego matematyczne przedstawienie pełnego układu sterowania maszyny roboczej (rozdziały 1., 2.).

W kolejnym rozdziale pracy opisano badania symulacyjne elektrohydraulicznego układu sterowania, przy których wykorzystano przedstawiony wyżej model matematyczny tego układu.

3.7. Badania symulacyjne elektrohydraulicznego układu sterowania

3.7.1. Program badań

Głównym celem badań symulacyjnych było zweryfikowanie modelu matematycznego elektrohydraulicznego układu sterowania poprzez ocenę zgodności przebiegów przesunięcia tłoka siłownika hydraulicznego $x_3(t)$ otrzymanych podczas symulacji komputerowej z przebiegami tej wielkości zmierzonymi w warunkach rzeczywistych.

Zbadano również procesy dynamiczne zachodzące w układzie elektrohydraulicznym poprzez wyznaczenie przebiegów:

- ciśnień w komorach suwaka rozdzielacza $p_A(t)$, $p_B(t)$,
- przepływów z komór suwaka rozdzielacza $Q_A(t)$, $Q_B(t)$,
- przesunięcia suwaka rozdzielacza $x_2(t)$,
- ciśnień panujących w siłownikach $p_m(t)$, $p_d(t)$,
- przepływów z komór siłowników $Q_M(t)$, $Q_D(t)$,
- przesunięcia tłoków siłowników $x_3(t)$,
- przepływu zlewowego $Q_Z(t)$,
- przepływu zwrotnego $Q_T(t)$.

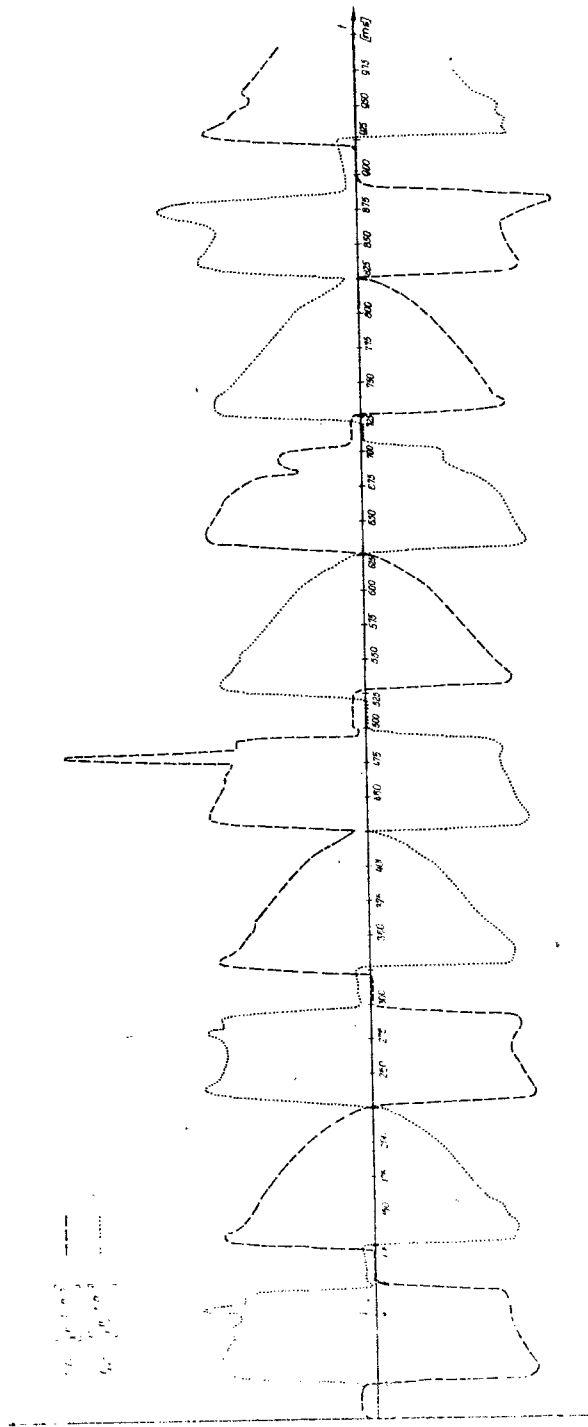
Badania przeprowadzono dla wydatku pompy $Q_0 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, przy wymuszeniu w postaci pięciu impulsów sterujących o czasie trwania $t_i = 0,11 \text{ s}$ i czasie powtarzania $t_p = 0,2 \text{ s}$. Impulsy napięcia o wartości $U = 24 \text{ V}$ są podawane kolejno: dwa na elektromagnes A, dwa na elektromagnes B i jeden na elektromagnes A. W celu pokazania wpływu siły F_T na działanie układu, siłę tę – o wartości $2,5 \cdot 10^4 \text{ N}$ – wprowadzono skokowo w czasie $t = 0,6 \text{ s}$. Opisane badania wykonano w oparciu o program symulacyjny przedstawiony w załączniku 5.

3.7.2. Wyniki badań

Na podstawie wydruków wyników obliczeń otrzymanych w czasie symulacji komputerowej sporządzono wykresy przebiegów wielkości wymienionych w programie badań (rys. 18.,...,rys. 23.).

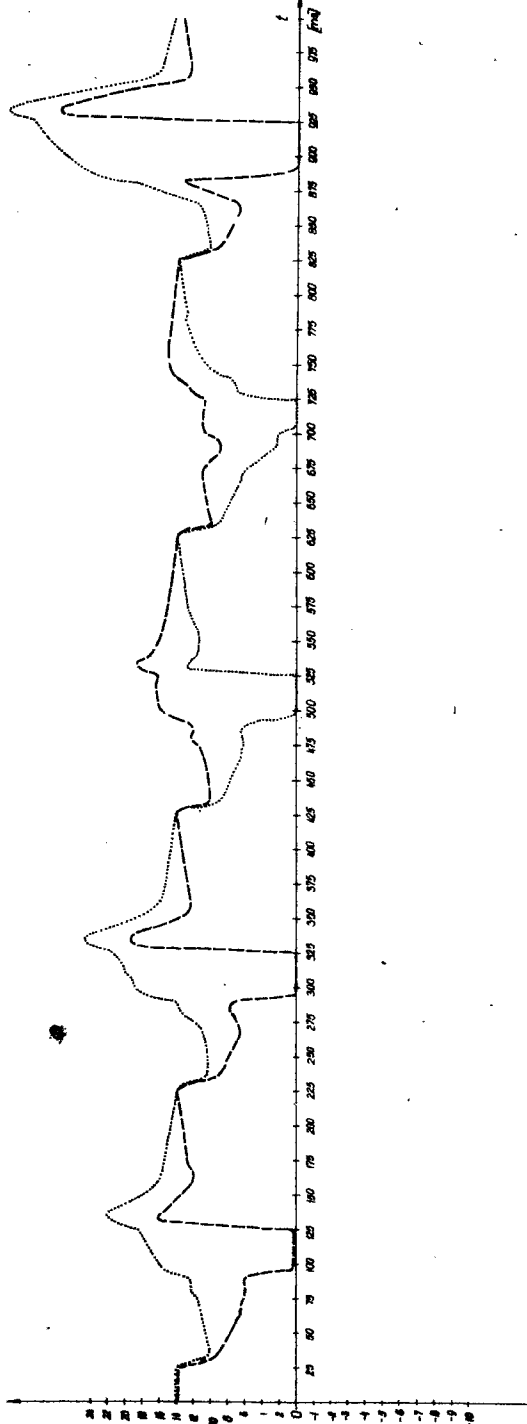
Charakter przebiegu $x_3(t)$, otrzymanego podczas symulacji, jest zgodny z charakterem przebiegu rzeczywistego tej wielkości [19]. Podobieństwo to oraz uzasadnienie jednoznaczności przebiegów pozostałych wielkości (rozdział 2.9.2.) pozwalają stwierdzić, że opracowany model matematyczny układu hydraulicznego zapewnia zbieżność pomiędzy zjawiskami zachodzącymi w modelu a zjawiskami mającymi miejsce w rzeczywistości.

W rozdziałach 3.3., 3.4., 3.5. przeprowadzono analizę działania obwodu hydraulicznego oraz opracowano jego model matematyczny. Opis zachowania się przedstawionego obwodu został tam ograniczony do rozpatrzenia stanów granicznych wielkości w nim występujących (położenia tłoczka i suwaka rozdzielacza, ciśnienia i przepływów w rozdzielaczu oraz ciśnienia i przepływów w siłowniku). Przeprowadzone badania symulacyjne elektrohydraulicznego układu sterowania, w wyniku których otrzymano wykresy ilustrujące działanie obwodu hydraulicznego w stanach przejściowych, pozwalają na szczegółowe przesledzenie przebiegów zjawisk zachodzących w omawianym obwodzie podczas jego przełączania.

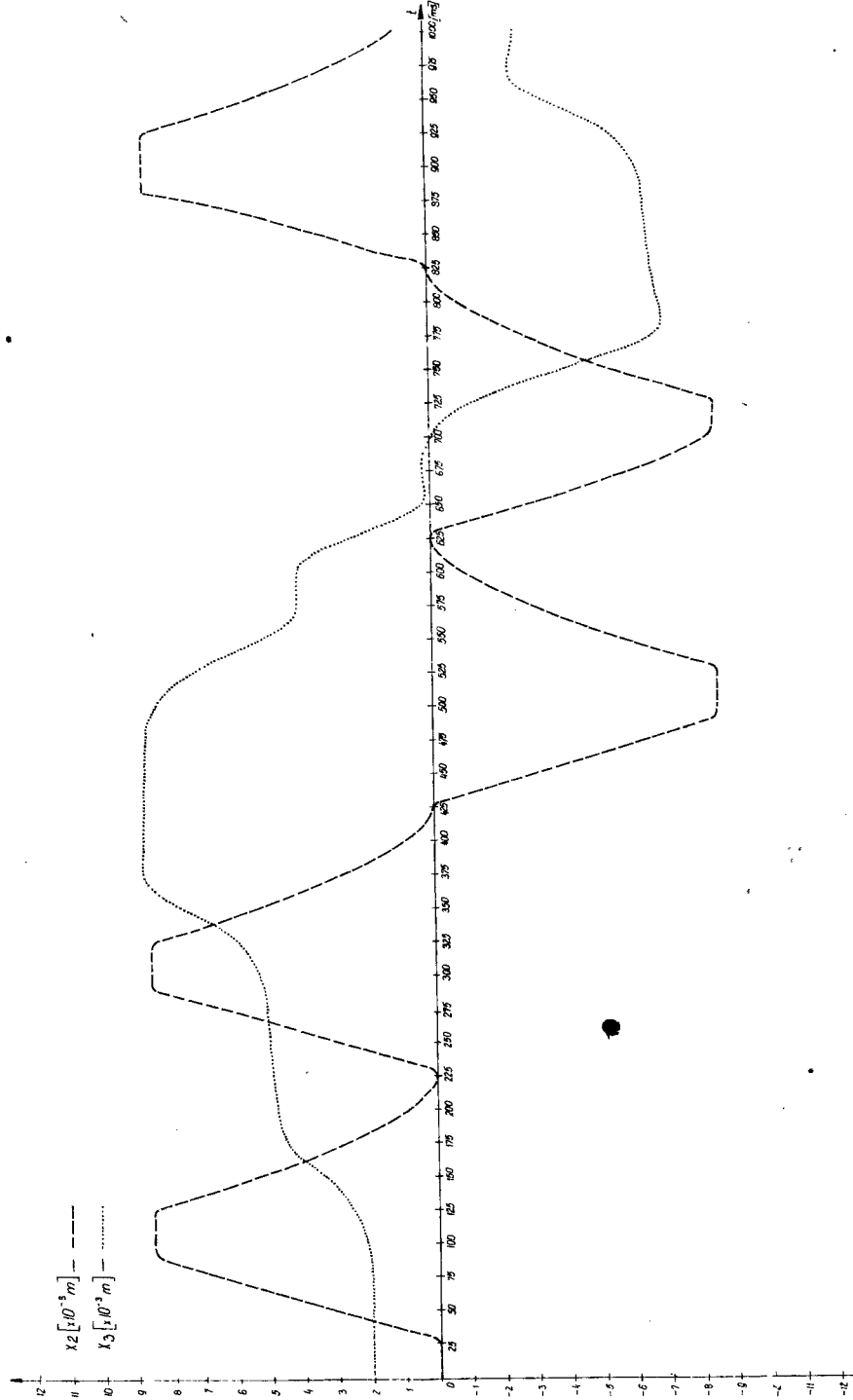


Rys. 18. Przebiegi przepływów do/z komór suwaków rozdzielacza otrzymane podczas badań symulacyjnych układu elektrycznohydraulicznego

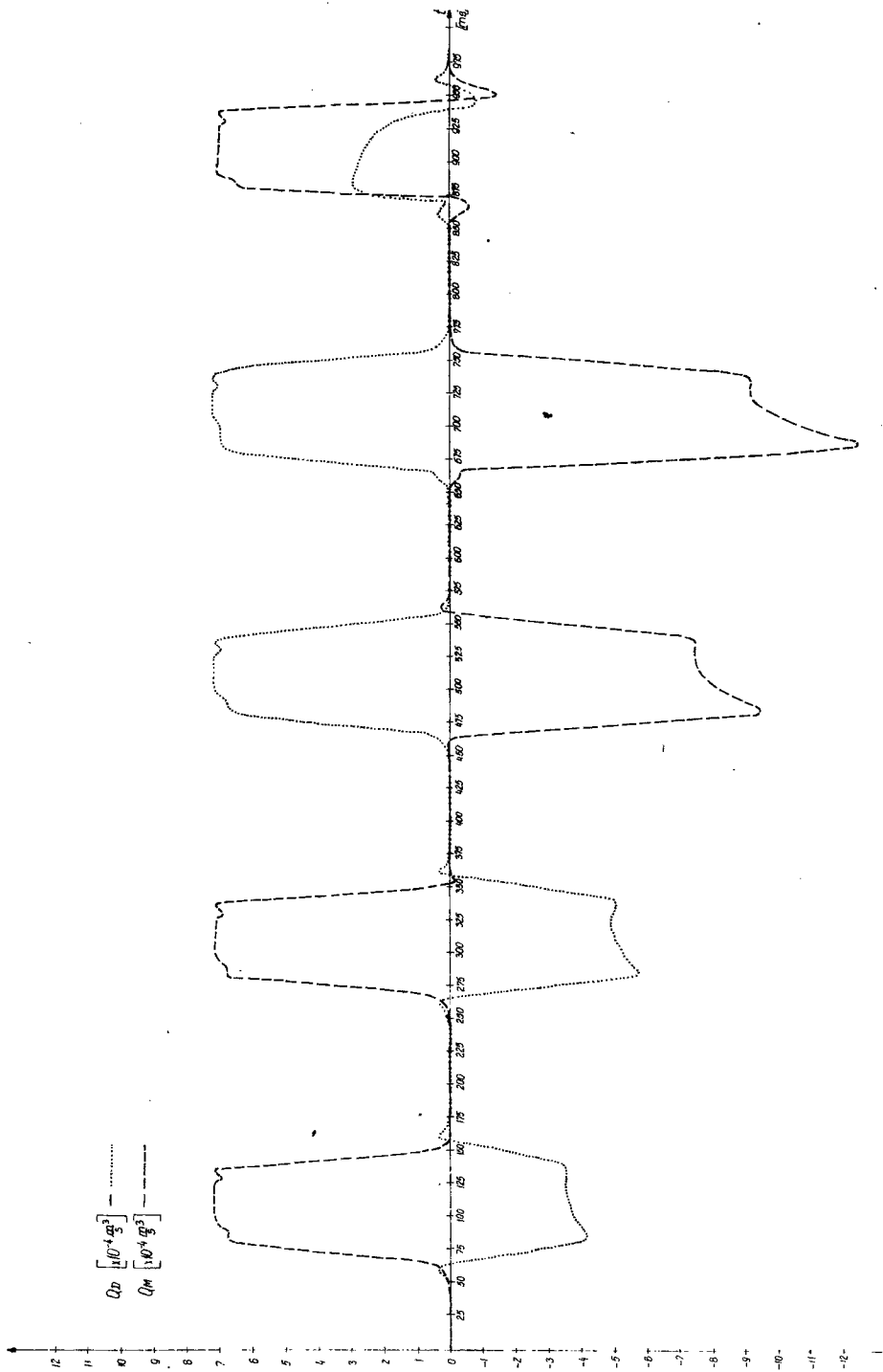
$PA [12 \cdot 10^4 \frac{N}{m^2}]$ - - - - -
 $PB [12 \cdot 10^4 \frac{N}{m^2}]$ - ······



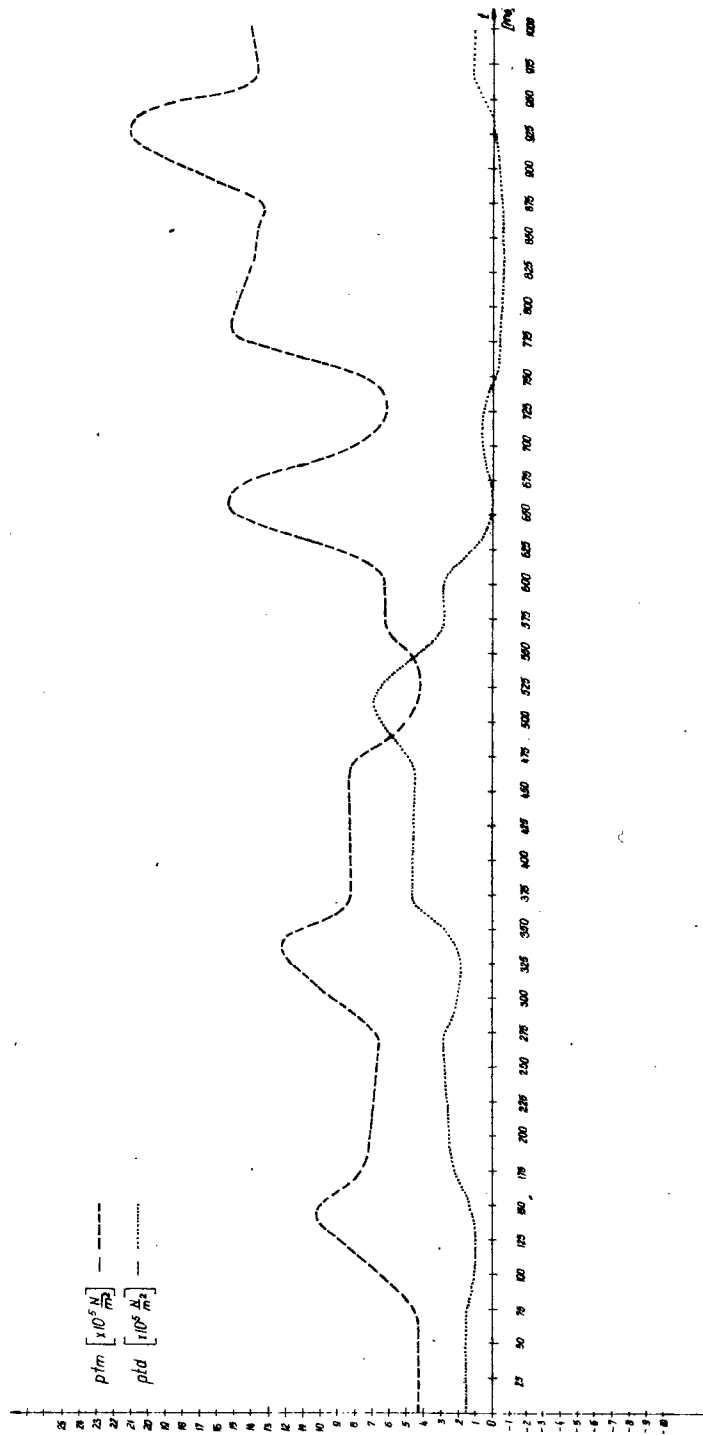
Rys. 19. Przebiegi ciskień w komorach suwaków rozdzielacza otrzymane podczas badań symulacyjnych układu elektrohydraulicznego



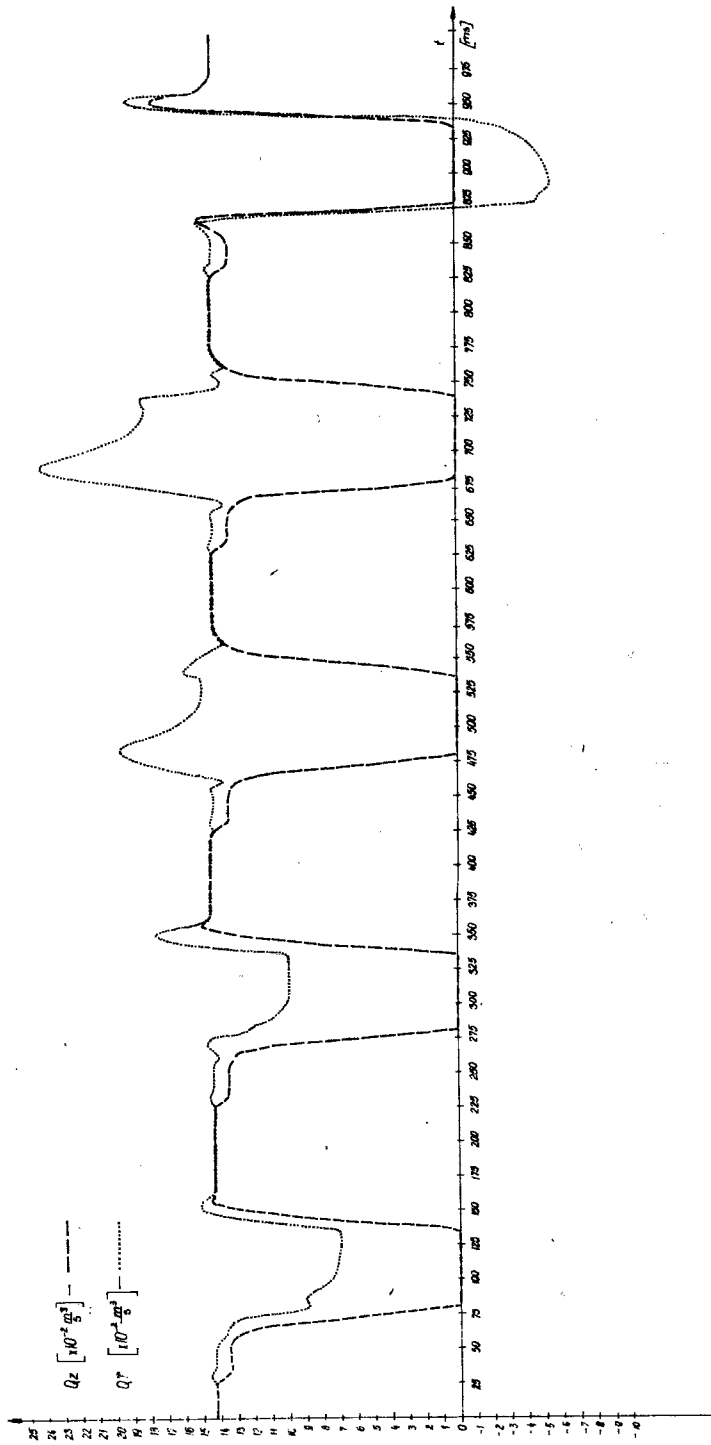
Hys. 20. Przebiegi przesunięć: suwaka rozdzielacza oraz tłoka siłownika otrzymane podczas badań symulacyjnych układu elektrohydraulicznego



Rys. 21. Przebiegi przepływów do i z komór siłownika hydraulicznego otrzymane podczas badań symulacyjnych układu elektrohydraulicznego



Rys. 22. Przebiegi ciśnienia w komarach sifowników otrzymane podczas badań symulacyjnych układu elektrohydraulicznego



Rys. 23. Przebiegi przepływów: zlewowego i zwrotnego otrzymane podczas badań symulacyjnych układu elektrohydraulicznego

3.8. Podsumowanie

1. Zbudowano model matematyczny elektrohydraulicznego układu sterowania zgarniarki TD-25.
2. Modelowanie procesów dynamicznych zachodzących przy przełączaniu rozdzielacza osiągnięto poprzez zastosowanie zamiany zmiennych w zależnościach wyznaczających ciśnienie panujące na pompie p_0 , przepływ roboczy Q_R oraz przepływ zlewowy Q_Z .
3. Wysoki poziom szczegółowości modelu matematycznego elektrohydraulicznego układu sterowania umożliwiła przeprowadzenie badań symulacyjnych z wykorzystaniem maszyny cyfrowej, w wyniku których uzyskuje się obraz zjawisk zachodzących w stanach przejściowych przy przełączaniu układu.
4. W celu wykorzystania modelu matematycznego elektrohydraulicznego układu sterowania do analizy URA głębokości prowadzenia narzędzia roboczego maszyny, wyżej wymieniony model należy uprościć do postaci uwzględniającej jedynie te wielkości, które są istotne podczas sterowania maszyny.

4. MODEL ZASTĘPCZY UKŁADU ELEKTROHYDRAULICZNEGO

4.1. Założenia przyjęte przy budowie modelu zastępczego

W rozdziale 3. omówiono model typu fenomenologicznego układu elektrohydraulicznego. W przypadku zastosowania takiego modelu do symulacji układu regulacji głębokości prowadzenia narzędzia roboczego poruszającej się maszyny, obliczenia komputerowe odpowiadające czasowi rzeczywistemu 60 s trwałyby około 15 godzin. W celu skrócenia czasu obliczeń model ten przedstawiono w postaci modelu zorientowanego. Taka wersja modelu uwzględnia wielkości istotne jedynie z punktu widzenia zastosowania go w układzie regulacji maszyny. Tak więc wymuszenie stanowią impulsy napięcia (U_A lub U_B) sterujące elektromagnesami rozdzielacza elektrohydraulicznego, natomiast wydatek pompy (Q_0) czas trwania impulsów sterujących (t_i) oraz siła oddziałująca na narzędzie robocze (F_T) są traktowane jako parametry w procesie sterowania.

Sygnał wyjściowy stanowi przesunięcie tłoka siłownika hydraulicznego (x_3) wzdłuż osi jego cylindra. Zmienia się ono przy każdym pojawieniu się impulsu sterującego o wartość Δx_3 zależną od wielkości wpływających na ruch tłoka siłownika. A zatem:

$$\Delta x_3 = f(U, t_i, Q_0, F_T) \quad (104)$$

Aby wyznaczyć zależność (104) przeprowadzono symulację komputerową opierając się na modelu szczegółowym układu elektrohydraulicznego, według programu symulacyjnego zamieszczonego w załączniku 5. Przyjęto następujące założenia:

- 1/ Wartości przyrostów Δx_3 będą wyznaczone oddzielnie dla obu kierunków ruchu tłoka siłownika: przy wysuwaniu tłoka (Δx_{3m}) i przy wsuwaniu tłoka (Δx_{3p}). Zostanie to uwzględnione podczas symulacji poprzez podanie dwóch impulsów sterujących kolejno na elektromagnes A (U_A) i na elektromagnes B (U_B).
- 2/ Czas trwania impulsów sterujących t_i jest równy 0,11 s. Jest to wartość, przy której następuje pełne wystrojenie rozdzielacza elektrohydraulicznego.

- 3/ Czas odstępu pomiędzy impulsami t_p został przyjęty tak, aby zapewnić ustalenie się warunków równowagi po zakończeniu każdego z impulsów – $t_p = 0,09$ s.
- 4/ W celu ustalenia warunków początkowych w modelu elektrohydraulicznym, przed podaniem impulsów U_A i U_B , wprowadzono impuls ustawiający U_U w czasie którego ciśnienia panujące w obwodzie hydraulicznym ustalają się na poziomie wynikającym z przyjętych wartości przepływu pompy zasilającej Q_0 oraz siły oddziałującej na lemiesz zgarniarki F_T .
- 5/ Impuls ustawiający U_U kończy się w momencie, gdy przyrost przesunięcia tłoka siłownika wzrosło w stosunku do długości siłownika od wartości początkowej $\Delta x_3 = 9,5 \cdot 10^{-2}$ m do wartości $\Delta x_3 = 10^{-1}$ m, tj. wartości, wokół której zmienia się położenie tłoka siłownika w czasie regulacji głębokości prowadzenia narzędzia roboczego maszyny.
- 6/ W celu znalezienia ogólnych zależności na przyrosty przesunięcia tłoka siłownika Δx_3 wybrano po trzy wartości wydatku pompy Q_0 i siły F_T , które pokrywają przewidywany zakres zmienności tych wielkości. Są to:

$$Q_{01} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}, \quad Q_{02} = 2,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}, \quad Q_{03} = 3,34 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$F_{T1} = 0 \text{ N}, \quad F_{T2} = 5 \cdot 10^4 \text{ N}, \quad F_{T3} = 10^5 \text{ N}.$$

Otrzymane w czasie badań symulacyjnych wartości przyrostów Δx_{3m} i Δx_{3p} będą aproksymowane funkcją dwóch zmiennych $f(Q_0, F_T)$.

- 7/ Dla impulsów o czasie trwania $t_i + \Delta t$, wartości Δx_3 będą powiększone o przyrosty $\alpha x_3 \cdot \Delta t$, przy czym αx_3 jest nachyleniem przebiegu $x_3(t)$ (prędkość ruchu siłownika) w stanie ustalonym. Podobnie, jak dla przyrostów Δx_3 zostaną określone wartości αx_{3m} i αx_{3p} odpowiadające odpowiednio wysuwaniu i wsuwaniu tłoka siłownika. Otrzymane wartości nachylenia charakterystyk $x_3(t)$ będą aproksymowane funkcją dwóch zmiennych: $f(Q_0, F_T)$.

4.2. Model zastępczy

W wyniku przeprowadzonych badań otrzymano wydruki dziewięciu przebiegów ruchu tłoka siłownika $x_3(t)$ dla każdej pary wielkości Q_0, F_T . Na podstawie tych wydruków odczytano wartości przyrostów Δx_3 oraz współczynników nachylenia αx_3 . Umieszczono je w tablicach 3 i 4 oraz w formie wykresów na rys. 24. Z wykresów tych wynika, że zależności na $\Delta x_{3m}, \Delta x_{3p}, \alpha x_{3m}, \alpha x_{3p}$ można przedstawić w postaci funkcji dwóch zmiennych Q_0 i F_T :

$$\Delta x_{3p} = (W_{1p} \cdot F_T + W_{2p}) \cdot Q_0 + W_{3p} \cdot F_T + W_{4p} \quad (105)$$

$$\Delta x_{3m} = (W_{1m} \cdot F_T + W_{2m}) \cdot Q_0 + W_{3m} \cdot F_T + W_{4m} \quad (106)$$

$$\alpha x_{3m} = (W_{5m} \cdot F_T + W_{6m}) \cdot Q_0 + W_{7m} \cdot F_T + W_{8m} \quad (107)$$

$$\alpha x_{3p} = W_{5p} \cdot Q_0 + W_{6p} \quad (108)$$

Tablica 3

Wartości przyrostów przesunięcia oraz wartości prędkości ruchu tłoka siłownika przy jego wysuwaniu.

F	Δx_{3m}	αx_{3m}	Δx_{3m}	αx_{3m}	Δx_{3m}	αx_{3m}
[N]	[$10^{-3}m$]	[$10^{-1}m/s$]	[$10^{-3}m$]	[$10^{-1}m/s$]	[$10^{-2}m$]	[$10^{-1}m/s$]
0	- 6,35	-1,34	- 8,40	-1,74	-1,087	-2,12
$5 \cdot 10^4$	-11,34	-2,03	-12,28	-2,26	-1,365	-2,54
10^5	-17,20	-3,10	-18,03	-2,98	-1,787	-3,00
Q [m^3/s]	$2 \cdot 10^{-3}$		$2,67 \cdot 10^{-3}$		$3,34 \cdot 10^{-3}$	

Tablica 4

Wartości przyrostów przesunięcia oraz wartości prędkości ruchu tłoka siłownika przy jego wsuwaniu.

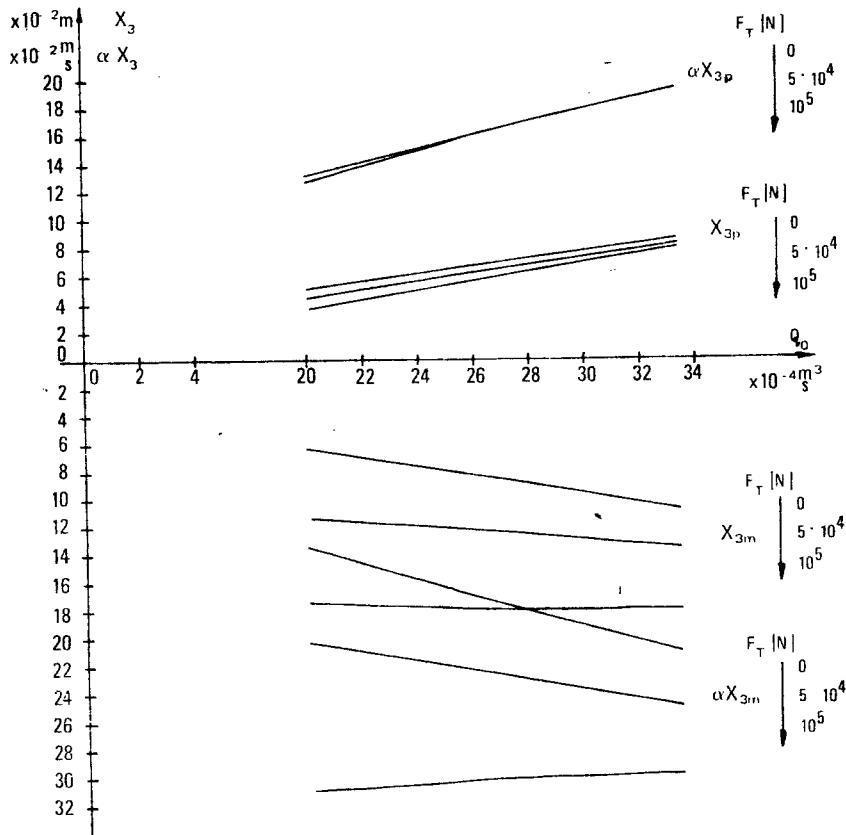
F	Δx_{3p}	αx_{3p}	Δx_{3p}	αx_{3p}	Δx_{3p}	αx_{3p}
[N]	[$10^{-3}m$]	[$10^{-1}m/s$]	[$10^{-3}m$]	[$10^{-1}m/s$]	[$10^{-3}m$]	[$10^{-1}m/s$]
0	5,40	1,32	6,91	1,64	8,77	1,93
$5 \cdot 10^4$	4,47	1,26	6,46	1,63	8,34	1,95
10^5	3,78	1,27	5,96	1,63	8,14	1,98
Q [m^3/s]	$2 \cdot 10^{-3}$		$2,67 \cdot 10^{-3}$		$3,34 \cdot 10^{-3}$	

Wyznaczenie współczynników $W_{1p}, W_{2p}, \dots, W_{6p}, W_{1m}, W_{2m}, \dots, W_{8m}$ przeprowadzono metodą najmniejszych kwadratów (rozdział 2.7.).

Po przeprowadzeniu aproksymacji model zastępczy można wyrazić następująco:

$$\Delta x_3 = \begin{cases} \Delta x_{3p} + \alpha x_{3p} \cdot \Delta t & \text{dla } U = U_A \text{ i } t = k \cdot (t_i + \Delta t), \quad k = 1, 2, \dots \\ \Delta x_{3m} + \alpha x_{3m} \cdot \Delta t & \text{dla } U = U_B \text{ i } t = k \cdot (t_i + \Delta t), \quad k = 1, 2, \dots \\ 0 & \text{dla } t \neq k \cdot (t_i + \Delta t) \end{cases} \quad (109)$$

Postać modelu określona zależnością (109) może być wykorzystana przy symulacji komputerowej URA głębokości prowadzenia narzędzia roboczego maszyny, w którym sterowanie jest impulsowe. Zostanie to zaprezentowane na przykładzie modelowania URA zgniarki (rozdział 5.).



Rys. 24. Wykresy przyrostów przesunięcia oraz prędkości ruchu tłoka siłownika

W przypadku zaistnienia potrzeby modelowania URA, w którym sterowanie jest ciągłe, model zastępczy można przedstawić jako układ całkujący rzeczywisty, dla którego wymuszeniem jest prędkość opisana zależnościami (107) i (108). Przy takim określeniu modelu zastępczego przesunięcie tłoka siłownika będzie opisane równaniem:

$$T \frac{d^2 x_3}{dt^2} + \frac{dx_3}{dt} = \begin{cases} \alpha x_{3p} & \text{dla } U = U_A \\ \alpha x_{3m} & \text{dla } U = U_B \\ 0 & \text{dla } U = 0 \end{cases} \quad (110)$$

Wykorzystanie modelu zastępczego przedstawionego równaniem (110) zostanie zaprezentowane na przykładzie symulacji komputerowej URA koparki KR-500 (rozdział 5.).

4.3. Podsumowanie

1. Omówiono zasady budowy modelu zastępczego układu elektrohydraulicznego w postaci modelu zorientowanego – o jednym wejściu (U) i jednym wyjściu (x_3), w którym sygnał wyjściowy jest zależny od parametrów układu: wydatku pompy Q_0 , siły oddziałującej na narzędzie robocze F_T oraz τ w przypadku sterowania impulsowego – od czasu trwania impulsu t_i .
2. Przedstawiono dwie wersje modelu zastępczego:
 - umożliwiającą modelowanie URA przy sterowaniu ciągłym,
 - umożliwiającą modelowanie URA przy sterowaniu impulsowym.
3. W celu wykazania możliwości wykorzystania opracowanych modeli zastępczych, należy przeprowadzić symulację komputerową dla obu wersji URA.

5. MODELOWANIE URA GŁĘBOKOŚCI PROWADZENIA NARZĘDZIA ROBOCZEGO MASZyny

5.1. Wstęp

Modelowanie URA głębokości prowadzenia narzędzia roboczego maszyny (rys. 2.) wymaga między innymi określenia zależności kinematycznych i dynamicznych opisujących zachowanie się tego układu. W tym celu należało zbudować model matematyczny uwzględniający zjawiska poddane obserwacji. Z punktu widzenia modelowanych układów regulacji zjawiskami tymi są:

- ruch narzędzia roboczego,
- przemieszczenie podwozia,
- drgania nadwozia maszyny.

Podczas budowy modeli matematycznych maszyn traktuje się je bądź jako układy mechaniczne o parametrach rozłożonych w sposób ciągły (model ciągły) bądź, w formie uproszczonej, jako układy mechaniczne o parametrach skupionych (model dyskretny) [11].

W niniejszej pracy zastosowano modele dyskretny, o masach skupionych, połączonych elementami sprężystymi i tłumikami oraz elementami nieważkimi, sztywnymi, wiążącymi te masy. Taki model w pełni umożliwił przeprowadzenie badań symulacyjnych URA głębokości prowadzenia narzędzia roboczego maszyny. W niniejszym rozdziale sformułowano modele dwóch maszyn: zgarniarki TD-25, koparki KR-500 oraz układów regulacji automatycznej głębokości prowadzenia narzędzi roboczych tych maszyn.

Modelowanie zgarniarki TD-25 ma na celu wykazanie możliwości wykorzystania modelu matematycznego układu elektrohydraulicznego (rozdział 3.) do prowadzenia badań symulacyjnych URA zgarniarki przy sterowaniu impulsowym, natomiast modelowanie koparki KR-500 ma potwierdzić ogólny charakter modelu matematycznego układu elektrohydraulicznego poprzez wykorzystanie tego modelu przy symulacji komputerowej różnych maszyn, zarówno przy sterowaniu impulsowym jak i ciągłym. Z tego powodu, przy modelowaniu zgarniarki bazowano na LSSMR, natomiast przy modelowaniu URA koparki zastosowano także ciągły pomiar błędu regulacji i ciągłe sterowanie. Przed sformułowaniem modeli układów regulacji, poniżej przedstawiono przegląd niektórych prac związanych z modelowaniem maszyn roboczych.

5.2. Metody analizy stanów dynamicznych maszyn roboczych – przegląd literatury

Analiza stanów dynamicznych maszyn roboczych była przedmiotem bardzo wielu opracowań, z których najistotniejsze pozycje stanowią prace Chodkowskiego A.W. [10], [11], dotyczące zwłaszcza pojazdów gąsienicowych. Zamieszczona w nich bibliografia stanowi wyczerpujący obraz prac dotyczących modelowania tych pojazdów. Natomiast stan techniki w dziedzinie ciągników i ich konstrukcji w sposób dogłębny przedstawia monografia Dajniaka H. [15].

Zainteresowania autorów zajmujących się modelowaniem matematycznym pojazdów było skierowane głównie na:

- 1/ wyznaczanie oddziaływań dynamicznych, występujących między pojazdem a podłożem i między elementami struktury wewnętrznej pojazdu,
- 2/ wyznaczanie rozkładów sił działających na pojazd i taśmy gąsienicowe oraz ocenę ich wpływu na ruch pojazdu.

Zagadnieniami tymi zajmowali się początkowo Gruzdiew N.I. [28], Lwow E. [52], a następnie Burdziński Z. [7], Chodkowski A.W. [10] i inni autorzy [38], [39]; na badaniu współpracy układu bieżnego pojazdów mechanicznych z gruntem skoncentrowali się Bekker M.G. [4], Poletajew A.F. [66], a także Dajniak H. [14] oraz Sołtyński A.S. [75]. Podczas analizy oddziaływań podłoża na pojazd gąsienicowy, w pracy [6] nierówności terenowe przedstawiano w postaci funkcji analitycznych. Natomiast współpracę gąsienicy ze sztywnym podłożem rozpatrywano w pracy [60]. Inaczej postąpiono w pracy [10], gdzie nierówności terenowe przedstawiono jako stacjonarną ergodyczną funkcję losową o rozkładzie normalnym. Temat ten był przedmiotem rozważań autorów cytowanych prac [1], [6], [7], [10], [15], [28], [52], [61], [72], [85], zarówno w zakresie pojazdów szybkobieżnych jak i wolnobieżnych.

Najwięcej prac w dziedzinie teorii ruchu pojazdów gąsienicowych jest poświęconych wyznaczaniu sił w poruszającej się gąsienicy. Jest to zagadnienie podstawowe przy konstruowaniu maszyn, a zwłaszcza tych, w których dynamika ruchu w sposób istotny zależy od naciągu gąsienic. W ciągniku gąsienicowym TD-25 zawieszenie jest półsztywne [33]; koła dociskające gąsienice ułożyskowane są w obudowach sztywnych, zamocowanych do ramy zawieszenia. W koparce KR-500 podwozie jest zamocowane do wózków trakcyjnych. Z powyższych względów w niniejszej pracy nie jest rozpatrywany wpływ naciągu gąsienic na dynamikę ruchu maszyny.

Przy analizie stanów dynamicznych ciągników gąsienicowych stosowano modele dyskretne o 1 do 6 stopni swobody, w zależności od rodzaju pojazdu i celu badań modelowych. I tak: model o 1 stopniu swobody (przemieszczenie wzdłuż osi x) stosowany był między innymi w pracach [28], [52]; model, w którym oprócz ruchu wzdłuż osi x uwzględnione są drgania nadwozia (2 stopnie swobody) wykorzystano w pracy [1]; model o większej liczbie stopni swobody (3, 4, 5), wynikającej z uwzględnienia tłumików drgań mocowanych do kół nośnych i kadłuba maszyny, był stosowany w pracy [72]. W pracy Chodkowskiego W.A. [10] rozpatruje się model o 5 i 6 stopniach swobody.

W przytaczanych pracach pojazd był traktowany jako układ otwarty regulacji, a w pracy [10] jako układ regulacji, w którym sprzężenie zwrotne było realizowane przez operatora maszyny reagującego na czynniki zewnętrzne otoczenia. Ponadto, nierówności terenowe pokonywane przez układy bieżne maszyn, były podczas modelowania określone z góry, gdyż na ich charakter nie wpływał ruch tych maszyn.

W przypadku URA zgarniarki (rozdział 1.), omawianym w niniejszej pracy, nierówności terenowe, na które najeżdżają gąsienice, są wytwarzane przez sterowany lemiesz w czasie ruchu maszyny. Stąd wynika, że są one określone na bieżąco w procesie regulacji głębokości prowadzenia lemieszka zgarniar-

ki. Taki sposób przedstawienia oddziaływania podłoża na pojazd nie był dotychczas rozpatrywany w znanej autorowi literaturze. Z tego powodu, podczas modelowania matematycznego maszyny, na ten problem zostanie zwrócona szczególna uwaga. W kolejnych rozdziałach omówiono modelowanie maszyn i URA głębokości prowadzenia narzędzi roboczych tych maszyn.

5.3. Model matematyczny zgarniarki TD-25 w ruchu

5.3.1. Założenia przyjęte przy budowie modelu matematycznego zgarniarki

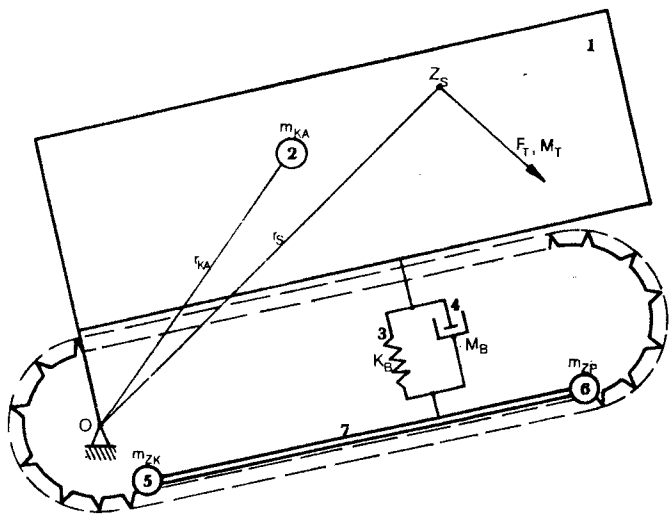
Podczas budowy modelu matematycznego zgarniarki przyjęto następujące założenia, wynikające z zasad opisu, stosowanych w literaturze dotyczącej pojazdów gąsienicowych:

- 1/ Model zgarniarki jest modelem dyskretnym (rys. 25.).
- 2/ Nadwozie zgarniarki jest zastąpione nieodkształcalną bryłą (1) o masie skupionej m_{KA} (2) umieszczonej w punkcie środka ciężkości nadwozia.
- 3/ Obrót bryły (1) wokół osi obrotu nadwozia (0), zachodzi na skutek oddziaływania momentów sił pochodzących od:
 - siły ciężkości nadwozia,
 - siły ciężkości lemiesz (M_T),
 - siły powstającej podczas skrawania ziemi przez lemiesz (F_T).Siły M_T i F_T działają wzdłuż siłowników hydraulicznych, w punktach mocowania siłowników do nadwozia (Z_G).
- 4/ Układ resorowania nadwozia zastąpiono sprężyną o stałej K_B (3) oraz tłumikiem drgań o współczynniku tłumienia M_B (4).
- 5/ Masa ramy nośnej wraz z ramą trakcyjną i gąsienicami jest reprezentowana przez dwie masy zastępcze: m_{ZP} (5) i m_{ZK} (6), umieszczone odpowiednio na początku i na końcu sztywnej, nieważkiej belki (7) o długości równej długości części gąsienic współpracującej z podłożem.
- 6/ Model zgarniarki jest modelem o czterech stopniach swobody, którymi są (rys. 26.):
 - położenie środka gąsienic w poziomie x_C(t),
 - położenie środka gąsienic w pionie y_C(t),
 - pochylenie gąsienic względem osi poziomej φ(t),
 - pochylenie nadwozia względem osi poziomej β(t).
- 7/ Z zależności kinematycznych wyznaczane będą wielkości:
 - położenie krawędzi skrawającej lemiesz w poziomie x_L(t),
 - położenie krawędzi skrawającej lemiesz w pionie y_L(t).

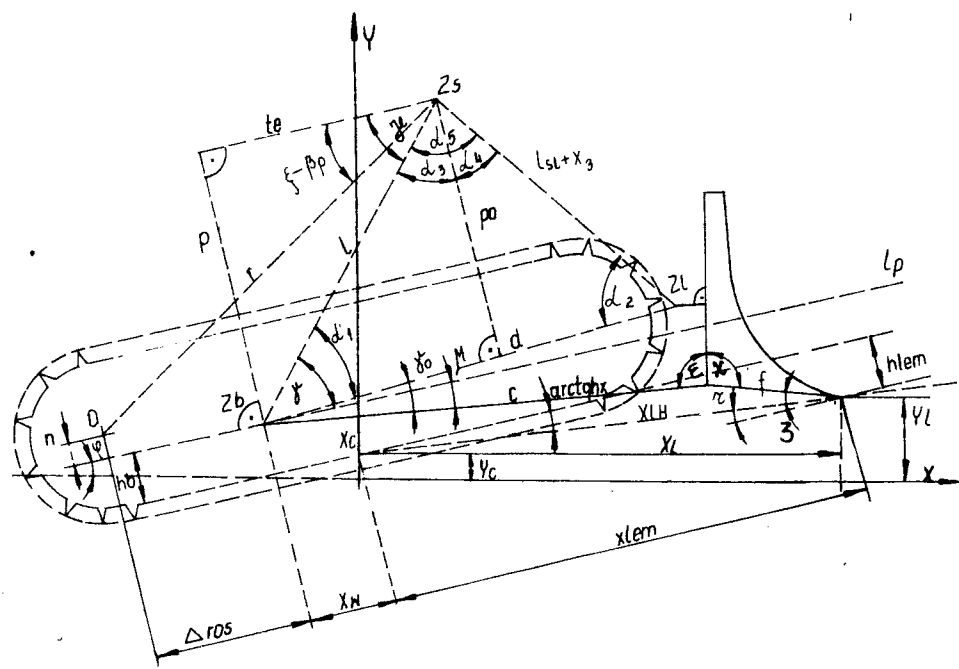
W kolejnych rozdziałach omówiono model matematyczny zgarniarki, sformułowany na podstawie powyższych założeń.

5.3.2. Zależności kinematyczne w zgarniarce TD-25

Zależności kinematyczne zostały opracowane na podstawie dokumentacji technicznej zgarniarki, ujmującej związki geometryczne w zgarniarce. Przedstawiają one (rys. 26) położenie krawędzi skrawającej lemiesz zgarniarki w funkcji wielkości występujących w modelu. I tak:



Rys. 25. Model mechaniczny zegarki TD-25



Rys. 26. Zegarka TD-25 - zależności kinematyczne

$$x_L = f(x_C, \varphi, \beta, x_3). \quad (111)$$

$$y_L = f(y_C, \varphi, \beta, x_3) \quad (112)$$

Na podstawie rys. 26., zależności (111), (112) można przedstawić następująco:

$$x_L = x_C + x_{LH} \cdot \cos \left(\arctg \frac{h_{LE}}{x_{LE}} + \varphi \right) \quad (113)$$

$$y_L = y_C + x_{LH} \cdot \sin \left(\arctg \frac{h_{LE}}{x_{LE}} + \varphi \right) \quad (114)$$

$$x_{LH} = \sqrt{h_{LE}^2 + x_{LE}^2} \quad (115)$$

$$h_{LE} = h_0 - c \cdot \sin \mu - f \cdot \sin (\mu + \zeta_1) \quad (116)$$

$$x_{LE} = c \cdot \cos \mu + f \cdot \cos (\mu + \zeta_1) - x_W \quad (117)$$

$$\mu = \alpha_1 - \gamma + \gamma_0 \quad (118)$$

$$\alpha_1 = \arccos \frac{t_E^2 + p^2 + d^2 - (l_{SL} - x_3)^2}{2 \cdot d \cdot \sqrt{t_E^2 + p^2}} \quad (119)$$

$$\gamma = \arctg \frac{p}{t_E} \quad (120)$$

$$p = r_S \cdot \sin (\xi - \beta) + h_N \quad (121)$$

$$\xi = \arcsin \frac{p_0 - h_N}{r_S} \quad (122)$$

$$x_C = x_{C0} + \int_0^t y \cdot \cos \varphi d\tau \quad (123)$$

W powyższych zależnościach stałe: h_B , c , d , f , h_N , p_0 , r_S , t_E , x_W , γ_0 , ζ_1 , są określone przez konstrukcję ciągnika. Wartość l_{SL} jest długością siłownika, przy której lemiesz znajduje się na poziomie gąsienic. Wysunięcie siłownika x_3 jest zależne od błędów regulacji URA oraz od parametrów układu sterowania (rozdział 1.) tj. przepływu pompy Q_0 , siły oddziałującej na lemiesz F_T oraz czasu trwania impulsów sterujących t_i .

5.3.3. Modelowanie ruchu gąsienic ciągnika po nierównościach wytwarzanych przez lemiesz zgarniarki. Zależności (111),..., (123), przedstawiające chwilowe położenie krawędzi skrawającej lemiesza x_L , y_L , opisują nierówności terenowe, na które najeżdżają gąsienice zgarniarki. Nierówności terenowe, na

których w danym momencie spoczywają gąsienice, są określone przez zbiór $\{Z_1\}$ wybranych wartości współrzędnych x_L, y_L — odpowiadających chwilom, gdy podczas ruchu ciągnika środek gąsienic x_C przyjmuje położenia:

$$x_C = k \cdot \Delta x_C, \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (124)$$

Z obserwacji ruchu ciągnika gąsienicowego wyposażonego w lemiesz wynika, że w większości przypadków gąsienice przylegają do ziemi całą swoją powierzchnią. Powodowane to jest osuwaniem się ziemi na skutek poślizgu gąsienic oraz spychaniem ziemi przez gąsienice. Z tych względów, a także z uwagi na rodzaj zawieszenia ciągnika (rozdział 5.2.), położenie środka gąsienic w pionie (y_A) i kąt pochylenia gąsienic (φ_A) można aproksymować funkcją liniową odnośnie wartości współrzędnych zawartych w zbiorze Z_1 :

$$\operatorname{tg} \varphi_A = \frac{\sum_{i=1}^n x_{L_i} \cdot y_{L_i} - \sum_{i=1}^n x_{L_i} \cdot \sum_{j=1}^n y_{L_j}}{\sum_{i=1}^n x_{L_i}^2 - \left(\sum_{i=1}^n x_{L_i} \right)^2} \quad (125)$$

$$y_A = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n y_{L_i} \quad (126)$$

Wielkość $\operatorname{tg} \varphi_A$ (współczynnik nachylenia prostej) została określona na podstawie metody najmniejszych kwadratów, natomiast wielkość y_A została wyznaczona na podstawie następującego lematu:

LEMAT

Jeżeli różnica pomiędzy wartościami x_{L_i} zbioru punktów o współrzędnych x_L, y_L jest stała, to przy aproksymacji tego zbioru funkcją liniową — metodą najmniejszych kwadratów — wartość średnia rzędnych tych punktów jest równa wartości funkcji aproksymującej dokładnie w środku przedziału określonego przez zbiór wartości x_L .

W powyższych zależnościach należy również uwzględnić oddziaływanie siły ciężkości, powodującej zagłębienie się gąsienic na skutek zgniatania ziemi. Uzyskuje się to poprzez wprowadzenie do zależności (125) i (126) poprawek Δy_A oraz $\Delta \varphi_A$ ujmujących te zjawiska. W wyniku tego otrzymuje się skorygowane wartości położenia środka gąsienic (y_S) i kąta ich nachylenia (φ_S), co wyrażają równania:

$$y_S = y_A - \Delta y_A \quad (127)$$

$$\varphi_S = \varphi_A + \Delta \varphi_A \quad (128)$$

W modelu matematycznym poprawki Δy_A i $\Delta \varphi_A$ są określone przez przesunięcia początku i końca gąsienic $\Delta y_p, \Delta y_k$, będące liniowymi funkcjami siły ciężkości działających w punktach redukcji mas: m_{zp} i m_{zk} (rys. 25.). Przyjęcie liniowej funkcji zagłębienia wynika z zastosowania wzoru Bekkera [15], w którym, ze względu na poruszanie się ciągnika po spulchnionej ziemi, przyjęto wykładnik potęgowy $n = 1$. Zależności określające wielkości Δy_A i $\Delta \varphi_A$ są następujące:

$$\Delta y_A = \frac{\Delta y_P + \Delta y_K}{2} \quad (129)$$

$$\Delta \varphi_A = \arctg \frac{\Delta y_P + \Delta y_K}{l_G \cdot \cos \varphi_A} \quad (130)$$

$$\Delta y_P = K_2 \cdot \left(\frac{F_1 \cdot (l_G - c_1) + F_2 \cdot d_1}{l_G \cdot \cos \varphi_A} + m_{ZP} \cdot g \right) \quad (131)$$

$$\Delta y_K = K_2 \cdot \left(\frac{F_1 \cdot c_1 + F_2 \cdot (l_G - d_1)}{l_G \cdot \cos \varphi_A} + m_{ZK} \cdot g \right) \quad (132)$$

$$F_1 = \frac{F_{KA} \cdot b}{a + b} \cdot \cos(\varphi_A - \beta) \cdot \cos \beta \quad (133)$$

$$F_2 = K_B \cdot (\varphi_C + \beta) \quad (134)$$

Stałe c_1 , d_1 , a , b , są określone konstrukcją mechaniczną zgarniarki.

W wyniku przyjętego sposobu modelowania przejazdu gąsienic po nierównościach terenowych, w czasie symulacji ruchu ciągnika wartości y_S i φ_S zmieniają się skokowo. Ze względu na to, że w rzeczywistości zmiany tych wielkości zachodzą płynnie, należało zmodyfikować model matematyczny w taki sposób, aby uwzględnił on rzeczywisty charakter zachodzących zjawisk. W tym celu, przy budowie tego modelu zastosowano równania różniczkowe, wprowadzające inercję (o stałej czasowej T_G) przy zmianach wielkości y_S i φ_S . Położenie środka gąsienic w pionie oraz kąt pochylenia gąsienic (y_C , φ_C) można zatem wyrazić następującymi równaniami:

$$T_G \cdot \frac{dy_C}{dt} + \varphi_C = \varphi_S \quad (135)$$

$$T_G \cdot \frac{dy_C}{dt} + y_C = y_S \quad (136)$$

Równania (135), (136) opisują chwilowe położenie gąsienic w czasie ruchu zgarniarki.

5.3.4. Modelowanie dynamiki ruchu obrotowego nadwozia zgarniarki

Obrót nadwozia zachodzi na skutek działania sił:

zewnętrznej, oddziałującej na lemiesz zgarniarki oraz ciężkości, pochodzącej od masy nadwozia i masy lemieszka.

Przy modelowaniu ruchu obrotowego nadwozia zgarniarki uwzględniono również wpływ siły tarcia, sprężystości rezoru oraz bezwładności nadwozia.

Na podstawie rys. 25. i 26. stany dynamiczne przy obrocie nadwózia zgarniarki można przedstawić następująco:

$$J_B \cdot \frac{d^2 \beta}{dt^2} + M_B \cdot \frac{d\beta}{dt} + K_B \cdot (a+b) \cdot (\varphi_C - \beta) = F_{KA} \cdot r_{KA} \cdot \sin(\lambda - \varphi_C + \beta) + F_S \cdot r_S \quad (137)$$

$$F_S = (F_T + M_T) \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2 - \gamma + \beta + \xi) \quad (138)$$

$$\alpha_2 = \arccos \frac{d^2 - t_k^2 - p + (l_{SL} - x_3)^2}{2 \cdot d \cdot (l_{SL} - x_3)} \quad (139)$$

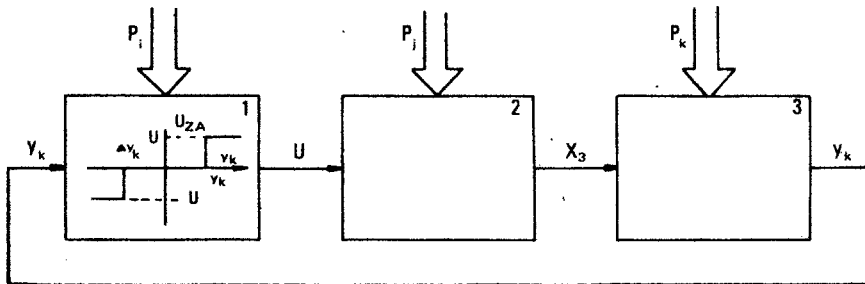
Przedstawiony powyżej model matematyczny zgarniarki stanowi element modelu URA maszyny, omówionego w kolejnym rozdziale.

5.3.5. Modelowanie URA głębokości prowadzenia lemieszki zgarniarki

Podczas modelowania matematycznego zgarniarki w ruchu uwzględniono kinematykę maszyny (rozdział 5.3.2.), jej dynamikę (rozdział 5.3.4.) oraz przedstawiono metodę opisu ruchu gąsienic po równościach wytwarzanych przez lemieszki zgarniarki (rozdział 5.3.3.).

Zamodelowanie URA wymaga określenia sygnału sterującego, którym dla zgarniarki jest przesunięcie tłoka siłownika (rozdział 1:2.). Wyznaczenie tej wielkości zostało szczegółowo omówione w rozdziale 3.

Zgodnie z wcześniejszymi uwagami dotyczącymi modelowania zgarniarki w ruchu (rozdział 4.1.), przesunięcie tłoka siłownika będzie opisane przez model zastępczy układu elektrohydraulicznego zgodnie z równaniem (109). URA głębokości prowadzenia lemieszki zgarniarki będzie zatem modelowany na podstawie schematu blokowego, przedstawionego na rys. 27. Na podstawie tego modelu opracowano program symulacyjny (załącznik 6), a następnie przeprowadzono symulację komputerową (rozdział 5.3.6.).



Rys. 27. Schemat blokowy URA głębokości prowadzenia lemieszki

- 1/ blok nieliniowy o charakterystyce przekaźnikowej ze strefą nieczułości (detektor promieniowania laserowego)
- 2/ model zastępczy układu elektrohydraulicznego zgarniarki
- 3/ model matematyczny zgarniarki w ruchu

Sygnaty sterujące:

- 1/ y_k – odchylenie od zadanej głębokości prowadzenia lemiesz
- 2/ U – impulsowe napięcie sterujące
- 3/ x_3 – przesunięcie tłoka siłownika hydraulicznego

Parametry układu regulacji

- 1/ P_i – strefa nieczułości
- 2/ P_j – czas trwania impulsu napięcia sterującego t_p ,
wydatek pompy hydraulicznej Q_0 ,
siła oddziałująca na lemiesz F_T ,
- 3/ P_k – moment bezwładności nadwozia J_B ,
współczynnik tłumienia drgań nadwozia M_B ,
współczynnik ugięcia statycznego resoru K_B ,
prędkość jazdy zgarniarki v ,
pochylenie toru ruchu zgarniarki P_R .

5.3.6. Badania symulacyjne URA głębokości prowadzenia lemiesz

Celem, dla którego podjęto prace nad sformułowaniem modelu matematycznego URA była konieczność rozwiązania problemu technicznego, polegającego na dobraniu parametrów układu sterowania oraz niektórych parametrów konstrukcyjnych zgarniarki opierając się na badaniach symulacyjnych przeprowadzonych na podstawie opracowanego modelu matematycznego (rozdział 1.3.). Badania te były przedmiotem oddzielnego postępowania, w wyniku którego otrzymano materiał umożliwiający osiągnięcie wyżej wymienionego celu.

Niniejszy rozdział przedstawia jedynie możliwości prowadzenia badań symulacyjnych URA zgarniarki na przykładzie wybranego przebiegu symulacyjnego, stanowiącego element badań komputerowych.

W URA badanym symulacyjnie można zmieniać wartości niżej wymienionych parametrów (w nawiasach podano wartości przyjęte w przykładzie):

- wydatek pompy hydraulicznej Q_0 ($Q_0 = 2,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$),
- czas trwania impulsu sterującego:
przy opuszczaniu lemiesz t_{im} ($t_{im} = 0,125 \text{ s}$),
przy podnoszeniu lemiesz t_{ip} ($t_{ip} = 0,125 \text{ s}$),
- okres obrotu wiązki laserowej t_p ($t_p = 0,3 \text{ s}$),
- wartość strefy nieczułości detektora promieniowania laserowego Δy_L ($\Delta y_L = \pm 0,01 \text{ m}$),
- wartość początkowa pochylenia gąsienic zgarniarki φ_0 ($\varphi_0 = 0,005 \text{ rd}$),
- wartość początkowa przesunięcia tłoka siłownika x_{30} ($x_{30} = 4 \cdot 10^{-2} \text{ m}$),
- prędkość jazdy ciągnika v ($v = 0,278 \text{ m/s}$),
- wartość zadana pochylenia toru ruchu lemiesz P_R ($P_R = 0,005 \text{ rd}$),
- wartość średnia siły oddziałującej na lemiesz przy skrawaniu ziemi F_{01} ($F_{01} = 5 \cdot 10^4 \text{ N}$).

Wartości momentu bezwładności J_B oraz współczynnik tłumienia drgań nadwozia M_B zostały oszacowane na podstawie badań eksperymentalnych, w wyniku których otrzymano charakterystykę dynamiczną obrotu nadwozia $\beta(t)$ [19]. Zgodność przebiegu rzeczywistego $\beta(t)$ z przebiegiem tej wielkości otrzymanym drogą symulacji komputerowej stanowi potwierdzenie właściwych wartości parametrów przyjętych do obliczeń. Współczynnik ugięcia statycznego K_B oszacowano na podstawie pomiaru ugięcia resoru przy określonym położeniu ciągnika.

W wyniku przeprowadzonej symulacji komputerowej URA otrzymano przebiegi wielkości występujących w modelu matematycznym tego układu (rozdział 5.3.5.), a w tym przebieg przemieszczenia lemieszka zgarniarki, zachodzący w czasie rzeczywistym równym 50s (załącznik 7.). Z załączonego wykresu wynika, że po początkowo dużych odchyleniach położenia lemieszka od zadanej głębokości prowadzenia (będących następstwem przyjętych warunków początkowych podczas symulacji), URA ogranicza przeregulowania do wartości mieszczących się w strefie $\pm 2 \cdot 10^{-3}$ m. W dalszej części przebiegu zmian położenia lemieszka pojawia się odchylenie o wartości $-6 \cdot 10^{-3}$ m. Powstaje ono w momencie, gdy podczas symulowanego przejazdu ciągnika przez nierówności terenowe gąsienice dojeżdżają do zagłębienia spowodowanego zmianami położenia lemieszka w początkowej fazie obserwacji jego ruchu (załącznik 7.). Charakter pozostałej części przebiegu przemieszczenia lemieszka zgarniarki pozwala wnioskować, że URA niweluje skutki nierówności terenowych, powstających na początku ruchu zgarniarki.

Opisany przebieg symulacyjny daje obraz możliwości prowadzenia badań zapewniających zoptymalizowanie URA przy wykorzystaniu elektronicznej techniki obliczeniowej.

5.3.7. Podsumowanie

1. Zbudowano model matematyczny URA zgarniarki uwzględniający wzajemne oddziaływanie lemieszka i gąsienic maszyny.
2. Opracowany model zastępczy układu elektrohydraulicznego zastosowano do symulacji URA zgarniarki, sterowanej z wykorzystaniem laserowego systemu sterowania — przy sterowaniu impulsowym.
3. Przedstawiono program symulacyjny, na podstawie którego można prowadzić badania komputerowe URA oraz zaprezentowano przykład przebiegu symulacyjnego otrzymanego podczas takich badań.

5.4. Model matematyczny koparki KR-500

5.4.1. Wstęp

Zbudowanie modelu matematycznego układu elektrohydraulicznego (rozdział 3.) umożliwiło przeprowadzenie badań symulacyjnych URA zgarniarki TD-25 (rozdział 5.3.6.). W przypadku prowadzenia badań symulacyjnych URA innej maszyny, model matematyczny musi uwzględniać różnice występujące w konstrukcji mechanicznej oraz w hydraulicznym obwodzie sterowania tej maszyny w stosunku do opisanej wcześniej zgarniarki TD-25.

Poniżej opisano możliwość oraz przedstawiono sposób wykorzystania opracowanego modelu układu elektrohydraulicznego do symulacji komputerowej innej maszyny na przykładzie koparki KR-500 (rys. 3.).

Jak wcześniej zaznaczono (rozdział 1.2.), obie maszyny: zgarniarka TD-25 i koparka KR-500 są wyposażone w tego samego typu rozdzielacze elektrohydrauliczne, co powoduje, że ta część obwodu hydraulicznego może być bezpośrednio przeniesiona z modelu zgarniarki do modelu koparki. Jednakże zbudowanie URA głębokości prowadzenia koła czerpakowego koparki wymaga uwzględnienia różnic w konstrukcji mechanicznej koparki oraz różnic w budowie hydraulicznego układu wykonawczego. Odmienna konstrukcja mechaniczna koparki powoduje konieczność wprowadzenia zmian do zależności ujmujących oddziaływanie elementów konstrukcyjnych na siłowniki poruszające tymi elementami. Natomiast w obwodzie hydraulicznym koparki zastosowano inne niż w zgarniarce siłowniki, w których ponadto nie zainstalowano zaworów szybkiego opadania (rozdział 3.5.).

Po uwzględnieniu powyższych różnic w modelu matematycznym koparki, można było przystąpić do symulacji jej URA.

W tym celu należało:

- 1/ zbudować model zastępczy układu elektrohydraulicznego dla koparki KR-500,
- 2/ określić zależności kinematyczne i dynamiczne koparki,
- 3/ sformułować model URA głębokości prowadzenia koła czerpakowego koparki,
- 4/ przeprowadzić badania symulacyjne wymienionego URA.

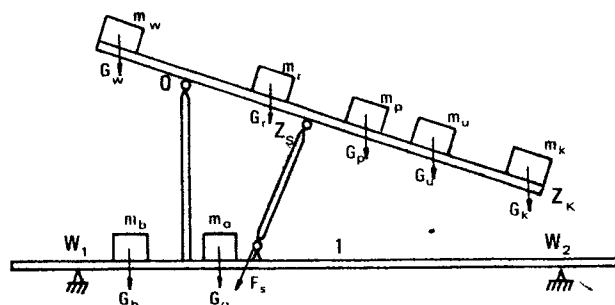
Model zastępczy układu elektrohydraulicznego koparki KR-500 został opracowany zgodnie z założeniami omówionymi w rozdziale 4.1., na podstawie programu symulacyjnego (załącznik 5) uwzględniającego zmiany, wprowadzone na skutek wyżej wymienionych różnic konstrukcyjnych występujących pomiędzy zgarniarką a koparką. W wyniku tego otrzymano równania identyczne jak w przypadku zgarniarki ((105),..., (110)), lecz o innych wartościach współczynników $W_{1p}, W_{2p}, \dots, W_{6p}, W_{1m}, \dots, W_{8m}$ — umożliwiają one modelowanie URA o sterowaniu impulsowym (model o postaci (109)) lub o sterowaniu ciągłym (model o postaci (110)). Oba rodzaje modeli zostaną wykorzystane w czasie badań symulacyjnych URA koparki KR-500.

Poniżej zostaną omówione modele URA głębokości prowadzenia koła czerpakowego koparki, bazujące na LSSMR (sterowanie impulsowe), ciągłym pomiarze położenia koła czerpakowego (sterowanie ciągłe).

5.4.2. Założenia przyjęte przy budowie modelu matematycznego koparki

Podczas budowy modelu matematycznego koparki przyjęto następujące założenia:

- 1/ Model koparki jest modelem dyskretnym (rys. 28)

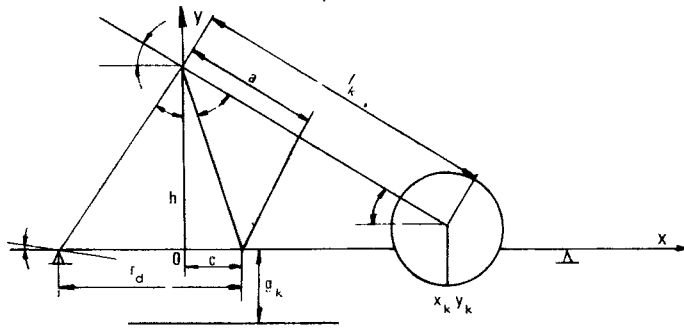


Rys. 28. Model mechaniczny koparki KR-500

- 2/ Rama nośna koparki jest zastąpiona nieważką, odkształcalną belką (1), podpartą w punktach mocowania ramy do wózków trakcyjnych (W_1, W_2). Na belce (1) są umieszczone masy zastępcze, reprezentujące odpowiednio:
- m_o – masę obrotnicy,
 - m_b – masę balastu obrotnicy.
- 3/ Odkształcenie belki (1) (obrót wokół punktów podparcia W_1, W_2) zachodzi wskutek oddziaływania momentów sił pochodzących od sił ciężkości (G_B i G_O) i sił bezwładności mas m_o i m_b oraz sił ciężkości mas zredukowanych nadwozia reprezentowanych siłą F_S , działającą wzdłuż siłownika (rys. 28.).
- 4/ Wartości kątów obrotu belki (1) wokół punktów W_1, W_2 w stanie ustalonym jest wprost proporcjonalna do momentów sił oddziałujących na tę belkę.
- 5/ Dynamika odkształceń belki (1) jest określona przez jej moment bezwładności (J_D), współczynnik tłumienia drgań (M_D), oraz współczynnik sprężystości (K_D).
- 6/ Rama koła czerpakowego jest zastąpiona nieważką belką (2), zamocowaną obrotowo w punkcie 0 i podpartą w punkcie mocowania siłownika Z_S (rys. 28.). Umieszczone na niej masy zastępcze reprezentują odpowiednio:
- m_w – masę przeciwcieżaru ramy koła czerpakowego,
 - m_r – masę ramy koła czerpakowego,
 - m_p – masę przenośnika,
 - m_u – masę urobku,
 - m_k – masę koła czerpakowego.
- 7/ Belka (2) jest odkształcana pomiędzy punktem zamocowania siłownika Z_S a punktem zawieszenia koła czerpakowego (Z_K) (obrót wokół punktu Z_S) na skutek oddziaływania momentów sił pochodzących od sił ciężkości (G_w, G_r, G_p, G_u, G_k) i sił bezwładności mas na niej umieszczonych.
- 8/ Wartość kąta obrotu belki (2) wokół punktu Z_S w stanie ustalonym jest wprost proporcjonalna do momentów sił na nią oddziałujących.
- 9/ Dynamika odkształceń belki (2) jest określona przez jej moment bezwładności (J_B), współczynnik tłumienia drgań (M_B) i współczynnik sprężystości (K_B).
- 10/ Siłownik i obrotnica są zastąpione odpowiednio belkami (3) i (4).
- 11/ Model koparki jest modelem o czterech stopniach swobody, którymi są:
- położenie koła czerpakowego w poziomie $x_k(t)$,
 - położenie koła czerpakowego w pionie $y_k(t)$,
 - obrót ramy koła czerpakowego wokół punktu mocowania siłownika $\beta(t)$,
 - obrót końców ramy nośnej wokół punktów podparcia ramy $\delta(t)$.
- Powyższe założenia uwzględniono w zbudowanym modelu matematycznym koparki.

5.4.3. Zależności kinematyczne w koparce KR-500

Zależności kinematyczne zostały opracowane na podstawie dokumentacji technicznej koparki. Dotyczą one (rys. 29.) położenia najniżej usytuowanego punktu koła czerpakowego koparki.



Rys. 29. Koparka KR-500 – zależności kinematyczne

Współrzędne tego punktu (x_k, y_k) są odniesione do rzutu punktu obrotu ramy koła czerpakowego na podstawę obrotnicy.

Jak wynika z rys. 29, ważne są następujące relacje:

$$y_k = h \cdot \cos \delta - 2 \cdot r_0 \cdot \cos \left(\xi - \frac{\delta}{2} \right) \cdot \sin \frac{\delta}{2} + x_p \cdot \operatorname{tg}(P_R + \varphi) - a \cdot \sin(\gamma + \varphi) - (l_k - a) \cdot \sin(\beta + \varphi) + g_k - d \quad (140)$$

$$x_k = x_p + \int_0^t v d\tau \quad (141)$$

$$x_p = [a \cdot \cos(\gamma + \varphi) + (l_k - a) \cdot \cos(\beta + \varphi)] \cdot \cos \mu + r_0 \cdot \cos(\xi - \delta) \quad (142)$$

$$\gamma = \xi - \kappa - \varphi + \delta \quad (143)$$

$$\kappa = \arccos \frac{\left(\frac{a}{\cos \alpha} \right)^2 + c^2 + h^2 - x_3^2}{2 \cdot \frac{a}{\cos \alpha} \cdot \sqrt{c^2 + h^2}} \quad (144)$$

W tych zależnościach stałe $a, b, c, d, g_k, h, l_k, r_0, \alpha$ są określone konstrukcją mechaniczną koparki. Wielkość x_3 wynika z równania (109) lub (110), w zależności od rodzaju przyjętego sterowania (rozdział 4.1). Wartość początkowa przesunięcia tłoka siłownika (x_{30}) jest obliczana przed symulacją komputerową dla zadanej wartości głębokości prowadzenia koła czerpakowego (g_p) , według zależności przebiegających stany dynamiczne koparki, które opisano w rozdziale 5.4.4.

5.4.4. Modelowanie ruchu obrotowego ramy nośnej oraz ramy koła czerpakowego koparki

Na podstawie założeń podanych w rozdziale 5.4.2. oraz zgodnie z rys. 28. ruch obrotowy ramy nośnej oraz ruch obrotowy ramy koła czerpakowego można przedstawić następująco:

$$J_B \cdot \frac{d^2\beta}{dt^2} + M_B \cdot \frac{d\beta}{dt} + K_B \cdot (\beta - \gamma) = M_{RB} + M_{KC} \quad (145)$$

$$M_{RB} = [G_k \cdot (l_k - a) + G_u \cdot (l_u - a) + G_p \cdot (l_p - a)] \cdot \cos(\beta - \gamma) \quad (146)$$

$$M_{KC} = \begin{cases} M_{KM} & \text{dla } \text{sign} |\sin(k_C \cdot t)| > 0, k_C = \text{const} \\ 0 & \text{dla } \text{sign} |\sin(k_C \cdot t)| \leq 0 \end{cases} \quad (147)$$

$$J_D \cdot \frac{d^2\delta}{dt^2} + M_D \cdot \frac{d\delta}{dt} + K_D \cdot \delta = F_S \cdot \sin(\eta - \gamma - \varphi + \delta) \cdot r_d + G_o \cdot l_o + G_b \cdot l_b \quad (148)$$

$$F_S = \frac{(G_k \cdot l_k + G_p \cdot l_p + G_u \cdot l_u) \cdot \cos(\beta - \varphi) + (G_r \cdot l_r - G_w \cdot l_w) \cdot \cos(\gamma - \varphi)}{a \cdot \sin(\eta + \varphi)} \quad (149)$$

$$\eta = \arccos \frac{\left(\frac{a}{\cos \alpha}\right)^2 - h^2 - c^2 + x_3}{2 \cdot \frac{a}{\cos \alpha} \cdot x_3} \quad (150)$$

Zależności przedstawione w rozdziałach 5.4.3. i 5.4.4. stanowią model matematyczny koparki KR-500. Zostanie on wykorzystany przy opracowywaniu modelu URA głębokości prowadzenia koła czerpakowego tej maszyny.

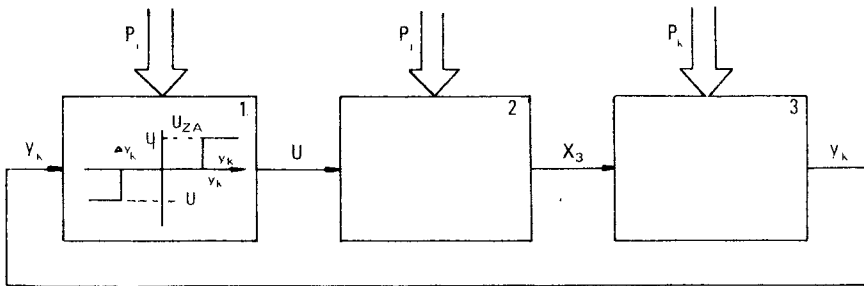
5.4.5. Modelowanie URA głębokości prowadzenia koła czerpakowego koparki.

Podczas modelowania URA głębokości prowadzenia koła czerpakowego koparki uwzględniono właściwości kinematyczne i dynamiczne koparki (rozdziały 5.4.3. i 5.4.4.) oraz sposób wypracowywania sygnału sterującego (x_3) (rozdział 5.4.1.). Schemat blokowy, obrazujący model matematyczny URA głębokości prowadzenia koła czerpakowego przedstawiono na rys. 30.

Na podstawie tego modelu opracowano programy symulacyjne dla sterowania impulsowego (załącznik 8) i dla sterowania ciągłego (załącznik 9), a następnie przeprowadzono symulację komputerową, omówioną w rozdziale 5.4.6..

5.4.6. Badania symulacyjne URA głębokości prowadzenia koła czerpakowego koparki

Podobnie jak w przypadku badań symulacyjnych zgarniarki (rozdział 5.3.6.), w niniejszym rozdziale przedstawiono przykłady przebiegów symulacyjnych przy sterowaniu impulsowym i ciągłym dla wybranych wartości parametrów URA o wartościach:



Rys.30. Schemat blokowy URA głębokości prowadzenia koła czerpakowego koparki

- 1/ blok nieliniowy o charakterystyce przekaźnikowej ze strefą nieczułości (czujnik położenia koła czerpakowego)
- 2/model zastępczy układu elektrydraulicznego koparki
- 3/model matematyczny koparki w ruchu

Sygnaty sterujące:

- 1/ y_k – odchylenie od zadanej głębokości prowadzenia koła czerpakowego
- 2/ U – napięcie sterujące
- 3/ x_3 – przesunięcie tłoka siłownika hydraulicznego

Parametry układu regulacji:

- 1/ P_1 – strefa nieczułości
 - 2/ P_2 – czas trwania impulsu napięcia sterującego t_i (tylko przy sterowaniu impulsowym),
 - wydatek pompy hydraulicznej Q_0
 - siła oddziałująca na koło czerpakowe koparki F_T
 - 3/ P_3 – momenty bezwładności:
 - ramy nośnej koparki J_D
 - ramy koła czerpakowego J_B
 - współczynniki tłumienia drgań:
 - ramy nośnej koparki M_D
 - ramy koła czerpakowego M_B
 - współczynniki sztywności statycznej:
 - ramy nośnej koparki K_D
 - ramy koła czerpakowego K_B
 - prędkość jazdy koparki v
 - pochylenie toru ruchu koparki P_R
- wydatek pompy hydraulicznej $Q_0 = 6,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$,
 - wartość strefy nieczułości czujnika położenia koła czerpakowego $\Delta y_k = 0,01 \text{ m}$,
 - wartość kąta pochylenia toru ruchu koparki $\varphi = 0,01 \text{ rd}$,
 - wartość zadana kąta pochylenia toru ruchu koła czerpakowego koparki $P_R = 0,005 \text{ rd}$,
 - wartość początkowa wysunięcia tłoka siłownika $x_{30} = 2,054 \text{ m}$ (długość całego siłownika),
 - prędkość jazdy koparki $v = 0,2222 \text{ m/s}$,
 - czas trwania impulsu sterującego $t_i = 0,15 \text{ s}$ (tylko przy sterowaniu impulsowym)

Wartości momentów bezwładności, współczynników tłumienia drgań, współczynników sztywności statycznej ramy nośnej koparki i ramy koła czerpakowego zostały określone przez konstruktorów koparki (Zakłady Naprawcze Taboru Kolejowego w Stargardzie Szczecińskim). Wyniki badań, w formie wykresów przemieszczenia koła czerpakowego koparki (dla wyżej wymienionych wartości parametrów), zachodzącego w czasie rzeczywistym 50 s podano w załączniku 10 (przy sterowaniu impulsowym) i 11 (przy sterowaniu ciągłym). Z załączonych wykresów wynika, że dla obu przypadków sterowania URA jest stabilny.

Przy sterowaniu impulsowym występują przeregulowania — pojawiające się przy osiągnięciu przez narzędzie położenia odpowiadającego granicy strefy nieczułości czujnika położenia. Po przeregulowaniu narzędzie robocze wraca do położenia odpowiadającego strefie nieczułości czujnika. Na skutek pochylenia toru ruchu koparki, po przebyciu przez nią określonego odcinka drogi pojawia się kolejne przeregulowanie położenia narzędzia roboczego.

Przy sterowaniu ciągłym regulacja zachodzi bez przeregulowań, zapewniając położenie narzędzia roboczego odpowiadające granicy strefy nieczułości czujnika położenia narzędzia.

W obu przypadkach daje się zauważyć oddziaływanie sił powstających przy skrawaniu ziemi przez koło czerpakowe na jego położenie w pionie.

Przedstawione przebiegi symulacyjne są częścią badań URA koparki wykonywanych na etapie opracowywania konstrukcji mechanicznej koparki i wyboru metody sterowania położeniem narzędzia roboczego.

5.4.7. Podsumowanie

1. Zbudowano model matematyczny URA głębokości prowadzenia koła czerpakowego koparki KR-500, sterowanej zarówno impulsowo jak i w sposób ciągły.
2. Podczas budowy modelu matematycznego URA koparki przedstawiono sposób przygotowania modelu zastępczego układu elektrohydraulicznego.
3. Przedstawiono możliwości prowadzenia badań komputerowych URA na przykładzie zaprezentowanych przebiegów symulacyjnych.

6. WNIOSKI KOŃCOWE

Analiza stanu dotychczasowych metod badawczych w dziedzinie przetworników elektromechanicznych, hydraulicznych układów wykonawczych oraz układów regulacji automatycznej maszyn roboczych wykazała celowość podjęcia tematu: „Modelowanie układów sterujących ciężkich maszyn roboczych” tak ze względów teoretycznych jak i użytkowych.

W pracy przeprowadzono modelowanie matematyczne URA głębokości prowadzenia narzędzia roboczego na przykładzie zgarniarki TD-25, której narzędziem roboczym jest lemiesz. W wyniku otrzymano bank danych w postaci modeli matematycznych podzespołów wchodzących w skład tego URA, a w tym: przetwornika elektromechanicznego, rozdzielacza hydraulicznego oraz siłownika hydraulicznego stanowiącego element wykonawczy URA. Modele te umożliwiają:

- 1/ prowadzenie badań symulacyjnych o charakterze poznawczym, czego przykładem są, otrzymane w czasie symulacji komputerowej, przebiegi przejściowe zachodzące w układzie elektrohydraulicznym oraz wyniki analizy przepływu energii w przetworniku elektromechanicznym,
- 2/ analizę URA różnych maszyn roboczych o strukturze układu sterującego podobnej do zastosowanej w zgarniarce — co wykazano na przykładzie koparki KR-500,

3/ wykorzystanie badań symulacyjnych jako komputerowego wspomaganie przy projektowaniu maszyn roboczych oraz ich układów sterujących. Opracowane w niniejszej pracy modele matematyczne stanowią bazę do prowadzenia takich badań.

Największe znaczenie praktyczne ma komputerowe wspomaganie projektowania, umożliwiające badanie krytycznych warunków pracy, analizowanie i weryfikowanie różnych wariantów rozwiązań konstrukcyjnych, w wyniku których powstaje projekt maszyny i jej układu sterującego. Takie podejście do projektowania jest źródłem znacznych efektów ekonomicznych; w porównaniu z klasycznymi metodami projektowania zabezpiecza ono przed bardzo kosztownymi następstwami nie przewidzianych błędów konstrukcyjnych popełnianych wskutek braku możliwości oceny projektu bez jego praktycznej realizacji oraz zmniejsza koszty wynikające z przebudowy kolejnych wersji prototypów w fazie projektowania.

Podczas formułowania modeli matematycznych układu elektrohydraulicznego prezentowano podejście umożliwiające zbudowanie modeli o wysokim poziomie szczegółowości; z tego względu podczas modelowania starano się nie pomijać czynników co prawda o mniejszym znaczeniu, ale mających wpływ na dokładność wyników końcowych. Jest to nowość w tej pracy, w odniesieniu do rozwiązań znanych z literatury. Dzięki temu otrzymano modele matematyczne umożliwiające przeprowadzenie symulacji komputerowej, w wyniku której uzyskuje się pełny obraz zjawisk zachodzących w stanach dynamicznych układu elektrohydraulicznego.

Wykorzystanie zbudowanego modelu matematycznego układu elektrohydraulicznego do sformułowania modeli URA głębokości prowadzenia narzędzi roboczych maszyn było przyczyną opracowania zorientowanego modelu zastępczego układu elektrohydraulicznego, który uwzględnia wielkości istotne jedynie z punktu widzenia URA tj.: napięcie sterujące elektromagnesem przetwornika (sygnał wejściowy) oraz przesunięcie tłoka siłownika hydraulicznego (sygnał wyjściowy). W pracy podano sposób konstruowania modelu zastępczego, uwzględniający indywidualne rozwiązania projektowe obwodów hydraulicznych różnych typów maszyn.

Budowa modeli matematycznych maszyn roboczych należy do części uzupełniającej pracy, w której przedstawiono także modelowanie URA głębokości prowadzenia narzędzia roboczego maszyny oraz badania symulacyjne modelu URA.

Badania symulacyjne URA zaprezentowane w pracy potwierdziły ogólny charakter opracowanego modelu układu elektrohydraulicznego, co umożliwia zastosowanie tego modelu do symulacji układów regulacji różnych typów maszyn sterowanych elektrohydraulicznie przy zasilaniu ze źródła o stałym przepływie oleju, zarówno przy sterowaniu impulsowym jak i ciągłym.

Do pracy załączono programy symulacyjne, które były wykorzystane podczas budowy modeli matematycznych oraz w czasie prowadzenia symulacji komputerowej.

Autor za najważniejsze osiągnięcia w pracy uważa:

1. Potwierdzenie możliwości i opracowanie metody wykorzystania rzeczywistej charakterystyki statycznej elektromagnesu do zbudowania modelu dynamicznego przetwornika elektromechanicznego, uwzględniającego nieliniowości obwodu magnetycznego.
2. Opracowanie modeli matematycznych i metod symulacji komputerowej dla poszczególnych zespołów i całej maszyny roboczej, co pozwala na prowadzenie badań symulacyjnych na etapie projektowania omawianych maszyn. Fakt ten umożliwia rozpatrzenie wielu wersji rozwiązań konstrukcyjnych i wybór najtańszej i najkorzystniejszej z nich, co daje efekty ekonomiczne zarówno na etapie projektowania jak i w czasie eksploatacji.

Wykazanie słuszności postawionych tez pracy jest potwierdzeniem osiągnięcia celu pracy, którym było: „Zaproponowanie metody analizy przebiegów przejściowych wielkości występujących w układzie sterującym oraz w układzie regulacji automatycznej głębokości prowadzenia narzędzia roboczego ciężkiej maszyny roboczej na podstawie symulacji komputerowej, bazującej na modelach matematycznych podzespołów wchodzących w skład tych układów.”

7. WYKAZ LITERATURY

- [1] Barchudarov L.G.: O vzaimnom vlijanii vertikal'nych kolebanij i natjaženija w gusečnom obyvode. Trudy Akademii VTV. Moskva 1953.
- [2] Baszta T.M.: Urządzenia hydrauliczne. Konstrukcja i obliczanie. Warszawa, WNT 1966.
- [3] Baszta T.M.: Hydraulika w budowie maszyn. Warszawa, WNT 1967.
- [4] Bekker M.G.: Theory of land lokomotion. The mechanics of vehicle mobility. The University of Michigan Press 1962.
- [5] Bekker M.G.: Introduction to terrain—vehicle systems. The University of Michigan Press 1969.
- [6] Burdziński Z.: Ruch wężykowaty pojazdu gąsienicowego. Rozprawa doktorska. Warszawa, Politechnika Warszawska 1963.
- [7] Burdziński Z.: Teoria ruchu pojazdu gąsienicowego. Warszawa, WKiŁ 1972.
- [8] Chapman R.C.: Elektromechanical energy conversion. A Blaisdel Book in the Pure and Applied Science. New York 1965.
- [9] Chochlov V.A.: Elektrogidraulicėske sledjaščie sistemy. Mašinostroenie. Moskva 1971.
- [10] Chodkowski A.W.: Budowa modelu szybkobieżnego pojazdu gąsienicowego na tle ogólnego systemu pojazd—otoczenie—operator. Praca habilitacyjna. Warszawa, WITPiS 1976.
- [11] Chodkowski A.W.: Badania modelowe pojazdów gąsienicowych i kołowych. Warszawa, WKiŁ 1982.
- [12] Cholewicki T.: Elektrotechnika teoretyczna, t. 1. Warszawa, WNT 1967.
- [13] CSMP — system modelowania procesów ciągłych na EMC JS. OBRKSAiP Centrum Mera Elwro. Wrocław 1977.
- [14] Dajniak H.: Analiza wpływu niektórych parametrów na wartość teoretycznego współczynnika oporu toczenia przy ruchu pojazdu gąsienicowego po miękkim podłożu. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej. Łódź 1970.
- [15] Dajniak H.: Ciągniki. Teoria ruchu i konstruowanie. Warszawa, WKiŁ 1985.
- [16] Demidowicz B.P., Maron I.A.: Metody numeryczne. Warszawa, PWN 1965.

- [17] Dietz U., Prochnio E.: Nonlinear control of hydraulic drives. University of Duisburg. Konferencja IFAC 1984.
- [18] Drozd Z.: Problem monotoniczności ruchu kotwicy przekaźnika elektromagnetycznego neutralnego. Rozprawa doktorska. Gdańsk, Politechnika Gdańska 1973.
- [19] Dubik L.: Sprawozdanie z badań funkcjonalnych modelu użytkowego układu sterowania lemieszem ciągnika TD-25 z wykorzystaniem techniki laserowej. Nr 596/1978. OBRMZiT Kombinatu Przemysłowego HSW. Stalowa Wola 1978.
- [20] Dubik L., Łojek M.: Sprawozdanie z badań ciągnika TD-25 ze sterowaniem laserowym. Nr 1075/1983. OBRMZiT Kombinatu Przemysłowego HSW. Stalowa Wola 1983.
- [21] Dubik L.: Sprawozdanie z zakończenia badań dodatkowych sterowania laserowego osprzętem roboczym na ciągniku SG-25E. Nr 1183/1984. OBRMZiT Kombinatu Przemysłowego HSW. Stalowa Wola 1984.
- [22] Elbaum J.: Obwody magnetyczne. Warszawa, PWT 1955.
- [23] Elbaum J.: Obwody magnetyczne w aparatach elektroenergetycznych. Warszawa, WPW 1975.
- [24] Fasol K.H.: Erfahrungen mit der Simulation technischer Systeme im Entwurfsstadium. Kongres - Interkama 1983.
- [25] Gidravličeski sledjaščij privod. [Aut.:] Gamynin N.S. [i in.] Moskva, Mašinostroenie. 1968.
- [26] Górny A., Szwabik B.: Ciągniki. Wybrane zagadnienia teorii ruchu i budowy. Warszawa, WPW 1981.
- [27] Graubner W.: Die Berechnung der Parameter und der dynamischen Charakteristik gleichstromerregler elektromagnetischer Systeme mit translatorischer Ankerbewegung. Dissertation TH Ilmenau 1968.
- [28] Gruzdiev N.I.: Tanki, teoriya. Moskva 1944.
- [29] Guillon M.: Teoria i obliczanie układów hydraulicznych. Warszawa, WNT 1982.
- [30] Guter R.S., Owczyński B.W.: Matematyczne opracowywanie wyników pomiarów. Warszawa, PWN 1973.
- [31] Gutowski R.: Mechanika analityczna. Warszawa, PWN 1971.
- [32] Instrukcja obsługi laserowego systemu sterowania. Laser Plane. USA 1972.
- [33] Instrukcja obsługi spychacza gąsienicowego TD-25. Kombinat Przemysłowy HSW. Stalowa Wola 1972.
- [34] Jaszczuk W.: Analiza pracy szybko działającego mechanizmu dźwigniowego napędzanego elektromagnesem. Rozprawa doktorska. Warszawa, Politechnika Warszawska 1979.
- [35] Just E.: Systemtheoretische Berechnung elektromagnetomechanischer Wandler. Feingeratetechnik 12/79.
- [36] Kallenbach E.: Der Gleichstrommagnet. Akademische Verlagsgesellschaft. Leipzig 1969.
- [37] Kallenbach E., Seitz M.: Projektierung von Elektromagneten unter Beachtung dynamischer Eigenschaften. Feingeratetechnik 12/79.
- [38] Kamiński E.: Dynamika pojazdów i teoria zawieszni. Warszawa, WPW 1983.
- [39] Kamiński E., Pokorski J.: Dynamika zawieszni i układów napędowych pojazdów samochodowych. Warszawa, WKiŁ 1983.
- [40] Klejman H.: Lasery. Warszawa, PWN 1974

- [41] Kochenburger R.J.: Modelowanie układów dynamicznych przy użyciu maszyn matematycznych. Warszawa, WNT 1975.
- [42] Konferencja Naukowo—Techniczna: Maszyny do bezrowkowego drenowania polskiej konstrukcji — stan obecny i perspektywy. Międzyrzecz Wielkopolski 1978.10.12—13.
- [43] Kornacki S.: Obliczanie zespołów wykonawczych elektrohydraulicznych serwomechanizmów impulsowych. Rozprawa doktorska. Warszawa, Politechnika Warszawska 1974.
- [44] Kowalewicz Z.: Kształtowanie charakterystyki ruchu tłoka siłownika hydraulicznego. Rozprawa doktorska. Warszawa, Politechnika Warszawska 1981.
- [45] Kowalewski H.: Elektromechaniczne i magnetyczne elementy automatyki. Warszawa, PWN 1982.
- [46] Koziński W., Neyman M., Świnarski R.: Wprowadzenie do modelowania i symulacji komputerowej. Warszawa, WPW 1982.
- [47] Landau L., Lifszyc E.: Krótki kurs fizyki teoretycznej. Warszawa, PWN 1980.
- [48] Legras J.: Praktyczne metody analizy numerycznej. Warszawa, WNT 1974.
- [49] Linnik J.W.: Metoda najmniejszych kwadratów i teoria opracowywania obserwacji. Warszawa, PWN 1962.
- [50] Lipski J.: Hydrauliczne urządzenia robocze i sterownicze. Warszawa, WKiŁ 1974.
- [51] Lipski J.: Napędy i sterowanie hydrauliczne. Warszawa, WKiŁ 1981.
- [52] Lwow E.: Teoria ciągnika. Warszawa, PWRiL 1955.
- [53] Łastowiecki J.: Elementy magnetyczne w układach napędowych. Warszawa, WNT 1982.,
- [54] Meisel J.: Zasady elektromechanicznego przetwarzania energii. Warszawa, WNT 1970.
- [55] Missala J., Missala T.: Elektryczne pomiary wielkości mechanicznych. Warszawa, PWN 1971.
- [56] Moskvitin A.I.: Upravlenija processov v elektromagnitije s dvižuščimsja jakorem. Moskva 1948.
- [57] Nowak L., Turczyn A.: Metoda bezpośredniego pomiaru czasów zadziałania i powrotu elektromagnetycznych elementów wykonawczych prądu stałego. Pomiary Automatyka Kontrola 5/83.
- [58] Odra 1300 — Fortran, biblioteka podprogramów. WZE Elwro. Wrocław 1971.
- [59] Ogata K.: Metody przestrzeni stanów w teorii sterowania. Warszawa, WNT 1974.
- [60] Opiejko I.F.A.: Matematičeskaja teorija trenija. Mińsk 1971.
- [61] Orłowski L.: Charakterystyki częstotliwościowe obciążeń gąsienicy. Materiały I Konferencji: Pojazdy Terenowe. Badania i Rozwój. Warszawa 1978.
- [62] Piekara A.: Mechanika ogólna. Warszawa, PWN 1964.
- [63] Pizoń A.: Eksperymentalne wyznaczanie charakterystyk elementów i układów hydraulicznych. AGH Kraków 1976.
- [64] Pizoń A.: Wybrane metody analizy nieliniowych hydraulicznych układów regulacji. AGH. Skrypty Uczelniane Nr 580. Kraków 1977.
- [65] Pizoń A.: Projektowanie hydraulicznych i elektrohydraulicznych układów automatycznego sterowania. Politechnika Krakowska. Kraków 1983.
- [66] Poletajev A.F.: Uplotnienie počvy pri kačanii koles. Traktory i selchozmašiny 8/62.
- [67] Pułaczewski J., Szacka K., Manitus A.: Zasady automatyki. Warszawa, WNT 1974.

- [68] Seitz M.: Spezielle Messtechnik für Untersuchungen von Elektromagneten. Feingeräte-technik 11/79.
- [69] Sennig H.F.: Robuste Regelung des hydraulischen Zylinderantriebes einer Werkzeugmaschine. Kongres — Interkama 1983.
- [70] Serwach A.: Modelowanie dynamiki układów hydraulicznych za pomocą maszyn matematycznych. Prace PIAP Nr 22/75. Warszawa 1975.
- [71] Seydel E., Zeigler K., Hennebach R.: Rechnergestützte Simulation und Optimierung elektromechanischer Systeme. Feingeratetechnik 8/78.
- [72] Silajev A.A.: Spektral'naja teorija podresorivaniya transportnyh mašin. Moskva 1963.
- [73] Skrynicki J.: Analiza wrażliwości serwomechanizmu elektrohydraulicznego na typ i parametry modelu obciążenia w urządzeniu do badań własności mechanicznych gleby. Rozprawa doktorska. Warszawa, Politechnika Warszawska 1980.
- [74] Sochocki R.: Wstęp do elektromechanicznego przetwarzania energii. Warszawa, WPW 1975.
- [75] Sołtyński A.: Mechanika układu pojazd—teren. Warszawa, MON 1966.
- [76] Sotskov B.S.: Elementy urządzeń automatyki i telemekhaniki. Warszawa, MON 1955.
- [77] Stola M.: Zbiór zadań z elementów i instalacji automatyki hydraulicznej. Warszawa, WPW 1973.
- [78] Strzałkowski A., Śliżyński A.: Matematyczne metody opracowywania wyników pomiarów. Warszawa, PWN 1973.
- [79] Studebaker R.H.: Method and apparatus for controlling elevation of graders and similar equipment. Patent USA 1970, Nr 3,494,426.
- [80] Studebaker R.H.: Laser beam survey apparatus. Patent USA 1974, Nr 3,588,249.
- [81] Studebaker R.H.: Laser beam survey method and apparatus. Patent USA 1974, Nr 3,813,171.
- [82] Szydelski Z.: Napęd i sterowanie hydrauliczne w pojazdach i samojezdnych maszynach roboczych. Warszawa, WNT 1980.
- [83] Ter Akopov A.K.: Dinamika bystrodejstvujusčich elektromagnitov. Energija. Moskva, Leningrad 1965.
- [84] Typowe elementy hydrauliki siłowej. Katalog SWW 0876. Wema 1980.
- [85] Werner J.: Pojazdy gąsienicowe. Zarys teorii. Łódź, PWN 1952.
- [86] White D.C., Woodson H.H.: Elektromechanical energy conversion. J.Willey & sons, Inc. Londyn 1959.
- [87] Wilczyński J.: Analiza zjawisk dynamicznych w przekaźnikowym elektrohydraulicznym urządzeniu sterowym. Rozprawa doktorska. Gdańsk, Politechnika Gdańska 1971.
- [88] Wrzesień M., Golański M.: Niektóre problemy związane z detekcją promieniowania laserowego. Pomiary Automatyka Kontrola 7/77.
- [89] Wrzesień M., Golański M.: Laserowy system sterowania maszyn inżynierskich. Wiadomości Elektrotechniczne 7/77.
- [90] Wrzesień M., Golański M., Babicz B.: Automatyzacja procesu sterowania maszyny melioracyjnej do bezrowkowego drenowania. Biuletyn PIAP 5/80.
- [91] Wrzesień M., Janson R., Golański M.: Detektor promieniowania laserowego. Patent PRL 1979, Nr 98507.
- [92] Wrzesień M.: Analiza procesu sterowania laserem. Sprawozdanie PIAP Nr 4517. Warszawa 1980.
- [93] Żakowski W. Matematyka I, II Warszawa WNT 1970

ZAŁĄCZNIKI

ZAŁĄCZNIK 1.: Program obliczania współczynników wielomianu aproksymującego siłę elektrodynamiczną.

```

MEMBER NAME  APWIELP
00000001
00000002
00000003 * * *  OBLICZANIE WSPOLCZYNNIKOW WIELOMIANU APROKSZYMUJACEGO * * *
00000004
00000005
00000010      DOUBLE PRECISION A(99,99), TABI(130), TABX(130),
00000020      #B(99), FT(130), POM1, POM2, FUN
0000003010000  FORMAT(3D20,9)
00000040      DO 171 K=1,130
00000050 171 READ (5,10000) TABI(K), TABX(K), FT(K)
00000060      K3=0
00000070      K2=0
00000080      L=0
00000090      K1=1
00000100      M=1
00000110      DO 51 K20=1,99
00000120      DO 52 K21=1,99
00000130      52 A(K20, K21)=0.0D+00
00000140      51 B(K20)=0.0D+00
00000150 50 CONTINUE
00000160      DO 1 K=1,99
00000170      IF(K.LT.10) GO TO 2
00000180      IF(K.EQ.10.OR.K.EQ.20.OR.K.EQ.30.OR.K.EQ.40.OR.K.EQ.50.OR.
00000190      #K.EQ.60.OR.K.EQ.70.OR.K.EQ.80.OR.K.EQ.90) GO TO 4
00000210      2 M=M+1
00000220      GO TO 3
00000230      4 L=L+1
00000240      IF(K1.LT.10) GO TO 5
00000250      IF(K1.EQ.10.OR.K1.EQ.20.OR.K1.EQ.30.OR.K1.EQ.40.OR.
00000260      #K1.EQ.50.OR.K1.EQ.60.OR.K1.EQ.70.OR.K1.EQ.80.OR.
00000270      #K1.EQ.90) GO TO 6
00000280      M=K3-1
00000290      GO TO 2
00000300      5 M=K1
00000310      GO TO 3
00000320      6 M=0
00000330      3 CONTINUE
00000340      DO 25 I=1,130
00000350      IF(L.EQ.0) GO TO 31
00000360      IF(M.EQ.0) GO TO 32
00000370      IF(TABX(I).LE.0.0D+00) GO TO 24
00000380      A(K1, K)=A(K1, K)+TABI(I)**M*TABX(I)**L
00000390      GO TO 24
00000400      31 A(K1, K)=A(K1, K)+TABI(I)**M
00000410      GO TO 24
00000420      32 IF(TABX(I).LE.0.0D+00) GO TO 24
00000430      A(K1, K)=A(K1, K)+TABX(I)**L
00000440      24 CONTINUE
00000450      25 CONTINUE
00000460      1 CONTINUE
00000470 701 K1=K1+1
00000480      IF(K1.GT.99) GO TO 100
00000490      IF(K1.LT.10) GO TO 7
00000500      IF(K1.EQ.10.OR.K1.EQ.20.OR.K1.EQ.30.OR.K1.EQ.40.OR.
00000510      #K1.EQ.50.OR.K1.EQ.60.OR.K1.EQ.70.OR.K1.EQ.80.OR.
00000520      #K1.EQ.90) GO TO 8
00000530      L=K2
00000540      K3=K3+1

```

```

MEMBER NAME  APWIELP
00000550      M=K3
00000560      GO TO 50
00000570      7 M=K1
00000580      L=0
00000590      GO TO 50
00000600      8 M=0
00000610      K3=0
00000620      K2=K2+1
00000630      L=K2
00000640      GO TO 50
00000650      100 CONTINUE
00000660      K11=0
00000670      K12=0
00000680      K13=0
00000690      DO 101 K10=1,99
00000700      IF(K10.LT.10) GO TO 17
00000710      IF(K10.EQ.10.OR.K10.EQ.20.OR.K10.EQ.30.OR.K10.EQ.40.OR.
00000720      #K10.EQ.50.OR.K10.EQ.60.OR.K10.EQ.70.OR.K10.EQ.80.OR.
00000730      #K10.EQ.90) GO TO 27
00000740      IF(K10.EQ.11.OR.K10.EQ.21.OR.K10.EQ.31.OR.K10.EQ.41.OR.
00000750      #K10.EQ.51.OR.K10.EQ.61.OR.K10.EQ.71.OR.K10.EQ.81.OR.
00000760      #K10.EQ.91) K13=0
00000770      K13=K13+1
00000780      DO 999 I=1,130
00000790      IF(TABX(I).LE.0.0D+00) GO TO 49
00000800      B(K10)=B(K10)+FT(I)*TABX(I)**K11*TABI(I)**K13
00000810      49 CONTINUE
00000820      999 CONTINUE
00000830      GO TO 102
00000840      17 K12=K12+1
00000850      DO 777 I=1,130
00000860      777 B(K10)=B(K10)+FT(I)*TABI(I)**K12
00000870      GO TO 102
00000880      27 K11=K11+1
00000890      DO 888 I=1,130
00000900      B(K10)=B(K10)+FT(I)*TABX(I)**K11
00000910      103 CONTINUE
00000920      888 CONTINUE
00000930      102 CONTINUE
00000940      101 CONTINUE
00000950      CALL DGELG(B,A,99,1,0.1D-60,IER)
00000960      IF(IER.NE.0) WRITE(6,4444) IER
00000970      4444 FORMAT(1H ,4HIER=,I5)
00000980      DO 109 I=1,99
00000990      1002 FORMAT(1H ,1HX,I3,1H=,E20.9)
00001000      109 WRITE(6,1002) I,B(I)
00001010      DO 707 L1=1,130
00001020      K100=10
00001030      K104=1
00001040      FUN=0.0D+00
00001050      POM1=0.0D+00
00001060      POM2=0.0D+00
00001070      DO 77 M=1,9
00001080      77 POM1=POM1+B(N)*TABI(L1)**N
00001090      FUN=POM1
00001100      IF(TABX(L1).EQ.0.0D+00) GO TO 710
00001110      708 POM2=B(K100)
00001120      K100=K100+1

```

```

MEMBER NAME  APWIELP
00001130      K101=K100+8
00001140      K102=1
00001150      DO 78 I=K100,K101
00001160      POM2=POM2+B(I)*TABI(L1)**K102
00001170      78 K102=K102+1
00001180      POM2=POM2*TABX(L1)**K104
00001190      FUN=FUN+POM2
00001200      K100=K101+1
00001210      K104=K104+1
00001220      POM2=0.0D+00
00001230      IF(K101.GE.99) GO TO 710
00001240      GO TO 708
00001250      710 WRITE(6,711) L1,FUN
00001260      711 FORMAT(1H 'F',I3,'=',F20.8)
00001270      707 CONTINUE
00001280      STOP
00001290      END
00001291/*
00001292//GO.SYSIN Do *

```

ZAŁĄCZNIK 2.: Program symulacyjny przetwornika elektromechanicznego przy aproksymacji siły elektrodynamicznej wielomianem.

```

MEMBER NAME PELMWIE1
00000010
00000020
00000030
00000040 * * * SYMULACJA PRZETWORNIKA ELEKTROMECHANICZNEGO PRZY * * *
00000050 * * * APROKSYMACJI WIELOMIANEM. PRZYPADK I. * * *
00000060
00000070
00000080
00000090+ PRZETWORNIK ELEKTROMECHANICZNY. KIERUNEK RUCHU NIEZGODNY
00000100+ Z DZIAŁANIEM SIŁY CIĘŻKOŚCI
00000110
00000120+ SIŁA ELEKTRODYNAMICZNA APROKSYMOWANA WIELOMIANEM DWÓCH ZMIENNYCH
00000130+ I, X1.
00000140
00000150
00000160/ COMMON A(11,11)
00000170FIXED N,NK
00000180MEMORY WP
00000190INITIAL
00000200
00000210PARAMETER R=24.,U=24.,UZEN=15.,RZEN=15.E4,LMIN=.12
00000220
00000230
00000240PARAMETER B1H=.500,B2H=35.,M1=.01,MK=.05,K1=6800.
00000250PARAMETER X1H=3.0E-3,X11=4.9E-3,X12=6.E-3,X11M=6.2E-3,X1P=4.5E-3
00000260
00000270INCON IO=0.,X1PPO=0.,CX10=0.,WPS=1.,WP=0.
00000280
00000290CONSTANT GZ=+9.806,TI=.11
00000300CONSTANT N=2
00000310NOSORT
00000320 NK=N+1
00000330 READ(5,200)((A(J,K),K=1,NK),J=1,NK)
00000340 200 FORMAT(5E14.7)
00000350
00000360DYNAMIC
00000370
00000380 KZ=STEP(0.)-STEP(TI)
00000390PROCEDURE UZ=UZ(U,I,RZEN,UZEN,KZ)
00000400 IF(KZ.EQ.1.)UZ=U
00000410 IF(KZ.EQ.0.)AND(I.GT.UZEN/RZEN)UZ=-UZEN
00000420 IF(KZ.EQ.0.)AND(I.LE.UZEN/RZEN)UZ=-I*RZEN
00000430ENDPRO
00000440 DIDT=(UZ-R*I-MI*X1PRIM*KST2)/L
00000450 IP=INTGRL(IO,DIDT*KST3)
00000460
00000470 KST2=FCNSW(I,0.,0.,INSW(I=U/R,1.,0.))
00000480 KST3=FCNSW(DIDT,0.,0.,1.)
00000490 KST04=FCNSW(I-U/R,1.,KST05,KST05)
00000500 KST05=INSW(DIDT,1.,0.)
00000510 KST3=FCNSW(I,KST03,KST03,KST04)
00000520
00000530 I=LIMIT(0.,U/R,IP)
00000540
00000550 FED,LP,MI=FLM(N)
00000560
00000570 L=LIMIT(LMIN,100.,LP)
00000580

```



```

MEMBER NAME PELMWIE1
00000590 FSP=K1+F1*(X1P-X1N+X1)
00000600 FBH=(B1H+F1*B2H)*X1PRIN
00000610 FC=(MK+M1+F1)*GZ
00000620 X1WTOR=(FED-FSP-FBH+FC)/(MK+M1+F1)
00000630 CX1=INTGRL(CX10,X1WTOR)
00000640 PROCEDURE X1PRIM,WP=WP(M1,MK,X1N,X1LIM,X1,FED,FSP,X1PP,CX1)
00000650 IF(X1PP.GE.X1LIM.AND.FED.GT.FSP+FC)GO TO 1
00000660 IF(X1PP.LE.J0.AND.FED.LE.FC)GO TO 1
00000670 GO TO 2
00000680 1 WP=-CX1
00000690 2 X1PRIM=WP+CX1
00000700 IF(X1PRIM.GT.0.AND.X1-X1N.LT.0.)WPS=1.
00000710 IF(X1PRIM.GT.0.AND.X1-X1N.GT.0.AND.WPS.EQ.1.)GO TO 3
00000720 GO TO 4
00000730 3 WPS=0.
00000740 WP=MK*X1PRIM/(M1+MK)-X1PRIM+WP
00000750 4 CONTINUE
00000760 ENDPRO
00000770 X1PP=INTGRL(X1PP0,X1PRIM)
00000780 X1=LIMIT(0.,X1LIM,X1PP)
00000790 F1=COMPAR(X1,X1N)
00000800
00000810
00000820 NOSORT
00000830
00000840 CALL WYKS1U(4,1,X1,1,FED,L)
00000850
00000860 TERMINAL
00000870 TITER FINTIM=.20,DELT=1.E-4,PRDEL=1.E-3
00000880 METHOD SIMP
00000890 PRINT I,X1,FED,L,M1
00000900 TITLE PRZETWORNIK ELEKTROMECHANICZNY.FED APROKS.WIELOM.DWOCH ZMIENNYCH
00000910 END
00000920 DATA
00000930 0.0E+00 0.2893448E+02 0.4455845E+01-0.4843839E+04-0.1947121E+05
00000940 0.2095278E+05 0.15162727+07 0.6201227E+07-0.4324466E+07
00000950 ENDDATA
00000960 STOP
00000970 SUBROUTINE FLM(NN,FEDS,LPS,MIS)
00000980 COMMON
00000990 COMMON A(11,11)
00001000 REAL LPS,MIS,I,LP1,M11,LP2,LP3,M12,M13,M14
00001010 FEDS=0.
00001020 LPS=0.
00001030 MIS=0.
00001040 FED2=0.
00001050 FED3=0.
00001060 FED4=0.
00001070 JK=NN+1
00001080 DO 103 K=2,JK
00001090 103 FED3=FED3+A(1,K)*I**(K-1)
00001100 DO 104 J=2,JK
00001110 104 FED2=FED2+A(J,1)*X1**(J-1)
00001120 DO 102 J=2,JK
00001130 FED1=0.
00001140 DO 101 K=2,JK
00001150 101 FED1=FED1+A(J,K)*I**(K-1)
00001160 102 FED4=FED4+FED1*X1**(J-1)

```

```

MEMBER NAME PELMWIE1
00001170 FEDS=FED3+FED2+FED4
00001180 LP2=0.
00001190 LP3=0.
00001200 DO 113 J=1,JK
00001210 113 LP2=LP2+A(J,3)*2.*X1**J/J
00001220 IF(JK.LT.4)GO TO 114
00001230 DO 112 J=1,JK
00001240 LP1=0.
00001250 DO 111 K=4,JK
00001260 111 LP1=LP1+A(J,K)*(K-1)*(K-2)*I**(K-3)
00001270 112 LP3=LP3+LP1*X1**J/J
00001280 114 LPS=LP2+LPS
00001290 MI2=0.
00001300 MI3=0.
00001310 MI4=0.
00001320 DO 123 J=2,JK
00001330 123 MI2=MI2+A(J,2)*X1**(J-1)
00001340 DO 124 K=3,JK
00001350 124 MI3=MI3+A(1,K)*(K-1)*I**(K-2)
00001360 DO 122 J=2,JK
00001370 MI1=0.
00001380 DO 121 K=3,JK
00001390 121 MI1=MI1+A(J,K)*(K-1)*I**(K-2)
00001400 122 MI4=MI4+MI1*X1**(J-1)
00001410 MI5=MI2+MI3+MI4+A(1,2)
00001420 RETURN
00001430 END
00001440 SUBROUTINE WYKS1U(LZ1,LW,X1,X2,X3,X4)
00001450 COMMON AAA1(64),TIME,DELT, DELMIN,FINTIM,AAA3(8415),KEEP
00001460 DIMENSION SGK(4),ZW(101),X(4),IND(4),
00001470 1LWZ(1),TMX(4,1),TMIN(4,1),XMX(4,1),XMIN(4,1),XP1(4,1),
00001480 2XMAXR(4,1),XMINR(4,1),XP(200,4,1),T(200)
00001490 DOUBLE PRECISION NAZWAZ(4,1)
00001500 DATA SGK,SP,ZN/'*','+','-', '0',' ','.'/'
00001510 DATA NAZWAZ/' X1 ',' I ',' FED ',' L '/'
00001520 DATA IN1,LWM,DCZAS/200,1, .0010/
00001530 DATA XMAXR,XMINR/6,6E-3,1.05,165.,0.8,4*0./
00001540 IF(TIME.LE.0.)KZAK=0
00001550 IF(KEEP.NE.1.OR.KZAK.EQ.1)GO TO 400
00001560 X(1)=X1
00001570 X(2)=X2
00001580 X(3)=X3
00001590 X(4)=X4
00001600 IF(TIME.GT.0.)GO TO 10
00001610 T(1)=0.
00001620 IN=1
00001630 CZAS=0.
00001640 LZW(LW)=LZ1
00001650 DO 1 LZ=1,LZ1
00001660 XP1(LZ,LW)=X(LZ)
00001670 TMX(LZ,LW)=0.
00001680 TMIN(LZ,LW)=0.
00001690 XMX(LZ,LW)=X(LZ)
00001700 1 XMIN(LZ,LW)=X(LZ)
00001710 10 DO 2 LZ=1,LZ1
00001720 IF(X(LZ).GT.XMX(LZ,LW))GO TO 3
00001730 IF(X(LZ).LT.XMIN(LZ,LW))GO TO 4
00001740 GO TO 2

```

```

MEMBER NAME PELWIE1
00001750 3 XMX(LZ, LW)=X(LZ)
00001760 TMX(LZ, LW)=TIME
00001770 GO TO 2
00001780 4 XMIN(LZ, LW)=X(LZ)
00001790 TMIN(LZ, LW)=TIME
00001800 2 CONTINUE
00001810 IF(TIME.LT.CZAS)GO TO 300
00001820 IF(LW-NE.1.OR.TIME.LE.0.)GO TO 61
00001830 IF(ABS(TIME-CZAS).LE.DELT/2.)GO TO 240
00001840 IF(TIME-CZAS)242,240,241
00001850 240 T(IN)=TIME
00001860 GO TO 62
00001870 241 T(IN)=TIME-DELT
00001880 61 DO 11 LZ=1, LZ1
00001890 11 XP(IN, LZ, LW)=XP1(LZ, LW)
00001900 GO TO 64
00001910 242 DO TO 300
00001920 62 DO 63 LZ=1, LZ1
00001930 63 XP(IN, LZ, LW)=X(LZ)
00001940 64 IF(LW.LT.LWN)GO TO 300
00001950 IN=IN+1
00001960 CZAS=CZAS+DCZAS
00001970 DO 14 LZ=1, LZ1
00001980 14 XP1(LZ, LW)=X(LZ)
00001990 IF(TIME.LT.FINTIM-DCZAS)GO TO 300
00002000 KZAK=1
00002010 DO 31 LW=1, LWM
00002020 WRITE(6, 501)
00002030 LZW1=LZW(LW)
00002040 WRITE(6, 502)(NAZWAZ(LZ, LW), XMIN(LZ, LW), TMIN(LZ, LW),
00002050 1XMX(LZ, LW), TMX(LZ, LW), LZ=1, LZW1)
00002060 21 KM=101
00002070 WRITE(6, 514)(NAZWAZ(LZ, LW), SGK(LZ), SGK(LZ), SGK(LZ),
00002080 1XMINR(LZ, LW), XMAXR(LZ, LW), LZ=1, LZW1)
00002090 WRITE(6, 504)
00002100 25 SKM=KM
00002110 DO 31 IN=1, IN1
00002120 DO 26 I=2, KM
00002130 26 ZW(I)=SP
00002140 ZW(1)=ZN
00002150 ZW(KM)=ZN
00002160 DO 30 LZ=1, LZW1
00002170 IND(LZ)=INT((XP(IN, LZ, LW)-XMINR(LZ, LW))/(XMAXR(LZ, LW)-
00002180 1XMINR(LZ, LW)+1.E-20)*(SKM-.5))+1
00002190 IF(IND(LZ).LT.1)IND(LZ)=1
00002200 IF(IND(LZ).GT.KM)IND(LZ)=KM
00002210 30 ZW(IND(LZ))=SGK(LZ)
00002220 51 WRITE(6, 510)T(IN), (ZW(I), I=1, KM)
00002230 31 CONTINUE
00002240 501 FORMAT(1H1, 6X, 'ZMIENNA', 6X, 'MINIMUM', 6X, 'TIME', 9X, 'MAKSIMUM',
00002250 15X, 'TIME')
00002260 502 FORMAT(1H ,7X, A6, 4X, 1PE11.4, 2X, E11.4, 2X, E11.4, 2X, E11.4)
00002270 504 FORMAT(1H0, 1X, 'TIME', 12X, '!', 10('-----!'))
00002280 510 FORMAT(1H , 1PE10.4, 7X, 10I A1)
00002290 514 FORMAT(// (2X, A6, ' ', 3A1, 2X, 1PE11.4, 89X, E11.4))
00002300 300 DO 301 LZ=1, LZ1
00002310 301 XP1(LZ, LW)=X(LZ)
00002320 400 RETURN
00002330 END
00002340ENDJOB
00002350/*
00002360//

```

Załącznik 3: Program obliczania współczynników funkcji złożonej aproksymującej siłę elektrodynamiczną.

```

MEMBER NAME  APWYKLP
00000010
00000020
00000030
00000031 * * *  OBLICZANIE WSPOLCZYNNIKOW FUNKCJI ZLOZONEJ * * *
00000032 * * *  APROKSYMUJACEJ FED. * * *
00000033
00000034
00000035
00000040
00000050      DOUBLE PRECISION PRAWA(11), TABI(130), TABX(130),
00000060      #A, B, C, D, E, F, G, H, K, M, P, HHH, CZ1, CZ2, CZ3, FLZ, FL,
00000060      #SUMDF(11), FT(130), N, POM1, PON2, SUMDF2(11, 11), DFD(11, 130)
00000070C
00000080C      130 DANYCH POMIAROWYCH, 10 ITERACJI
00000090C
00000100C      WCZYTANIE WARTOSCI STARTOWYCH
00000110C
00000120      READ(5, 10000) A, B, C, D, E, F, G, H, K, M, P
0000013010000  FORMAT(3D20.9)
00000140      N=7.5D-3
00000150C
00000160C      WCZYTANIE DANYCH POMIAROWYCH
00000170C
00000180      DO 171 K1=1, 130
00000190 171 READ (5, 10000) TABI(K1), TABX(K1), FT(K1)
00000200C
00000210C      GLOWNA PETLA ITERACJI
00000220C
00000230      DO 60 K1=1, 30
00000240      WRITE(6, 811) A, B, C, D, E, F, G, H, K, M, P
00000250 811 FORMAT(' A=', 1PD13.6, ' B=', 1PD13.6, ' C=', 1PD13.6
00000260 #/ ' D=', 1PD13.6, ' E=', 1PD13.6, ' F=', 1PD13.6
00000270 #/ ' G=', 1PD13.6, ' H=', 1PD13.6, ' K=', 1PD13.6
00000280 #/ ' M=', 1PD13.6, ' p=', 1PD13.6)
00000290C
00000300C      ZEROWANIE TABLIC SUM POCHODNYCH
00000310C
00000320      DO 80 II=1, 11
00000330      SUMDF(II)=0.0D+0
00000340      PRAWA(II)=0.0D+00
00000350      DO 80 IJ=1, 11
00000360 80 SUMDF2(II, IJ)=0.0D+00
00000370C
00000380C
00000390      DO 70 J=1, 130
00000400C
00000410C      WYLICZANIE POCHODNYCH CZASTKOWYCH
00000420C      TABLICA DFD ZAWIERA POCHODNE CZASTKOWE PO A, B, C, D...ITD
00000430C
00000440      CZ1= DEXP((D-E*TABI(J)+F*DEXP(G*TABI(J)))*(TABX(J)-N))
00000450      CZ2=A+B*TABI(J)
00000460      CZ3=1.0D+00-DEXP(C*TABI(J))
00000470      DFD(1, J)=CZ3*CZ1
00000480      DFD(2, J)=DFD(1, J)*TABI(J)
00000490      DFD(3, J)=-CZ2*CZ1*TABI(J)*DEXP(C*TABI(J))
00000500      DFD(4, J)=CZ2*CZ3*CZ1*(TABX(J)-N)
00000510      DFD(5, J)=-DFD(4, J)*TABI(J)
00000520      DFD(6, J)=DFD(4, J)*DEXP(G*TABI(J))
00000530      DFD(7, J)=DFD(6, J)*F*TABI(J)

```

```

MEMBER NAME  APWYKLP
00000540      DFD(9,J)=(1.0D+00-DEXP(M*TABI(J)))+(N-TABX(J))
00000550      DFD(8,J)=DFD(9,J)*TABI(J)
00000560      DFD(10,J)=-DEXP(M*TABI(J))*(N-TABX(J))*TABI(J)*(K+M*TABI(J)
00000570      DFD(11,J)=TABX(J)*TABX(J)*TABX(J)*TABX(J)*TABX(J)
00000580C
00000590C      DODAWANIE SKLADNIKOW DO SUMY
00000600C
00000610      DO 124 II=1,11
00000620      SUMDF(II)=SUMDF(II)+DFD(II,J)
00000630      DO 124 IJ=1,11
00000640  124 SUMDF2(II,IJ)=SUMDF2(II,IJ)+DFD(II,J)*DFD(IJ,J)
00000650C
00000660C      WYLICZANIE WARTOSCI FUNKCJI FLZ
00000670C
00000680      FLZ=CZ2*CZ3*CZ1+(K+H*TABI(J))*(1.0D+00-DEXP(M*TABI(J)))*
00000690      *(N-TABX(J))+P*TABX(J)*TABX(J)*TABX(J)*TABX(J)*TABX(J)
00000700C
00000710C      WYLICZANIE MACIERZY WYRAZOW WOLNYCH
00000720C
00000730      DO 666 II=1,11
00000740  666 PRAWA(II)=PRAWA(II)+DFD(II,J)*(FT(J)-FLZ)
00000750      70 CONTINUE
00000760      CALL DGEL6(PRAWA,SUMDF2,11,1,0.1D-50,IER)
00000770      IF(IER.NE.0) WRITE(6,4444) IER
00000780  4444 FORMAT(1H ,4HIER=,I5)
00000790      WRITE(6,3333)(PRAWA(I),I=1,11)
00000800  3333 FORMAT(' DA=',1PD13.6,' DB=',1PD13.6,' DC=',1PD13.6
00000810      #/ ' DD=',1PD13.6,' DE=',1PD13.6,' DF=',1PD13.6
00000820      #/ ' DG=',1PD13.6,' DH=',1PD13.6,' DK=',1PD13.6
00000830      #/ ' DH=',1PD13.6,' DP=',1PD13.6)
00000840C
00000850C      OBLICZENIE ROZNIC
00000860C
00000870      POM1=0.0D+00
00000880      POM2=0.0D+00
00000890      DO 7100 J=1,130
00000900      CZ1=DEXP((D-E*TABI(J)+F*DEXP(G*TABI(J)))*(TABX(J)-N))
00000910      CZ2=A+B*TABI(J)
00000920      CZ3=1.0D+00-DEXP(G*TABI(J))
00000930      FLZ=CZ2*CZ3*CZ1+(K+H*TABI(J))*(1.0D+00-DEXP(M*TABI(J)))*
00000940      *(N-TABX(I))+P*TABX(J)*TABX(J)*TABX(J)*TABX(J)*TABX(J)
00000980      HHH=FT(J)-FLZ
00000981      IF (K1.EQ.30)WRITE(6,2653)FT(J),FLZ,HHH
00000982  2653 FORMAT(' ',3(1PD16.8,' '))
00000990      POM1=POM1+HHH
00001000  7100 POM2=POM2+HHH*HHH
00001010C
00001020C      OBLICZENIE NOWYCH WARTOSCI POCZATKOWYCH
00001030C
00001040      A=A+PRAWA(1)
00001050      B=B+PRAWA(2)
00001060      C=C+PRAWA(3)
00001070      D=D+PRAWA(4)
00001080      E=E+PRAWA(5)
00001090      F=F+PRAWA(6)
00001100      G=G+PRAWA(7)
00001110      H=H+PRAWA(8)
00001120      K=K+PRAWA(9)

```

```
MEMBER NAME  APWYKLP
00001130      M=M+PRAWA(10)
00001140      P=P+PRAWA(11)
00001150C
00001160C      WYPROWADZENIE ROZNIC
00001170C
00001180      60 WRITE(6,5890)POM1,POM2
00001190 5890 FORMAT(' SUMA ROZNIC = ',1PD13.6,
00001200      #, SUMA KWADRATOW ROZNIC = ',1PD13.6///)
00001210      STOP
00001220      END
00001230/*
00001240//GO.SYSIN DD *
```

ZAŁĄCZNIK 4.: Program symulacyjny przetwornika elektromechanicznego przy aproksymacji siły elektrodynamicznej funkcją złożoną.

```

MEMBER NAME PEMWYKZ
00000010
00000020
00000030
00000031 * * * SYMULACJA PRZETWORNIKA ELEKTROMECHANICZNEGO * * *
00000032 * * * PRZY APROKSYMACJI FED FUNKCJA ZLOZONA. PRZYP. I. * * *
00000033
00000034
00000035
00000040* PRZETWORNIK ELEKTROMECHANICZNY.
00000050*
00000060
00000070
00000080MEMORY WP,IP1
00000090INITIAL
00000100
00000110PARAMETER R=24.,U=24.,UZEZN=15.,RZEN1=15.E4,RZEN2=30.,IG=1.E-4
00000120PARAMETER A=97.09,B=60.69,C=-4.084,D=223.82,E=38.13,F=705.8,...
00000130 G=-2.18,H=-4462.,K=11973.,M=-.17,N=7.5E-3
00000140PARAMETER B1H=0.50,B2H=35.,M1=.01,MK=.05,K1=6800.
00000150PARAMETER X1M=3.0E-3,X11=4.9E-3,X12=6.E-3,X11M=6.2E-3,X1P=4.5E-3
00000160
00000170INCON IO=0.,X1PP0=3.0E-3,CX10=0.,WpS=1.,IP1=0.,IPP=0.,WP=0.
00000180
00000190
00000200CONSTANT GZ=-9.806,TI=.11,LOG=.12,PP=0.
00000210
00000220CONSTANT KF=4.7E12
00000230
00000240
00000250DYNAMIC
00000260
00000270 KZ=STEP(0.)-STEP(TI)
00000280PROCEDURE UZ,KST2=UZ(U,UZEZN,I,RZEN1,RZEN2,IG,KZ)
00000290 KST2=1.
00000300 IF(I.LE.0.)OR(I.GE.U/R)KST2=0.
00000310 IF(KZ.EQ.1.)UZ=U
00000320 IF(KZ.EQ.0.)AND(I.GT.IG)UZ=- (UZEZN+(I-IG)*RZEN2)
00000330 IF(KZ.EQ.0.)AND(I.LE.IG)UZ=-I*RZEN1
00000340ENDPRO
00000350 DIDT=(UZ-R*I-MI*X1PRIM*KST2)/L
00000360 IP=INTGRL(IO,DIDT)
00000370PROCEDURE IP1=IP1(I,U,R,DIDT,IP,IPP)
00000380 IF(I.LE.0.)AND(DIDT.LE.0.)GO TO 10
00000390 IF(I.GE.U/R)AND(DIDT.GE.0.)GO TO 30
00000400 GO TO 20
00000410 10 IPP=-IP
00000420 GO TO 20
00000430 30 IPP=-IP+U/R
00000440 20 IP1=IP+IPP
00000450ENDPRO
00000460 I=LIMIT(0.,U/R,IP1)
00000470 LP=((1./BM+N-X1)*(2.*AM*BPRIM**2/BM-AM*BWTOR-2.*APRIM*BPRIN)...
00000480 *AWTOR+AM*BPRIM**2*(N-X1)**2)*EXP(-BM*(N-X1))/BM+...
00000490 .CWTOR*X1*(N-X1/2.)
00000500 L=LIMIT(LOG,100.,LP)
00000510 MI=(APRIM-AM*BPRIM*(N-X1))*EXP(-BM*(N-X1))+CPRIM*(N-X1)
00000520 AM=(A+B*1)*(1.-EXP(C*1))
00000530 BM=D-E*I+F*EXP(G*I)

```

```

MEMBER NAME DEMWYK2
00000540 CM=(K+H*I)*(1.-EXP(M*I))
00000550 APRIM=B-EXP(C*I)*(B+(A+B*I)*C)
00000560 BPRIM=F*G*EXP(G*I)-E
00000570 CPRIM=H-(H+M*(K+H*I))*EXP(M*I)
00000580 AWTOR=-(.2.*B*C+(A+B*I)*C**2)*EXP(C*I)
00000590 BWTOR=F*G**2*EXP(G*I)
00000600 CWTOR=-(.2.*M*H*(K+H*I)*M**2)*EXP(M*I)
00000610 FED=AM*EXP(-BM*(N-X1))+CM*(N-X1)+KF*X1*X1*X1*X1*X1
00000620 FSP=K1*F1*(X1P-X1N+X1)
00000630 FBH=(B1H+F1*B2H)*X1PRIM
00000640 FC=(MK+M1*F1)*GZ
00000650 X1WTOR=(FED-FSP-FBH-FC)/(MK+M1*F1)
00000660 CX1=INTGRL(CX10,X1WTOR)
00000670PROCEDURE X1PRIM,WP=WP(M1,MK,X1N,X1LIM,X1,FED,FSP,X1PP,CX1,FC,K1,UZ,L
00000680 IF(X1PP.GE.X1LIM.AND.FED.GT.FSP+FC)GO TO 1
00000690 IF(X1PP.LE.0.AND.FED.LE.FC.AND.FC.GT.0.)GO TO 1
00000700 IF(FED-FC.LT.K1*X1P.AND.UZ.EQ.U.AND.FC.LT.0.)GO TO 1
00000710 IF(X1PP.LE.0.AND.FC.LE.0.AND.PP.LE.0.)GO TO 5
00000720 GO TO 2
00000730 5 PP=1.
00000740 1 WP=-CX1
00000750 2 X1PRIM=WP+CX1
00000760 IF(X1PRIM.GT.0.AND.X1-X1N.LT.0.)WPS=1.
00000770 IF(X1PRIM.GT.0.AND.X1-X1N.GT.0.AND.WPS.EQ.1.)GO TO 3
00000780 GO TO 4
00000790 3 WPS=0.
00000800 WP=MK*X1PRIM/(M1+MK)-X1PRIM+WP
00000810 4 CONTINUE
00000820ENDPRO
00000830 X1PP=INTGRL(X1PP0,X1PRIM)
00000840 X1=LIMIT(0.,X1LIM,X1PP)
00000850 F1=COMPAR(X1,X1N)
00000860
00000870+ KTL1=COMPAR(0.,TIME)
00000880+ KTL2=COMPAR(X1PP,X1LIM)
00000890+ KTLIM=RST(KTL2,KTL1,0-)
00000900 KTLIM=1.
00000910 DROGA=INTGRL(0.,KTLIM*ABS(X1PRIM))
00000920 ENELEK=INTGRL(0.,KTLIM*UZ*I)
00000930 ENREZ=INTGRL(0.,KTLIM*R*I*I)
00000940 ENTAR=INTGRL(0.,KTLIM*FBH*X1PRIM)
00000950 PRMECH=INTGRL(0.,KTLIM*FC*X1PRIM)
00000960 ENSPR=INTGRL(0.,KTLIM*FSP*X1PRIM)
00000970
00000980 ENKIN=.5*(MK+F1*M1)*X1PRIM*X1PRIM
00000990 ENMECH=ENKIN+ENTAR+ENSPR+PRMECH
00001000 ENMAGN=ENELEK-ENREZ-ENMECH
00001010 ENFED=INTGRL(0.,FED*X1PRIM*KTLIM)
00001020 ETAP=100.*ENMECH/ENELEK
00001030
00001040NOSORT
00001050
00001060 IF(TIME.LE.0.)CZASDR=0.
00001070 IF(TIME.LT.CZASDR.OR.KEEP.NE.1)GO TO 1000
00001080 IF(TIME.LE.0.)GO TO 2000
00001090 1100 WRITE(9,1500)TIME,X1,I,FBH,ENELEK,ENMAGN,ENKIN,PRMECH,ENFED
00001100 WRITE(10,1500)TIME,X1PRIM,FED,FSP,ENREZ,ENMECH,ENSPR,ENTAR,ETA
00001110 CZASDR=CZASDR+PRDEL

```



```

MEMBER NAME PEMWYK2
00001120 GO TO 1000
00001130 2000 WRITE(9,1550)
00001140 WRITE(10,1551)
00001150 GO TO 1100
00001160 1000 CONTINUE
00001170 TERMINAL
00001180 TIMER FINTIM=.045,DELT=1.E-4,PRDEL=1.E-3
00001190 METHOD SIMP
00001200 WR TE(6,61)DROGA,ENKIN,ENREZ,ENMAGN,ENMECH,ENELEK,ETAP,...
00001210 ENTAR,PRMECH,ENSPR
00001220 61 FORMAT(1H1,/'/' DROGA = ',1PE11.4,', ENKIN = ',E11.4,
00001230 U', ENREZ = ',E11.4,', ENMAGN = ',E11.4,', ENMECH = ',
00001240 HE11.4,',',', ENELEK = ',E11.4,', ETAP = ',E11.4,', ENTAR = ',
00001250 HE11.4,', PRMECH = ',E11.4,', ENSPR = ',E11.4)
00001260 1500 FORMAT(1H ,10(1PE13.4))
00001270 1550 FORMAT(1H1,4X,'TIME',9X,'X1',12X,'I',12X,'FBH',9X,'ENELEK',7X,
00001280 H'ENMAGN',7X,'ENKIN',8X,'PRMECH',7X,'ENFED')
00001290 1551 FORMAT(1H1,4X,'TIME',9X,'X1PRIM',8X,'FED',9X,'FSP',8X,'ENREZ',
00001300 H8X,'ENMECH',8X,'ENSPR',8X,'ENTAR',8X,'ETAP')
00001310 END
00001320 CONSTANT GZ=9.806
00001330 INCON X1PP0=0.
00001340 END
00001350 STOP
00001360 ENDJOB
00001370 /*
00001380 //CSNPT.FT09F001 DD SYSOUT=A,DCB=(RECFM=FBA,BLKSIZE=133)
00001390 //CSNPT.FT10F001 DD SYSOUT=A,DCB=(RECFM=FBA,BLKSIZE=133)
00001400 //

```

Załącznik 5.: Program symulacyjny układu elektrohydraulicznego zgarniarki TD-25.

```

MEMBER NAME MELHYD
00000010
00000020
00000030
00000031 * * * PROGRAM SYMULACYJNY UKŁADU ELEKTROHYDRAULICZNEGO * * *
00000032 * * * ZGARNIARKI. * * *
00000033
00000034
00000035
00000040* MODEL ELEKTROHYDRAULICZNEGO UKŁADU STEROWANIA LEMIESZEM CIĄGNIKA
00000050
00000060MEMORY PQW,WP2,WP3,WP4,WPRO1,IPROC1
00000070
00000080MACRO x1,I,IP,IP1,CX1,X1PP,WP=XIAB(CX10,X1PP0,WPO,WPS0,I0,IPPO,...
00000090 U,U1,UZEZN,R,RZEN1,RZEN2,IG,N,X1P,X1N,X1LIM,MK,M1,KZ,FK,LOG)
00000100
00000110
00000120PROCEDURE UZ,KST2=UZ(U,U1,UZEZN,I,RZEN1,RZEN2,IG,KZ)
00000130 KST2=1.
00000140 IF(I.LE.0..OR.I.GE.U/R)KST2=0.
00000150 IF(KZ.NE.0.)UZ=U1
00000160 IF(KZ.EQ.0..AND.I.GT.IG)UZ=-(UZEZN+(I-IG)*RZEN2)
00000170 IF(KZ.EQ.0..AND.I.LE.IG)UZ=-I*RZEN1
00000180ENDPRO
00000190
00000200 DIDT=(UZ-R*I-MI*X1PRIM*KST2)/L
00000210 IP=INTGRL(I0,DIDT)
00000220
00000230PROCEDURE IP1=IPROC1(IPP0,I,U,R,DIDT,IP)
00000240 IF(TIME.EQ.0.)IPP=IPP0
00000250 IF(I.LE.0..AND.DIDT.LE.0.)GO TO 10
00000260 IF(I.GE.U/R.AND.DIDT.GE.0.)GO TO 30
00000270 GO TO 20
00000280 10 IPP=-IP
00000290 GO TO 20
00000300 30 IPP=-IP+U/R
00000310 20 IP1=IP+IPP
00000320ENDPRO
00000330
00000340 I=LIMIT(0.,U/R,IP1)
00000350 LP1=(1./BM*(N-X1))*(2.*AM*BPRIM**2/BM-AM*BWTOR-2.*APRIM*BPRIM)
00000360 LP2=AWTOR*AM*BPRIM**2*(N-X1)**2
00000370 LP3=EXP(-BM*(N-X1))/BM
00000380 LP4=CWTOR*X1*(N-X1/2.)
00000390 LP=LP3*(LP1+LP2)+LP4
00000400 L=LIMIT(LOG,100.,LP)
00000410 MI=(APRIM-AM*BPRIM*(N-X1))*EXP(-BM*(N-X1))+CPRIM*(N-X1)
00000420 AM=(A+B*I)*(1.-EXP(C*I))
00000430 BM=D-E*I+F*EXP(G*I)
00000440 CM=(K+H*I)*(1.-EXP(M*I))
00000450 APRIM=B-EXP(C*I)*(B+(A+B*I)+C)
00000460 BPRIM=F*G*EXP(G*I)-E
00000470 CPRIM=H-(H+M*(K+H*I))*EXP(M*I)
00000480 AWTOR=-(2.*B*C+(A+B*I)*C**2)*EXP(C*I)
00000490 BWTOR=F*G**2*EXP(G*I)
00000500 CWTOR=-(2.*H*(K+H*I)+M**2)*EXP(M*I)
00000510 FED=AM*EXP(-BM*(N-X1))+CM*(N-X1)+KF*X1*X1*X1*X1*X1
00000520 FSP1=K1*F1*(X1P-X1N*X1)
00000530 FBH1=(B1H+F1+B2H)*X1PRIM

```

```

MEMBER NAME  HELMYD
00000540      FC=(MK+M1*F1)*GZ
00000550      X1WTOR=(FED-FSP1-FBH1-FC-FH)/(MK+M1*F1)
00000560      CX1=INTGRL(CX10,X1WTOR)
00000570
00000580PROCEDURE X1PRIM,WP=WPRO1(WP0,WPS0,M1,MK,X1N,FH,X1,FED,FSP1,X1PP,CX1)
00000590      IF(TIME.GT.0.)GO TO 5
00000600      PP=0.
00000610      WPS=WPS0
00000620      5 IF(X1PP,GE.X1LIM.AND.FED.GT.FSP1+FC+FH)GO TO 1
00000630      IF(X1PP.LE.0..AND.FED.LE.FC.AND.FC.GT.0.)GO TO 1
00000635      IF(X1PP.LE.0..AND.FC.LE.0..AND.PP.LE.0.)GO TO 6
00000640      GO TO 2
00000645      6 PP=1.
00000650      1 WP=-CX1
00000660      2 X1PRIM=WP+CX1
00000670      IF(X1PRIM.GT.0..AND.X1-X1N.LT.0.)WPS=1.
00000680      IF(X1PRIM.GT.0..AND.X1-X1N.GT.0..AND.WPS.EQ.1.)GO TO 3
00000690      GO TO 4
00000700      3 WPS=0.
00000710      WP=MK*X1PRIM/(M1+MK)-X1PRIM+WP
00000720      4 CONTINUE
00000730ENDPRO
00000740
00000750      X1PP=INTGRL(X1PP0,X1PRIM)
00000760      X1=LIMIT(0.,X1LIM,X1PP)
00000770      F1=COMPAR(X1,X1N)
00000780
00000790ENDMAC
00000800
00000810INITIAL
00000820
00000830PARAMETER Q00=2.67E-3,FT=1.E5,TI=.11,TP=.2,TFT=.6
00000840
00000850PARAMETER X110=3.9E-3,X120=4.8F-3,D11=5.E-3,DEL1=8.8E-3
00000860PARAMETER R=24.,UA=24.,UB=24.,UZEZM=15.,RZEN1=15.E4,RZEN2=30.,IG=1.E-4
00000870PARAMETER A=97.09,B=60.69,C=-4.084,D=223.82,E=38.13,F=705.8,...
00000880      G=-32.18,H=44462.,K=11973.,M=-.17,N=7.5E-3
00000890PARAMETER B1H=0.50,B2H=35.,M1=.01,MK=.05,K1=6800.
00000900PARAMETER X1N=3.0E-3,X11=4.9E-3,X12=6.E-3,X1LIM=6.2E-3,X1P=4.5E-3
00000910
00000920PARAMETER C21=8266.,C22=9.244E6,C23=1.193E5,C24=1.064
00000930
00000940PARAMETER CQZ=3.1E-6,CZAB=1.E-7,C0AB=1.55E-7
00000950PARAMETER PPOCZ=1.17E6,PPOCZ1=5.13E5
00000960
00000970PARAMETER CBP1=8.58E-3,CBP2=.858,CBP3=1.4E9,CBP4=13.5,CQR=2.14E-6
00000980PARAMETER B3H=9.37,M2=.93,K2=44127.,A2=6.15E-4,V0=1.73E-5,D22=28.E-3,...
00000990      DEL2=-3.E-3
00010000
00010100PARAMETER X20=.6E-3,X21=4.8E-3,X22=7.1E-3,X2MAX=8.5E-3,X211=3.3E-3,...
00010120      X212=4.926E-3
00010300PARAMETER CQJ=1.03E-3
00010400
00010500PARAMETER V0M=4.629E-3,V0D=9.047E-3,ATM=107.6E-4,ATD=153.3E-4
00010600PARAMETER AP=1.E-6,TH=1.E-3,APP=.055
00010700PARAMETER X3MAX=.7,X3MIN=.4
00010800PARAMETER RO=850.,PAT=1.02E5
00010900

```

```

MEMBER NAME MELHYD
00001100PARAMETER KQ0=1.8E-11
00001110PARAMETER MR1=2391.,MR2=240.,MT1=4295.,MT2=16000.
00001120
00001130PARAMETER X41=7.E-3,X42=.0146,X43=.012,X4MAX=.0176,X04=12.7E-3,...
00001140 A4=1.35E-3,DEAX4=1.E-5,K4=5950.,C4=2.07E-4,H4=.45
00001150
00001160PARAMETER X6MAX=9.E-3,X06=14.7E-3,A6=4.498E-4,C6=1.035E-5,...
00001170 DEAX6=1.E-10,K6=2200.
00001180
00001190PARAMETER ABH=1.0844E6,BBH=-2.6026E4,CBH=164.42,CPDLA=3.3E10
00001200PARAMETER ILS=2.
00001210INCON IA0=0.,CX1A0=0.,WPSA0=0.,WPA0=0.,IP1A0=0.,IPPA0=0.
00001220INCON IBO=0.,CX1B0=0.,WPSB0=0.,WPB0=0.,IP1B0=0.,IPPB0=0.
00001230INCON X1APP0=3.0E=3,X1BPP0=3.0E=3
00001240INCON CX20=0.,WP20=0.,X2PP0=0.,QD0=0.,QM0=0.
00001250INCON CX30=0.,WP30=0.,X3PP0=.095
00001260INCON PTHQ=3.306E6,PTD0=5.E5,QJ0=0.,QR0=0.
00001270INCON CX40=0.,X4PP0=0.,WP40=0.
00001280
00001290CONSTANT GZ=-9.806
00001300CONSTANT TA=5.E5,FTID=1.1E4,FTIM=-1.1E4
00001305CONSTANT KF=4.7E12,LOG=.12
00001310
00001320 ODILS=1./ILS
00001330 PZ1=C21+C22*Q00+C23*Q00**C24
00001340 P0=PZ1+(Q00/QZ)**2+PPOCZ
00001350 SFCH=COS(2*3.14159*69./360.)*RO/3.14159
00001360 CHAB=SFCH*CZAB**2/(D11*(X12-X11))
00001370 CHO=CHAB*(X12-X11)/(X120-X110)
00001380 CHS=SFCH/(D22*(X22-X21))
00001390 ROD1=RO*DEL1
00001400 ROD2=RO*DEL2
00001410 PA0=P0
00001420 PBO=P0
00001430 PZK0=PZ1
00001440 POK0=P0
00001450 TAX4=(1.-DEAX4)/(X42-X41)
00001460 TAX6=(1.-DEAX6)/X6MAX
00001470 P06=K6*X06/A6
00001480
00001490DYNAMIC
00001500
00001510PROCEDURE KZ,KSTOP=KZ(X3,TI)
00001520 IF(TIME.NE.0.)GO TO 400
00001530 TX3=0.
00001540 KX3=0.
00001550 KZ=1.
00001560 KSTOP=0.
00001570 400 IF(KX3.EQ.0. .AND.X3.GE..1)GO TO 401
00001580 IF(KX3.EQ.1.)GO TO 402
00001590 GO TO 403
00001600 401 KX3=1.
00001610 TX3=TIME
00001620 KZ=0.
00001630 GO TO 403
00001640 402 IF(TX3+.09.LT.TIME .AND.TX3+TI+.09.GE.TIME)KZ=1.
00001650 IF(TX3+TI+.09.LT.TIME .AND.TX3+TI+.18.GE.TIME)KZ=0.
00001660 IF(TX3+TI+.18.LT.TIME .AND.TX3+2*TI+.18.GE.TIME)KZ=2.

```

```

MEMBER NAME 'MELHYD
00001670      IF (TX3+2*TI+.18.LT.TIME)KZ=0.
00001680      IF (TX3+2*TI+.33.LE.TIME)KSTOP=1.
00001690      403 CONTINUE
00001700ENDPRO
00001710
00001720PROCEDURE UA1,UB1=UAB(UA,UB,KZ)
00001730      IF(KZ-1.)200,201,202
00001740      200 UA1=0.
00001750          UB1=0.
00001760          GO TO 203
00001770      201 UA1=UA
00001780          UB1=0.
00001790          GO TO 203
00001800      202 IF(KZ-3.)204,205,205
00001810      204 UA1=0.
00001820          UB1=UB
00001830          GO TO 203
00001840      205 UA1=UA
00001850          UB1=UB
00001860      203 CONTINUE
00001870ENDPRO
00001880
00001890      X1A,IA,IPA,IP1A,CX1A,X1PPA,WPA=XIAB(CX1A0,X1APPO,WPA0,WPSA0,...
00001900          IA0,IPPA0,UA,UA1,UZEZN,R,RZEN1,RZEN2,IG,N,X1P,X1N,X1LIM,MK,...
00001905          M1,KZ,FAH,KF,LOG)
00001910
00001920      X1B,IB,IPB,IP1B,CX1B,X1PPB,WPB=XIAB(CX1B0,X1BPPO,WPB0,WPSB0,...
00001930          IB0,IPPB0,UB,UB1,UZEZN,R,RZEN1,RZEN2,IG,N,X1P,X1N,X1LIM,MK,...
00001935          M1,KZ,FBH,KF,LOG)
00001940
00001950      Q0=Q00-KR0*p0K
00001960
00001970      QA=QAZ+Q0A
00001980      QAZ=CZAB*AZX1A*SQRT(ABS(PA-PZK))*SIGN(1.,PA-PZK)
00001990      Q0A=C0AB*A0X1A*SQRT(ABS(PA-P0K))*SIGN(1.,PA-P0K)
00002000      AZX1A=FCNSW(DEADSP(X11,X12,X1A),0.,(X1A-X11)/(X12-X11),1.)
00002010      A0X1A=FCNSW(DEADSP(X110,X120,X1A),1.,1.-(X1A-X110)/(X120-X110),0.)
00002020
00002030      QB=QBZ+Q0B
00002040      QBZ=CZAB*AZX1B*SQRT(ABS(PB-PZK))*SIGN(1.,PB-PZK)
00002050      Q0B=C0AB*A0X1B*SQRT(ABS(PB-P0K))*SIGN(1.,PB-P0K)
00002060      AZX1B=FCNSW(DEADSP(X11,X12,X1B),0.,(X1B-X11)/(X12-X11),1.)
00002070      A0X1B=FCNSW(DEADSP(X110,X120,X1B),1.,1.-(X1B-X110)/(X120-X110),0.)
00002080
00002090      PA=INTGRL(PA0,BVA*(=QA+AZ*X2PRIM))
00002100      PB=INTGRL(PB0,BVB*(=QB-AZ*X2PRIM))
00002110      BVA=CBP2*PAA*(CBP3+CBP4*PAA)/(V0-A2*X2)*(PAA+CBP1*...
00002120          (CBP3+CBP4*PAA))
00002130      BVB=CBP2*PBA*(CBP3+CBP4*PBA)/(V0+A2*X2)*(PBA+CBP1*...
00002140          (CBP3+CBP4*PBA))
00002150      PAA=PA+PAT
00002160      PBA=PB+PAT
00002170
00002180      FAH=CHAB*(PA-PZK)*AZX1A+CHO*(PA-P0K)*A0X1A+ROD1*QPR
00002190      FBH=CHAB*(PB-PZK)*AZX1B+CHO*(PB-P0K)*A0X1B+ROD1*QPR
00002200      QPR=A2*X2WTOR*FQPR
00002210      FQPR=INSW(ABS(X2)-X2MAX,1.,0.)
00002220

```

```

MEMBER NAME MELHYD
00002230* KIERUNEK DODATNI PRZY RUCHU OD B DO A
00002240
00002250 X2WTOR=(A2*(PB-PA)-F2H-B3H*X2PRIM-FSP2)/M2
00002260
00002270 CX2=INTGRL(CX20,X2WTOR)
00002280
00002290PROCEDURE X2PRIM,WP2=WP2(WP20,FSP2,PB,PA,X2MAX,X2WTOR,CX2,X2)
00002300 IF(TIME.EQ.0.)WP2=WP20
00002310 IF(ABS(X2).GE.X2MAX.AND.ABS(F2H+FSP2).LE.A2+ABS(PB-PA))GO TO 101
00002320 GO TO 102
00002330 101 WP2=-CX2
00002340 102 X2PRIM=WP2+CX2
00002350ENDPRO
00002360
00002370 X2PP=INTGRL(X2PP0,X2PRIM)
00002380 X2=LIMIT(-X2MAX,X2MAX,X2PP)
00002390 FSP2=FCNSW(DEADSP(-X20,X20,X2),K2*(X2-X20),2.*K2*X2,K2*(X2+X20))
00002400
00002410 FZHP=CHS*QR*ABS(QR)/AQR+ROD2*QRPRIM
00002420 FZ=FCNSW(DEADSP(-X21,X21,X2),-F2HP,0.,F2HP)
00002430 QRPRIM=FCNSW(X2,ATD*X3WTOR,ATU*X3WTOR,ATM*X3WTOR)
00002440
00002450 PQJ=INSW(X2,PZK-PTM,PZK-PTD)
00002460 QJP=ODILS*CQJ*AQJ*SQRT(ABS(PQJ))*SIGN(1.,PQJ)
00002470 QJ=INTGRL(QJ0,(OJP-QJ)/TH)
00002480 QT=-ILS*QJ+QZ+QAZ+QBZ
00002490 PZK1=LIMIT(-PAT,1.E10,C21+C22*QT+C23*(ABS(QT))*C24*SIGN(1.,QT))
00002500 PZK=INTGRL(PZK0,(PZK1-PZK)/(10.*DELT))
00002510 AQJ=FCNSW(DEADSP(X21,X22,ABS(X2)),AP,ABS(X2)-X21,X22-X21)
00002520
00002530 QZ=(Q0-ILS*QR+Q0A+Q0B)*KLX22N*LIMIT(0.,10.,...
00002540 CQZ*AQZ*SQRT(ABS(P0K-PZK-PPOCZ))*SIGN(1.,P0K-PZK-PPOCZ))*KLX22
00002550 P0K2=(PZK+(QZ/(CQZ*AQZ))*2+PPOCZ)*KLX22N*...
00002560 ((ILS*QR/(CQR*AQR))*2+PTMD+PPOCZ1)*KLX22
00002570 P0K1=LIMIT(-PAT,1.46E7,P0K2)
00002580 P0K=INTGRL(P0K0,(P0K1-P0K)/(10.*DELT))
00002590 PTMD=INSW(X2,PTD,PTM)
00002600 PQR=P0K-PTMD-PPOCZ1
00002610 QRPOM=LIMIT(-10.,(Q0+Q0A+Q0B)/ILS,ODILS*CQR+AQR*SQRT(ABS(PQR))*...
00002620 SIGN(1.,PQR))*KLX22N+ODILS*(Q0+Q0A+Q0B-QZ)*KLX22
00002630 QR=INTGRL(QR0,(QRPOM-QR)/TH)
00002640
00002650 KLX22,KLX22N=OUTSW(X22-ABS(X2),1.)
00002660 AQZ=FCNSW(DEADSP(X21,X22,ABS(X2)),1.,1.-(-AP)*(ABS(X2)-X21)/...
00002670 (X22-X21)+AP,AP)
00002680 AQR1=FCNSW(DEADSP(X211,X212,ABS(X2)),AP,(APP-AP)*(ABS(X2)-X211)..
00002690 / (X212-X211)+AP,APP)
00002700 AQR=FCNSW(DEADSP(X212,X22,ABS(X2)),AQR1,(1.-APP)*(ABS(X2)-X212)..
00002710 / (X22-X212)+APP,1.-)
00002720
00002730 QJD=ODILS*CQJ*AQJ*SQRT(ABS(PZK-PTD))*SIGN(1.,PZK-PTD)
00002740 QJM=ODILS*CQJ*AQJ*SQRT(ABS(PZK-PTM))*SIGN(1.,PZK-PTM)
00002750 QRD=ODILS*CQR*AQR*SQRT(ABS(PQRD))*SIGN(1.,PQRD)
00002760 PQRD=PQR+PTMD-PTD
00002770 QRM=ODILS*CQR*AQR*SQRT(ABS(PQRM))*SIGN(1.,PQRM)
00002780 PQRM=PQR+PTMD-PTM
00002790 QDP=FCNSW(DEADSP(-X21,X21,X2),QR,QJD+QRD,QJ)
00002800 QMP=FCNSW(DEADSP(-X21,X21,X2),QJ,QJM+QRM,QR)

```

```

MEMBER NAME MELMYD
00002810 QD=INTGRL(QD0,(QDP-QD)/TH)
00002820 QM=INTGRL(QM0,(QMP-QM)/TH)
00002830 PTM=INTGRL(PTM0,BVM*(QM-QZZ-ATM*X3PRIM))
00002840 PTD=INTGRL(PTD0,BVD*(QD+QZZ+ATD*X3PRIM))
00002850 BVM=CBP2*PTMA*(CBP3+CBP4*PTMA)/((VOM+ATM*X3)*(PTMA+CBP1*...
00002860 (CBP3+CBP4*PTMA))
00002870 BVD=CBP2*PTDA*(CBP3+CBP4*PTDA)/((VOM-ATD*X3)*(PTDA+CBP1*...
00002880 (CBP3+CBP4*PTDA))
00002890 PTMA=PTM+PAT
00002900 PTD=PTD+PAT
00002910
00002920 PROCEDURE FTI=FTI(TA,FTID,FTIM,X3PRIM)
00002930 FTIP=TA*X3PRIM
00002940 FTI=FTIP
00002950 IF(FTIP.GT.FTID)FTI=FTID
00002960 IF(FTIP.LT.FTIM)FTI=FTIM
00002970 ENDPRO
00002980
00002990* KIERUNEK DODATNI PRZY RUCHU OD M DO D
00003000
00003010 X3WTP=IL5*(ATM*PTM-ATD*PTD)-FT-MT
00003020 X3WTOR=(X3WTP-FTI)/MR
00003030 CX3=INTGRL(CX30,X3WTOR)
00003040
00003050 PROCEDURE X3PRIM,WP3=WP03(WP30,X3WTP,CX3,X3)
00003060 IF(TIME.EQ.0.)WP3=WP30
00003070 IF(X3.LE.X3MIN.AND.X3WTP.LE.0.)GO TO 301
00003080 GO TO 302
00003090 301 WP3=-CX3
00003100 302 X3PRIM=WP3+CX3
00003110 ENDPRO
00003120 X3PP=INTGRL(X3PP0,X3PRIM)
00003130 X3=LIMIT(X3MIN,X3MAX,X3PP)
00003140
00003150 MT=MT1+MT2*X3*COMPAR(X3,0.)
00003160 MR=MR1+MR2*X3
00003170
00003180 PDLA=-CPDLA*QM*ABS(QM)
00003190 FDP=(PTM-PTD-P06)*(C6*C4*AX6*AX4)**2/((C6*AX6)**2+(C4*AX4)**2)
00003200 QZZ=SQR(T(INSW(FDP,0.,FDP)))
00003210
00003220 AX4=FCNSW(DEADSP(X41,X42,X4),DEAX4,TAX4*(X4-X41)+DEAX4,1.)
00003230 AX6=FCNSW(DEADSP(0.,X6MAX,X6),DEAX6,TAX6*X6+DEAX6,1.)
00003240 X6POM=(PTM-PTD)*A6/K6-X06
00003250 X6=LIMIT(0.,X6MAX,X6POM)
00003260
00003270 X4WTOR=(A4*PDLA-BH4*X4PRIM-K4*(X4+X04))/M4
00003280 CX4=INTGRL(CX40,X4WTOR)
00003290
00003300 PROCEDURE X4PRIM,WP4=WP4(WP40,X4MAX,X04,PTM,A4,K4,CX4,X4)
00003310 IF((X4.GE.X4MAX.AND.A4*PDLA.GE.K4*(X4-X04)).OR...
00003320 (X4.LE.0..AND.A4*PDLA.LE.K4*(X4-X04)))GO TO 51
00003330 GO TO 52
00003340 51 WP4=-CX4
00003350 52 X4PRIM=WP4+CX4
00003360 ENDPRO
00003370
00003380 X4PP=INTGRL(X4PP0,X4PRIM)

```

```
MEMBER NAME MELHYD
00003390 X4=LIMIT(0.,X4MAX,X4PP)
00003400
00003410 X4POM=INSW(X4-X43,X4,X43)
00003420 BH4=ABH*X4POM**2+BBH*X4POM+CBH
00003430
00003440 I=IA+IB
00003450
00003460 TERMINAL
00003470 TIMER FINTIM=1.,DELT=1.E-4,PRDEL=5.E-3
00003480 METHOD SIMP
00003490 FINISH KSTOP=1.
00003500 PRINT X3,X3PRIM,PTD,PTM
00003510 TITLE ELEKTROHYDRAULICZNY UKLAD STEROWANIA LEMIESZEM CIAGNIKA
00003520 END
00003530 STOP
00003540 ENDJOB
00003550 /*
00003560 //
```


ZAŁĄCZNIK 6.: Program symulacyjny URA głębokości prowadzenia lemiesza zgarniarki TD-25.

```

MEMBER NAME TD25EP
00000010
00000020
00000030
00000031 * * *PROGRAM SYMULACYJNY URA ZGARNIARKI. * * *
00000032
00000033
00000034
00000040/ DIMENSION X1(21),X2(20),Y1(21),Y2(20)
00000050FIXED N,Q,I,I1,I2,I3,I4,I5
00000060
00000070INITIAL
00000080
00000090PARAMETER TE=2.2821,D=3.589,GAMMA0=.076694,C=3.655,P0=1.52573
00000100PARAMETER F=.78,HB=-.535,Z1=-.549773
00000110PARAMETER XW=.3989,LSL=1.8809305,LG=3.35585
00000120PARAMETER N=21,V0=-.278,T=.2
00000130PARAMETER KN=.005
00000140
00000150PARAMETER RAMSIL=3.755,J=3.4E4,FMKA=2.1E5,A=1.856,RAMMKA=2.058,...
00000160 C1=.103,D1=1.2576,FMZP=4.4E4,FMZK=4.4E4,KR=6.57E6,...
00000170 MH=2.67E5,MT1=4.E3,LAMBDA=1.124,KZ=6.E-8,B=.1392,...
00000180 MT2=1.6E4
00000190
00000200PARAMETER ZAHRA=57.2958,HN=.07493
00000210PARAMETER Q00=2.67E-3,F0=3.E4,F01=5.E4
00000220PARAMETER T10=.11,TP0=.3,TIP=.125,TIM=-.125,...
00000230 DELXL=.01
00000240PARAMETER W1P=7.37404E-6,W2P=2.517337,W3P=2.820423E-4,...
00000250 W4P=-3.035535E-8,W5P=2.875894E-2,W6P=50.02786
00000260PARAMETER W1M=2.871988E-5,W2M=-3.302776,W3M=5.111357E-4,...
00000270 W4M=-1.683054E-7,W5M=6.570643E-4,W6M=-62.4668,...
00000280 W7M=-3.102528E-3,W8M=-3.047695E-6
00000290CONSTANT CZASTP=0.
00000300
00000310
00000320INCOH BETPW0=0.,BETPP0=0.,BETP0=-.0399816,X30=4.E-2
00000330CONSTANT XCM=0.,YC=0.,FI=.005
00000340
00000350NSORT
00000360 DELXC=LG/(N-1)
00000370 SINFI=SIN(FI)
00000380 X1(1)=DELXC
00000390 DO 200 I=2,21
00000400 200 X1(I)=X1(I-1)+DELXC
00000410 X2(1)=X1(21)+DELXC
00000420 DO 201 I=2,20
00000430 201 X2(I)=X2(I-1)+DELXC
00000440 DO 202 I=1,21
00000450 202 Y1(I)=(X1(I)-X1(11))*SINFI
00000460 DO 203 I=1,20
00000470 203 Y2(I)=(X2(14)-X2(I))*Y1(21)/(X2(14)-X1(21))
00000480SORT
00000490
00000500 XLDDP=.05*DELXC
00000510 KSI=ARSIN((P0-HN)/RAMSIL)
00000520 XCO=(LG/2)*COS(FI)
00000530 APB=A*B
00000540 F1=FMKA*COS(FI-BETP0)*COS(BETP0)*B/APB

```

```

MEMBER NAME TD25EP
00000550 F2=KR*(BETPO+FI)
00000560 LGMC1=LG-C1
00000570 LGMD1=LG-D1
00000580 DELYP=KZ*((F1*LGMC1+F2*D1)/(LG*COS(FI))+FMZP)
00000590 DELYK=KZ*((F1*C1+F2*LGMD1)/(LG*COS(FI))+FMZK)
00000600 KRAB=KR*APB
00000610 DELFI=ATAN((DELYP-DELYK)/(LG*COS(FI)))
00000620 DELYC=.5*(DELYP+DELYK)
00000630 FIPDEL=FI+DELFI
00000640 YCMDEL=YC-DELYC
00000650 FIRO=FIPDEL
00000660 TGF1=TAN(FI)
00000670 YCRO=YCMDEL
00000680
00000690 DYNAMIC
00000700
00000710 V=V0*STEP(.5)
00000720 FT=F0*SIN((XC-XC0)/.5)+F01
00000730
00000740 GAMMA=ATAN(P/TE)
00000750 COSFIR=COS(FIR)
00000760 XC=INTGRL(XC0,V*COSFIR)
00000770 XLH=SQRT(XLEM**2+HLEM**2)
00000780 ARHX=ATAN(HLEM/XLEM)+FIR
00000790 TP=TE**2+P**2
00000800 MI=ALFA1-GAMMA+GAMMA0
00000810 LSLMX3=LSL-X3
00000820 LMX3KW=LSLMX3*LSLMX3
00000830 ALFA1=ARCOS((TP+D*D-LMX3KW)/(2.*D*SQRT(TP)))
00000840 FIR=INTGRL(FIRO,(FIPDEL-FIR)/T)
00000850 YCR=INTGRL(YCRO,(YCMDEL-YCR)/T)
00000860 MIPZ1=MI+Z1
00000870 XLEM=C*COS(MI)+F*COS(MIPZ1)-XW
00000880 HLEM=HB-C*SIN(MI)-F*SIN(MIPZ1)
00000890 XL=XC+XLH*COS(ARHX)
00000900 YL=YCR+XLH*SIN(ARHX)
00000910 FIRS=FIR*ZAMRAD
00000920 BETAPS=BETAP*ZAMRAD
00000930
00000940 P=RAMSIL*SIN(KSI-BETAP)+HN
00000950
00000960 BETAPW=(FMKA*RAMMKA*SIN(LAMBDA-FIR+BETAP)+FRSIL*RAMSIL...
00000970 -KRAB*(FIR+BETAP)-MH*BETAPP)/J
00000980 BETAPP=INTGRL(BETPO,BETAPW)
00000990 BETAP=INTGRL(BETPO,BETAPP)
00010000 FR SIL=(FT+MT)*SIN(ALFA1+ALFA2-GAMMA+BETAP+KSI)
00010100 MT=MT1+MT2*X3
00010200 ALFA2=ARCOS((D*D-Tp+LMX3KW)/(2.*D*(LSLMX3)))
00010300 XCK=XC-LG*COSFIR/2.
00010400 YCK=YCR-LG*SIN(FIR)/2.
00010500
00010600 PROCEDURE X3P=X3P(X30,CZASTP,YL,DELYL,Q00,FT,KN,XL)
00010700 IF(TIME.GT.0.)GO TO 50
00010800 X3P=X30
00010900 * 50 IF(TIME.LT.CZASTP)GO TO 60
00011000 IF(UCHYB.LT.-DELYL)X3P=X3P+...
00011100 (W1*FT+W2P)*Q00+W3P+W4P*FT+...
00011200 (W5P+W6P*Q00)*(TIM-TI0)

```

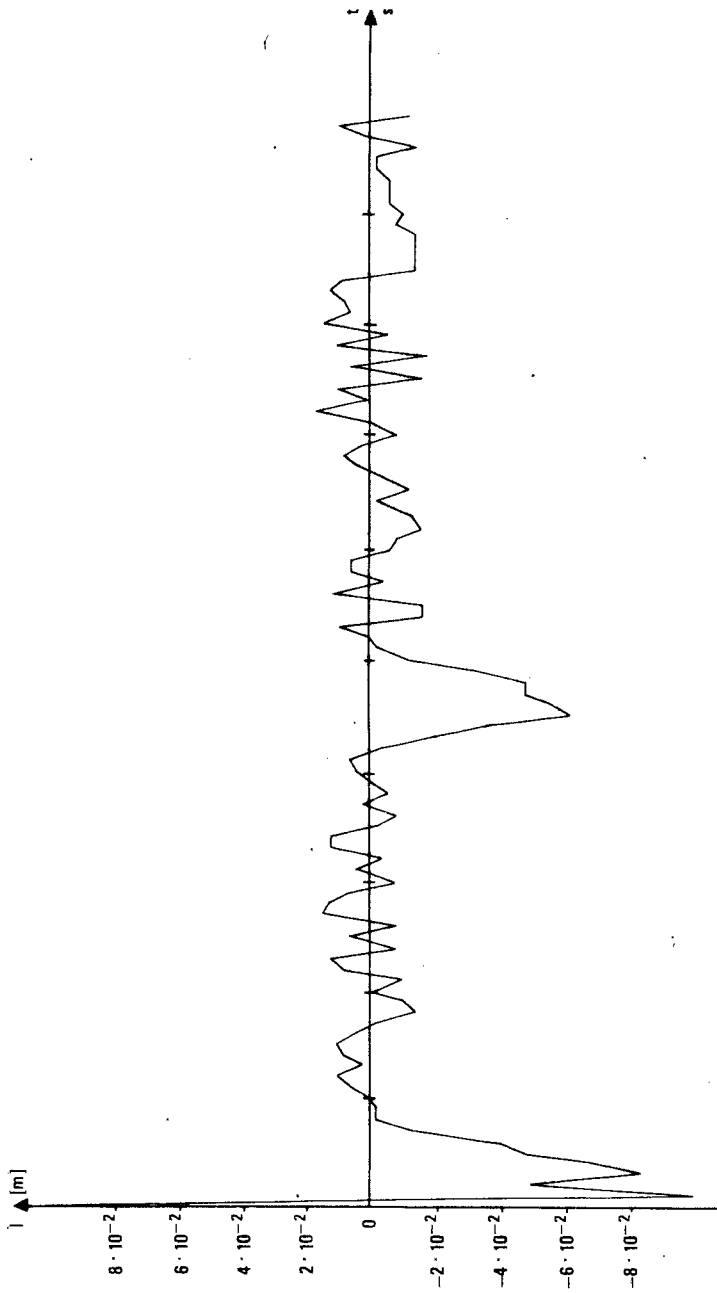
```

MEMBER NAME Td25EP
00001130 IF(UCHYB.GT.DELYL)X3P=X3P+...
00001140 ((W1M*FT+W2M)*Q00+W3M+W4M*FT+...
00001150 ((W5M*FT+W6M)*Q00+W7M+W8M*FT)*(TIM-TIO)
00001160 CZASTP=CZASTP+TPO
00001170 60 CONTINUE
00001180 ENDPRO
00001190 UCHYB=YL-KN*XL
00001200
00001210 X3=INTGR(L(X30,(X3P-X3)/(10.*DELT))
00001220
00001230 NOSORT
00001240
00001250 Q=IFIX(.5*(N-1)*SIN(FI))
00001260
00001270 XLP1=XL/DELXC
00001280 XLP2=AINT(XLP1)
00001290 XLP3=ABS(XLP1-XLP2)
00001300 IF(XLP3.GT.XLDOP.AND.1.-XLP3.GT.XLDOP)GO TO 20
00001310 I5=IFIX((XL-XC-LG/2)/DELXC)
00001320 X2(I5)=XL
00001330 Y2(I5)=YL
00001340 Y11=Y1(11)
00001350 Y2K=Y2(15)
00001360 I5K=I5
00001370
00001380 20 IF(XC-XCM.LT.DELXC)GO TO 10
00001390 DO 1 I=1,20
00001400 X1(I)=X1(I+1)
00001410 1 Y1(I)=Y1(I+1)
00001420 X1(N)=X2(1)
00001430 Y1(21)=Y2(1)
00001440
00001450 DO 2 I=1,19
00001460 X2(I)=X2(I+1)
00001470 2 Y2(I)=Y2(I+1)
00001480 XCM=XC
00001490
00001500 SUMAYC=0.
00001510 SUMAXY=0.
00001520 SUMAX=0.
00001530 SUMAY=0.
00001540 SUMAX2=0.
00001550 I1=1+Q
00001560 I2=N-Q
00001570 DO 5 I=I1,I2
00001580 SUMAYC=SUMAYC+Y1(I)
00001590 SUMAXY=SUMAXY+X1(I)*Y1(I)
00001600 SUMAX=SUMAX+X1(I)
00001610 SUMAY=SUMAY+Y1(I)
00001620 5 SUMAX2=SUMAX2+X1(I)*X1(I)
00001630 YC=SUMAYC/(N-2*Q)
00001640 TGF1=((N-2*Q)*SUMAXY-SUMAX*SUMAY)/((N-2*Q)*SUMAX2-(SUMAX*SUMAX)
00001650 -1./E-20)
00001660 FI=ATAN(TGF1)
00001670 F1=FMKA*COS(FI-BETAP)*COS(BETAP)+B/APB
00001680 F2=KR*(BETAP+FI)
00001690 DELYP=KZ*((F1*LGMC1+F2*D1)/(LG*ICOS(FI))+FMZP)
00001700 DELYK=KZ*((F1*C1+F2*LGMD1)/(LG*ICOS(FI))+FMZK)

```

```
MEMBER NAME TD2SEP
00001710 DELFI=ATAN((DELYP-DELYK)/(LG*COS(FI)))
00001720 DELYC=.5*(DELYP+DELYK)
00001730 FIPDEL=FI+DELFI
00001740 YCMDEL=YC-DELYC
00001750
00001760 10 CONTINUE
00001770
00001800 TERMINAL
00001810
00001820 TIMER FINTIM=50., DELT=1.E-3, PRDEL=.1
00001830 METHOD SIMP
00001840 PRINT XC, FIRS, BETAPS, XCK, YCK, XL, UCHYB, X3
00001850 TITLE CIAGNIK NA TRASIE
00001860 LABEL SYMULACJA UAR ZGARNIARKI.
00001870 END
00001880 STOP
00001890 ENDJOB
00001900 //
```

ZAŁĄCZNIK 7.: Przebieg symulacyjny przemieszczenia lemiesza zgarniarki TD-25.



ZAŁĄCZNIK 8.: Program symulacyjny URA głębokości prowadzenia koła czerpakowego koparki KR-500 przy sterowaniu impulsowym.

```

MEMBER NAME KR500LA1
00000010
00000020
00000030
00000040 * * * PROGRAM SYMULACYJNY LASEROWEGO URA KOPARKI KR-500. * *
00000041
00000042
00000043
00000050
00000060 INITIAL
00000070
00000080 PARAMETER A=2.225, B=0.00, C=1.495, D=1.750, P=1.450, H=2.120
00000090 PARAMETER GK=21102.5, GP=13150., GW=80742.6, LK=9.100, LP=3.2, LW=.780
00000100 PARAMETER GLKOPP=2.00, DELYK=.01, JB=3.2E4, MHB=2.E6
00000110 PARAMETER FB=4.76E-3, FI=.010, MI=-.523596
00000120 PARAMETER TPO=.3
00000130
00000140 PARAMETER GU=5883.6, LU=3.652, . . .
00000150 GR=28084., LR=1.4, . . .
00000160 GU=73280., LO=4.37, . . .
00000170 GB=69868., LB=3.123
00000180
00000190 PARAMETER QO=6.67E-4, VO=.2222, PR=+.5E-3, KC=5.
00000200 PARAMETER W1P=4.964791E-6, W2P=1.922088, W3P=1.55802E-4, . . .
00000210 W4P=-1.985599E-8, W5P=3.026355E-2, W6P=26.98168
00000220 PARAMETER W1M=1.775821E-5, W2M=-2.464925, W3M=5.046852E-4, . . .
00000230 W4M=-8.834776E-8, W5M=11.729313E-7, W6M=-17.0011, . . .
00000240 W7M=-5.799592E-2, W8M=6.044617E-7
00000250
00000260 PARAMETER TIM=.15, TIO=.11
00000270
00000280 PARAMETER RD=4.5, KUGD=7.23E6, JD=1.066E4, MHD=1.73E4
00000290 PARAMETER ZAMRAD=57.2958, PI=3.141592
00000300 CONSTANT CZASTP=0., TOP=3.0
00000310
00000320
00000330 INCON YDRO=0., XB0=0., BETA0=0., BETA0=.219470, X30=2.0543
00000340 INCON DELPO=0., DEL0=0.14034
00000350
00000360 ALFA=ARSIN(B/A)
00000370 LAMBDA=ATAN(C/H)
00000380 ZETA=PI/2.-ALFA-LAMBDA
00000390 KUGB=(GK*(LK-A)+GU*(LU-A)+GP*(LP-A))/ARSIN(FB/(LK-A))
00000400 R0=SQRT(H*H+(RD-C)*(RD-C))
00000410 KSI=ARCOS(H/R0)
00000420 A1=A/COS(ALFA)
00000430 MKCM=.25*(GK*(LK-A)+GP*(LP-A)+GU*(LU-A))
00000440
00000450 DYNAMIC
00000460
00000470 V=VO*STEP(TOP)
00000480 GLKOP=GLKOPP+PR*XB
00000490 YK=H*COS(DEL)-2.*R0*COS(KSI-DEL/2.)*SIN(DEL/2.)+GLKOP+.L.
00000500 XP*TAN(PR+FI)-A*SIN(GAMMA+FI)-. . .
00000510 (LK-A)*SIN(BETA+FI)=D
00000520 KAPPA=ARCOS((A1*A1+C*C+H*H-X3*X3)/(2*A1*SQRT(C*C+H*H)))
00000530 KAPPAR=KAPPA+ZAMRAD
00000540 GAMMA=ZETA-KAPPA-FI+DEL
00000550 GAMMAR=GAMMA+ZAMRAD

```

```

MEMBER NAME KR500LA1
00000570PROCEDURE X3P=X3P(X30,CZASTP,DELYK,YK,FS)
00000580 IF(TIME.GT.0.)GO TO 50
00000585 CZASTP=0.
00000590 X3P=X30
00000600 50 IF(TIME.LT.CZASTP)GO TO 60
00000610 IF(YK.LT.-DELYK)X3P=X3P+...
00000620 (W1P*FS+W2P)*Q0+W3P+W4P*FS+(W5P+W6P*Q0)*(TIM-TI0)
00000630 IF(YK.GT.DELYK)X3P=X3P+...
00000640 (W1M*FS+W2M)*Q0+W3M+W4M*FS+((W5M*FS+W6M)*Q0+W7M+W8M*FS)*...
00000650 (TIM-TI0)
00000660 CZASTP=CZASTP+TP0
00000670 60 CONTINUE
00000680ENDPRO
00000690
00000700 X3=INTGRL(X30,(X3P-X3)/(10.*DELT))
00000710
00000720 XB=V*(TIME-TOP)*STEP(TOP)
00000730 XP=(A*COS(GAMMA+FI)+(LK-A)*COS(BETA+FI))*COS(MI)+...
00000740 RO*COS(KSI-DEL)
00000750 XK=XP+XB
00000760
00000770 FS=((GK*LK+GU*LU+Gp*LP)*COS(BETA-FI)+...
00000780 (GR*LR-GW*LV)*COS(GAMMA-FI))/(A*SIN(ETA+FI))
00000790 ETA=ARCOS((A1*A1-M*H-G*C+X3*X3)/(2*A1*X3))
00000800 BETAW=(MRB+MKC-KUGB*(BETA-GAMMA)-MH*BETAP)/JB
00000810 BETAP=INTGRL(BETA0,BETAW)
00000820 BETA=INTGRL(BETA0,BETAP)
00000830 BETAR=BETA+ZAMRAD
00000840 MRB=(GK*(LK-A)+GU*(LU-A)+GP*(LP-A))*COS(BETA-FI)
00000850
00000860 MKC=INTGRL(0.,(MKCM*KLMKC-MKC)/(10.*DELT))
00000870
00000880 DELW=(FS*SIN(ETA-GAMMA-FI+DEL)*RD+GO*LO+GB*LB-KUGD*DEL-...
00000890 MHD*DELP)/JD
00000900 DELP=INTGRL(DELP0,DELW)
00000910 DEL=INTGRL(DELO,DELP)
00000920 DELR=DEL*ZAMRAD
00000930
00000940 KLMKC=INSW(SIN(KC*TIME),0.,1.)
00000950
00001000TERMINAL
00001010
00001020TIMER FINTIM=50.,DELT=2.5E-3,PRDEL=.50
00001030METHOD SIMP
00001040PRINT XK,YK,X3,GAMMAR,BETAR,DELR,FS,MRB
00001050TITLE KOPARKA KR-500 STEROWANA LASEREM.
00001060LABEL KOPARKA KR-500 STEROWANA LASEREM.
00001070END
00001080STOP
00001090ENDJOB
00001100//

```

Załącznik 9.: Program symulacyjny URA głębokości prowadzenia koła czerpakowego koparki KR-500 przy sterowaniu ciągłym.

```

MEMBER NAME KR500LI1
00000010
00000020
00000030
00000040 * * * PROGRAM SYMULACYJNY UKŁADU REGULACJI * * *
00000050 * * * AUTOMATYCZNEJ KOPARKI KR-500 PRZY * * *
00000060 * * * WYKORZYSTANIU NAPIĘTEJ LINKI. * * *
00000070
00000080
00000090
00000100
00000110INITIAL
00000120
00000130PARAMETER A=2.225,B=.000,C=1.495,D=1.750,P=1.450,H=2.12
00000140PARAMETER GK=21102.5,GP=13150.,GW=80742.6,LK=9.100,LP=3.2,LW=.78
00000150PARAMETER GLKOPP=2.000,DELYK=.01,JB=3.2E4,MHB=2.E6
00000160PARAMETER FB=4.76E-3,FI=.010,NI=.523596
00000170PARAMETER TPO=.3
00000180
00000190PARAMETER GU=5883.6,LU=3.652,...
00000200 GR=28084.,LR=1.6,...
00000210 GO=73280.,LO=4.7,...
00000220 GB=69868.,LB=3.23
00000230
00000240PARAMETER Q0=6.67E-3,V0=.2222,PR=5.E-3,KC=5.
00000250PARAMETER W5P=3.026355E-2,W6P=26.98168
00000260PARAMETER W5H=1.729313E-7,W6H=-17.0011,...
00000270 W7H=-5.799592E-2,W8H=-6.044617E-7
00000280
00000290
00000300PARAMETER RD=4.5,KUGD=7.23E6,JD=1.066E4,MHD=1.73E4,GP0=1.E4,LPO=9.
00000310PARAMETER ZAMRAD=57.2958,PI=3.141592
00000320CONSTANT TOP=3.
00000330
00000340
00000350INCON YDRO=0.,XB0=0.,BETAPO=0.,BETA0=.219470,X30=2.0543
00000360INCON DELPO=0.,DELO=0.14034
00000370INCON XP30=0.
00000380
00000390 ALFA=ARSIN(B/A)
00000400 LAMBDA=ATAN(C/H)
00000410 ZETA=PI/2.-ALFA-LAMBDA
00000420 KUGB=(GK*(LK-A)+GP*(LP-A))/ARSIN(FB/(LK-A))
00000430 RO=SQRT(H*H+(RD-C)*(RD-C))
00000440 KSI=ARCOS(H/RO)
00000450 A1=A/COS(ALFA)
00000460 MKCM=.25*(GK*(LK-A)+GP*(LP-A)+GU*(LU-A))
00000470
00000480DYNAMIC
00000490
00000500 V=V0*STEP(Top)
00000510 GLKOP=GLKOPP+PR*XB
00000520 YK=H*GLKOP(DEL)-2.*RO*COS(KSI-DEL/2.)*SIN(DEL/2.)+GLKOP+...
00000530 XP*TAN(PR+FI)-A*SIN(GAMMA+FI)-...
00000540 (LK-A)*SIN(BETA+FI);D
00000550 KAPPA=ARCOS((A1*A1+C*C+H*H-X3*X3)/(2*A1*SQRT(C*C+H*H)))
00000560 KAPPAR=KAPPA*ZAMRAD
00000570 GAMMA=ZETA-KAPPA-FI+DEL
00000580 GAMMAR=GAMMA*ZAMRAD

```

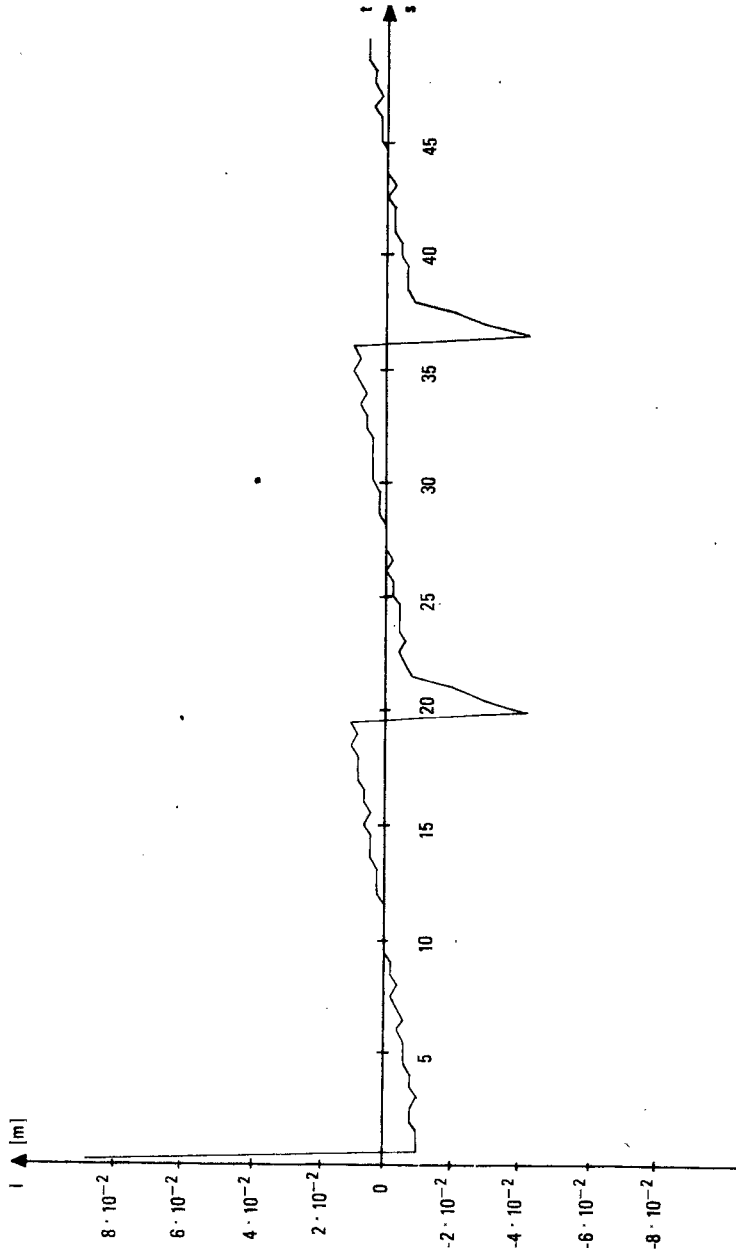


```

MEMBER NAME KR500L11
00000590
00000600 AX3=FCNSW(DEADSP(-DELYK,DELYK,YK),W5P+W6P*00,0.,...
00000610 (W5M*FS+W6M)*Q0+W7M+W8M*FS)
00000620
00000630 XP3=INTGRL(XP30,(AX3-XP3)/(10.*DELT))
00000640 X3=INTGRL(X30,XP3)
00000650
00000660 XB=V*(TIME-TOP)*STEP(TOP)
00000670 XP=(A*COS(GAMMA+FI)+(LK-A)*COS(BETA+FI))*COS(MI)+...
00000680 R0*COS(KSI-DEL)
00000690 XK=XP+XB
00000700
00000710 FS=((GK*LK+GU*LU+GP*LP)*COS(BETA-FI)+(GR*LR-GW*LV)*COS(GAMMA-FI..
00000720 ))/(A*SIN(ETA+FI))
00000730 ETA=ARCOS((A1*A1-H+H-C+X3*X3)/(2*A1*X3))
00000740 BETAW=(MRB+MKC-KUGB*(BETA-GAMMA)-MHB*BETAP)/JB
00000750 BETAP=INTGRL(BETA0,BETAW)
00000760 BETA=INTGRL(BETA0,BETAP)
00000770 BETAR=BETA+ZAMRAD
00000780 MRB=(GK*(LK-A)+GU*(LU-A)+GP*(LP-A))*COS(BETA-FI)
00000790
00000800 MKC=INTGRL(0.,(MKCH*KLKMC-MKC)/(10.*DELT))
00000810
00000820 DELW=(FS*SIN(ETA-GAMMA-FI+DEL)*RD+GO+LO+GB*LB-KUGD*DEL...
00000830 MHD*DELP)/JD
00000840 DELP=INTGRL(DELP0,DELW)
00000850 DEL=INTGRL(DELO,DELP)
00000860 DELR=DEL+ZAMRAD
00000870
00000880 KLMKC=INSW(SIN(KC*TIME),0.,1.)
00000890
00000900 TERMINAL
00000910
00000920 TIMER FINTIM=50.,DELT=2.5E-3,PRDEL=.5
00000930 METHOD SIMP
00000940 PRINT XK,YK,X3,GAMMA,BETAR,DELR,FS,MRB
00000950 TITLE KOPARKA KR-500 STEROWANA LINKA.
00000960 LABEL KOPARKA KR-500 STEROWANA LINKA.
00000970 END
00000980 STOP
00000990 ENDJOB
0001000//

```

ZAŁĄCZNIK 10.: Przebieg symulacyjny przemieszczenia koła czerpakowego koparki KR-500 przy sterowaniu impulsowym.



ZAŁĄCZNIK 11.: Przebieg symulacyjny przemieszczenia koła czerpakowego koparki KR-500 przy sterowaniu ciągłym.

