



**POLITECHNIKA
GDAŃSKA**

WYDZIAŁ MECHANICZNY



Imię i nazwisko autora rozprawy: Norbert Piotrowski
Dyscyplina naukowa: Budowa i Eksploatacja Maszyn

ROZPRAWA DOKTORSKA

Tytuł rozprawy w języku polskim: Analiza układów kinematycznych docierania powierzchni płaskich w aspekcie równomierności zużycia tarczy docierającej

Tytuł rozprawy w języku angielskim: Kinematic systems analysis of flat surfaces lapping in the aspect of wear uniformity of the lapping plate

| | |
|--|--|
| Promotor | |
| podpis prof. dr hab. inż. Adam Barylski, prof. zw. PG | |

Gdańsk, rok 2018



OŚWIADCZENIE

Autor rozprawy doktorskiej: Norbert Piotrowski

Ja, niżej podpisany(a), wyrażam zgodę/~~nie wyrażam zgody~~* na bezpłatne korzystanie z mojej rozprawy doktorskiej zatytułowanej:

Analiza układów kinematycznych docierania powierzchni płaskich w aspekcie równomierności zużycia tarczy docierającej

do celów naukowych lub dydaktycznych.¹

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

Świadomy(a) odpowiedzialności karnej z tytułu naruszenia przepisów ustawy z dnia 4 lutego 1994 r. o prawie autorskim i prawach pokrewnych (Dz. U. z 2006 r., nr 90, poz. 631) i konsekwencji dyscyplinarnych określonych w ustawie Prawo o szkolnictwie wyższym (Dz. U. z 2012 r., poz. 572 z późn. zm.),² a także odpowiedzialności cywilno-prawnej oświadczam, że przedkładana rozprawa doktorska została napisana przeze mnie samodzielnie.

Oświadczam, że treść rozprawy opracowana została na podstawie wyników badań prowadzonych pod kierunkiem i w ścisłej współpracy z promotorem prof. dr hab. inż. Adamem Barylskim, ~~drugim promotorem~~ <drugi promotor>, ~~promotorem pomocniczym~~ <promotor pomocniczy>, ~~kopromotorem~~ <kopromotor>*.

Niniejsza rozprawa doktorska nie była wcześniej podstawą żadnej innej urzędowej procedury związanej z nadaniem stopnia doktora.

Wszystkie informacje umieszczone w ww. rozprawie uzyskane ze źródeł pisanych i elektronicznych, zostały udokumentowane w wykazie literatury odpowiednimi odnośnikami zgodnie z art. 34 ustawy o prawie autorskim i prawach pokrewnych.

Potwierdzam zgodność niniejszej wersji pracy doktorskiej z załączoną wersją elektroniczną.

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

Ja, niżej podpisany(a), wyrażam zgodę/~~nie wyrażam zgody~~* na umieszczenie ww. rozprawy doktorskiej w wersji elektronicznej w otwartym, cyfrowym repozytorium instytucjonalnym Politechniki Gdańskiej, Pomorskiej Bibliotece Cyfrowej oraz poddawania jej procesom weryfikacji i ochrony przed przywłaszczeniem jej autorstwa.

Gdańsk, dnia

.....
podpis doktoranta

*) niepotrzebne skreślić

¹ Zarządzenie Rektora Politechniki Gdańskiej nr 34/2009 z 9 listopada 2009 r., załącznik nr 8 do instrukcji archiwalnej PG.

² Ustawa z dnia 27 lipca 2005 r. Prawo o szkolnictwie wyższym: Rozdział 7 Odpowiedzialność dyscyplinarna doktorantów, Art. 226.





OPIS ROZPRAWY DOKTORSKIEJ

Autor rozprawy doktorskiej: Norbert Piotrowski

Tytuł rozprawy doktorskiej w języku polskim: Analiza układów kinematycznych docierania powierzchni płaskich w aspekcie równomierności zużycia tarczy docierającej

Tytuł rozprawy w języku angielskim: Kinematic systems analysis of flat surfaces lapping in the aspect of wear uniformity of the lapping plate

Język rozprawy doktorskiej: polski

Promotor rozprawy doktorskiej: prof. dr hab. inż. Adam Barylski, prof. zw. PG

Drugi promotor rozprawy doktorskiej*:

Promotor pomocniczy rozprawy doktorskiej*:

Kopromotor rozprawy doktorskiej*:

Data obrony:

Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku polski: obróbka ścierna, docieranie jednotarczowe, kinematyka docierania, optymalizacja parametrów, automatyzacja i robotyzacja

Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku angielskim: abrasive machining, single-sided lapping, lapping kinematics, parameters optimization, automation and robotization

Streszczenie rozprawy w języku polskim:

Przedmiotem rozprawy doktorskiej jest analiza układów kinematycznych docierania jednotarczowego w aspekcie równomierności zużycia tarczy docierającej. W pierwszej części pracy szczegółowo opisano mechanizm docierania powierzchni płaskich oraz określono wpływ poszczególnych parametrów procesu na dokładność obróbki. Przeanalizowano dotychczas opracowane modele zużycia docieraka oraz opisano istniejące rozwiązania konstrukcyjne układów do docierania powierzchni płaskich.

W kolejnej części rozprawy opracowano modele matematyczne zużycia profilowego tarczy docierającej, które pozwalają na szczegółową analizę parametrów niekonwencjonalnych układów wykonawczych, a także na sterowanie zarysem kształtu narzędzia w aspekcie wymaganej płaskości. Przeprowadzono optymalizację parametrów układu standardowego oraz układów z dodatkowym ruchem pierścienia prowadzącego wzdłuż promienia lub siecznej oraz z ruchem wahadłowym. Największą równomierność zużycia narzędzia uzyskano w układzie z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia (dla parametrów $k_1=7/9$ oraz $k_2=2$). Uzyskana równomierność zużycia jest o około 11% większa niż w układzie standardowym. W pracy przedstawiono również innowacyjną koncepcję zestawienia robota i docierarki jednotarczowej. Robot oprócz funkcji załadunkowych i rozładunkowych



elementów w pierścieniu prowadzącym, wykorzystany jest do obróbki powierzchni płaskich. Ponadto obliczenia modelowe i analizy symulacyjne zostały zweryfikowane doświadczalnie na specjalnie skonstruowanym stanowisku laboratoryjnym. Celem badań eksperymentalnych było określenie wpływu układu kinematycznego docierania na równomierność zużycia narzędzia oraz na chropowatość i falistość powierzchni docieranych.

Streszczenie rozprawy w języku angielskim:

The subject of doctoral thesis is a kinematic analysis of single-sided lapping systems in the aspect of wear uniformity of the lapping plate. The first part of the work describes in detail the lapping mechanism and the influence of process parameters on the accuracy of machining. Previously developed lapping plate wear models were analyzed and existing lapping systems were described.

In the next part of research, mathematical model of the lapping plate profile wear which allows analyze unconventional lapping system parameters, as well as the control of the shape of the tool in terms of the required flatness, was developed. Optimization of the parameters of standard system and systems with an additional movement of the conditioning ring along the radius, the secant and with the swinging motion, has been carried out. The highest uniformity of tool wear was obtained in the system with rotary and secant movement (for parameters $k_1=7/9$ and $k_2=2$). The obtained uniformity of tool wear is about 11% higher than in the conventional lapping system. The study presents also the innovative concept of combining a robot and a single-sided lapping machine. The robot, in addition to the loading and unloading functions of the elements into the ring, is used for machining. Furthermore, model calculations and simulations were verified experimentally on a specially designed laboratory stand. The aim of experimental research was to determine the influence of the kinematic system on the uniformity of tool wear, as well as on the roughness and waviness of lapped surfaces.

~~**Streszczenie rozprawy w języku, w którym została napisana**:**~~

~~**Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku, w którym została napisana**:**~~

*) niepotrzebne skreślić.

***) dotyczy rozpraw doktorskich napisanych w innych językach, niż polski lub angielski.

Podziękowanie

Chciałbym serdecznie podziękować promotorowi pracy prof. dr hab. inż. Adamowi Barylskiemu za umożliwienie realizacji prac naukowo-badawczych oraz za pomoc w wyznaczeniu kierunku badań. Dziękuję również za opiekę merytoryczną, za nieocenioną pomoc i za zaangażowanie, dzięki któremu możliwe było napisanie tej pracy.

Norbert Piotrowski

SPIS TREŚCI

| | |
|---|----|
| Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów..... | 8 |
| 1. Wprowadzenie | 11 |
| 2. Stan badań nad tematem | 13 |
| 2.1. Mechanizm docierania | 13 |
| 2.2. Elementy i parametry docierania jednotarczowego | 15 |
| 2.2.1. Tarcza docierająca..... | 16 |
| 2.2.2. Zawiesina ścierna | 18 |
| 2.2.3. Przedmiot obrabiany | 19 |
| 2.2.4. Kinematyka i parametry obróbkowe..... | 20 |
| 2.3. Analiza kinematyki docierania jednotarczowego | 21 |
| 2.3.1. Równania ruchu obrabianego przedmiotu | 22 |
| 2.3.2. Prędkość w układzie docierania jednotarczowego | 23 |
| 2.3.3. Przyspieszenie w układzie docierania jednotarczowego | 24 |
| 2.4. Analiza dotychczasowych badań zużycia tarczy docierającej..... | 25 |
| 2.5. Przegląd aktualnie produkowanych docierarek jednotarczowych | 30 |
| 2.5.1. Parametry standardowych docierarek jednotarczowych | 30 |
| 2.5.2. Elastyczne systemy docierania | 33 |
| 2.6. Podsumowanie analizy literatury | 36 |
| 3. Teza, cele oraz zakres rozprawy | 37 |
| 4. Model docierania jednotarczowego | 39 |
| 4.1. Model graficzny..... | 39 |
| 4.2. Interfejs oraz opis działania programu | 41 |
| 4.3. Model zużycia tarczy docierającej | 45 |
| 5. Standardowy układ kinematyczny docierania jednotarczowego | 52 |
| 5.1. Analiza prędkości obrotowych pierścieni prowadzących i tarczy docierającej | 52 |
| 5.2. Analiza położenia pierścienia prowadzącego | 59 |
| 5.3. Optymalizacja parametrów kinematycznych..... | 62 |
| 6. Niekonwencjonalne układy kinematyczne docierania jednotarczowego | 67 |
| 6.1. Koncepcje niekonwencjonalnych układów..... | 67 |
| 6.2. Założenia modelowe | 68 |
| 6.3. Układ docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego..... | 70 |
| 6.4. Układ docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego..... | 76 |
| 6.5. Układ docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego..... | 82 |
| 6.6. Porównanie niekonwencjonalnych układów docierania jednotarczowego z układem standardowym..... | 88 |

| | |
|---|-----|
| 7. Robotyzacja systemu docierania jednotarczowego | 89 |
| 7.1. Opis koncepcji zrobotyzowanego systemu docierania | 89 |
| 7.2. Dobór robota do zrobotyzowanego systemu docierania jednotarczowego | 90 |
| 7.2.1. Parametry robotów przemysłowych | 90 |
| 7.2.2. Metody rozwiązywania problemów decyzyjnych | 91 |
| 7.2.3. Dobór robota metodą AHP..... | 93 |
| 8. Badania eksperymentalne | 98 |
| 8.1. Przygotowanie do badań eksperymentalnych | 98 |
| 8.1.1. Opis stanowiska eksperymentalnego | 98 |
| 8.1.2. Plan badań eksperymentalnych..... | 100 |
| 8.1.3. Aparatura pomiarowa..... | 101 |
| 8.2. Wyniki badań eksperymentalnych | 104 |
| 8.2.1. Wyniki badań zużycia czynnej powierzchni tarczy docierającej | 104 |
| 8.2.2. Wyniki badań kształtowania powierzchni docieranej..... | 110 |
| 8.3. Weryfikacja modeli komputerowych | 115 |
| 9. Podsumowanie | 116 |
| 9.1. Wnioski o charakterze teoretyczno-poznawczym..... | 116 |
| 9.2. Wnioski użytkowe..... | 118 |
| 9.3. Proponowane kierunki dalszych badań | 118 |
| Wykaz literatury..... | 120 |
| Wykaz rysunków | 125 |
| Wykaz tabel..... | 131 |
| Załączniki | 132 |

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW

| | | |
|------------|---|---|
| a | – | przyspieszenie analizowanego punktu P [m/s^2] |
| a_t | – | przyspieszenie styczne analizowanego punktu P [m/s^2] |
| AHP | – | metoda wielokryterialnych, hierarchicznych analiz decyzyjnych (ang. Analytic Hierarchy Process) |
| C | – | parametry ziaren ściernych |
| CI | – | wskaźnik spójności macierzy |
| CR | – | współczynnik spójności macierzy |
| CMP | – | polerowanie chemiczno-mechaniczne (ang. Chemical-Mechanical Planarization) |
| CP | – | ruch robota ze ścieżką ciągłą (ang. Continuous Path) |
| d | – | długość ruchu posuwisto-zwrotnego [mm] |
| D_i | – | zagęszczenie trajektorii w danym polu tarczy docierającej |
| F | – | zadana siła docisku [N] |
| Δh | – | wielkość ubytku liniowego przedmiotów obrabianych [mm] |
| ΔH | – | wielkość ubytku liniowego tarczy docierającej [mm] |
| i_p | – | liczba pierścieni prowadzących |
| I | – | funkcja intensywności zużycia ściernego |
| j_{pa} | – | zryw ruchu przyśpieszonego [m/s^3] |
| j_{pd} | – | zryw ruchu opóźnionego [m/s^3] |
| K | – | współczynnik Prestona |
| k | – | stosunek różnicy prędkości obrotowych pierścienia prowadzącego i tarczy docierającej do prędkości tarczy docierającej |
| k_1 | – | stosunek prędkości obrotowych pierścienia prowadzącego i tarczy docierającej |
| k_2 | – | stosunek okresu ruchu posuwisto-zwrotnego do ruchu obrotowego tarczy docierającej |
| M | – | parametry materiałowe przedmiotu obrabianego i narzędzia |
| Δm | – | wielkość ubytku masowego przedmiotów obrabianych [mg] |
| $MCDM$ | – | wielokryterialne metody podejmowania decyzji (ang. Multiple-Criteria Decision Making) |
| MRR | – | szybkość usuwania materiału (ang. material removal rate) [$\mu m/min$] |
| n_i | – | liczba punktów na polu A_i |

| | | |
|----------|---|---|
| n_s | – | prędkość obrotowa pierścienia prowadzącego [obr./min] |
| n_t | – | prędkość obrotowa tarczy docierającej [obr./min] |
| N | – | liczba analizowanych obszarów tarczy docierającej |
| p | – | nacisk jednostkowy [MPa] |
| PTP | – | ruch z punktu w punkt (ang. Point to Point) |
| r | – | odległość dowolnego punktu P przedmiotu obrabianego od środka geometrycznego pierścienia prowadzącego [mm] |
| r_{pw} | – | promień wewnętrzny pierścienia prowadzącego [mm] |
| r_{pz} | – | promień zewnętrzny pierścienia prowadzącego [mm] |
| r_P | – | odległość dowolnego punktu P przedmiotu obrabianego od środka geometrycznego tarczy docierającej [mm] |
| r_w | – | promień obrotu pierścienia prowadzącego w ruchu wahadłowy [mm] |
| R | – | odległość środka geometrycznego pierścienia prowadzącego od środka geometrycznego tarczy docierającej [mm] |
| R_{dw} | – | promień wewnętrzny tarczy docierającej [mm] |
| R_{dz} | – | promień zewnętrzny tarczy docierającej [mm] |
| R_0 | – | początkowa odległość środka geometrycznego pierścienia prowadzącego od środka geometrycznego tarczy docierającej [mm] |
| s | – | szerokość badanych pierścieni [mm] |
| S_D | – | odchylenie standardowe |
| t | – | dowolna chwila docierania [s] |
| t_0 | – | początkowa chwila docierania [s] |
| T_a | – | czas ruchu przyspieszonego [s] |
| T_c | – | czas cyklu [s] |
| T_d | – | czas ruchu opóźnionego [s] |
| T_p | – | okres ruchu posuwisto-zwrotnego [s] |
| U | – | równomierność zużycia tarczy docierającej [%] |
| U_{sr} | – | średnia równomierność zużycia tarczy docierającej [%] |
| v | – | prędkość względna analizowanego punktu P [m/s] |
| v_p | – | prędkość ruchu posuwisto-zwrotnego [m/s] |

| | | |
|------------|---|--|
| v_{sr} | – | średnia prędkość docierania [m/s] |
| q_z | – | dawka jednostkowa zawiesiny ścierniej [ml/min] |
| α_w | – | promień obrotu pierścienia prowadzącego w ruchu wahadłowy [mm] |
| ω_t | – | prędkość kątowna tarczy docierającej [rad/s] |
| ω_s | – | prędkość kątowna pierścienia prowadzącego [rad/s] |

1. WPROWADZENIE

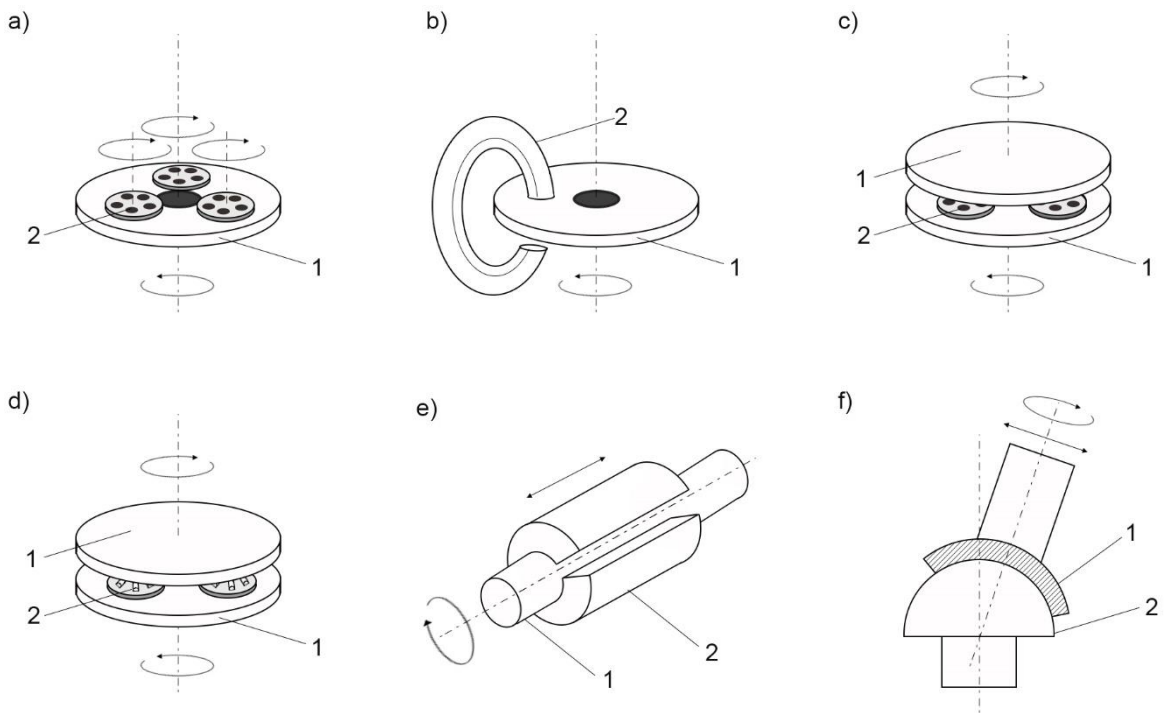
Współcześnie wymagania obróbkowe stawiane częściom maszyn są coraz większe. Stosowane metody wytwarzania muszą zapewniać wysoką jakość wykończenia przedmiotów, a także umożliwiać uzyskanie odpowiedniej wydajności procesu. Ponadto we współczesnym wytwarzaniu rośnie znaczenie obróbki bardzo dokładnej. Do jednej z najczęściej stosowanych metod ściernej obróbki bardzo dokładnej należy docieranie, które pozwala uzyskać powierzchnię o niskiej chropowatości ($R_a=0,16\div 0,01 \mu\text{m}$), bardzo wysokiej dokładności kształtu i wymiarów ($6\div 01$ klasy dokładności), przy pomocy stosunkowo prostych środków produkcji [1, 2].

Docieranie jest jednym z najstarszych procesów obróbki ubytkowej i jest niezmiennie kluczową technologią umożliwiającą osiągnąć małe odchyłki płaskości, okrągłości i walcowości powierzchni. Stosowane jest do obróbki metali i ich stopów, szkła, materiałów naturalnych takich jak marmur, granit i bazalt, materiałów używanych w technologii półprzewodnikowej, a także węgla, grafitu, diamentu oraz ceramik, które znajdują coraz więcej zastosowań praktycznych [1, 3-7]. Typowe części obrabiane przez docieranie to: części pneumatyczne i hydrauliczne (zawory płytkowe, uszczelki, części cylindrów, obsady), części pomp (powierzchnie uszczelniające, zawory obrotowe, obsady), urządzenia przekładniowe (przekładki dystansowe, koła zębate, podkładki, tarcze sprzęgłowe), sprzęt kontrolny (bloki testowe, kowadełka mikrometryczne, płytki interferencyjne, płyty traserskie), narzędzia tnące (wierzchołki narzędzi, ostrza tnące), części motoryzacyjne i lotnicze (płytki blokujące, elementy żyroskopowe, elementy uszczelniające) [8, 9].

Obróbkę przez docieranie można klasyfikować według różnych kryteriów. Podstawowe rodzaje docierania przedstawiono na rys. 1.1. Jednym z kryteriów jest podział ze względu na aktywną powierzchnię narzędzia. Proces, w którym oś narzędzia i powierzchnia obrabianego przedmiotu są względem siebie równoległe, jest określany jako docieranie obwodowe, natomiast gdy oś narzędzia i powierzchnia obrabianego przedmiotu są prostopadłe do siebie, to jest to docieranie czołowe. Powszechnie stosowanym podziałem jest klasyfikacja ze względu na liczbę narzędzi, kinematykę procesu i kształt obrabianych powierzchni [9]. Powierzchnie, które mają być docierane, są zwykle płaskie. Jeżeli przedmioty mają inną geometrię powierzchni, stosowane są odpowiednie narzędzia i modyfikacje metod obróbkowych. Z ekonomicznego punktu widzenia nie zawsze jest to opłacalne, ale często jest to jedyny sposób na osiągnięcie wymaganych parametrów jakościowych. Natomiast biorąc pod uwagę wysoką dokładność kształtu obrabianego przedmiotu, docieranie powierzchni płaskich lub cylindrycznych okazało się bardzo konkurencyjne w porównaniu z ultra-precyzyjnym toczeniem lub frezowaniem, precyzyjnym szlifowaniem lub gładzeniem. Najczęściej stosowanymi obrabiarkami do docierania powierzchni płaskich i cylindrycznych są docierarki jedno oraz dwutarczowe [9, 10].

Docieranie dwutarczowe uważane jest za najdokładniejszą metodę pod względem równoległości i dokładności wymiaru, gdyż podczas obróbki docierane są jednocześnie dwie równoległe powierzchnie. Obrabiarki te mają najczęściej obiegowy układ wykonawczy. Przedmioty obrabiane wykonują ruch obiegowy w uchwytach napędzanych wieńcem kołowym lub zębatym, między tarczami docierającymi [11, 12]. Do jednostronnego docierania powierzchni płaskich używane są docierarki jednotarczowe, które posiadają najczęściej pierścieniowy układ wykonawczy. Stosunkowo prosta metoda obróbki ma wiele korzyści, takich jak brak konieczności mocowania przedmiotów, szybki czas

przezbrojeń, możliwość obróbki wielu elementów, możliwość obróbki elementów bardzo cienkich oraz minimalny efekt cieplny [9, 10, 13]. Dzięki tym zaletom docieranie jednotarczowe znajduje coraz szersze zastosowanie w różnych gałęziach przemysłu.



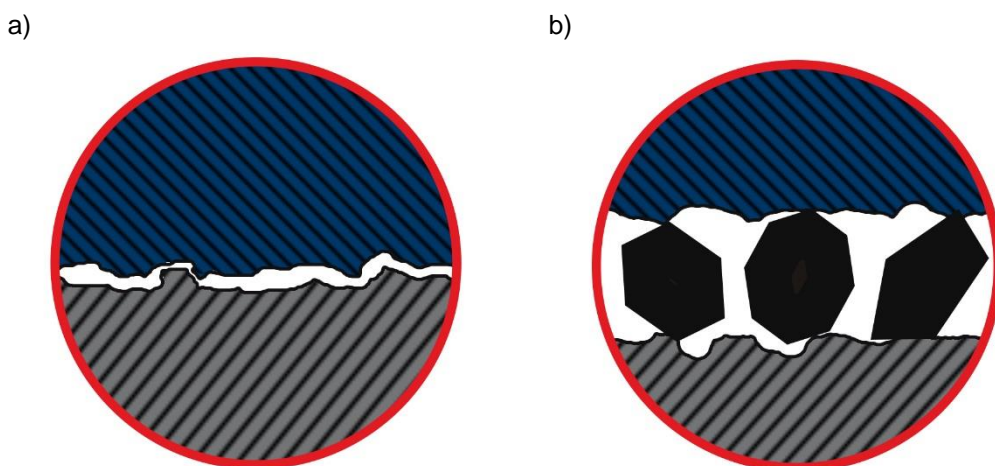
Rys. 1.1. Rodzaje docierania: a) docieranie powierzchni płaskich, b) docieranie wewnętrznych powierzchni płaskich, c) docieranie powierzchni płasko-równoległych, d) docieranie czołowe powierzchni cylindrycznych, e) docieranie obwodowe powierzchni cylindrycznych, f) docieranie kształtowe, 1 – narzędzie, 2 – przedmiot obrabiany

Literatura dotycząca docierania jednotarczowego jest stosunkowo obszerna. Głównym celem większości prac jest optymalizacja warunków obróbki w celu poprawy jakości powierzchni przedmiotów obrabianych i zwiększenia wydajności procesu. W centrum rozważań znajdują się zagadnienia dotyczące elementów systemu obróbki, ich właściwości i relacji wzajemnych oraz oddziaływań zewnętrznych. Badano stereometrię i zużycie ziaren ściernych oraz wpływ ścierniwa i nośników na efekty docierania. Analizowano również kinematykę standardowych układów docierania jednotarczowego oraz wpływ podstawowych parametrów na zużycie tarczy docierającej. Aby uzyskać lepsze wyniki obróbki, dalsze badania powinny skupić się na poprawie elementów składowych procesu lub na opracowaniu innowacyjnych rozwiązań kinematycznych docierania.

2. STAN BADAŃ NAD TEMATEM

2.1. Mechanizm docierania

Docieranie jest jednym z rodzajów precyzyjnej obróbki ścierniej. Podstawową zasadą procesu jest obtaczanie się ziarna ściernego znajdującego się w zawieszynie, między tarczą docierającą a powierzchnią obrabianą. Poza tym ziarno może znajdować również chwilowe utwierdzenie w tarczy docierającej lub pierścieniu prowadzącym. Dlatego jednym z najważniejszych mechanizmów procesu docierania jest zużycie ściernie. Proces ten opisuje oddzielanie się materiału spowodowane ruchami względnymi i ma miejsce, gdy w obszarach tarcia współpracujących elementów występują utwierdzone albo luźne cząstki ścierniwa lub wystające nierówności twardego materiału. W obróbce ścierniej istotne jest minimalizowanie tarcia i zużycia narzędzia oraz maksymalizowanie zużycia ściernego przedmiotu obrabianego [1, 8, 14].

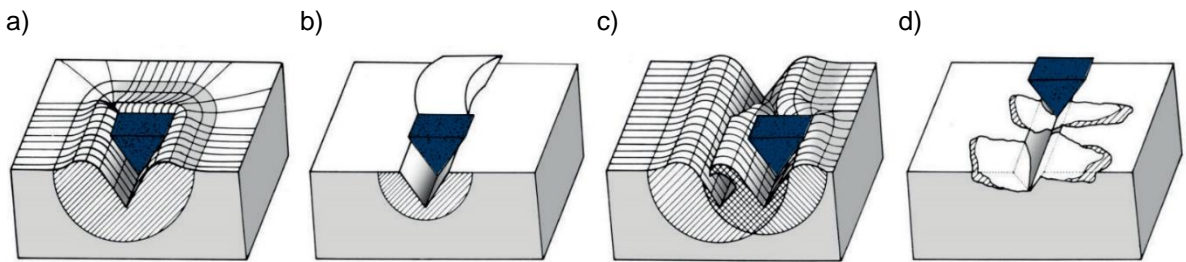


Rys. 2.1. Zużycie ściernie: a) dwuelementowe, b) trzejelementowe

Podczas zużycia ściernego można wyodrębnić dwa rodzaje usuwania materiału: zużywanie dwu- i trzejelementowe (rys. 2.1). W pierwszym rodzaju ziarna ściernie oraz nierówności są sztywno połączone z drugim ciałem, przez co mogą wnikać głęboko w przedmiot obrabiany z powodu ruchów ślizgowych. W drugim rodzaju ziarna ściernie są luźne i mogą się poruszać, dlatego też przez pewien czas powodują skrawanie, a przez część czasu obróbki się toczą. Przy tych samych warunkach procesu oczekuje się, że przy pierwszym mechanizmie szybkość zużywania jest trzykrotnie większa niż dla drugiego rodzaju. W procesie docierania ziarna ściernie mogą zarówno się ślizgać, jak i toczyć pomiędzy przedmiotami obrabianymi a tarczą docierającą [10, 15, 16, 17].

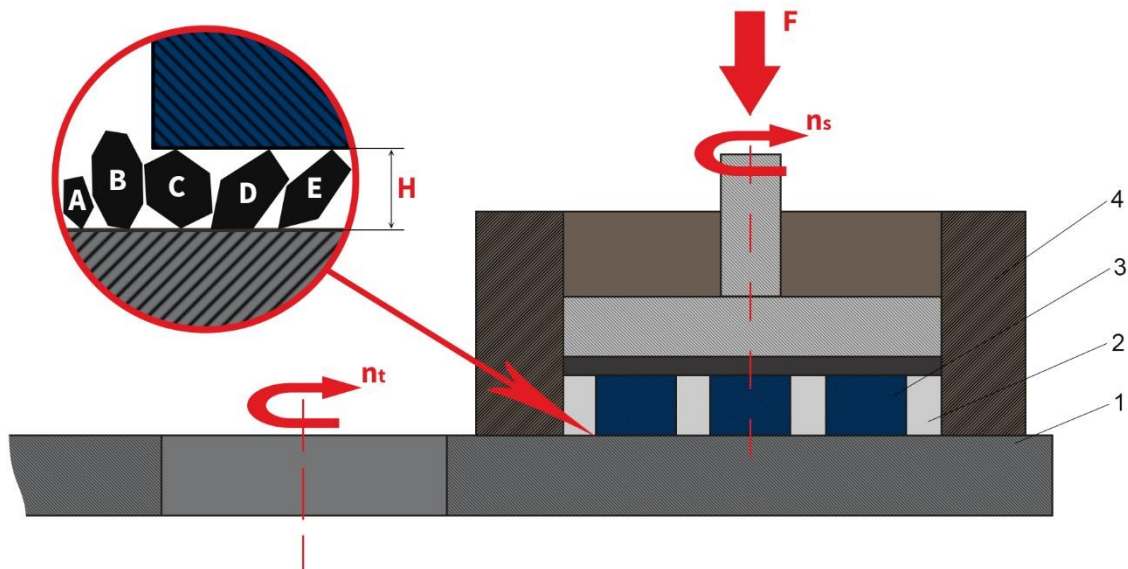
Ubytek materiału w warstwie wierzchniej podczas zużycia ściernego występuje wskutek bruzdowania, mikroskrawania, rysowania lub odrywania nierówności powierzchni (rys. 2.2). Proces bruzdowania polega na plastycznym spęczaniu materiału przez ziarno ściernie poruszające się po powierzchni. Ubytek materiału podczas odkształcenia plastycznego może być spowodowany przekroczeniem krytycznego odkształcenia lub zmęczeniem wskutek wielokrotnego spęczania. Idealne mikroskrawanie powoduje powstanie wióra o objętości równej objętości powstałej rysy. Ponadto

wskutek działania skoncentrowanych obciążeń wywieranych przez ziarna może dochodzić do mikropęknięć, w szczególności dla materiałów kruchych [18, 19].



Rys. 2.2. Rodzaje ubytku materiału podczas zużycia ściernego: a) bruzdowanie, b) mikroskrawanie, c) zużycie zmęczeniowe, d) mikropęknięcie [16]

Podczas docierania z powodu ruchów względnych, niektóre mikroziarna ściernie przyjmują położenie aktywne, a inne ziarna pozostają bierne i opuszczają strefę obróbki. W zależności od wielkości i kształtu tylko określona część wszystkich ziaren jest w stanie przedostać się do strefy obróbki, której wysokość H jest zależna od nacisku F podczas docierania. Różne rodzaje ziaren znajdujących się w strefie obróbki między narzędziem a przedmiotem docieranym zostały przedstawione na rys. 2.3. Z łatwością można zaobserwować, że ziarno A jest zbyt małe, natomiast ziarno B jest za duże. Oznacza to, że tylko część z nich pozostaje aktywna i obtaczają się (jak ziarno C) lub ślizgają (jak ziarno D). Pozostałe ziarna, których wielkość jest odpowiednia, by brać udział w obróbce, mogą być bierne ze względu na swój kształt, tak jak ziarno E [1, 10, 20].



Rys. 2.3. Model ilustrujący różne położenie mikroziaren ściernych w docieraniu jednotarczowym: 1 – tarcza docierająca, 2 – separator, 3 – przedmioty obrabiane, 4 – pierścień prowadzący

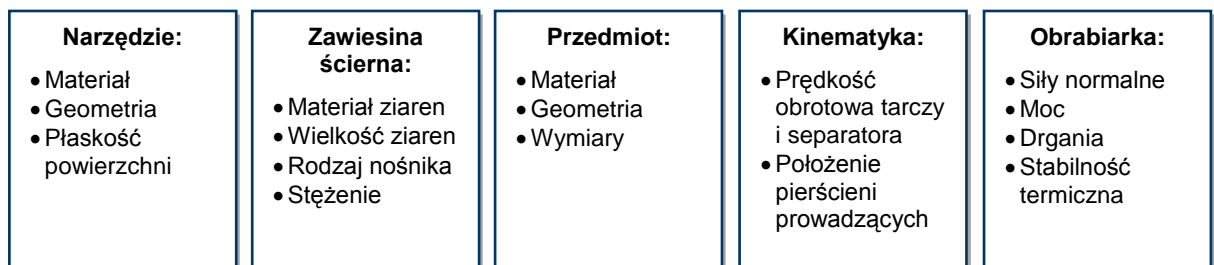
Istnieją także inne zjawiska, które również mają wpływ na zmiany początkowej struktury oraz zużycie narzędzia. Po pierwsze, najsilniej obciążone ziarna rozpadają się. Ich cząstki mogą brać udział w procesie docierania w zależności od rozmiaru i kształtu. W konsekwencji struktura ziaren na tarczy docierającej zmienia się w następujący sposób: liczba większych ziaren maleje, a liczba mniejszych ziaren wzrasta. Ponadto zmieniające się ścieżki i prędkości ziaren ściernych powodują, że niektóre

ziarna lub ich cząstki rozbijają się o siebie. Można też stwierdzić, że po takich zderzeniach ziarna gromadzą się i rozpadają w dowolnym momencie. Podczas docierania strefa obróbki wypełniona jest wieloma ziarnami, a przestrzeń między przedmiotem obrabianym a tarczą docierającą zawiera aktywne ziarna, które przenoszą siły normalne na przylegające powierzchnie. Siły te są proporcjonalne do objętości materiału. Aby osiągnąć stałą wysokość pomiędzy powierzchniami, suma wszystkich sił normalnych, które zostały przeniesione przez aktywne ziarna musi być równa zadanej sile docisku docierania F [10, 21].

2.2. Elementy i parametry docierania jednotarczowego

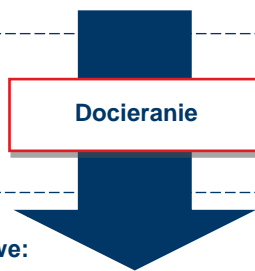
Proces docierania jest bardzo złożony i wpływa na niego wiele czynników. Model docierania jednotarczowego obejmuje kilka elementów: tarczę docierającą, zawieszinę ścierną, elementy docierane, kinematykę i obrabiarkę. Elementy te mają wpływ na proces docierania i decydują o zużyciu narzędzia, jakości przedmiotu oraz wydajności całego procesu [9, 10]. Ponadto czynniki wejściowe procesu docierania można sklasyfikować jako: czynniki kontrolowalne i niekontrolowalne. Do pierwszej grupy należą między innymi parametry obróbkowe tj. siła docisku, prędkość obrotowa tarczy i separatora, rodzaje ziaren ściernych, stan narzędzia oraz czas obróbki. Parametry niekontrolowalne obejmują temperaturę otoczenia, rozkład wielkości ziaren, drgania pojawiające się w systemie, naprężenia wewnętrzne i inne [22]. Elementy oraz parametry wejściowe oraz wyjściowe docierania jednotarczowego zostały przedstawione na rys. 2.4.

Parametry wejściowe:



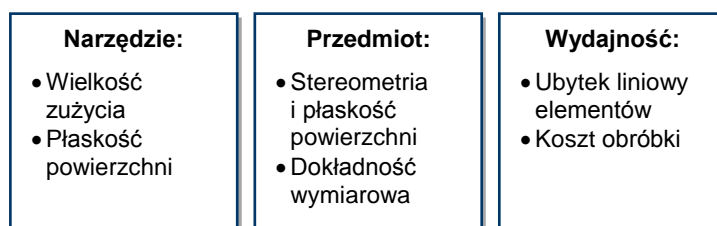
Zakłócenia:

- Rozkład kondensacji ziaren
- Rozkład wielkości ziaren



- Rozkład temperatury
- Rozkład docisku

Parametry wyjściowe:



Rys. 2.4. Parametry wejściowe i wyjściowe docierania jednotarczowego

2.2.1. Tarcza docierająca

Istotny wpływ na dokładność wymiarową i kształtową, a także na jakość powierzchni przedmiotów obrabianych w docieraniu jednotarczowym ma tarcza docierająca. Materiał i konstrukcja tarczy docierającej wybierane są w zależności od pożądanej szybkości usuwania materiału, wymaganego wykończenia powierzchni, twardości i geometrii przedmiotów docieranych oraz oczekiwanej płaskości [9, 23].

Najważniejszymi cechami tarczy docierającej są właściwości mechaniczne, rodzaj materiału, struktura, makrogeometria i topografia powierzchni roboczej [9, 10]. Właściwości mechaniczne i struktura materiału tarczy mają decydujący wpływ na odporność na ścieranie oraz na jakość obrobionych powierzchni. Makrogeometria powierzchni tarczy docierającej wpływa na rozkład zawiesiny ścierniej w szczelinie roboczej, a tym samym na topografię powierzchni docieranej. Równie istotne znaczenie ma twardość docieraka. Przy zastosowaniu tarczy docierającej o zbyt dużej twardości, większość ziaren ściernych będzie się obtaczało, co niesie za sobą mikropęknięcia wywołane naprężeniami i powoduje osadzanie się ziaren w obrabianym przedmiocie. Stosowanie twardszych tarcz prowadzi też do mniejszego ich zużycia. Natomiast tarcze wykonane z materiału o mniejszej twardości utrzymują ziarno na powierzchni i powodują więcej ruchów ślizgowych, a ubytek materiału powstaje w wyniku rysowania [14, 24, 25, 26]. W tabeli 2.1 zamieszczono najczęściej stosowane materiały, z których wykonywane są tarcze docierające oraz ich właściwości.

Tabela 2.1. Materiały na docieraki i charakterystyka ogólna tarcz docierających

| | |
|----------------------------|---|
| Żeliwo | <ul style="list-style-type: none">- najpopularniejsze tarcze docierające- stosowane do docieranie zgrubnego- możliwość docierania materiałów o twardości około 8-10 w skali Mohsa- zapewniają dobre wykończenie powierzchni przy wysokiej szybkości usuwania materiału- do docierania wstępnego |
| Miedź | <ul style="list-style-type: none">- stosowane do docieranie zgrubnego i wykończeniowego- możliwość docierania materiałów o twardości około 5-9 w skali Mohsa- zazwyczaj używane z ziarnami diamentowymi, aby uzyskać wysoką jakość wykończenia powierzchni przy średniej szybkości usuwania materiału |
| Cyna / ołów | <ul style="list-style-type: none">- tarcze bardzo miękkie- stosowane głównie do docieranie wykończeniowego, jako alternatywa tarcz polerskich do różnych materiałów, takich jak metal, ceramika i materiały optyczne- zazwyczaj używane z drobnymi ziarnami diamentowymi, aby zminimalizować pękanie i odpryskiwanie materiału podczas docierania kryształów- zapewniają lustrzane wykończenie na złączach światłowodowych, węglowych powierzchniach uszczelniających i wielu innych twardych materiałach, takich jak węgiel wolframu, przy niewielkiej szybkości usuwania materiału |
| Ceramika techniczna | <ul style="list-style-type: none">- tarcze bardzo twarde- stosowane głównie do docierania lub polerowania elementów ceramicznych i innych twardych materiałów oraz gdzie używanie metalowych tarcz nie jest konieczne |

| | |
|------------------|---|
| | <ul style="list-style-type: none"> - mogą być stosowane z różnymi ziarnami ściernymi - zapewniają dokładne wykończenie powierzchni przy średniej szybkości usuwania materiału |
| Kompozyty | <ul style="list-style-type: none"> - stosowane głównie do docieranie zgrubnego - możliwość docierania materiałów o twardości około 7-10 w skali Mohsa - zazwyczaj używane z ziarnami diamentowymi, aby uzyskać wysoką jakość wykończenia powierzchni, przy średniej szybkości usuwania materiału |

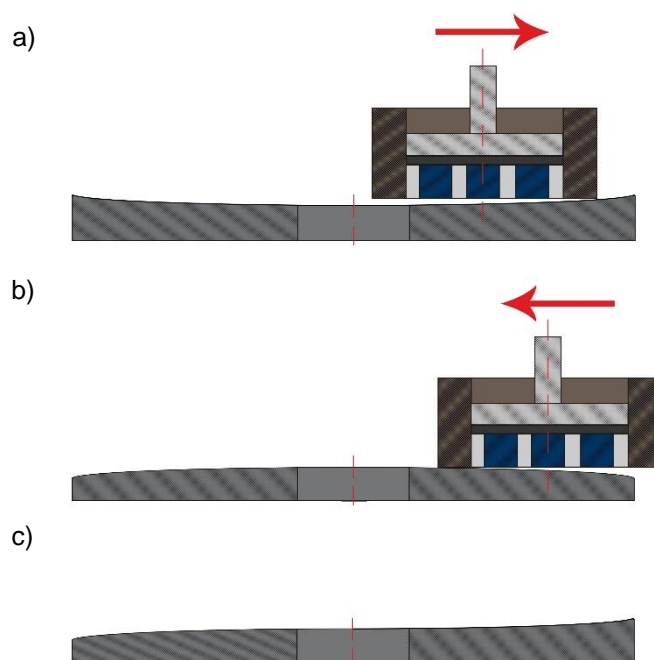
Tarcze docierające mogą być gładkie lub rowkowane – w zależności od pożądanej szybkości usuwania materiału. Płaskie tarcze najlepiej nadają się do docierania przedmiotów cylindrycznych oraz gdy wymagana jest bardzo wysoka dokładność. Tarcze rowkowane, używane do docierania płaskich elementów, poprawiają usunięcie mikrowiórów i w stosunkowo szybki sposób odprowadzają nadmiar ścierniwa ze strefy obróbki. Podczas obróbki przedmiotów o dużych powierzchniach docieranych rowkowanie jest konieczne, aby zapewnić równomierne rozproszczenie ziaren we wszystkich punktach tarczy docierającej [27].

W celu usunięcia ciepła pojawiającego się podczas obróbki, tarcze docierające mogą być wyposażone w wewnętrzny układ chłodzenia cieczą. W przypadku docierania zgrubnego chłodzenie jest niezbędne, ponieważ w przeciwnym wypadku po dłuższym czasie obróbki temperatura tarczy może wzrosnąć nawet do 70° C, czego skutkiem jest niepożądane nagrzewanie się przedmiotów obrabianych, zmian lepkości i narastającego parowania cieczy nośnej. Unikanie ciepła i jego usuwanie odgrywa również decydującą rolę w obróbce wykończeniowej, ponieważ wymagania dotyczące dokładności płaskości, a także równoległość powierzchni obrabianych elementów zwykle podane są dla temperatury 20° C [9, 28].

Ponadto płaskość przedmiotów obrabianych oraz właściwe wykończenie powierzchni zachowane są przy utrzymaniu odpowiednich warunków oraz kondycjonowaniu docieraka. Nadmierne zużycie tarczy przez przedmioty obrabiane powoduje błędy płaskości: wklęsłą powierzchnię roboczą, wypukłą powierzchnię roboczą lub występowanie osiowego bicia (rys. 2.5) [29]. Dlatego ważne jest, aby odpowiednio sprawdzić i korygować płaskość tarczy docierającej przed i podczas procesu obróbki. Dodatkowo operator obrabiarki powinien okresowo docierać tarczę drobnymi ziarnami ściernymi w celu uzyskania powierzchni wolnej od większych rys.

Jedną z przyczyn występowania wklęsłej powierzchni tarczy docierającej jest zbyt duża liczba przedmiotów obrabianych usytuowanych w środku pierścienia prowadzącego. Rozwiązaniem na to jest użycie odpowiednich separatorów. Inną przyczyną może być niepłaskość elementu dociskającego przedmioty. W takim wypadku należy płycie dociskającej nadać odpowiednio wklęsły kształt poprzez docieranie go na wypukłej tarczy. Zgodnie z zaleceniami producentów docierarek jednotarczowych, by wyeliminować wklęsłość tarczy docierającej pierścienie prowadzące należy przesunąć na zewnątrz tarczy. Błąd wypukłej powierzchni roboczej może być spowodowany nieodpowiednim ustawieniem pierścieni prowadzących. Problem ten występuje, gdy jeden z pierścieni wysunięty jest bardziej na zewnątrz, a inne do wewnątrz tarczy docierającej. Sposobem na usunięcie tego błędu jest przesunięcie pierścieni docierających do pozycji centralnej i usytuowanie kilku przedmiotów w centralnej części separatora. Osiowe bicie na powierzchni roboczej objawia się po relatywnie długim czasie. Może być

ono spowodowane nierównomierną mikrostrukturą lub twardością docieraka. Często przyczyną jest także fakt, że tarcza bazowa i robocza są niewłaściwie skręcone. Występują wtedy błędy zniekształceń wywołane wahaniami temperatur. Z tego powodu tarcze docierające z chłodzeniem mają znaczną przewagę w praktyce. Błąd tego typu powoduje wydłużenie czasu docierania oraz odchyłki płaskości przedmiotów. Gdy bicie osiowe jest zbyt duże, korekcja za pomocą pierścieni prowadzących jest trudna i czasochłonna. Nieprawidłowości powierzchni można zredukować obniżając rolki prowadzące i używając większych pierścieni. Można również docierać jednocześnie przedmioty o różnej wielkości [29].



Rys. 2.5. Błędy płaskości docieraka: a) wklęsła powierzchnia robocza, b) wypukła powierzchnia robocza, c) osiowe bicie na powierzchni roboczej

2.2.2. Zawiesina ścierna

Ziarna ścierne uważane są za narzędzia o nieokreślonej geometrii ostrzy. W docieraniu stosuje się wiele ścierniw, które różnią się między sobą właściwościami materiałowymi, kształtem oraz wielkością. Wybór ścierniwa zależy od twardości przedmiotu, wymaganej jakości wykończenia powierzchni i pożądanej szybkości usuwania materiału oraz podyktowany jest ceną.

Zazwyczaj do docierania jednotarczowego stosowane są ziarna o średniej wielkości (od 5 do 40 μm). Najczęściej używane materiały ścierne w przemyśle obejmują pięć różnych rodzajów: węgiel krzemu (SiC), tlenek glinu (Al_2O_3), granat, diament i regularny azotek boru (CBN) [14, 30]. Pierwsze trzy stanowią ścierniwa konwencjonalne, a dwie ostatnie to materiały supertwarde. Ponadto materiały stosowane jako ziarna ścierne są albo minerałami naturalnymi albo kryształami sztucznymi. Do docierania jednotarczowego stosuje się również ziarna korundu, węgliku boru, kwarcu, norbidu i stopów tlenku glinu. W tabeli 2.2 opisano właściwości najczęściej stosowanych ziaren ściernych wykorzystywanych do docierania.

Tabela 2.2. Materiały ściernie wykorzystywane w docieraniu

| | |
|---|--|
| Węglík krzemu (SiC) | <ul style="list-style-type: none">- najczęściej używany materiał ścierny- materiał sztuczny o strukturze krystalicznej (igłowej lub blokowej)- twardość 9,5 w skali Mohsa- niski współczynnik rozszerzalności cieplnej- używany do docierania zgrubnego materiałów takich jak: stale hartowane i odpuszczane, stopy metali, żeliwo szare, szkło. |
| Tlenek glinu (Al₂O₃) | <ul style="list-style-type: none">- twardość 9 w skali Mohsa- ziarna mają ostrą nieregularną strukturę- materiały ściernie powstałe w wyniku elektrofuzji lub chemicznego wytrącania- używane do docierania zgrubnego |
| Granat | <ul style="list-style-type: none">- jest naturalnym materiałem ściernym z blokową strukturę krystaliczną- twardość 7-8 w skali Mohsa- używane do docierania wykończeniowego, głównie materiałów optycznych |
| Diament | <ul style="list-style-type: none">- diament jest najtwardszym znanym ścierniwem- twardość 10 w skali Mohsa- wysoki koszt- ceniony za szybkość obróbki i możliwość obrabiania materiałów twardych |
| Regularny azotek boru (CBN) | <ul style="list-style-type: none">- twardość 9,9 w skali Mohsa- nadaje się do obróbki bardzo wielu rodzajów materiałów, takich jak żeliwo, stal narzędziowa, węgliki spiekane i ceramika- wysoka wytrzymałość termiczna |

Dotychczasowe badania pokazały, że rodzaj ziaren ściernych odgrywa istotną rolę w szybkości obróbki. Ustalono, że wraz ze wzrostem wymiarów ziaren następuje liniowy wzrost szybkości usuwania materiału, ale tylko do pewnej wielkości granicznej [31, 32, 33]. Wzrost zaobserwowano również, gdy wzrasta twardość ścierniwa [34].

W procesie docierania kluczowe znaczenie ma również objętość, stężenie i rodzaj nośnika w zawiesinie ścierniej [35, 36]. Jako ciecz nośną stosuje się zwykle oleje o dużej lepkości lub mieszaniny złożone z oleju, parafiny, ropy naftowej i innych dodatków. Zadaniem cieczy nośnej jest również zapewnienie transportu mikrowiórów poza strefę obróbki. Ciecz nośna powinna mieć także dobre właściwości chłodzące. Z badań wynika, że wraz ze wzrostem lepkości nośnika wzrasta szybkość usuwania materiału (MRR). Wzrost ten obserwowany jest tylko do punktu krytycznego, po przekroczeniu którego, odnotowuje się spadek. Uważa się, że fakt ten wynika z tworzenia się zbyt grubego filmu pomiędzy przedmiotem obrabianym a narzędziem, co ogranicza procesy ściernie [37, 38].

2.2.3. Przedmiot obrabiany

Zarówno rodzaj materiału jak i twardość przedmiotów obrabianych mają istotny wpływ na mechanizm zużycia, a tym samym na efektywność docierania. Powierzchnie przedmiotów kruchych (np. ceramik) powstają w wyniku mikropęknięć lub deformacji plastycznej, gdy głębokość skrawania jest mniejsza niż krytyczna [39, 40]. Poza tym przy obróbce wysokich przedmiotów nierówności mogą mieć niekorzystny wpływ na płaskość i równoległość powierzchni obrabianych.

2.2.4. Kinematyka i parametry obróbkowe

Wcześniejsze badania nad kinematyką docierania jednotarczowego skupiały się przede wszystkim na określeniu wpływu geometrii przedmiotów obrabianych, ich rozmieszczeniu w separatorach i pierścieniach prowadzących [41] oraz analizie rozkładu ścieżki ścierniwa na tarczy [42]. Część badaczy zajęło się problemem kondycjonowania narzędzia po procesie docierania za pomocą pierścieni prowadzących [43].

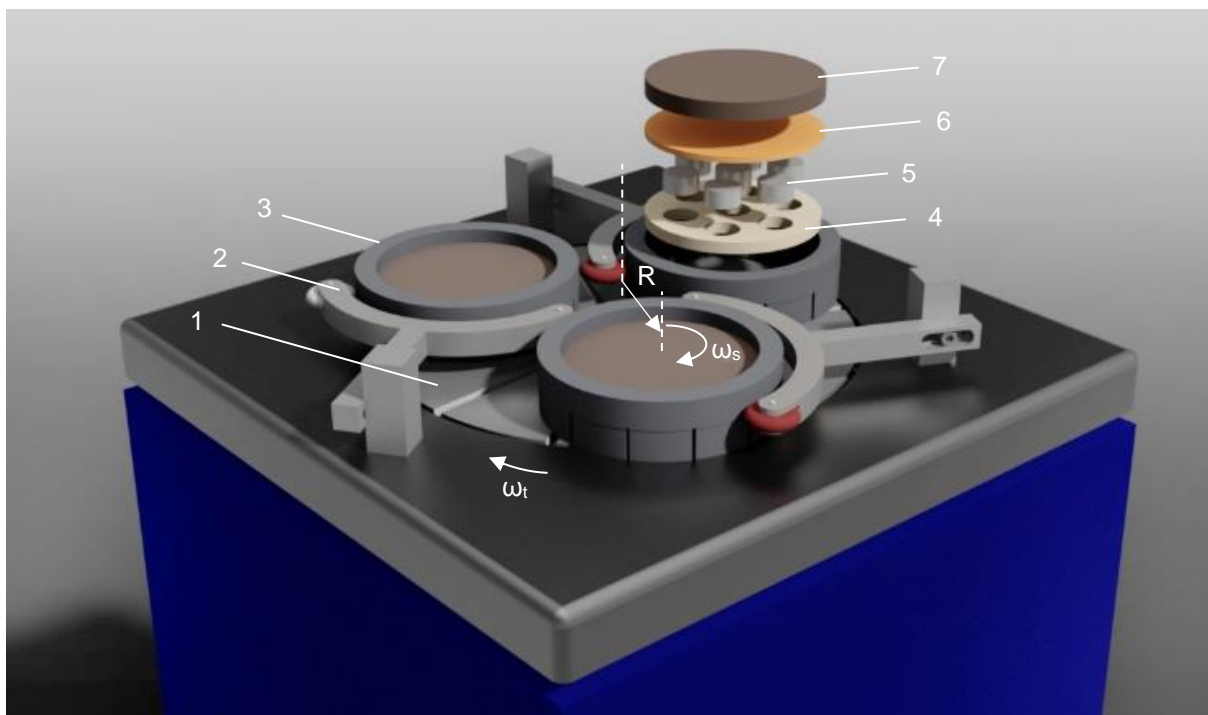
Do podstawowych parametrów obróbkowych docierania jednotarczowego związanych z kinematyką układu wykonawczego zalicza się prędkości obrotowe tarczy docierającej i pierścieni prowadzących oraz siłę docisku. W przeciwieństwie do prędkości względnych przedmiotów obrabianych oraz prędkości usuwania materiału, które zależą od warunków brzegowych, parametry te mogą być regulowane [1, 9, 10]. Badania wykazały, że parametry kinematyczne docierania wpływają decydująco na uzyskiwaną płaskość powierzchni docieranej. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej tarczy docierającej wzrasta szybkość usuwania materiału (MRR). Jednak istnieje punkt graniczny, do którego zwiększanie prędkości obrotowej tarczy jest konieczne. Nadmierne siły odśrodkowe mogą zbyt szybko przenosić nagromadzone ziarna ściernie ze strefy obróbki na krawędź tarczy, co ma negatywny wpływ na jakość procesu. Ponadto prędkość usuwania materiału rośnie liniowo wraz ze wzrostem siły docisku do wartości około 16 MPa. Dalszy wzrost nacisku jednak powoduje spadek szybkości docierania [10, 44, 45, 46].

Większość badań dotyczy wyłącznie standardowego systemu kinematycznego docierania jednotarczowego i nie ma w nich dyskusji na temat nowych układów wykonawczych. Kinematyka docierania była zaś analizowana w licznych pracach dotyczących obiegowych układów wykonawczych docierarek dwutarczowych [47, 48, 49]. Coraz częściej kinematyka docierania jednotarczowego wykorzystywana jest do szlifowania. Obróbka ta charakteryzuje się tym, że w miejsce tarczy docierającej stosuje się specjalne ściernice lub tarcze pokryte trwale warstwą ścierniwa. Pozwala to uzyskać dużą dokładność wymiarowo-kształtową i małe wartości parametrów chropowatości powierzchni, przy zachowaniu dużej wydajności procesu [50, 51, 52]. Ta sama kinematyka stosowana jest również w polerowaniu chemiczno-mechanicznym (CMP), które jest stosunkowo złożonym procesem i szeroko stosowanym w planaryzacji płytek krzemowych do układów scalonych i łączącym w sobie polerowanie mechaniczne z wytrawianiem chemicznym. W przeciwieństwie do systemów docierania jednotarczowego, obrotowe systemy CMP składają się głównie z jednego pierścienia prowadzącego przedmioty oraz kondycjonera tarczy [53]. Kondycjoner jest mechanizmem, który porusza się w czasie obróbki twardą powierzchnią czynną po tarczy roboczej, aby zachować jej płaskość i chropowatość powierzchni [54]. Pomimo tego, że jest to stosunkowo nowa metoda obróbki, przeprowadzono dotychczas wiele szczegółowych badań dotyczących wpływu parametrów kinematycznych na równomierność obróbki płytek krzemowych [55]. Analizowano również wpływ ruchu wahadłowego kondycjonera na szybkością usuwania materiału w procesie CMP [56].

2.3. Analiza kinematyki docierania jednotarczowego

Podstawowym układem wykonawczym docierania jednotarczowego jest układ z 1–4 pierścieniami prowadzącymi, które leżą bezpośrednio na tarczy docierającej i poruszają się po jej powierzchni (rys. 2.6). Liczba pierścieni prowadzących i_p zależy głównie od wielkości oraz przeznaczenia obrabiarki. Tarcza docierająca 1 obracając się z prędkością ω_t , napędza pierścienie prowadzące 3, w których umieszczone są separatory 4. Separatory uniemożliwiają (oprócz obrotowego) dodatkowe ruchy przedmiotów obrabianych 5 w pierścieniach. W separatorach o zwykłej konstrukcji, przedmiot o zarysie kołowym obraca się jedynie wokół własnej osi. Przedmioty obrabiane mogą być również umieszczone w pierścieniach prowadzących bez separatorów. Rozwiązanie takie daje możliwość jednoczesnej obróbki większej liczby przedmiotów. Pierścienie prowadzące obracają się pod wpływem momentu sił tarcia z prędkością ω_s , zależną od prędkości docieraka, warunków tarcia i od położenia promieniowego R , regulowanego dźwignią prowadzącą 2 [1, 10].

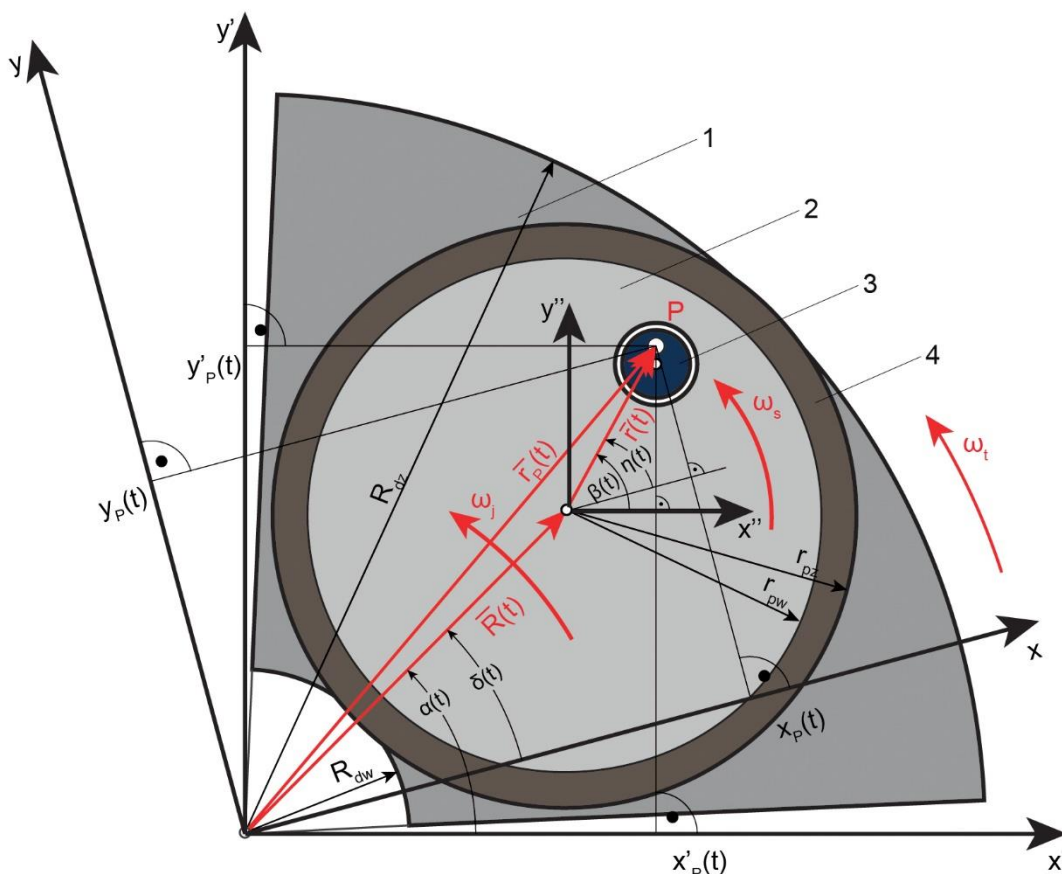
Podczas obróbki, w celu uzyskania pożądanej jakości powierzchni obrabianej wymagany jest określony nacisk jednostkowy oraz stała dawka ziaren ściernych, które biorą udział w procesie. Ziarna ścierne dozowane są do strefy docierania zwykle w postaci zawiesiny na bazie oleju lub wody, z odpowiednimi dodatkami. System podawania ścierniwa powinien równomiernie rozprowadzać zawiesinę na powierzchni czynnej tarczy docierającej, wykorzystując siły grawitacji, siłę odśrodkową oraz ruchy obrotowe docieraka i pierścieni prowadzących. Dla zapewnienia bardziej równomiernego rozłożenia nacisku na przedmioty wywierane jest obciążenie poprzez podkładkę filcową 6. Dociążenie przedmiotów obrabianych odbywa się najczęściej za pomocą układu pneumatycznego lub obciążnikowego [2].



Rys. 2.6. Model standardowej docierarki jednotarczowej: 1 – tarcza docierająca, 2 – dźwignia prowadząca, 3 – pierścień prowadzący, 4 – separator, 5 – przedmiot obrabiany, 6 – przekładka, 7 – krążek dociskowy

2.3.1. Równania ruchu obrabianego przedmiotu

Istotny wpływ na zużycie tarczy docierającej oraz na uzyskiwaną płaskość powierzchni przedmiotu ma kinematyka docierania. Modelując zużycie tarczy docierającej należy przeprowadzić analizę równań ruchu przedmiotów obrabianych oraz zależności kinematycznych występujących w docieraniu jednotarczowym. Ponieważ na kinematykę układu wykonawczego wpływ ma wiele czynników związanych z oddziaływaniem i właściwościami elementów systemu przedmiot obrabiany – zawieszona ścierna – tarcza docierająca, należy założyć, że prędkości kątowe pierścienia prowadzącego, separatora i przedmiotu obrabianego są identyczne, równe ω_s .



Rys. 2.7. Schemat kinematyczny analizowanego układu wykonawczego docierarki jednotarczowej: 1 – docierak, 2 – separator, 3 – przedmiot obrabiany, 4 – pierścień prowadzący

W celu analizy kinematyki należy wyznaczyć położenie dowolnego punktu P leżącego na powierzchni przedmiotu obrabianego w chwili docierania t (rys. 2.7). Parametrami wejściowymi przy analizie równań ruchu przedmiotu obrabianego są: prędkość kątowna tarczy docierającej ω_t , prędkość kątowna pierścienia prowadzącego ω_s , prędkość kątowna wyobraźnego jarzma ω_j , odległość środka geometrycznego pierścienia prowadzącego od środka tarczy docierającej R oraz odległość analizowanego punktu przedmiotu obrabianego od środka geometrycznego pierścienia prowadzącego r . Położenie punktu P można określić za pomocą wektora promienia wodzącego w dwóch układach współrzędnych:

- absolutnym $x'y'$:

$$\begin{bmatrix} x'_p(t) \\ y'_p(t) \end{bmatrix} = R \begin{bmatrix} \cos(\alpha) \\ \sin(\alpha) \end{bmatrix} + r \begin{bmatrix} \cos(\beta) \\ \sin(\beta) \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

$$\alpha(t) = \omega_j \cdot t \quad (2.2)$$

$$\beta(t) = \omega_s \cdot t \quad (2.3)$$

- oraz względnym $x''y''$, związanym z obracającym się docierakiem:

$$\begin{bmatrix} x_p(t) \\ y_p(t) \end{bmatrix} = R \begin{bmatrix} \cos(\delta) \\ \sin(\delta) \end{bmatrix} + r \begin{bmatrix} \cos(\eta) \\ \sin(\eta) \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

$$\delta(t) = (\omega_j - \omega_t) \cdot t \quad (2.5)$$

$$\eta(t) = (\omega_s - \omega_t) \cdot t \quad (2.6)$$

Zakładając, że prędkość wyobraźnego jarzma ω_j w większości konstrukcji docierarek jednotarczowych równa jest zero oraz wprowadzając dodatkowy parametr k o postaci:

$$k = \frac{\omega_s - \omega_t}{\omega_t} \quad (2.7)$$

współrzędne x_P i y_P są ciągłymi funkcjami czasu i można je opisać równaniami:

$$x_p = R \cdot \cos(-\omega_t \cdot t) + r \cdot \cos(k \cdot \omega_t \cdot t) \quad (2.8)$$

$$y_p = R \cdot \sin(-\omega_t \cdot t) + r \cdot \sin(k \cdot \omega_t \cdot t) \quad (2.9)$$

Powyższe równania przedstawiają parametryczne równanie toru punktu P . Długość promienia wodzącego $r_P(t)$ można obliczyć podstawiając zależności (2.8) i (2.9) do równania:

$$r_p(t) = \sqrt{x_p(t)^2 + y_p(t)^2} \quad (2.10)$$

2.3.2. Prędkość w układzie docierania jednotarczowego

Wektor prędkości chwilowej dowolnego punktu P leżącego na powierzchni przedmiotu obrabianego jest pochodną względem czasu wektora promienia wodzącego $\bar{r}_P(t)$:

$$\bar{v}(t) = \frac{d\bar{r}_P(t)}{dt} = \bar{i}_x \frac{dx_p(t)}{dt} + \bar{j}_x \frac{dy_p(t)}{dt} = \bar{v}_x + \bar{v}_y \quad (2.11)$$

Wartość chwilowej prędkości punktu P wyraża się wzorem:

$$v(t) = |\bar{v}(t)| = \sqrt{\dot{x}_p(t)^2 + \dot{y}_p(t)^2} \quad (2.12)$$

Po podstawieniu zależności 2.8 i 2.9 oraz obliczeniu pochodnych otrzymujemy:

$$v(t) = \sqrt{\omega_t^2 R^2 + (\omega_s - \omega_t)^2 r^2 - 2\omega_t(\omega_s - \omega_t)rR \cos(-\omega_s t)} \quad (2.13)$$

Natomiast podstawiając do powyższego równania parametr k ze wzoru 2.7 mamy:

$$v(t) = \omega_t \sqrt{R^2 + k^2 r^2 + 2rRk \cos(-\omega_s t)} \quad (2.14)$$

Na wartość minimalnej i maksymalnej prędkości docierania wpływ ma zarówno prędkość obrotowa tarczy docierającej, jak i rozmieszczenie przedmiotów w separatorze. Natomiast kierunek wektora prędkości zależy od wartości składowych wektorów \bar{v}_x i \bar{v}_y [1, 2, 57, 58, 59].

Średnia prędkość docierania v_{sr} dowolnego punktu P leżącego na powierzchni obrabianej określona jest wzorem:

$$v_{sr} = \frac{1}{T_c} \int_0^{T_c} v(t) dt \quad (2.14)$$

gdzie:

T_c – czas jednego cyklu [s].

2.3.3. Przyspieszenie w układzie docierania jednotarczowego

Wektor przyspieszenia chwilowego dowolnego punktu P leżącego na powierzchni przedmiotu obrabianego jest równy pierwszej pochodnej wektora prędkości $\bar{v}_P(t)$ lub drugiej pochodnej wektora promienia wodzącego $\bar{r}_P(t)$ względem czasu:

$$\bar{a}(t) = \frac{d^2 \bar{r}_P(t)}{dt^2} = \frac{d\bar{v}(t)}{dt} = \bar{i}_x \frac{d^2 x_P(t)}{dt^2} + \bar{j}_y \frac{d^2 y_P(t)}{dt^2} = \bar{a}_x + \bar{a}_y \quad (2.15)$$

Wartość chwilowego przyspieszenia punktu P wyraża się wzorem:

$$a(t) = |\bar{a}(t)| = \sqrt{\ddot{x}_P(t)^2 + \ddot{y}_P(t)^2} \quad (2.16)$$

Po podstawieniu zależności 2.8 i 2.9 oraz obliczeniu pochodnych otrzymujemy:

$$a(t) = \sqrt{\omega_i^4 R^2 + (\omega_s - \omega_i)^4 r^2 - 2\omega_i^2 (\omega_s - \omega_i)^2 rR \cos(-\omega_s t)} \quad (2.17)$$

Natomiast podstawiając do powyższego równania parametr k ze wzoru 2.7 mamy:

$$a(t) = \omega_i^2 \sqrt{R^2 + k^4 r^2 + 2rRk^2 \cos(-\omega_s t)} \quad (2.18)$$

Analogicznie jak w przypadku chwilowej prędkości docierania, na wartość minimalnego i maksymalnego przyspieszenia docierania wpływ ma zarówno prędkość obrotowa tarczy docierającej, jak i rozmieszczenie przedmiotów w separatorze. Natomiast kierunek wektora przyspieszenia zależy od wartości składowych wektorów \bar{a}_x i \bar{a}_y .

Na przebieg procesu docierania wpływ ma również przyspieszenie styczne \bar{a}_t , które jest składową przyspieszenia całkowitego \bar{a}_P w kierunku stycznym do toru i równe jest pochodnej prędkości dowolnego punktu P względem czasu:

$$\bar{a}_t = \frac{dv}{dt} \bar{\tau} \quad (2.19)$$

gdzie:

$\bar{\tau}$ – jednostkowy wektor styczny do toru ruchu.

Wartość liczbowa przyspieszenia stycznego wyrażona jest wzorem [1, 2, 57, 58, 59]:

$$a_t = \frac{dv(t)}{dt} = - \frac{rR\omega_i\omega_s k \sin(\omega_s t)}{\sqrt{R^2 + k^4 r^2 + 2krR \cos(-\omega_s t)}} \quad (2.20)$$

2.4. Analiza dotychczasowych badań zużycia tarczy docierającej

Szybkość usuwania materiału (MRR), opisywana jako wielkość ubytku materiału z powierzchni obrabianej w danym położeniu przedmiotu w separatorze i w określonym przedziale czasu, jest ważnym elementem badań nad procesem docierania. Istnieje wiele modeli opisujących MRR podczas docierania, w tym modele analityczne oraz eksperymentalne [60, 61, 62]. Liczne badania pokazują, że efektywność procesu docierania można poprawić optymalizując parametry procesowe, w tym występujące prędkości i siłę docisku na przedmioty. W większości opracowanych modeli dąży się do równomiernego zużycia tarczy docierającej, aby zachować odpowiednią płaskość czynnej powierzchni narzędzia, co warunkuje między innymi uzyskanie dokładnej powierzchni obrabianej [63, 64].

Wielkość zużycia ściernego w dowolnym punkcie tarczy docierającej jest funkcją intensywności podczas zużycia ściernego I . Czynniki wpływające na tę funkcję to: prędkość v_P punktu P , przyspieszenie styczne tego punktu a_{tP} i odległość r_P , siła docisku p , parametry ziaren ściernych C , parametry materiałowe przedmiotu obrabianego i narzędzia M [65]:

$$\Delta H_P = \int_{t_1}^{t_2} I(v_P, a_{tP}, r_P, p, C, M) dt \quad (2.21)$$

Bardziej uproszczonym modelem zużycia profilowego w procesie docierania może być model tribologiczny opracowany przez Prestona, który badał efekty szlifowania szkła [66]. Model ten wykorzystywany jest w badaniach między innymi do wyznaczania zużycia podczas szlifowania lub polerowania mechaniczno-chemicznego. Równanie Prestona wiąże prędkość względną v oraz nacisk jednostkowy p z szybkością usuwania materiału (MRR):

$$\frac{dH}{dt} = K \cdot p \cdot v \quad (2.22)$$

gdzie:

- ΔH – wielkość ubytku materiału w dowolnym punkcie P [mm],
- K – współczynnik proporcjonalności Prestona,
- t – czas obróbki.

Parametr K w równaniu (2.22) jest wartością stałą i jego wielkość zależy od rodzaju materiału narzędzia, materiału przedmiotu obrabianego, rodzaju ścierniwa oraz innych parametrów, które zostały opisane w poprzednim rozdziale. Wszystkie zmienne wpływające na proces docierania mogą się zmieniać w czasie. Zmiany te mogą być powtarzalne i przewidywalne (cykliczne zmiany prędkości, zmiany nacisków wynikające ze zużycia przedmiotów obrabianych i tarczy docierającej, zmiany właściwości materiału ściernego), jak również losowe. Losowość tego procesu jest tym wyższa im mniejsze są średnie przekroje warstw skrawanych poszczególnymi ziarnami [67]. Należy również zauważyć, że MRR można opisać na różne sposoby. Najczęściej jednak MRR podaje się w jednostkach gęstości lub wysokości usuniętego materiału w jednostce czasu. Natomiast parametr k może zatem być podawany w różnych jednostkach.

W wielu pracach związek liniowy między naciskiem jednostkowym, prędkością względną oraz MRR został potwierdzony badaniami eksperymentalnymi [68, 69, 70]. Jednakże przyjmuje się, że zależność przedstawiona w równaniu Prestona jest prawidłowa tylko przy pewnych zakresach parametrów docierania [71]. Zauważono, że gdy model stosowany jest przy względnie wysokich lub niskich naciskach oraz prędkościach, to równanie przyjmuje charakter nieliniowy [62, 72]. Pritchard [73] udowodnił, że MRR jest proporcjonalny do nacisku jednostkowego tylko do pewnego obciążenia krytycznego. Ponadto stwierdzono, że przy zmiennych warunkach kinematycznych intensywność zużycia tarczy docierającej i przedmiotów obrabianych jest wyższa niż dla stałych warunków. Różnica ta spowodowana jest przyspieszeniem stycznym a_t poruszającego się przedmiotu po czynnej powierzchni tarczy docierającej.

W celu uwzględnienia różnic, które pojawiają się pomiędzy wynikami teoretycznymi i empirycznymi, zaproponowano wiele modyfikacji równania Prestona. Tellez-Arriaga wraz z zespołem zaproponował przekształcenie liniowej zależności dla niskich prędkości, uwzględniając współczynnik tarcia w funkcji prędkości [74]. W wykonanych badaniach wykorzystano również funkcje potęgowe:

$$\frac{dH}{dt} = K \cdot p^n \cdot v^m \quad (2.23)$$

gdzie:

n, m – współczynniki zależne od charakterystyki procesu [62, 72, 75].

Chociaż istnieje wiele innych modeli w literaturze, większość z nich opiera się na równaniu Prestona. Istnieją również równania opracowane specjalnie dla procesów CMP, które uwzględniają czynnik chemiczny odpowiedzialny za usuwanie materiału. Runnels i Eyman wykazali, że szybkość usuwania materiału podczas polerowania chemiczno-mechanicznego powiązana jest z naprężeniami normalnymi i ścinającymi, które pojawiają się podczas procesu [76]. Tseng i Wang przekształcili równanie Prestona, aby wyrazić MRR, jako funkcję naprężenia normalnego działającego na powierzchnię obrabianego elementu, prędkości względnej i odkształcenia sprężystego ziaren ściernych [62]. Celem opracowania nowego modelu zużycia w polerowaniu, Nanz badał wpływ na równanie Prestona ugięcia obrabianych elementów oraz przepływu zawiesiny [77].

Ponadto Chang, Hashimura i Dornfeld wyprowadzili osobne równania MRR dla ścierania dwu- i trzelementowego, w przypadku materiałów plastycznych i kruchych [78]. Statystyczny charakter głębokości skrawania w procesie docierania został opisany za pomocą rozkładu wielkości ziaren w zawieszynie. Poprzez zmianę rozkładu wielkości ziaren w modelu uwzględniono zależną od czasu charakterystykę MRR. Dla materiałów plastycznych wyprowadzone równania mają postać:

- ścieranie dwuelementowe (rys. 2.1a)

$$\frac{dH}{dt} = K_C \cdot W \cdot d_w \cdot \frac{dL}{dt} \quad (2.24)$$

- ścieranie trzelementowe (rys. 2.1b)

$$\frac{dH}{dt} = \frac{2\pi}{3} \cdot d_w \cdot R^2 \cdot \frac{2v}{\pi D} \quad (2.25)$$

gdzie:

- K_C – wytrzymałość materiału obrabianego na pękanie,
- W – szerokość rysy,
- d_w – głębokość rysy,
- L – długość rysy,
- v – prędkość względna,
- D – średnia średnica ziarna ściernego,
- $\frac{2v}{\pi D}$ – współczynnik rotacji ziarna ściernego.

Natomiast dla materiałów kruchych wyprowadzone równania MRR mają postać:

- ścieranie dwuelementowe (rys. 2.1a)

$$\frac{dH}{dt} = 2 \cdot c \cdot h \cdot \frac{dL}{dt} \quad (2.24)$$

- ścieranie trzejelementowe (rys. 2.1b)

$$\frac{dH}{dt} = \pi \cdot c^2 \cdot h \cdot \frac{2v}{\pi D} \quad (2.25)$$

gdzie:

- c – długość pęknięcia bocznego,
- h – głębokość pęknięcia bocznego.

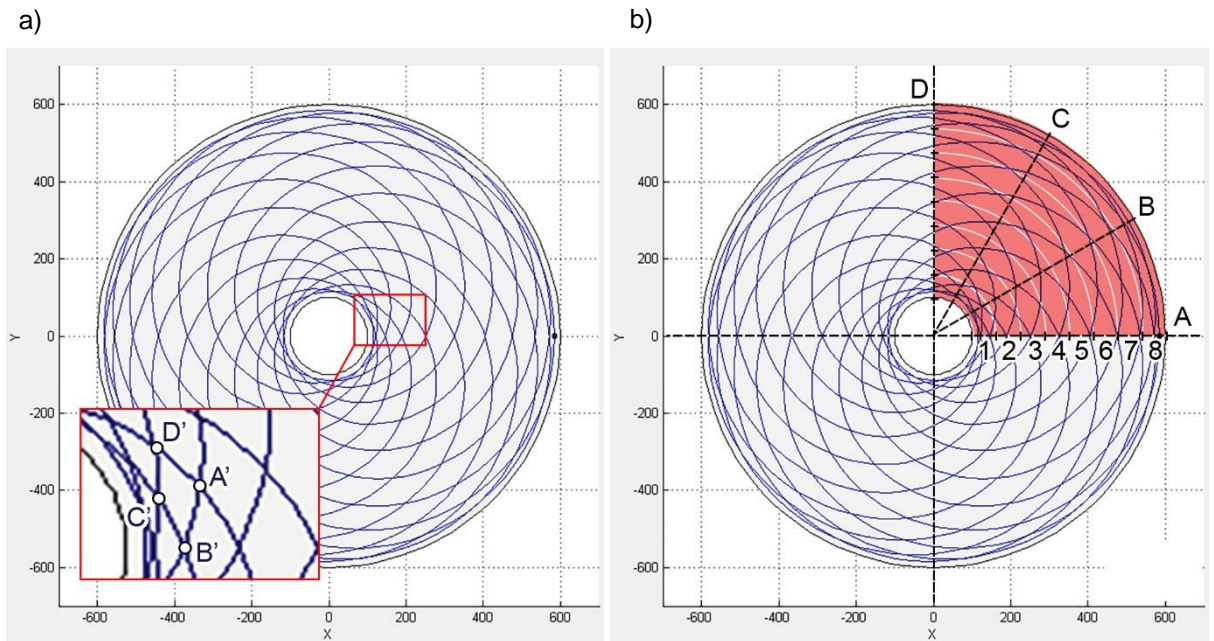
W przeważającej części opracowanych modeli zużycia tarczy docierającej zakłada się, że intensywność jego zużycia zależy od intensywności kontaktu przedmiotu obrabianego z narzędziem poprzez ziarna ściernie [1, 2, 57, 79, 80, 81]. Przyjmuje się, że w miejscach, gdzie obserwuje się zagęszczenie trajektorii ziaren ściernych zachodzi proces przyspieszonego zużycia. We wcześniej przeprowadzanych symulacjach, intensywność kontaktu była wyznaczana między innymi poprzez wskaźnik gęstości siatki torów (rys. 2.8a):

$$w_i = \frac{S_i}{A_i} \quad (2.26)$$

gdzie:

- S_i – suma długości łuków D'A', A'B', B'C' i C'D',
- A_i – pole powierzchni ograniczone tymi łukami.

Innym sposobem wyznaczania intensywności kontaktu może być analiza symulacyjna oparta na sumarycznej liczbie przecięć trajektorii ziarna ściernego z różnymi przedziałami promieni tarczy docierającej [1]. Schemat obliczenia przedstawiono na rys. 2.8b, gdzie założono cztery sektory analizy (A, B, C, D), które podzielone zostały na osiem równych przedziałów. Sumowano liczbę przecięć trajektorii z promieniem tarczy w każdym z analizowanych przedziałów, a następnie uśredniano wyniki analiz czterech sektorów.



Rys. 2.8. Wyznaczanie intensywności kontaktu przedmiotu obrabianego z narzędziem: a) zasada wskaźnika gęstości siatki torów, b) wyznaczanie liczby przecięć trajektorii z różnymi przedziałami na promieniu tarczy docierającej

W modelu zaproponowanym przez Orlov'a powierzchnia czynna tarczy docierającej dzielona jest na n_r pól jednostkowych o wymiarach $\Delta x \Delta y$ [82, 83]. Dla uproszczenia przyjmuje się zastępczy przedmiot obrabiany w postaci pierścienia o szerokości równej średnicy przedmiotu obrabianego (rys. 2.9a). Zużycie Z_{dij} elementarnego pola A_{dij} w czasie od t_{dkij} do t_{dpij} wyraża się wzorem:

$$Z_{dij} = C_0 \cdot K_d^s \cdot K_d^d \cdot m_c \cdot s_{lij} = C_0 \cdot K_d^s \cdot K_d^d \cdot m_c \cdot \int_{t_{dpij}}^{t_{dkij}} v(t) dt \quad (2.27)$$

gdzie:

C_0 – współczynnik proporcjonalności,

K_d^s – współczynnik intensywności zużycia materiału tarczy docierającej przy stałych warunkach kinematycznych,

K_d^d – współczynnik intensywności zużycia materiału tarczy docierającej przy zmiennych warunkach kinematycznych,

m_c – liczba cykli,

s_{lij} – długość trajektorii punktu P_{dij} elementarnego pola A_{dij} w obszarze przedmiotu zastępczego,

t_{dpij} – czas, w którym punktu P_{dij} pola A_{dij} wchodzi w strefę przedmiotu zastępczego,

t_{dkij} – czas, w którym punktu P_{dij} pola A_{dij} wychodzi w strefę przedmiotu zastępczego.

Orlov analizował również dodatkowy ruch względnych przedmiotu obrabianego po czynnej powierzchni docieraka [82, 82].

W pracach Spur'a, Eichhorn'a i Simpfendörfer'a [84, 85, 86], przedmiot obrabiany opisany został łukami przechodzącymi przez punkty P_j , które są rozmieszczone wzdłuż promienia pierścienia prowadzącego (rys. 2.9b). Wszystkie punkty należące do j -tego łuku przechodzącego przez punkt P_j zakreślają trajektorie o jednakowej długości w czasie m_c cykli. Suma długości łuków przy nieskończonej liczbie punktów daje efektywną powierzchnię A_p przedmiotu obrabianego na tarczy docierającej:

$$A_p = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^{n_j} g_{wj}(r_j) \quad (2.28)$$

gdzie:

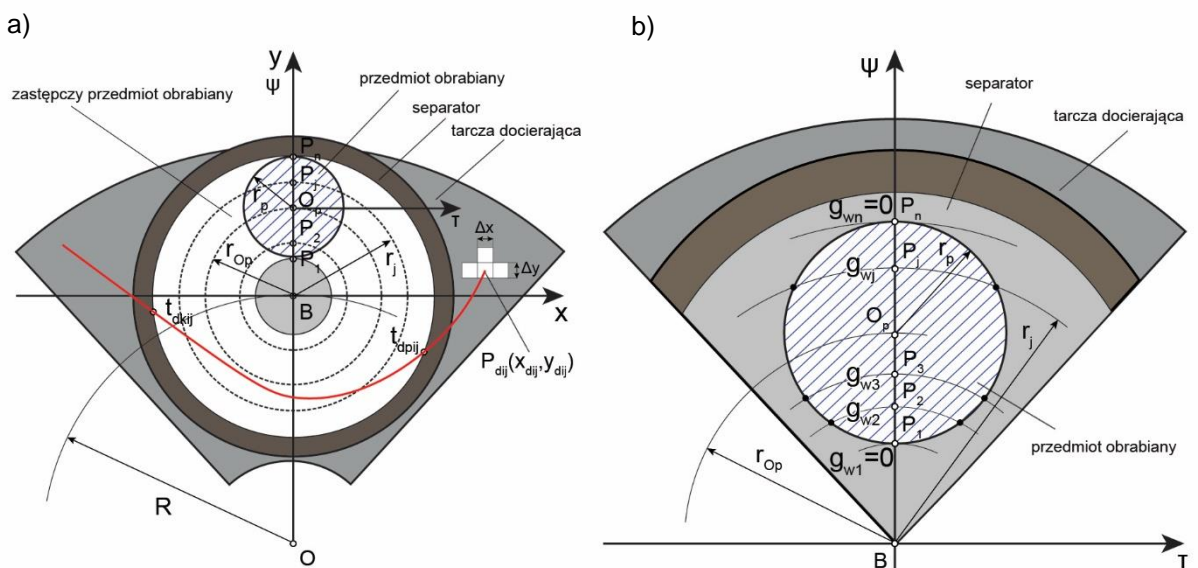
- n_j – liczba łuków opisujących przedmiot,
- g_{wj} – długość j -tego łuku,
- r_j – promień j -tego łuku.

Następnie powierzchnia tarczy docierającej podzielona została na m_p pierścieni i wyliczono sumaryczną wartość drogi przebytej na każdym pierścieniu przez każdy z punktów P_j . Przejście przedmiotu obrabianego po czynnej powierzchni tarczy wyznacza rozkład gęstości d_s długości trajektorii w funkcji promienia R_D tarczy:

$$d_s(R_D) = \lim_{m_p \rightarrow \infty} \left[\lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^{n_j} \frac{\Delta s_{ij} \cdot g_{wj}}{A_{pi}} \right]_{i=1, \dots, m_p} \quad (2.29)$$

gdzie:

- m_p – liczba pierścieni czynnej powierzchni tarczy docierającej,
- R_D – bieżący promień tarczy docierającej.



Rys. 2.9. Sposoby opisu kształtu powierzchni obrabianej: a) za pomocą przedmiotu zastępczego w postaci pierścienia o szerokości równej średnicy przedmiotu obrabianego; r_{Op} – promień określający położenie środka O_p przedmiotu obrabianego, r_p – promień przedmiotu obrabianego, b) za pomocą łuków wewnętrznych o promieniach r_j i długościach g_{wj}

2.5. Przegląd aktualnie produkowanych docierarek jednotarczowych

2.5.1. Parametry standardowych docierarek jednotarczowych

Współcześnie istnieje wielu producentów obrabiarek, którzy oferują technologię obróbki jednotarczowej powierzchni płaskich. Przytoczyć tu należy przede wszystkim takie firmy jak: Lapmaster Wolters (dawniej dwaj niezależni producenci obrabiarek Lapmaster oraz Peter Wolters), Stähli, Engis, Kemet, Hamai, Speedfam, Mitsunaga, PR Hofmann, Hahn & Kolb, Fujikoski i LamPlan. Na rys. 2.10 przedstawiono przykłady obecnie produkowanych docierarek jednotarczowych najbardziej popularnych firm światowych.

Przegląd oferty producentów docierarek pozwala stwierdzić, że wszystkie obrabiarki do obróbki powierzchni płaskich cechuje podobna budowa. Większość docierarek odznacza się masywną konstrukcją. Spotykane są także mniejsze urządzenia, które można ustawić na blacie roboczym w laboratorium (rys. 2.10e). Tylko w nielicznych modelach można znaleźć osłony, które zabezpieczają strefę roboczą (rys. 2.10d). Głównym celem osłon jest raczej tylko ochrona operatora przed urazami powodowanymi elementami ruchomymi, ponieważ docieranie jest obróbką bezpyłową oraz o niskim nasileniu hałasu. Zauważyć można również, że układy kinematyczne tych obrabiarek są niemal identyczne. Dokładny opis standardowego układu kinematycznego znajduje się w rozdziale 2.3.

Poszczególne modele różnią się wielkością narzędzia, czyli średnicą tarczy docierającej oraz wielkością i liczbą pierścieni prowadzących. Rozmiar tarczy docierającej dobierany jest przeważnie pod względem gabarytów przedmiotów obrabianych. Najczęściej liczba pierścieni w docierarkach wynosi 3, natomiast w większych obrabiarkach spotykane są również 4 pierścienie, a w docierarkach laboratoryjnych niekiedy tylko 1 pierścień prowadzący. Standardowo docisk przedmiotów odbywa się za pomocą obciążników, ale istnieją docierarki, w których docisk przedmiotów obrabianych do tarczy odbywa się pneumatycznie i może być płynnie regulowany (rys. 2.10a, 2.10c i 2.10d). Dostyc rzadko spotykane są obrabiarki z napędem wymuszającym ruch pierścieni. Jednak zaletą tego systemu jest to, że pozwala on zachować stałą prędkość przedmiotu oraz umożliwia ruch separatora w dwóch kierunkach (współbieżnie i przeciwbieżnie do ruchu tarczy docierającej). System wymuszonego napędu składa się z centralnego koła napędowego, dźwigni prowadzących wyposażonych w specjalne rolki oraz zawieszono pierścienia z wrębami. Nowsze modele docierarek wyposażane są w systemy kontroli temperatury lub systemy chłodzenia tarczy, których celem jest wyeliminowanie wzrostu temperatury w strefie obróbki. Niektóre obrabiarki mogą posiadać specjalne oprzyrządowanie do zmiany rodzaju metody docierania. Stosowane są dodatkowe tarcze docierające i napędy, aby przekształcić podstawową konstrukcję w obrabiarkę do przedmiotów cylindrycznych lub w docierarkę dwutarczową [93]. Szczegółowe opisy oraz parametry wybranych docierarek jednotarczowych zostały zamieszczone w tabeli 2.3.

a)



b)



c)



d)



e)



f)



Rys. 2.10. Przykłady aktualnie produkowanych docierarek jednotarczowych: a) Lapmaster Wolters 3R-1200 [87], b) 56 OF Lapmaster Wolters [88], c) Stähli FLM-750 24 PL [89], d) Engis FL-28V [90], e) Kemet 15 [91], f) LamPlan M.M.8400 [92]

Tabela 2.3. Charakterystyka wybranych docierarek jednotarczowych

| L.p. | Model / producent | Opis i parametry |
|------|--------------------------------|--|
| 1 | 3R-1200 / Lapmaster Wolters | <ul style="list-style-type: none"> - standardowy układ wykonawczy, składający się z 3 pierścieni prowadzących o średnicy wew./zew. 480/545 mm, - średnica tarczy docierającej 1200 mm - maksymalna prędkość obrotowa 31 min⁻¹ - chłodzenie tarczy docierającej - docisk pneumatyczny |
| 2 | 56 OF / Lapmaster Wolters | <ul style="list-style-type: none"> - standardowy układ wykonawczy, składający się z 4 pierścieni prowadzących o średnicy wew./zew. 530/585 mm - średnica tarczy docierającej 1422 mm - maksymalna prędkość obrotowa 48 min⁻¹ - docisk obciążnikowy |
| 3 | FLM-750 / Stähli | <ul style="list-style-type: none"> - standardowy układ wykonawczy, składający się z 3 pierścieni prowadzących o średnicy wew. 300 mm - średnica tarczy docierającej 750 mm - maksymalna prędkość obrotowa 70 min⁻¹ - chłodzenie tarczy docierającej - stół załadunkowy/rozładunkowy - docisk pneumatyczny |
| 4 | FL-28V / Engis | <ul style="list-style-type: none"> - standardowy układ wykonawczy, składający się z 3 pierścieni prowadzących o średnicy wew./zew. 305/352 mm - średnica tarczy docierającej: 711 mm - maksymalna prędkość obrotowa: 90 min⁻¹ - docisk pneumatyczny lub obciążnikowy |
| 5 | 15 / Kemet | <ul style="list-style-type: none"> - standardowy układ wykonawczy, składający się z 3 pierścieni prowadzących o średnicy wew. 140 mm - docierarka stołowa - średnica tarczy docierającej 391 mm - maksymalna prędkość obrotowa 70 min⁻¹ - docisk obciążnikowy |
| 6 | M.M.8400 / LamPlan | <ul style="list-style-type: none"> - standardowy układ wykonawczy składający się z 3 pierścieni prowadzących o średnicy wew. 138 mm - opcja wymuszonego napędu pierścieni prowadzących - średnica tarczy docierającej 381 mm - docisk pneumatyczny lub obciążnikowy |

2.5.2. Elastyczne systemy docierania

Współcześnie elastyczność systemów wytwarzania jest działaniem stosunkowo oczywistym. Zmieniające się relacje cen jednostkowych konwencjonalnych obrabiarek do wysoko zaawansowanych rozwiązań elastycznych, w połączeniu z coraz szybciej rosnącymi kosztami robocizny i związanymi z nią kosztami pochodnymi powoduje, że całkowita lub częściowa automatyzacja wydaje się w wielu przypadkach ekonomicznie uzasadniona [94]. Powszechne staje się podejście systemowe do zarządzania technologią wytwarzania elementów i montażu wyrobów, które obejmuje projektowanie sieci połączeń pomiędzy stanowiskami obróbkowymi. Elastyczne systemy produkcyjne składają się z wielu podsystemów funkcjonalnych i obejmują głównie: wytwarzanie (maszyny technologiczne), przepływ informacji (sterowanie, kontrolę, diagnostykę), przepływ materiałów i przedmiotów obrabianych (magazynowanie, transport, manipulację), usuwanie odpadów, przepływ narzędzi, pomocy warsztatowych, kontroli i diagnostyki [95].

Obecnie elastyczne systemy docierania są raczej zagadnieniem innowacyjnym, a na rynku istnieje niewiele takich rozwiązań. Głównym problemem może być automatyzacja wymiany narzędzia, wynikająca z dużych gabarytów i masy oraz małej częstotliwości wymiany tarcz docierających. Utrudniona jest również wymiana zawiesziny ścierniej oraz usuwanie tak zwanego szlamu poobróbkowego. Układy manipulacji przedmiotami obrabianymi na docierarkach są złożone. Kontrola płaskości tarcz docierających odbywa się przeważnie przez operatora obrabiarki [2].

Jednym z zagadnień elastycznych systemów docierania jest międzystanowiskowy transport elementów. Na ogół system transportu przedmiotów obrabianych o większych gabarytach między obrabiarkami realizowany jest z wykorzystaniem suwnic CNC. Zwykle są to powierzchniowe manipulatory bramowe obsługujące magazyny przedmiotowe. Ułatwiony dostęp do stanowisk obróbkowych, który ma miejsce między innymi w przypadku docierarek jednotarczowych, umożliwia ustalenie marszruty transportowanych części. Do zalet manipulatorów bramowych należy również ich duży udźwig, szeroki zakres przesuwu, względnie duża prędkość przesuwu liniowego, dokładność pozycjonowania, możliwość zastosowania różnych chwytaków, integracji funkcji manipulowania przedmiotów i ich transportu oraz modułowa budowa [2].

Ponadto, aby realizować niestandardowe rozwiązania aplikacyjne, producenci docierarek oferują duży wybór rozwiązań modułarnych. Klient sam określa stopień automatyzacji, wybierając niezbędne moduły. Taka technologia umożliwia stopniowe i efektywne rozbudowanie układów krok po kroku, nawet w przypadku bardziej złożonych systemów. Widok docierarki jednotarczowej firmy Stähli wyposażonej w dodatkowe stoły załadunkowe i rozładunkowe przedstawiono na rys. 2.11a. Rozwiązanie takie zwiększa wydajność, poprzez szybkie i łatwe w obsłudze podawanie przedmiotów obrabianych do strefy roboczej. W czasie obróbki operator obrabiarki może przygotować kolejną partię przedmiotów, przez co skraca się czas przezbrojeń. Podobne rozwiązania stosowane są często w docierarkach dwutarczowych (rys. 2.11b). Co więcej, bardziej rozbudowane obrabiarki tworzą mikrolinie produkcyjne. Mikrolinia AC 1000-F firmy Lapmaster Wolters (rys. 2.11c) w połączeniu z podajnikiem typu „Twin Loader” to wydajny system produkcyjny składający się z obrabiarki do powierzchni płaskich oraz układu do automatycznej wymiany separatorów, w których znajdują się przedmioty obrabiane. Głównym elementem tego typu podajnika jest stół obrotowy, który pełni również

rolę bufora. Rozwiązanie to skraca czasy pomocnicze procesu oraz zwiększa jego wydajność. Równolegle z trwającym procesem docierania, operator może rozładować gotowe części i przygotować załadunek kolejnych separatorów z elementami.

Ten sam producent obrabiarek do obróbki powierzchni płaskich oferuje do mikrolinii rozwiązanie, które pozwala uzyskać jeszcze większą wydajność procesu (rys.2.11d). Role podajnika w tych maszynach pełni robot Scara. Za pomocą chwytaka magnetycznego i próżniowego typu pick and place, może on przenosić przedmioty z magazynu i umieszczać je w pierścieniach prowadzących lub separatorach. System taki umożliwi optymalną integrację z istniejącymi lub nowymi liniami produkcyjnymi oraz redukuje czas pomocniczy, zwiększa przepustowość i pozwala na obróbkę „bezzałogową”. Co więcej, dla znacznego wzrostu produktywności i optymalizacji układ z robotem może być łączony z podajnikiem typu „Twin Loader”. W tym wariantcie podawanie separatorów z przedmiotami obrabianymi odbywa się w czasie obróbki za pomocą podajnika pełniącego rolę magazynu, co skraca czas pomocniczy.

a)



b)



c)

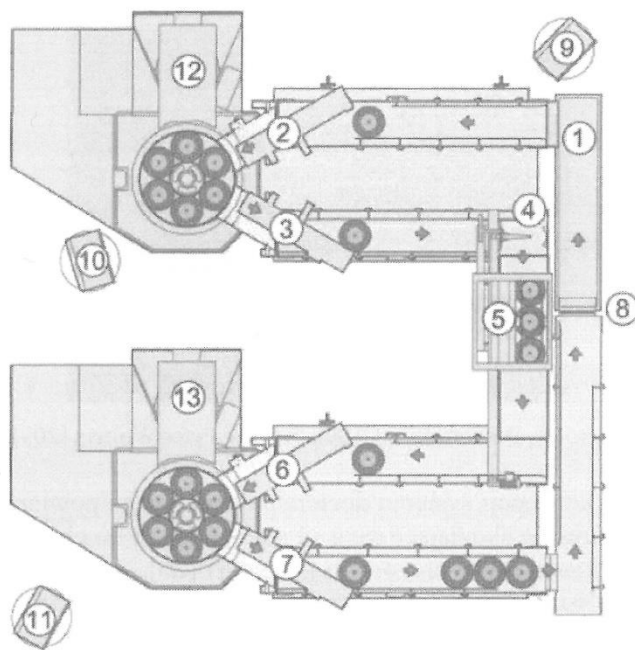


d)



Rys. 2.11. Automatyzacja transportu elementów docieranych: a) manualne stoły załadunkowe w docierarce jednotarczowej Stähli FLM 1000 [89], b) stoły załadunkowe w docierarce dwutarczowej Stähli DLM 705 [89], c) mikro linia Lapmaster Walters AC 1000-F [88], d) wykorzystanie robota, jako podajnik w docierarce firmy Lapmaster Walters [88]

W przypadku docierarek dwutarczowych, ciekawym systemem może być również rozwiązanie firmy Lapmaster Wolters przedstawione na rys. 2.12. W tym systemie wykorzystane zostały dwie obrabiarki do obróbki zgrubnej i wykańczającej oraz możliwa jest integracja funkcji transportu z funkcją manipulacji, czyli załadunku i rozładunku obrabiarki, a także z międzyoperacyjną kontrolą jakości i czynnościami płukania przedmiotów. W układzie na stanowisku załadunkowym (1) operator umieszcza przedmioty w płaskich separatorach. Rolę tego stanowiska pełni specjalny stół na powierzchni którego, rozprowadzana jest cienka warstwa smaru lub oleju, czego celem jest ułatwienie ręcznego przesuwania separatorów po przerośniku taśmowym. Przenośnik dostarcza separatory do podajnika (2), który przesuwają je do strefy roboczej docierarki do obróbki zgrubnej (12). Po obróbce i opuszczeniu docierarki kolejny podajnik (3) przenosi separatory z przedmiotami na stację pośrednią (4), gdzie operator wykonuje pomiary kontrolne. W następnej kolejności przedmioty wraz z separatorami przejeżdżają przez natryskowe stanowisko płuczące (5). Celem tego etapu jest wyeliminowanie przedostawania się produktów obróbki (tak zwanego szlamu poobrobkowego) do kolejnej operacji docierania. Dojazd separatorów do stanowiska załadunkowego (6) jest zsynchronizowany z rozładunkiem (7) docierarki do obróbki końcowej (13). W końcowej fazie separatory trafiają do stacji automatycznego rozładunku (8), gdzie obrobione elementy spadają przez szczelinę i staczają się do specjalnej skrzynki odbiorczej [2].



Rys. 2.12. Elastyczny system docierania firmy Lapmaster Wolters: 1 – stanowisko załadunkowe, 2 – podajnik załadunkowy separatorów, 3 – podajnik rozładunkowy separatorów, 4 – stacja pośrednia, 5 – stanowisko płuczące, 6 – podajnik załadunkowy separatorów, 7 – podajnik rozładunkowy separatorów, 8 – stacja automatycznego rozładunku, 9 – główny panel sterowania, 10 – panel sterowania docierarki do obróbki zgrubnej, 11 – panel sterowania docierarki do obróbki wykańczającej, 12 – docierarka do obróbki zgrubnej, 13 – docierarka do obróbki wykończeniowej [2]

2.6. Podsumowanie analizy literatury

Istniejący stan wiedzy w zakresie tematu pozwala stwierdzić, że proces docierania jest bardzo złożony, składa się z wielu elementów i wpływa na niego wiele czynników. Podstawowym mechanizmem w procesie docierania jest mikroskrawanie materiału poprzez ziarna ściernie. W celu określenia wpływu poszczególnych parametrów procesu na dokładność obróbki opracowano wiele modeli zużycia tarczy docierającej. Modele te są jednak tylko przybliżeniem warunków kontaktu powierzchni przedmiotu obrabianego z tarczą docierającą i charakteryzują się pewną niedokładnością modelowania. Poszczególne modele różnią się od siebie założeniami wynikającymi z przeznaczenia. Niektóre z modeli uwzględniają kształt i ułożenie przedmiotów w separatorze. W innych przyjmuje się przedmioty zastępcze, które mają odwzorowywać przedmiot obrabiany. Najczęściej jednak wymiary i kształt przedmiotów są całkowicie pomijane. W założeniach modelowych dąży się do utrzymywania wymaganej płaskości powierzchni czynnej tarczy docierającej, co jest jednym z warunków uzyskiwania małych odchyłek płaskości powierzchni docieranej. Przyjmuje się zasadę o kopiowaniu kształtu czynnej powierzchni narzędzia przez powierzchnię obrabianą. W modelach wykonywane są symulacje numeryczne trajektorii ziaren ściernych. Zmiana parametrów kinematycznych tj. prędkości obrotowych narzędzia i pierścieni prowadzących lub zmiana położenia pierścieni na tarczy powoduje zmianę kształtu tych trajektorii i tym samym ich zagęszczenia.

Na podstawie opracowanego stanu badań można wysunąć następujące wnioski ogólne:

1. W czasie docierania jednotarczowego powierzchnia narzędzia ulega zmianom profilowym. Zmiany te mogą być nierównomierne i wynikają z kinematyki procesu oraz czynników dotyczących przedmiotów obrabianych, mikroziaren ściernych, nośników ziaren oraz innych warunków procesu.
2. Nierównomierność zużycia czynnej powierzchni tarczy docierającej ma wpływ na uzyskanie wymaganej płaskości powierzchni docieranej.
3. W praktyce do utrzymania płaskości tarczy docierającej w docieraniu jednotarczowym wykorzystywane są pierścienie prowadzące. Czas kondycjonowania tarczy oraz położenie pierścieni są kontrolowane przez operatora obrabiarki. W przypadku występowania dużych odchyłek płaskości konieczne jest wyrównywanie tarczy poprzez inną obróbkę (przetaczanie lub docieranie na większej obrabiarce).
4. Modyfikacja układu kinematycznego docierania może wyeliminować niedogodną metodę korekcji odchyłek płaskości czynnej powierzchni tarczy docierającej.
5. Przegląd i analiza aktualnie produkowanych docierarek jednotarczowych pozwoliły stwierdzić, że większość z nich posiada identyczny układ wykonawczy. Producenci obrabiarek do powierzchni płaskich coraz częściej wyposażają swoje urządzenia w dodatkowe komponenty automatyzujące proces docierania.

3. TEZA, CELE ORAZ ZAKRES ROZPRAWY

Wnioski wynikające z przeglądu literatury, prognozowane coraz szersze zakresy zastosowań obróbki przez docieranie, a także badania własne, zarówno symulacyjne jak i doświadczalne, posłużyły do opracowania koncepcji niniejszej rozprawy. Obecny stan wiedzy w zakresie docierania opiera się jedynie na standardowych układach wykonawczych. Wśród dostępnych danych literaturowych brakuje informacji na temat niekonwencjonalnych układów kinematycznych docierania powierzchni płaskich. W związku z powyższym podjęto badania związane z analizą kinematyki docierania jednotarczowego w aspekcie równomierności zużycia tarczy docierającej. Sformułowano tezę i cel główny pracy, jak również cele naukowe, użytkarne oraz cel poboczny rozprawy.

Dokonany przegląd stanu wiedzy dotyczący procesu docierania jednotarczowego pozwolił na sformułowanie ogólnej tezy pracy, którą można przedstawić następująco: „W wyniku zmiany kinematyki układu wykonawczego oraz optymalizacji paramentów kinematycznych możliwe jest zwiększenie równomierności zużycia narzędzia w docieraniu jednotarczowym powierzchni płaskich”. Z przedstawionej tezy wynikają cele oraz zakres rozprawy.

Jako główny cel rozprawy doktorskiej przyjęto opracowanie niekonwencjonalnego układu docierania jednotarczowego, w którym pierścień prowadzący wykonuje ruch uzupełniający podczas obróbki oraz który zapewnia bardziej równomierne zużycie tarczy docierającej. Dla potrzeb realizacji celu głównego przyjęto następujące cele naukowe:

- opracowanie modelu zużycia kształtowego czynnej powierzchni tarczy docierającej,
- wyjaśnienie przyczyny nierównomiernego zużycia narzędzia,
- analizę kinematyki układów niekonwencjonalnych,
- optymalizację parametrów kinematycznych.

Celem użytkarnym rozprawy jest wykonanie stanowiska laboratoryjnego, który pozwoli badać wpływ dodatkowego ruchu pierścienia prowadzącego po powierzchni tarczy docierającej na równomierność zużycia narzędzia. Jako cel poboczny pracy przyjęto opracowanie zrobotyzowanego systemu docierania jednotarczowego, w którym robot wykorzystany jest do manipulowania pierścieniem prowadzącym podczas obróbki.

Następny rozdział rozprawy doktorskiej poświęcony jest opracowanemu modelowi zużycia profilowego tarczy docierającej. Model ten pozwolił na szczegółową analizę parametrów standardowego układu wykonawczego (kształtu i zagęszczenia trajektorii ziaren ściennych na powierzchni tarczy docierającej oraz prędkości względnej w układzie wykonawczym docierania), a także sterowania zarysem kształtu narzędzia w aspekcie wymaganej płaskości (rozdział 5). Wyciągnięte wnioski umożliwiły opracowanie niestandardowych układów, które mają zapewnić bardziej równomierne zużycie czynnej powierzchni tarczy docierającej i ograniczyć lub wyeliminować niedogodną metodę korekcji odchyłek płaskości w układzie standardowym. Układy te zostały opisane szczegółowo w rozdziale 6.

W rozdziale 7 przedstawiono innowacyjną koncepcję zestawienia robota i docierarki jednotarczowej. Robot oprócz funkcji załadunkowych i rozładunkowych elementów w pierścieniu prowadzącym, wykorzystany jest do obróbki powierzchni płaskich. Jednym z kroków podczas projektowania zautomatyzowanego systemu docierania był dobór odpowiedniego robota

przemysłowego. Wykorzystano metodę AHP (ang. Analytic Hierarchy Process), która pozwoliła wyłonić najbardziej korzystnego robota spośród trzech alternatyw.

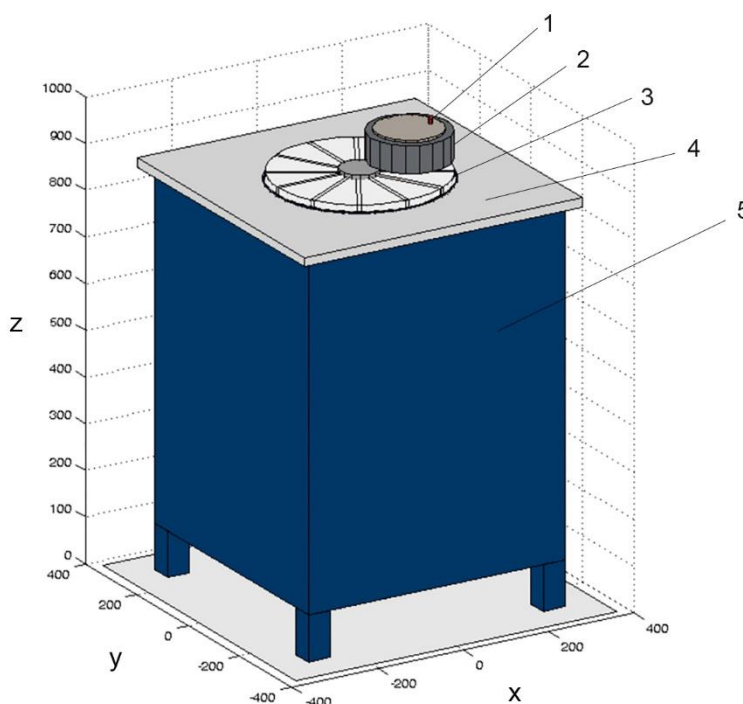
Obliczenia modelowe i analizy symulacyjne zostały zweryfikowane doświadczalnie na wybudowanym stanowisku laboratoryjnym, które opisano w rozdziale 8. Badania eksperymentalne przeprowadzono dla docierania jednotarczowego z jednym pierścieniem prowadzącym przedmiotów wykonanych z miedzi tellurowej, które są elementami diod i tyrystorów mocy. W pierwszym etapie badań porównywano równomierność zużycia w układzie standardowym oraz w układzie uznanym jako najbardziej korzystny (tj. układzie z ruchem siecznym pierścienia prowadzącego). Następnie analizowano wpływ układu wykonawczego oraz parametrów kinematycznych na stan mikrogeometrii powierzchni docieranych. Po przeprowadzonej analizie wyników eksperymentalnych nastąpiła weryfikacja modelu komputerowego.

4. MODEL DOCIERANIA JEDNOTARCZOWEGO

Model docierania jednotarczowego został wykonany całkowicie w środowisku Matlab. Poszczególne programy odpowiadają między innymi za tworzenie modelu graficznego, symulacje kinematyki układu wykonawczego oraz określenie zużycia profilowego tarczy docierającej.

4.1. Model graficzny

Model graficzny docierarki jednotarczowej (rys. 4.1) został podzielony na 3 główne elementy: pierścień prowadzący o średnicy zewnętrznej 180 mm (wraz z separatorem i przedmiotami obrabianymi), tarcza docierająca o średnicy wewnętrznej 88 mm i zewnętrznej 380 mm oraz korpus ze stołem obrabiarki. Rozwiązanie to pozwala na włączanie i wyłączanie widoku poszczególnych elementów podczas symulacji. Każda z części została utworzona przy użyciu dwóch funkcji: cylindra i bloku. Obie te funkcje korzystają z wbudowanej funkcji Matlab'a, która nazywa się *patch*. Obiekty graficzne utworzone za pomocą tej funkcji składają się z jednego lub więcej wielokątów, które mogą, ale nie muszą, być połączone. Utworzona funkcja cylinder (Dodatek A) jest odpowiedzialna za rysowanie cylindrów o założonej wysokości, średnicy oraz kolorze. Parametrami wejściowymi są także dokładność wykonania krzywizny oraz początek układu współrzędnych. Układ współrzędnych ma postać macierzy jednorodnej, zawierającej informacje o jego położeniu oraz orientacji. Funkcja blok (Dodatek B) służy do rysowania prostopadłościanów o określonej szerokości, długości, wysokości i kolorze. Położenie i orientacja nowo uformowanego obiektu są również zawarte w macierzy jednorodnej. Wymiary obrabiarki przyjęto na podstawie rzeczywistej docierarki Abralap 380, która znajduje w laboratorium Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej.



Rys. 4.1. Model graficzny docierarki jednotarczowej przygotowany w programie Matlab: 1 – badany punkt leżący na powierzchni przedmiotu obrabianego, 2 – pierścień prowadzący, 3 – tarcza docierająca, 4 – stół docierarki, 5 – korpus obrabiarki

Symulacja ruchów modelu w przestrzeni jest możliwa dzięki znajomości położenia i orientacji układów współrzędnych poszczególnych jego elementów oraz ich transformacji. Przekształcenie macierzy jednorodnych odbywa się za pomocą macierzy rotacji (obrotu o kąt α wokół osi Z) oraz translacji (przesunięcia w przestrzeni o d_x , d_y i d_z jednostek wzdłuż odpowiednich osi X , Y , Z) [96]:

$$rot_z(\alpha) = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

$$trans(x, y, z) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & d_x \\ 0 & 1 & 0 & d_y \\ 0 & 0 & 1 & d_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Poszczególne układy współrzędnych oraz ich rozmieszczenie w przestrzeni zostały przedstawione na rysunku 4.2. Natomiast macierze jednorodne układów tarczy docierającej T_1 , pierścienia prowadzącego T_2 oraz punktu przedmiotu obrabianego obliczane są w następujący sposób:

$$T_1 = T_0 \cdot rot_z(\omega_t \cdot t) \cdot trans(0, 0, 920) \quad (4.3)$$

$$T_2 = T_0 \cdot rot_z(\omega_s \cdot t) \cdot trans(R_x, R_y, 920) \quad (4.4)$$

$$T_3 = T_2 \cdot trans(r_x, r_y, 0) \quad (4.5)$$

gdzie:

T_0 – globalny układ współrzędnych, przyjęto $T_0=(0,0,0)$,

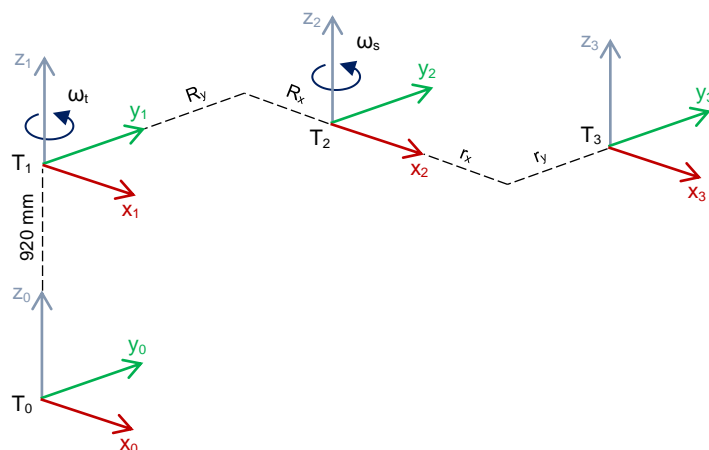
ω_t – prędkość kątowna tarczy docierającej,

ω_s – prędkość kątowna pierścienia prowadzącego,

R_x, R_y – odległość środka geometrycznego pierścienia prowadzącego od środka tarczy docierającej,

r_x, r_y – odległości punktu P od środka geometrycznego pierścienia prowadzącego.

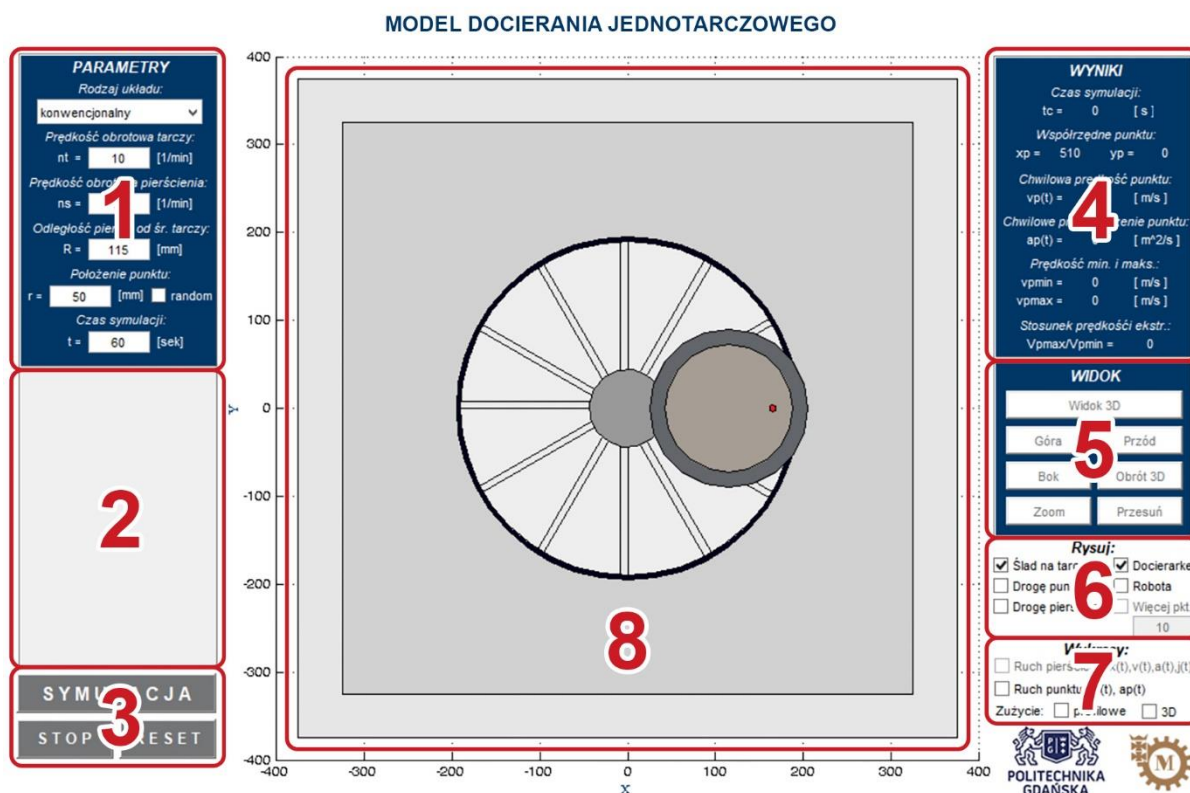
Funkcja odpowiedzialna za rysowanie oraz transformację poszczególnych układów została załączona jako dodatek C.



Rys. 4.2. Układy współrzędnych modelu docierarki jednotarczowej

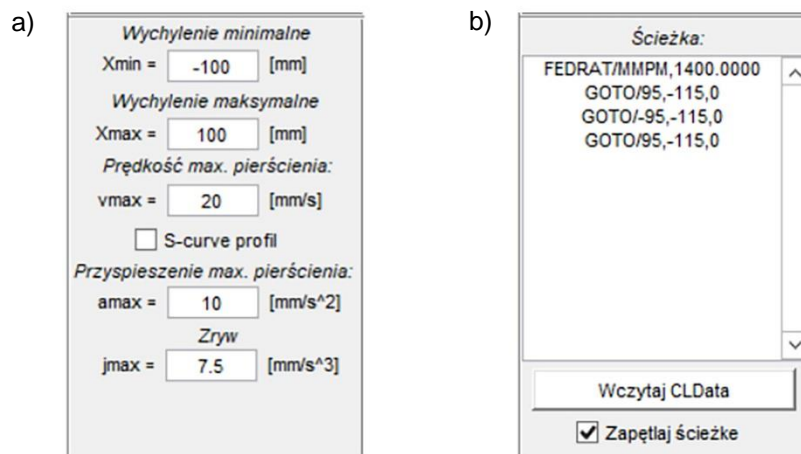
4.2. Interfejs oraz opis działania programu

Interfejs programu został przygotowany w programie Matlab przy użyciu narzędzia *Guide*, które udostępnia bibliotekę podstawowych elementów z aplikacji Windows. Są to między innymi: przyciski, suwaki i menu rozwijane. Narzędzie to pozwala szybko i w prosty sposób przygotować najwyższą wizualną warstwę aplikacji, a następnie zaprogramować zachowanie każdego elementu w sposób podobny do obiektów w innych językach programowania. Główne okno aplikacji, które podzielone na 8 części, pokazano na rys. 4.3.



Rys. 4.3. Interfejs utworzonego programu

Pierwsze trzy okna dotyczą parametrów wejściowych oraz sterowania symulacją docierania jednotarczowego. W pierwszym oknie z menu rozwijanego wybierany jest rodzaj układu docierania: konwencjonalny lub niestandardowy, które zostaną opisane w dalszej części pracy. Podstawowymi parametrami wejściowymi są: prędkość obrotowa tarczy docierającej n_t , prędkość obrotowa pierścienia prowadzącego n_s , czas symulacji t oraz w przypadku układu konwencjonalnego odległość pierścienia od środka tarczy docierającej R . Należy ustalić także położenie badanego punktu na powierzchni przedmiotu obrabianego za pomocą promienia r , który jest odległością od środka geometrycznego pierścienia prowadzącego. Położenie punktu P może być również ustalane losowo. Wygląd okna drugiego zależy od wyboru rodzaju układu w oknie pierwszym. Dla układu konwencjonalnego okno to pozostaje puste. Dla układów niestandardowych w oknie tym pojawiają się dodatkowe parametry wejściowe. Przykładowy wygląd tego okna dla układu promieniowego został przedstawiony na rysunku 4.4a. Parametry, które należy określić to wychylenia minimalne i maksymalne, prędkość maksymalna v_{max} , przyspieszenie maksymalne a_{max} oraz zryw j_{max} pierścienia prowadzącego.



Rys. 4.4. Parametry dodatkowe dla układów: a) promieniowego, b) ze ścieżką CLData

Obok możliwości symulacji określonych w programie układów docierania istnieje możliwość analizowania nietypowych układów (rys. 4.4b) poprzez ręczne wpisanie lub wczytanie pliku CLData (ang. Cutter Location Data). Plik ten zawiera instrukcje pisane językiem APT (ang. Automatically Programmed Tool) i tworzony jest między innymi podczas generowania ścieżek obróbkowych w systemach CAM. Utworzono trzy odrębne funkcje w programie Matlab, które służą do wczytywania utworzonych plików CLData i zapisują niezbędne informacje w taki sposób, że mogą być wczytane do programu symulującego docieranie [96, 97]. Funkcje te używają poleceń *inFid* i *outFid* pozwalające otworzyć, edytować lub utworzyć całkiem nowy plik tekstowy. W celu prześledzenia każdej wiersza pliku używana jest funkcja *fgetl*. Natomiast znalezienie konkretnego znaku w danej linii umożliwia polecenie *strfind*. Pierwsza funkcja wczytuje deklaracje *FEDRAT*, które dostarczają informację o prędkości liniowej pierścienia prowadzącego. Za pomocą kolejnej funkcji wczytywane jest polecenie *GOTO*, które wyznacza ścieżkę z punktu w punkt po linii prostej. Standardowo zawiera on informację o trzech współrzędnych (x,y,z) oraz składowe wektora osi narzędzia (i,j,k) . Jednakże dla układu docierania powierzchni płaskich, polecenie to może być uproszczone tylko do płaszczyzny *XY* i wystarczy podanie tylko dwóch współrzędnych punktu do którego ma się przesunąć pierścień prowadzący. Na rys. 4.5a pokazano schemat interpolacji liniowej w płaszczyźnie *XY*. Punktem początkowym, w którym znajduje się pierścień prowadzący jest punkt *A*, natomiast punkt *B* jest punktem końcowym, do którego pierścień ma się przesunąć po linii prostej. Poszukiwane są punkty pośrednie pomiędzy *A* oraz *B* i oddalone od siebie o odległość $n \cdot h$, gdzie n jest numerem punktu, h jest ustaloną długością pomiędzy punktami. Za pomocą prostych zależności można wyliczyć współrzędne pośrednie punktów:

$$x_n = \frac{n \cdot h \cdot (x_2 - x_1)}{|AB|} \quad (4.5)$$

$$y_n = \frac{n \cdot h \cdot (y_2 - y_1)}{|AB|} \quad (4.6)$$

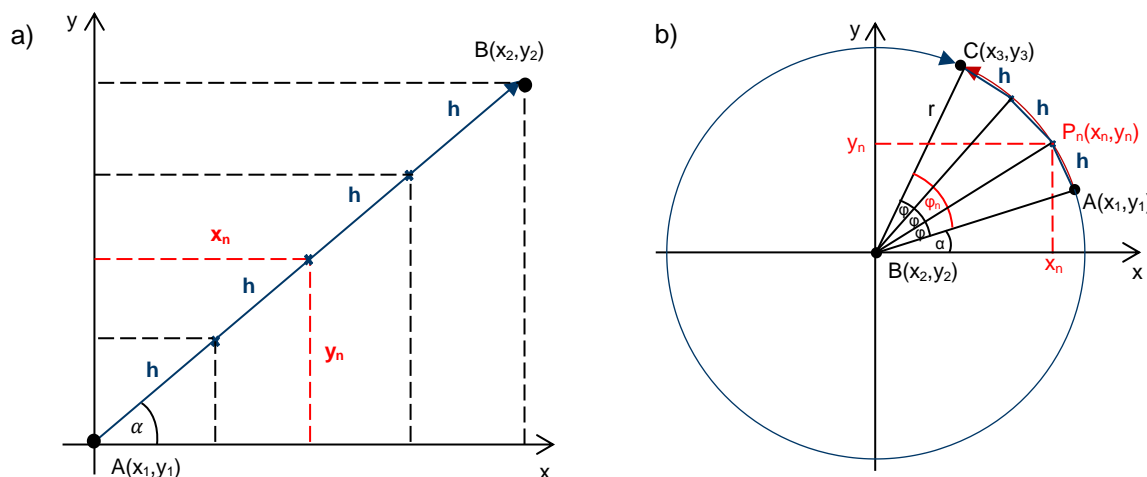
Trzecia funkcja służy do wczytania i realizacji polecenia *CIRCLE*, która pozwala na poruszenie narzędzia z punktu do punktu po łuku. Zwykle zawiera ono informacje o 3 współrzędnych środka łuku, 3 składowych wektora osi krzywizny, promieniu łuku, tolerancji oraz średnicy narzędzia. Do symulacji ruchu pierścienia po łuku pominięto dwa ostatnie parametry, a składowe wektora osi krzywizny (i, j, k) przyjmują jedynie wartości dla płaszczyzny XY odpowiednio $(0,0,-1)$ dla ruchu zgodnie z kierunkiem ruchu zegara, oraz $(0,0,1)$ dla ruchu przeciwnego z kierunkiem ruchu zegara. Na rys. 4.5b pokazano schemat interpolacji kołowej w płaszczyźnie XY . Punktem początkowym jest punkt A , punktem końcowym jest punkt C , natomiast punkt B stanowi środek okręgu. Poszukiwane są punkty pomiędzy punktami A oraz C i oddalone od siebie o odległość h . Pojedynczy kąt obrotu φ można obliczyć z zależności między długością podstawy h i ramienia r w trójkącie równoramiennym:

$$\varphi = \cos^{-1}\left(1 - \frac{h^2}{2r^2}\right) \quad (4.7)$$

Za pomocą prostych zależności obliczane są poszczególne współrzędne na łuku. Dla ruchu przeciwnego do ruchu wskazówek zegara współrzędne te są obliczane, jako:

$$x_n = r \cdot \cos(\alpha + \varphi \cdot n) \quad (4.8)$$

$$y_n = r \cdot \sin(\alpha + \varphi \cdot n) \quad (4.9)$$



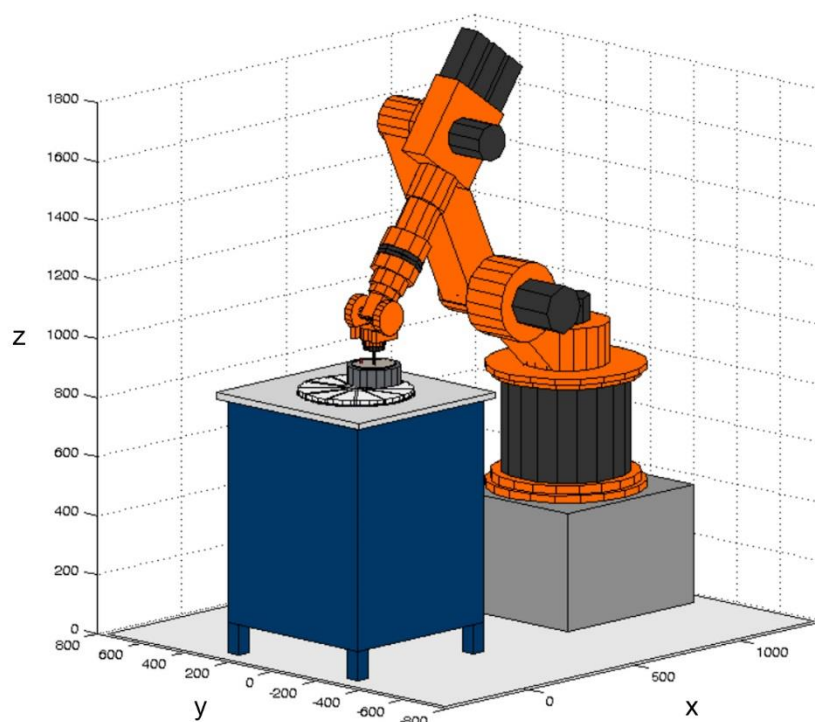
Rys. 4.5. Schemat interpolacji: a) liniowej, b) kołowej

W trzecim oknie interfejsu znajduje się przycisk do rozpoczęcia symulacji oraz przyciski *STOP* i *RESET*, które są odpowiednio odpowiedzialne za zatrzymanie wszystkich obliczeń i animacji oraz resetowanie ustawień, a także głównego widoku modelu (okno nr 8).

W oknie nr 4 znajdują się wszystkie wyniki symulacji tj.: aktualny czas symulacji t_c , aktualna pozycja badanego punktu x_p i y_p , chwilowa prędkość względna punktu v , chwilowe przyspieszenie względne punktu a , prędkość minimalna v_{min} , prędkość maksymalna v_{max} oraz ich stosunek v_{min}/v_{max} .

Poniżej (okno nr 5) znajdują się przyciski odpowiedzialne za kontrolę głównego widoku modelu (okno nr 8) docierania. Podstawowym jest widok z góry, ale istnieją trzy dodatkowe widoki: z przodu, z boku oraz rzut izometryczny. Ponadto istnieje możliwość powiększenia lub obrotu 3D modelu.

W kolejnym oknie (nr 6) znajdują opcje wyświetlania modelu w danej chwili symulacji. Istnieje możliwość włączania i wyłączania tworzonej rysy badanego punktu na tarczy docierającej, rzeczywistej ścieżki badanego punktu, a także drogi pierścienia prowadzącego w przypadku układów z dodatkowym ruchem pierścienia prowadzącego. Znajdują się też pola wyboru do wyświetlania poszczególnych elementów modelu, a także modelu robota (rys. 4.6). Symulacja procesu pozwala na obserwację oraz śledzenie funkcjonowania opracowanego stanowiska. Umożliwia weryfikację przyjętych założeń oraz określenie nieprawidłowości, jakie mogą pojawić się w czasie eksploatacji, przed ich zastosowaniem w praktyce. Pełny opis idei zrobotyzowanego systemu docierania opisany został w dalszej części pracy. Dodatkowa opcja tego okna umożliwia również symulację i rysowanie ścieżek dla większej ilości punktów. Pole tekstowe pozwala wpisać dowolną ilość punktów, ale opcja ta dostępna jest tylko, gdy w oknie nr 1 wybrana jest opcja losowego rozmieszczenia punktów.



Rys. 4.6. Model graficzny docierarki jednotarczowej i robota o sześciu stopniach swobody

W ostatnim oknie interfejsu znajdują się opcje wykreślenia wykresów. Wykresy te wyświetlane są w osobnych oknach dopiero po zakończeniu symulacji. Pierwsze pole wyboru dotyczy ruchów pierścienia prowadzącego i wyświetla wykresy zależności drogi, prędkości, przyspieszenia oraz zrywu pierścienia prowadzącego od czasu. Wyświetlenie tego wykresu jest możliwe tylko dla układów z dodatkowym ruchem pierścienia prowadzącego. Kolejne pole wyboru umożliwia wykreślenie wykresów zależności prędkości względnej oraz przyspieszenia stycznego badanego punktu. Ostatnie dwa wykresy dotyczą prognozowanego zużycia tarczy docierającej. Pierwszy wykres zużycia jest wykresem profilowym, natomiast wykres 3D umożliwia obserwację całej tarczy docierającej i ma postać mapy izolinii.

4.3. Model zużycia tarczy docierającej

Na ukształtowanie powierzchni docieranych wpływ ma duża liczba czynników związanych z obrabiarką, warunkami materiałowymi, technologicznymi, a także narzędziem. Nierównomierne zużycie narzędzia (tarczy docierającej) wynika głównie z kinematyki układu obróbkowego. Złożoność kinematyki docierania powierzchni płaskich wymaga przeprowadzenia analiz symulacyjnych oraz określenia ich wpływu na równomierność zużycia. Konieczne jest opracowanie modelu zużycia tarczy docierającej, którego dokładność będzie wystarczająco wysoka, aby możliwa była eliminacja niekorzystnych rozwiązań układów wykonawczych na etapie ich projektowania.

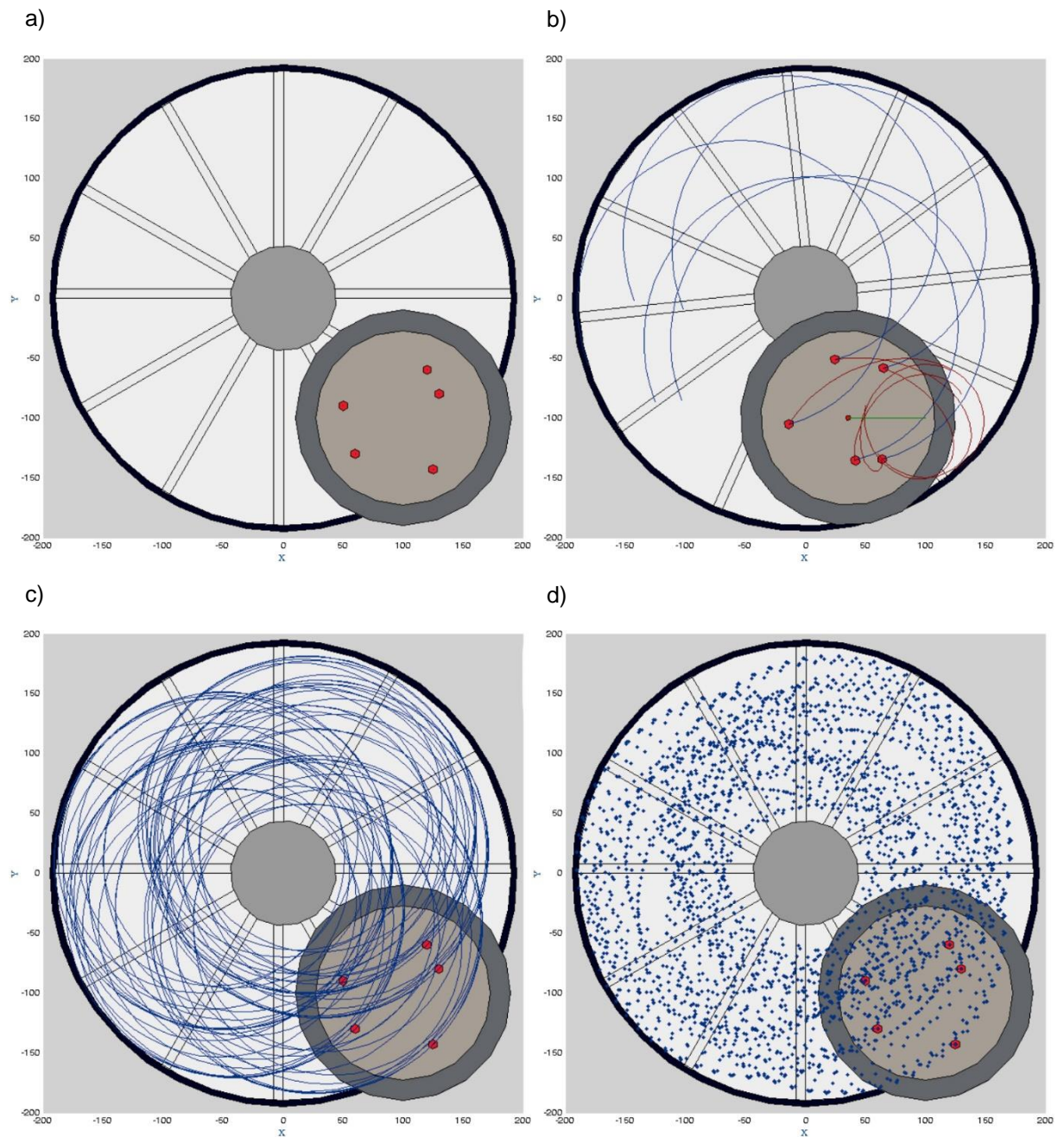
Większość opracowanych modeli zużycia tarczy docierającej zakłada, że wielkość zużycia zależy jedynie od intensywności styku narzędzia z obrabianymi przedmiotami. Ze względu na uproszczenia w modelach, pomijane są zwykle inne czynniki oraz właściwości, które mają istotny wpływ na wielkość zużycia. Z wcześniej przeprowadzonych badań wynika, że decydujący wpływ na wydajność docierania ma wartość prędkości względnej v , a także stosunek prędkości ekstremalnych v_{max}/v_{min} oraz wartość przyspieszenia stycznego a_t . Wartości te przeważnie nie są uwzględniane w modelach komputerowych, a jedynie porównywane przy dodatkowych analizach.

Intensywność oddziaływania przedmiotu obrabianego poprzez ziarna ściernie na czynną powierzchnię narzędzia, jak również powierzchni tarczy docierającej na powierzchnię docieraną, zależy m.in. od wartości szczeliny pomiędzy tymi dwoma powierzchniami. Ponieważ obie powierzchnie nie są idealnie płaskie, przy zmieniającym się w czasie położeniu przedmiotu obrabianego w układzie współrzędnych związanym z obracającą się tarczą docierającą, odległości między punktami powierzchni obrabianej i narzędzia nie są wielkościami stałymi. Na wartość tych odległości wpływ ma rzeczywisty kształt obu powierzchni, w tym odchyłka niepłaskości czynnej powierzchni tarczy docierającej. W opracowanym modelu komputerowym zużycia tarczy docierającej założono, że profil docieraka jest jednakowy w dowolnym przekroju promieniowym. Oznacza to, że wielkość szczeliny pomiędzy dwoma powierzchniami jest jednakowa w każdym miejscu tarczy. Równa jest również siła docisku w każdym analizowanym punkcie.

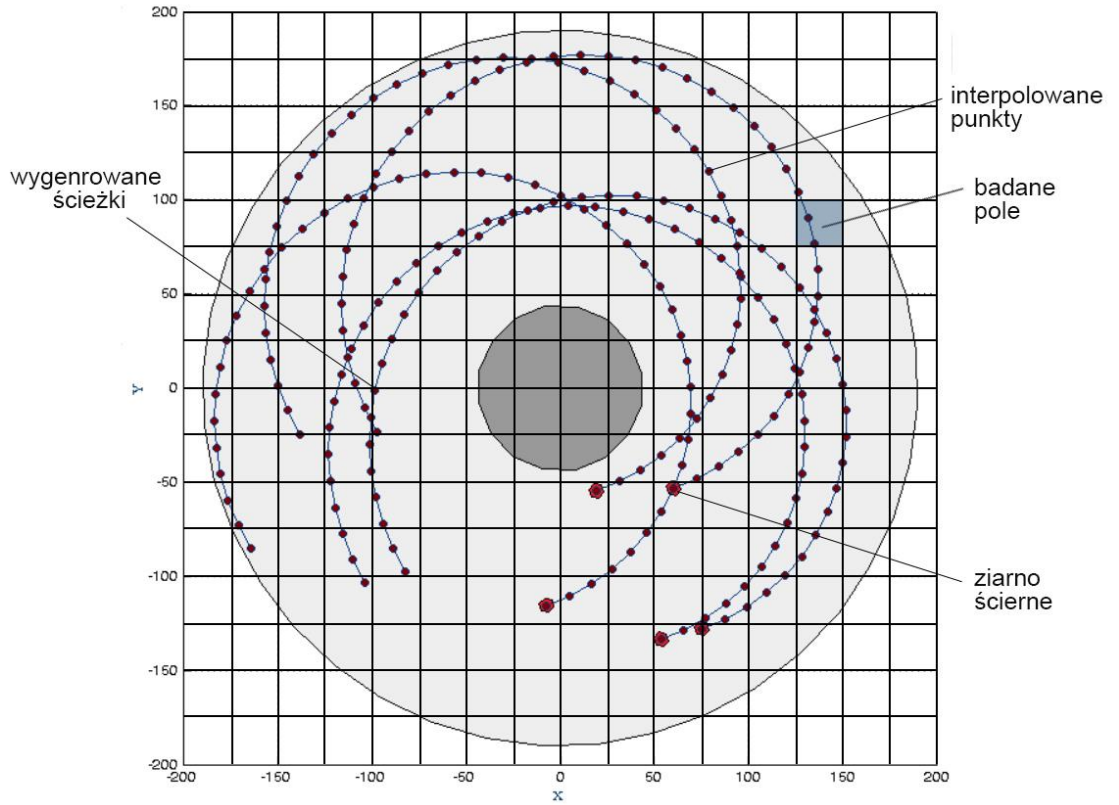
Punktem wyjściowym opracowanego modelu jest określenie intensywności kontaktu narzędzia z obrabianymi przedmiotami. Jednym ze sposobów jest wyznaczenie gęstości rys na tarczy docierającej wykonanych przez ziarna ściernie chwilowo umocowane w przedmiotach obrabianych i pierścieniu prowadzącym. Na rys. 4.7 przedstawiono przykład obliczenia gęstości rys dla 5 losowo wybranych ziaren. W pierwszym etapie rozmieszczenie tych ziaren jest generowane przy użyciu funkcji losowej (rys. 4.7a). Pole rozmieszczenia punktów można ograniczać do dowolnych powierzchni (np. tylko do powierzchni pierścieni prowadzących). W kolejnym kroku trajektorie oraz rysy ziaren są obliczane przy użyciu wyprowadzonych równań kinematycznych. Na rys. 4.7b pokazano trajektorie ruchu pierścienia prowadzącego (kolor zielony), trajektorie ziaren ściernych (kolor czerwony) oraz rysy ziaren na tarczy (kolor niebieski). Rysunek 4.7c przedstawia rysy po założonym czasie symulacji. Funkcja interpolacji, która opisana została w poprzednim rozdziale stosowana jest również do przekształcenia wygenerowanych rys w zbiór punktów, które są jednakowo oddalone od siebie (rys. 4.7d).

W kolejnym etapie pole tarczy dzielone jest na niewielkie kwadraty o jednakowym polu (rys. 4.8). Wykorzystana jest do tego funkcja $[X,Y]=meshgrid(x,y)$, która generuje siatkę 2D na

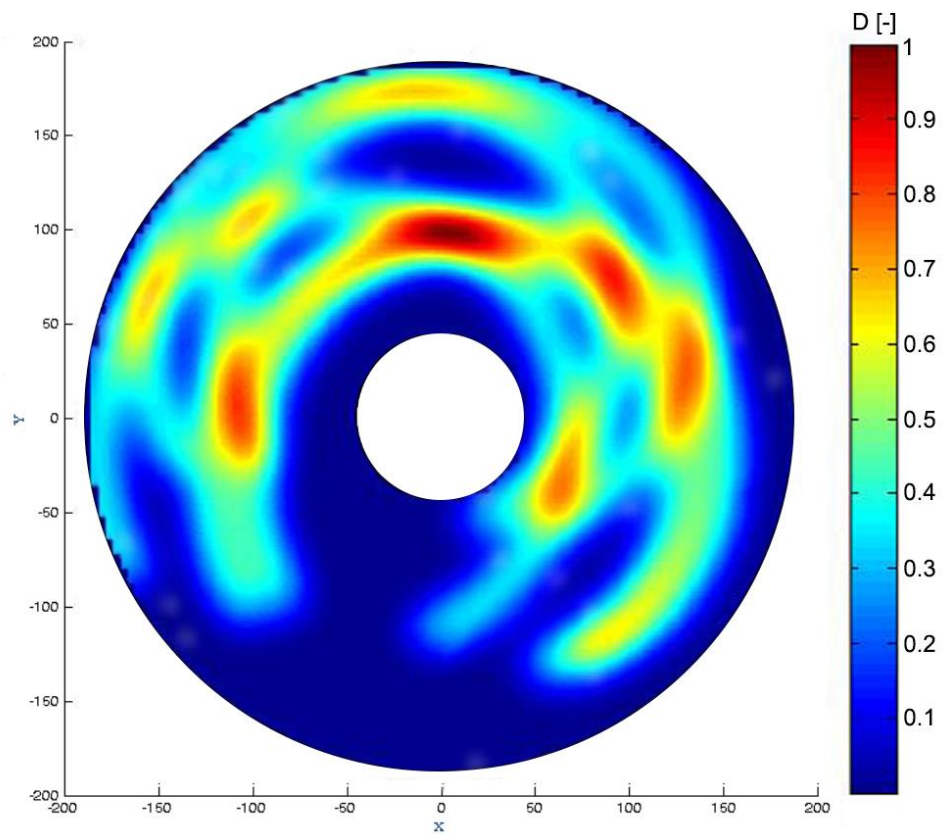
podstawie współrzędnych zawartych w wektorach x i y . W macierzy X każdy wiersz jest kopią wektora x , a Y jest macierzą, gdzie każda kolumna jest kopią wektora y . W ostatnim etapie, gęstość ścieżek obliczana jest za pomocą funkcji statystycznej, która zlicza całkowitą liczbę punktów w każdym kwadracie tarczy docierającej. Oparta na estymatorze jądrowym funkcja prawdopodobieństwa gęstości oraz estymacja przy użyciu okien Parzena wykorzystana jest do przedstawienia graficznego wyniku zagęszczenia (rys. 4.9). Funkcja ta przypisuje największą wagę (równą 1) obserwacji wyrównywanej w środku okna i stopniowo mniejsze wagi wartościom, które leżą dalej od środka okna. Istnieje możliwość modyfikacji funkcji manewrując szerokością okna, aby uzyskać najbardziej gładką i przejrzystą reprezentację wyników, ale i też dokładną funkcję gęstości [98].



Rys. 4.7. Poszczególne etapy wyznaczania gęstości trajektorii na tarczy docierającej: a) generowanie losowych ziaren ściennych, b-c) generowanie trajektorii, d) interpolacja trajektorii



Rys. 4.8. Schemat wyznaczenia gęstości ścieżek ziaren ściernych



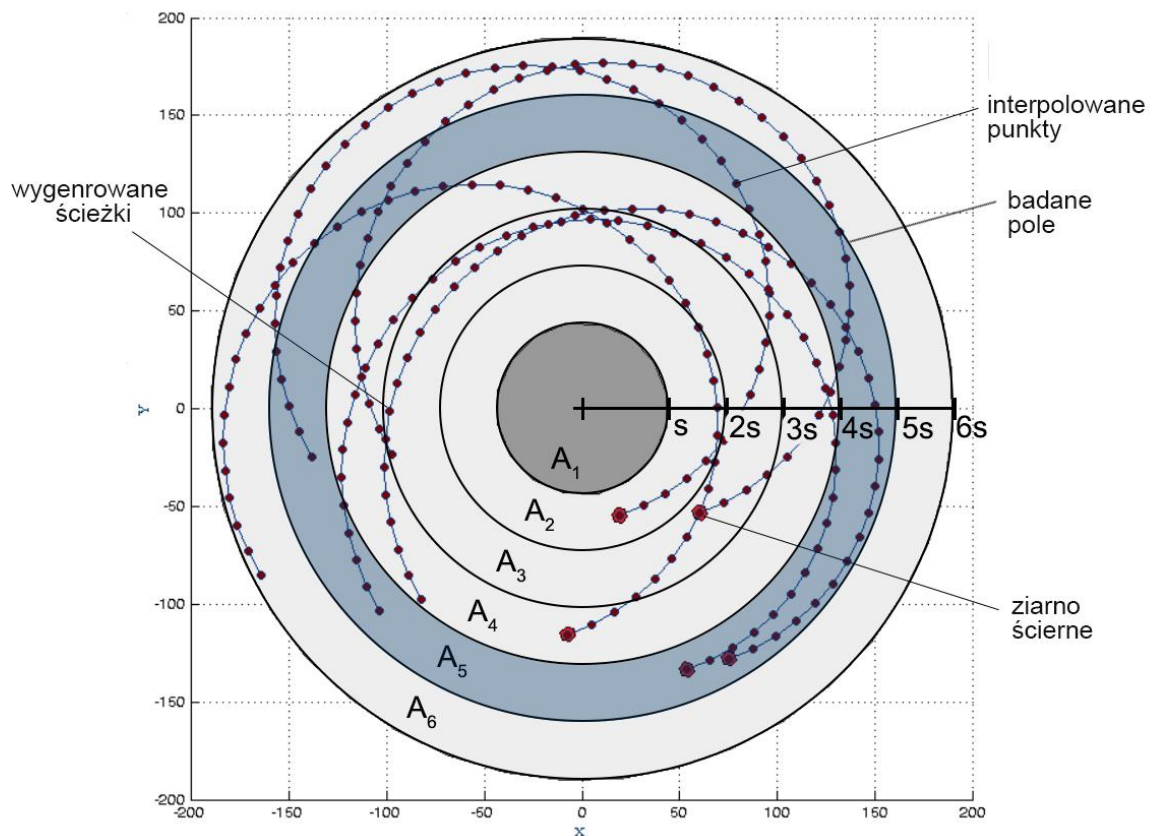
Rys. 4.9. Wykres zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych

W celu określenia, czy zużycie powoduje wklęsłość lub wypukłość narzędzia, należy wyznaczyć intensywność kontaktu dla profilu tarczy docierającej. Można to osiągnąć przez podzielenie jej powierzchni na równe pierścienie o szerokości s (rys. 4.10). Gęstość trajektorii jest miarą punktów w odpowiednim pierścieniu tarczy docierającej i jest określona przez równanie:

$$D_i = \frac{n_i}{A_i - A_{i-1}} = \frac{n_i}{(2i-1)\pi s^2} \quad (4.10)$$

gdzie:

- n_i – liczba punktów na polu A_i ,
- s – szerokość badanych pierścieni.



Rys. 4.10. Schemat wyznaczania profilowej gęstości ścieżek ziarna ściernego

Wygenerowany wykres profilowej gęstości ścieżek ma postać histogramu, gdzie na osi rzędnych umieszczone są przedziały promienia tarczy, natomiast wysokość prostokątów określa ilość punktów w danym przedziale (rys. 4.11). Do poprawnej analizy oraz przejrzystego obrazu rozkładu należy określić odpowiednie parametry histogramu, tj. ilość przedziałów klasowych l_p oraz ich szerokości s . Oba te parametry uzależnione są od obszaru zmienności badanej cechy, czyli od promienia wewnętrznego R_{dW} i zewnętrznego R_{dZ} tarczy docierającej oraz od liczebności zbiorowości, a więc ilości punktów n zależnej od przeprowadzonej wcześniej interpolacji. Istnieje wiele metod do określenia tych parametrów. W praktyce przyjmuje się, że liczba przedziałów powinna wynosić od 8 do 20, przy czym im większy obszar zmienności, tym liczba przedziałów powinna być większa. Ponadto podstawowa zasada mówi, że należy unikać występowania pustych przedziałów na wykresie.

W modelu zużycia tarczy docierającej oraz przy ustalaniu intensywności kontaktu przedmiotu obrabianego z tarczą docierającą przyjęto metodę Swan'a [99], która mówi, że optymalna liczba przedziałów klasowych to pierwiastek kwadratowy z ilości obserwacji n zaokrąglony do najbliższej liczby całkowitej:

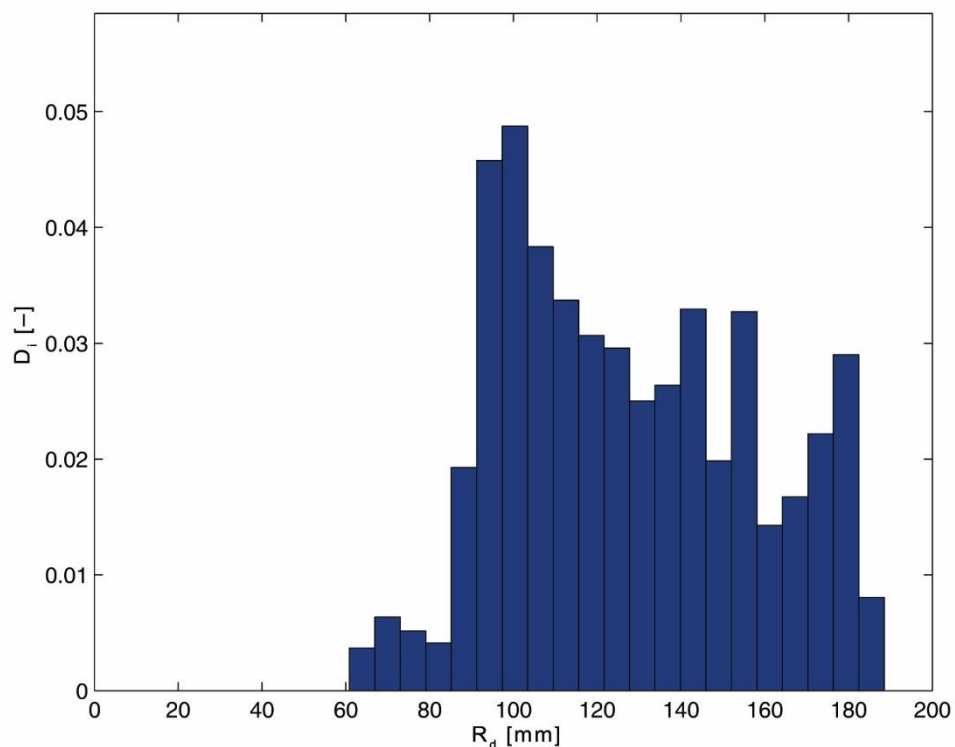
$$l_p = \sqrt{n} \quad (4.11)$$

Ponadto, przy wyliczeniach założono jednakowe rozpiętości przedziałów klasowych (szerokości pierścieni s). Rozpiętość przedziału jest miarą charakteryzującą empiryczny obszar zmienności badanej cechy. W celu obliczenia rozpiętości należy wyznaczyć rozstęp, który jest różnicą między górną i dolną granicą klasy. W modelu ustalono, jako górną i dolną granicę odpowiednio promień zewnętrzny R_{dz} i wewnętrzny R_{dw} tarczy docierającej. Rozpiętość przedziału klasowego jest stosunkiem rozstępu oraz liczby przedziałów klasowych l_p :

$$s = \frac{R_{dz} - R_{dw}}{l_p} \quad (4.12)$$

gdzie:

- R_{dw} – promień wewnętrzny tarczy docierającej,
- R_{dz} – promień zewnętrzny tarczy docierającej.



Rys. 4.11. Wykres zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych D_i w funkcji promienia R_d

Do wyliczenia intensywności ścierania w docieraniu wykorzystano równanie tribologicznego modelu Prestona (równanie 2.22). W czasie generowania trajektorii dla każdego z punktów obliczane są prędkości względne w danej chwili symulacji (rys. 4.12), co pozwala obliczyć wielkość zużycia w dowolnym punkcie na tarczy docierającej. W takim rozwiązaniu nie ma potrzeby dalszej analizy stosunku prędkości ekstremalnych v_{max}/v_{min} oraz przyspieszeń stycznych a_t . Równanie intensywności ścierania materiału przez ziarna w obrębie każdego pierścienia, które uwzględnia intensywność kontaktu, a także prędkości względne na płycie docierającej ma postać:

$$H_i = \frac{K \cdot p_i \cdot \sum v_i}{(2i-1)\pi s^2} \quad (4.13)$$

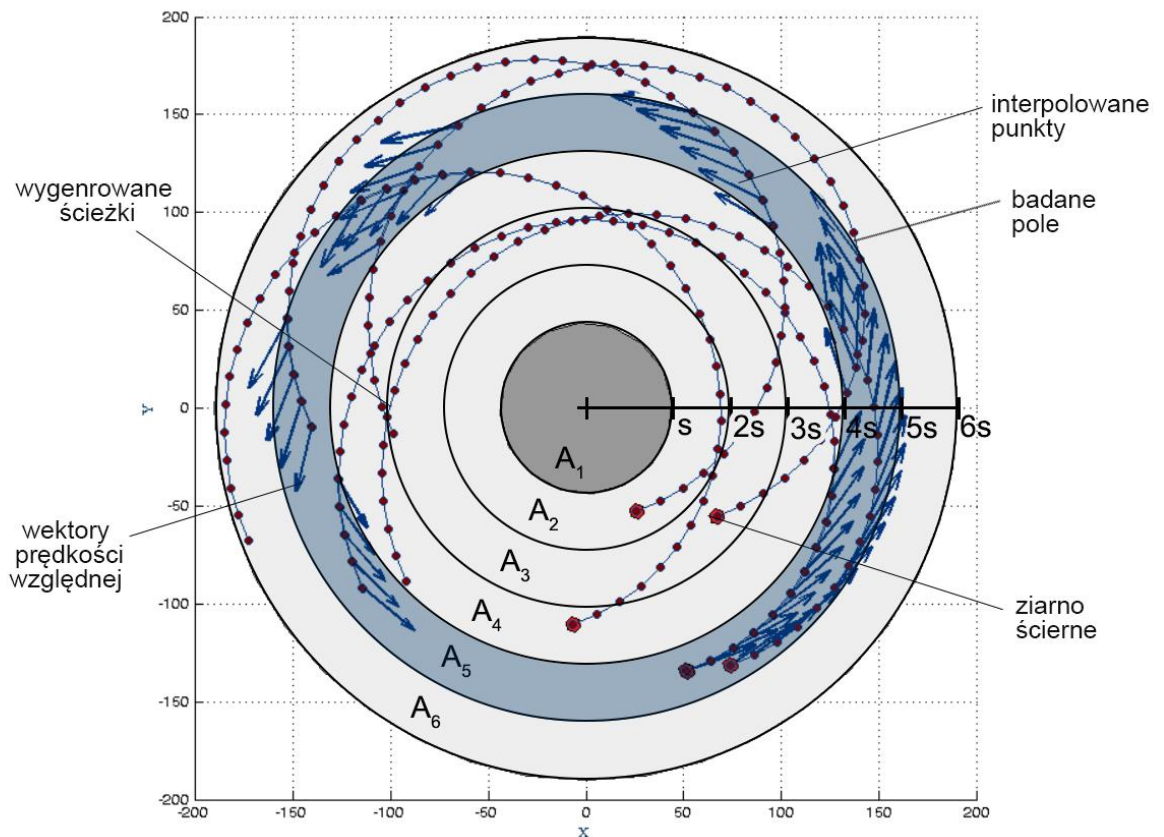
gdzie:

K – współczynnik Prestona,

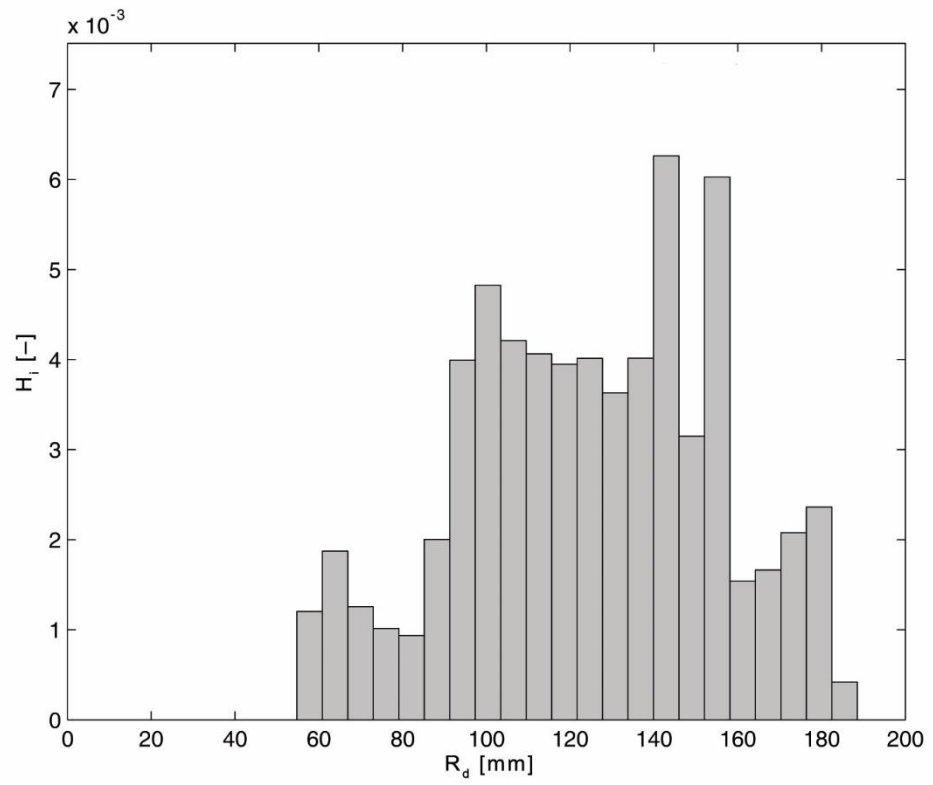
p_i – nacisk w badanym punkcie,

$\sum v_i$ – suma prędkości wszystkich punktów w analizowanym przedziale.

W docieraniu jednotarczowym można założyć, że współczynnik K oraz nacisk p_i są stałe w czasie. Dlatego do porównywania różnych układów wielkości te mogą zostać pominięte. Wykres intensywności zużycia, w którym pominięto wartości K i p_i przedstawiono na rys. 4.13. Podobnie jak wykres profilowy zagęszczenia ścieżek, wykres ten ma postać histogramu, gdzie na osi rzędnych umieszczone są przedziały promienia tarczy, natomiast wysokość prostokątów określa wartość zużycia. Ze względu na pominięte parametry, zużycie jest określone jako wielkość bezwymiarowa.



Rys. 4.12. Schemat wyznaczenia zużycia profilowego tarczy docierającej



Rys. 4.13. Wykres zużycia tarczy docierającej H_i w funkcji promienia R_d

5. STANDARDOWY UKŁAD KINEMATYCZNY DOCIERANIA JEDNOTARCZOWEGO

Podstawowymi parametrami kinematycznymi, którymi operator obrabiarki może sterować podczas obróbki powierzchni płaskich, są prędkość kątowną tarczy docierającej ω_t oraz położenie promieniowe R pierścieni prowadzących wraz z separatorami i obrabianymi elementami. W docierarkach z wymuszonym napędem istnieje również możliwość niezależnego ustawienia prędkości kątowną pierścieni prowadzących ω_s . Analiza przeprowadzana w tym rozdziale ma na celu określenie wpływu zmian tych parametrów na wielkość oraz równomierność zużycia tarczy docierającej. Wnioski wyciągnięte z analizy posłużą do opracowania układów o niestandardowej kinematyce.

5.1. Analiza prędkości obrotowych pierścieni prowadzących i tarczy docierającej

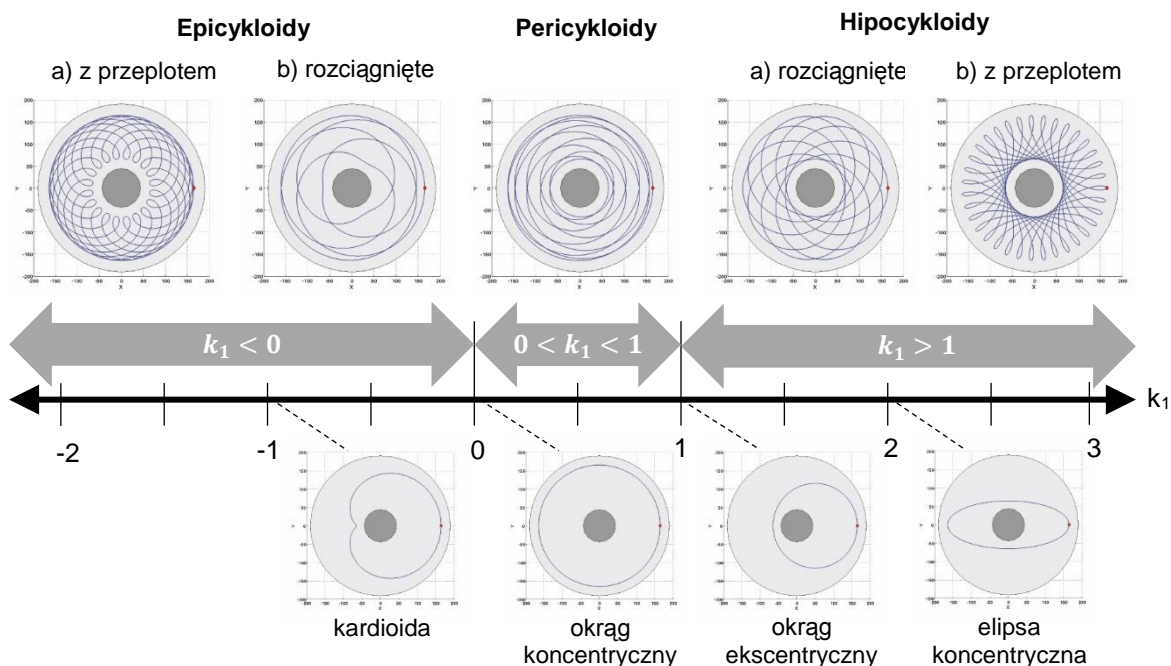
W celu określenia wpływu zmian prędkości tarczy docierającej ω_t oraz prędkości pierścienia prowadzącego ω_s , ustalono bezwymiarowy parametr k_1 , który jest stosunkiem tych prędkości:

$$k_1 = \frac{\omega_s}{\omega_t} \quad (5.1)$$

Na podstawie opracowanych równań kinematycznych (2.8 i 2.9) na powierzchni tarczy docierającej generowane są rysy utworzone przez ziarna ściernie, które umocowane są w pierścieniu prowadzącym i przedmiotach obrabianych. Rysy mają kształt cykloidalny. Zmiana parametru k_1 umożliwia uzyskanie szerokiego zakresu kształtów tych trajektorii. Jeżeli parametr k_1 jest dodatni oznacza to, że docierak i pierścień prowadzący obracają się w tym samym kierunku, natomiast gdy parametr k_1 jest ujemny kierunki ich obrotu są przeciwne. Szczegółowa analiza wygenerowanych trajektorii pozwoliła wyciągnąć następujące wnioski (rys. 5.1):

- 1) dla $k_1 < 0$ rysy mają kształt epicykloidy, początkowo rozciągniętej, a następnie występującej w postaci krzywej z przeplotem,
- 2) dla $k_1 > 1$ rysy mają kształt hipocykloidy, początkowo rozciągniętej, a następnie występującej w postaci krzywej z przeplotem,
- 3) dla $0 < k_1 < 1$ rysy mają kształt pericykloidy,
- 4) charakterystyczna jest również krzywa sercowa tzw. kardioida (dla $k_1 = -1$), koncentryczny okrąg (dla $k_1 = 0$), ekscentryczny okrąg (dla $k_1 = 1$) i koncentryczna elipsa (dla $k_1 = 2$).

Ponadto zauważono, że jeżeli parametr k_1 jest liczbą wymierną, to trajektorie ruchu stają się krzywymi zamkniętymi. Czas jednego pełnego cyklu zależy od wartości prędkości ω_s , i ω_t . Jeżeli mniejsza wartość z obu prędkości jest liczbą pierwszą, to czas pełnego cyklu wynosi $T=60$ s. Jeżeli wartość prędkości jest liczbą złożoną tzn. posiada więcej niż dwa dzielniki, to większą z prędkości dzieli się przez wszystkie dzielniki drugiej prędkości i wybiera się dzielnik, który daje największą liczbę całkowitą w wyniku dzielenia. Jeżeli prędkości obrotowe są jednakowe ($k_1=1$), to przedmioty niezależnie od ich położenia w separatorze pokonują tę samą drogę ze stałą prędkością [2]. Dzięki znajomości okresów cykli zamkniętych możliwe jest ograniczenie symulacji tylko do tych czasów.



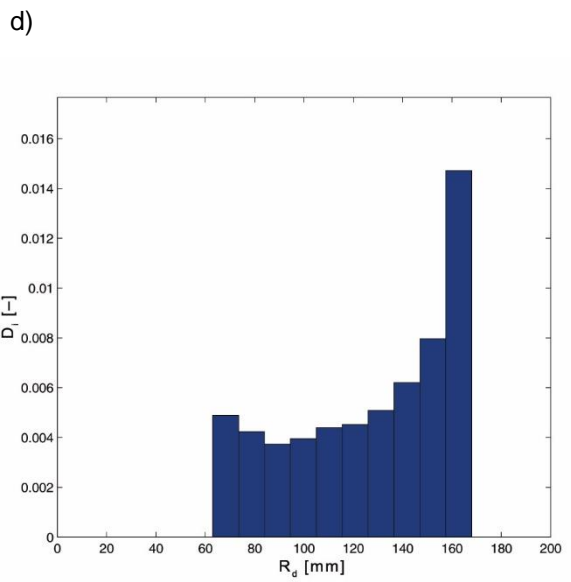
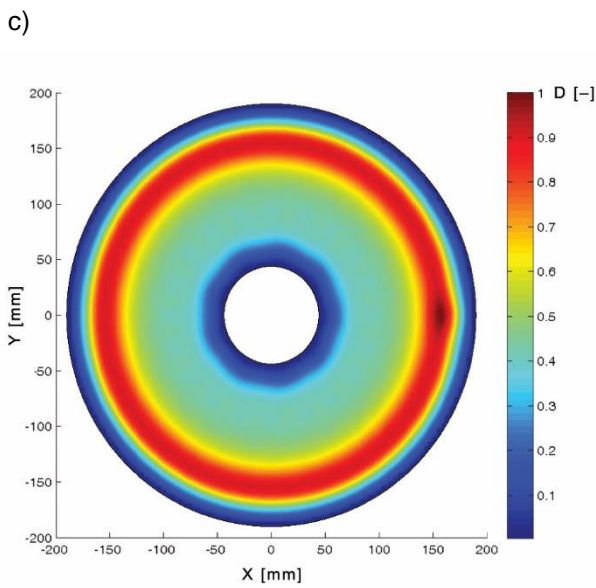
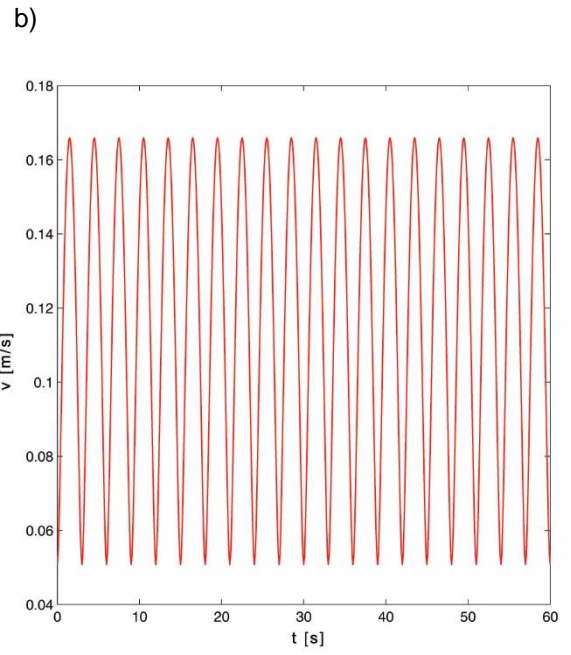
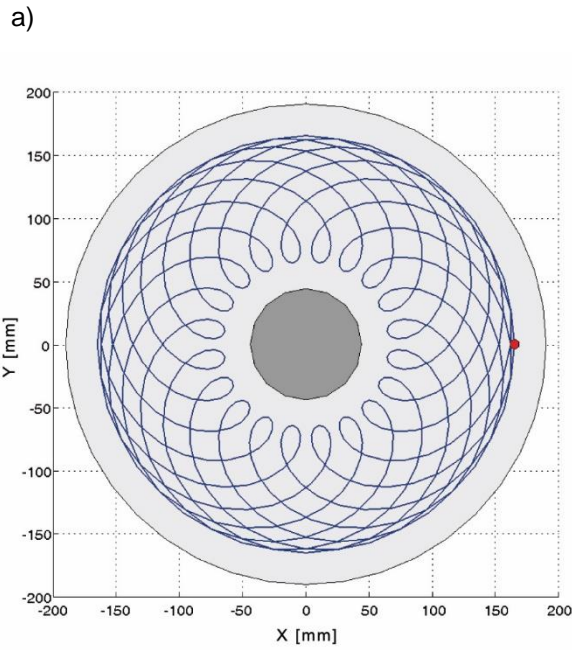
Rys. 5.1. Wpływ parametru k_1 na kształt trajektorii ziaren ściernych

Na rysunkach 5.2-5.6 pokazano wpływ parametru k_1 na kształt trajektorii, rozkład prędkości względnych w czasie $v(t)$, zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych na powierzchni tarczy docierającej w postaci mapy kolorów oraz wykres zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych D_i w funkcji promienia tarczy docierającej R_d . Symulacje przeprowadzono dla pierścienia prowadzącego oddalonego od środka tarczy docierającej o $R=117$ mm i dla jednego punktu oddalonego od środka pierścienia prowadzącego o $r=50$ mm. Ponieważ w każdym z analizowanych przypadków parametr k_1 jest liczbą wymierną założono, że czas symulacji t równy jest czasowi pełnego cyklu T i wynosi 60 sekund. Można zauważyć, że wraz ze zmianą stosunku prędkości pierścienia prowadzącego ω_s i tarczy docierającej ω_t , a co za tym idzie ze zmianą kształtu wykreślonej cykloidy, zmienia się zagęszczenie trajektorii na tarczy w funkcji promienia tarczy docierającej R_d . Dla trajektorii epicykloidalnych (rys. 5.2 i 5.3) największe zagęszczenie występuje w pobliżu średnicy zewnętrznej docieraka. Natomiast krzywe hipocykloidalne (rys. 5.5 i 5.6) powodują zagęszczenie ścieżek bliżej średnicy wewnętrznej tarczy docierającej. Najbardziej równomierne zagęszczenie ma miejsce w przypadku pericykloid (rys. 5.4), czyli gdy parametr k_1 jest dodatni i mniejszy od 1. Na podstawie rozkładu prędkości względnych w czasie $v(t)$ można wyznaczyć stosunek prędkości minimalnej i maksymalnej v_{min}/v_{max} . Zauważyć można również, że zmiana prędkości względnej v punktu P w czasie jest funkcją okresową. Okresowość funkcji wyznaczana jest z warunku równej długości promienia wodzącego $R_p(t)$ i jest to czas, po którym długość wektora $R_p(t)$ równa jest długości wyjściowej dla $t=0$. Czas trwania jednego cyklu T_c wynosi:

$$T_c = \frac{2\pi}{|\omega_s|} \quad (5.2)$$

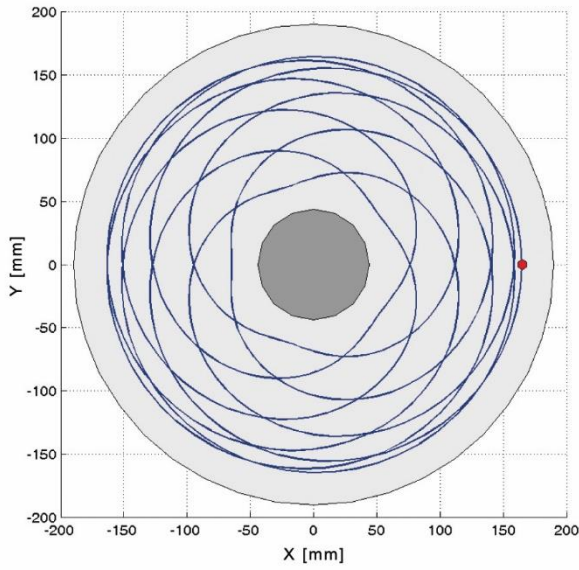
Tabela 5.1. Okresowość funkcji prędkości względnej $v(t)$ dla różnych parametrów k_1

| | | | | | |
|-----------|-------|------|-----|------|------|
| k_1 | -20/9 | -5/9 | 5/9 | 13/9 | 35/9 |
| T_c [s] | 3 | 12 | 12 | 4,62 | 1,71 |

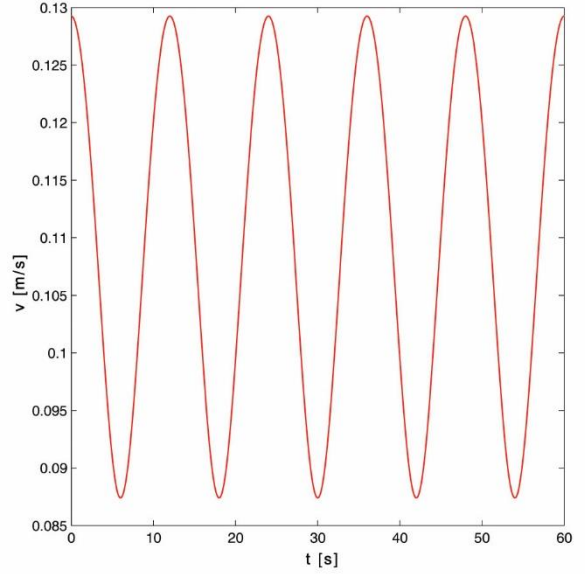


Rys. 5.2. Wpływ parametru $k_1=-20/9$ na: a) kształt trajektorii ziaren ściernych, b) rozkład prędkości względnych w czasie $v(t)$, c) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych na tarczy docierającej, d) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych D_i w funkcji promienia R_d

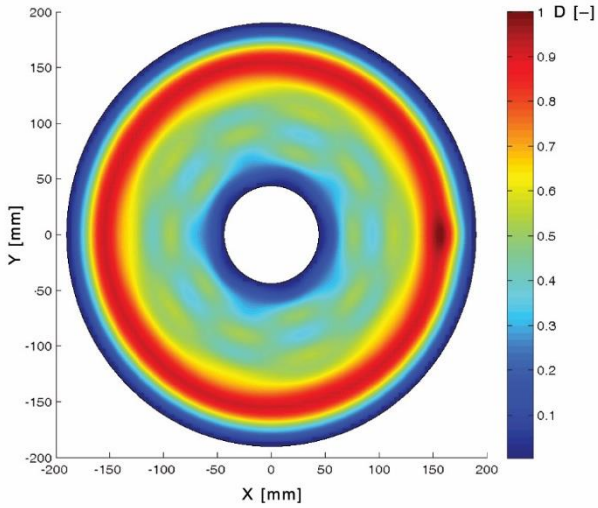
a)



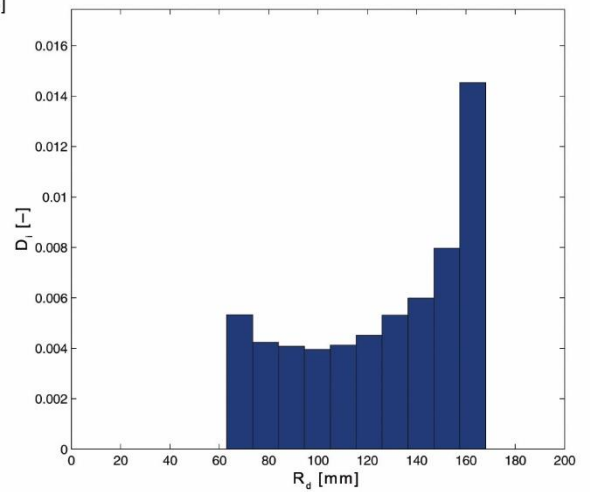
b)



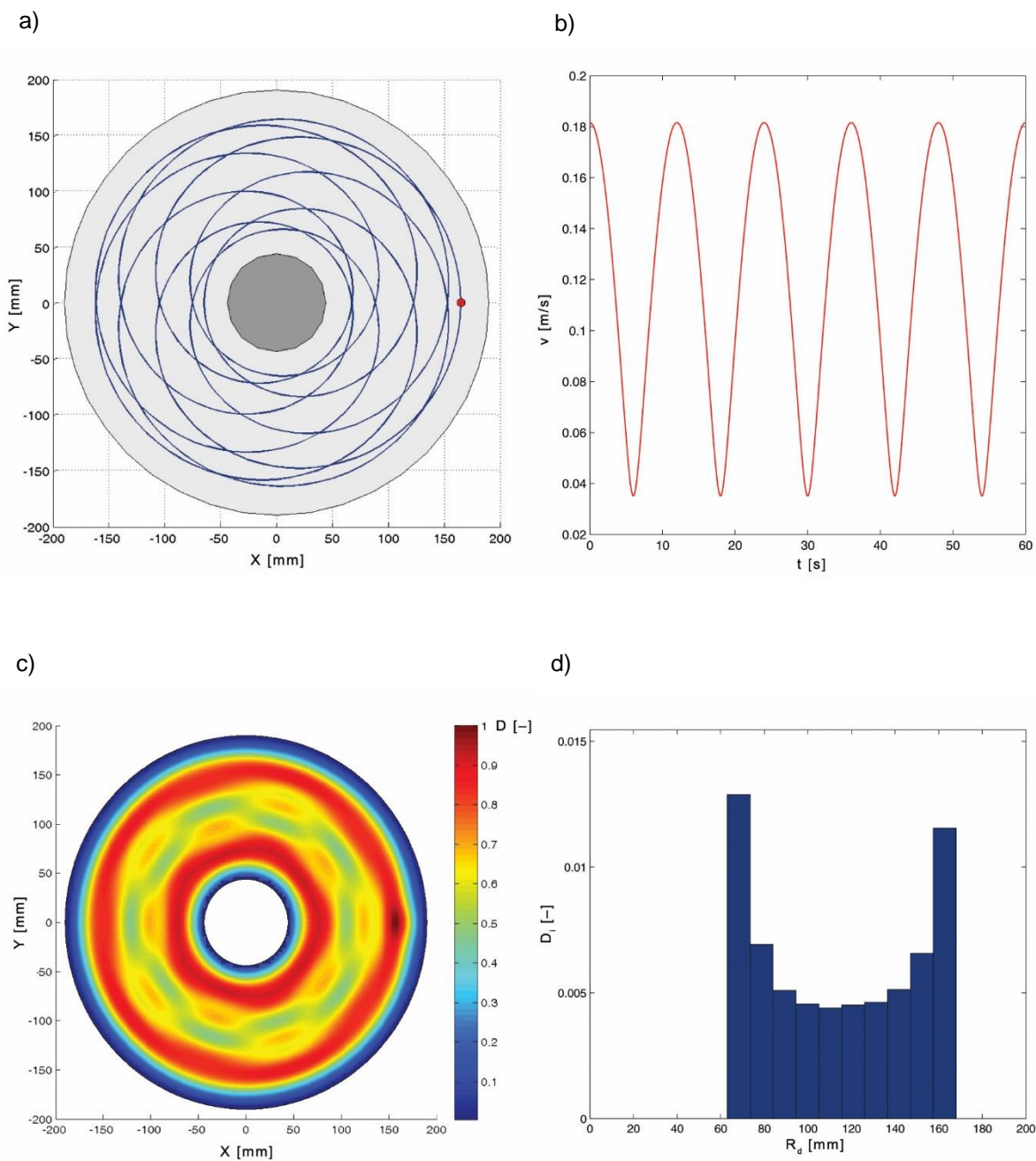
c)



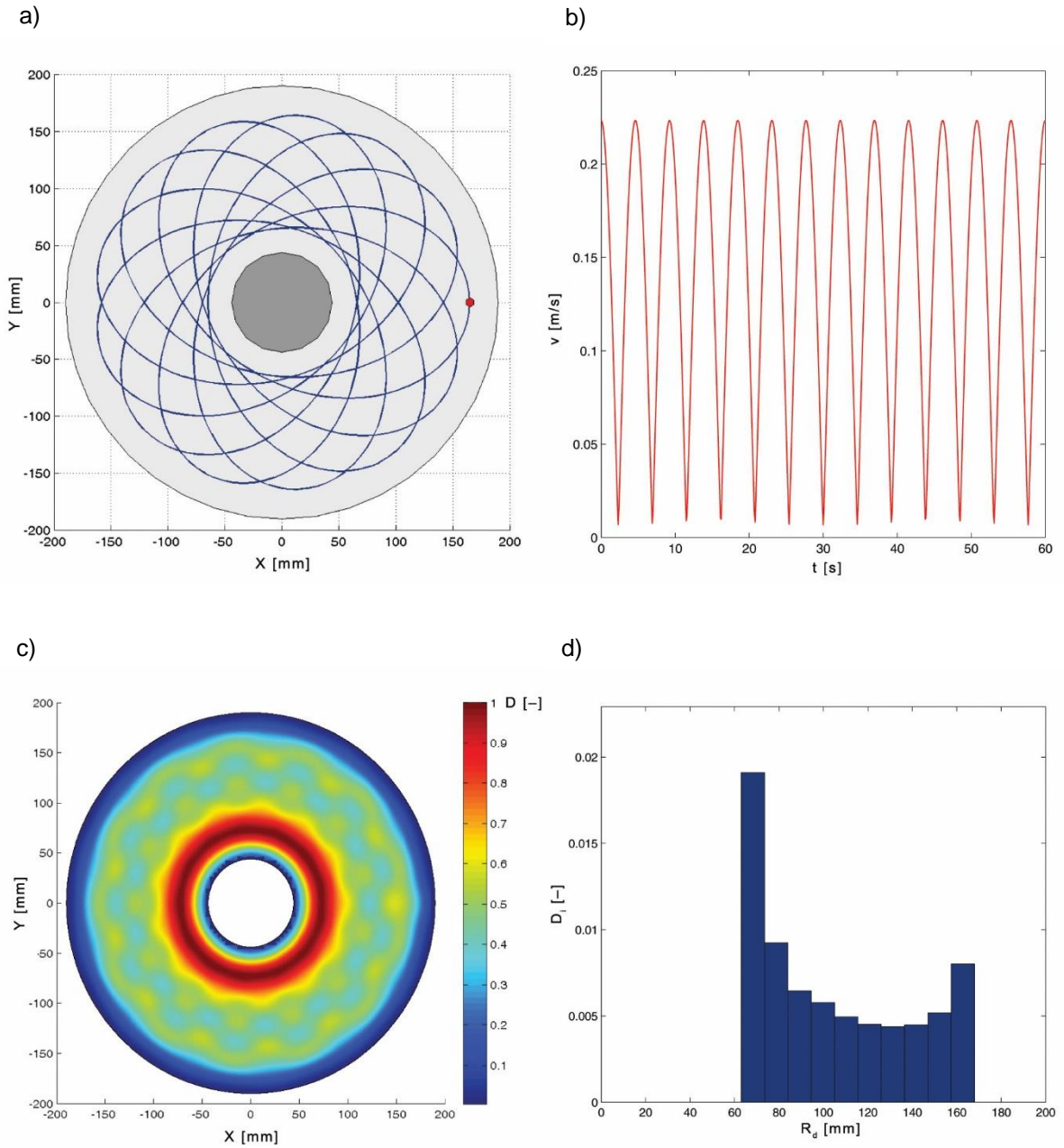
d)



Rys. 5.3. Wpływ parametru $k_7=-5/9$ na: a) kształt trajektorii ziaren ściennych, b) rozkład prędkości względnych w czasie $v(t)$, c) zagęszczenia trajektorii ziaren ściennych na tarczy docierającej, d) zagęszczenia trajektorii ziaren ściennych D_i w funkcji promienia R_d

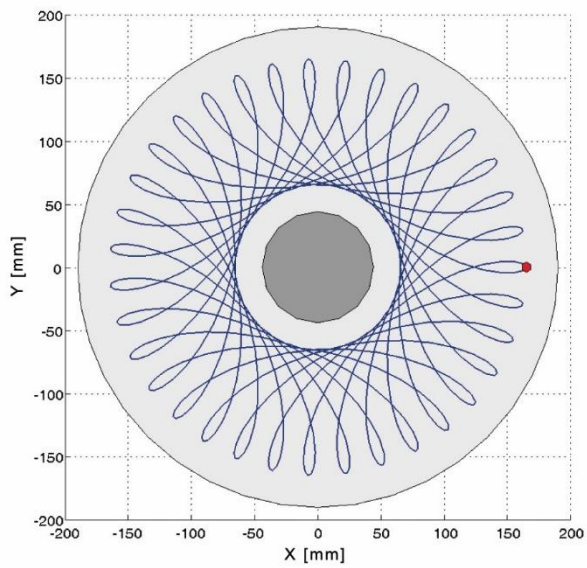


Rys. 5.4. Wpływ parametru $k_t=5/9$ na: a) kształt trajektorii ziaren ściernych, b) rozkład prędkości względnych w czasie $v(t)$, c) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych na tarczy docierającej, d) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych D_i w funkcji promienia R_d

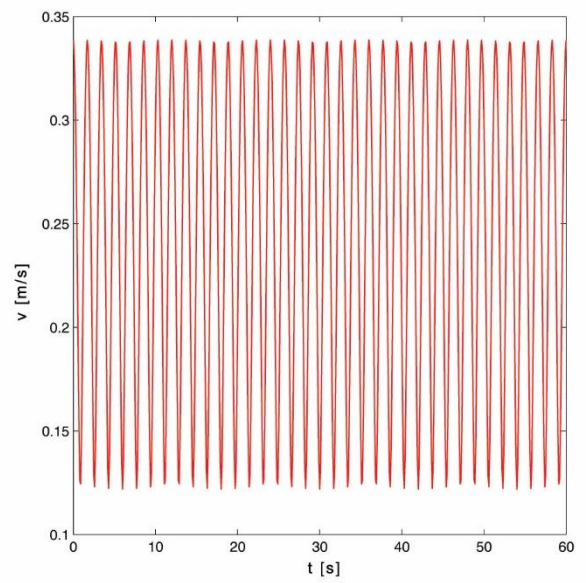


Rys. 5.5. Wpływ parametru $k_1=13/9$ na: a) kształt trajektorii ziaren ściennych, b) rozkład prędkości względnych w czasie $v(t)$, c) zagęszczenia trajektorii ziaren ściennych na tarczy docierającej, d) zagęszczenia trajektorii ziaren ściennych D_i w funkcji promienia R_d

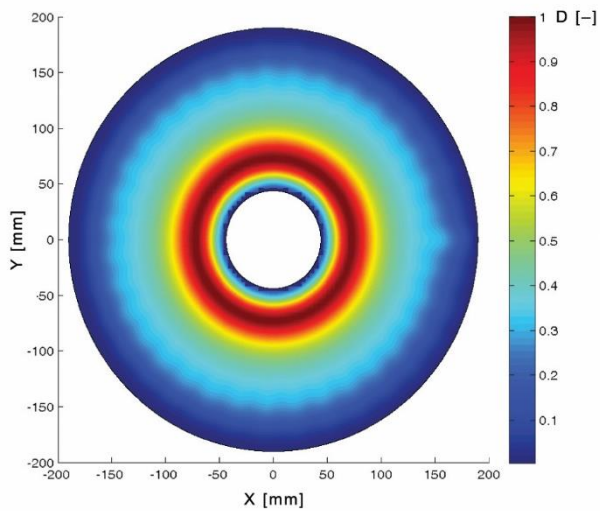
a)



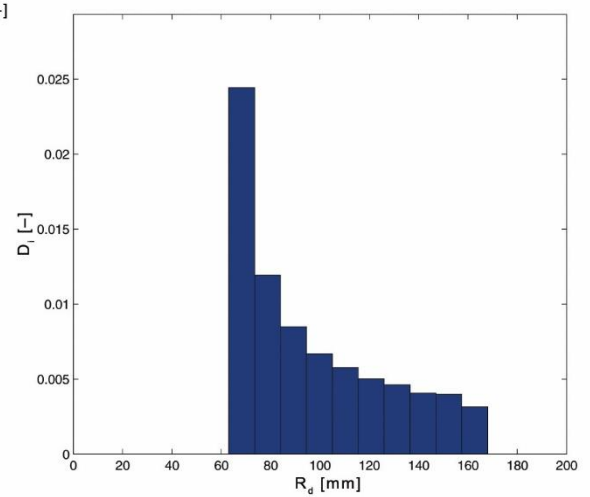
b)



c)



d)



Rys. 5.6. Wpływ parametru $k_1=35/9$ na: a) kształt trajektorii ziaren ściennych, b) rozkład prędkości względnych w czasie $v(t)$, c) zagęszczenia trajektorii ziaren ściennych na tarczy docierającej, d) zagęszczenia trajektorii ziaren ściennych D_i w funkcji promienia R_d

5.2. Analiza położenia pierścienia prowadzącego

Pierścienie prowadzące są elementami wyrównującymi czynną powierzchnię tarczy docierającej. Przesuwanie pierścieni wraz z separatorami i przedmiotami obrabianymi w kierunku wewnętrznego lub zewnętrznego skraju docieraka powoduje zmianę intensywności kontaktu w tych obszarach. W standardowym układzie docierania pierścienie napędzane są momentem występującym pomiędzy docierakiem i pierścieniami. Zmiana położenia pierścieni w kierunku promienia zewnętrznego R_{dz} powoduje wzrost prędkości w przekroju promieniowym docieraka. Promieniowe przesuwanie pierścieni prowadzących powoduje zmianę parametru k_1 , co jest związane ze zmianą wartości prędkości ω_s . Zmniejszenie prędkości pierścieni prowadzących ω_s , towarzyszące przesunięciu w kierunku do środka, powoduje wzrost intensywności kontaktu w zewnętrznej strefie docieraka (rys. 5.4-5.6). Natomiast wraz ze zwiększeniem prędkości obrotowej pierścieni ω_s następuje zmniejszenie intensywności kontaktu w wyniku skrócenia czasu cyklu T_C , określonego wzorem 5.2.

Podczas promieniowego przesuwania pierścieni wyraźna jest również zmiana parametrów kinematycznych w tym prędkości względnej. Średnią prędkość względną v_{sr} w funkcji promienia R_d można wyznaczyć ze wzoru:

$$v_{sr}(R_d) = \lim_{m1 \rightarrow \infty} \left[\overline{v_{sr}(i)} \right]_{i=1, \dots, m1} = \lim_{m1 \rightarrow \infty} \left[\frac{\sum_{i=1}^{n_i} v_i}{n_i} \right]_{i=1, \dots, m1} \quad (5.3)$$

gdzie:

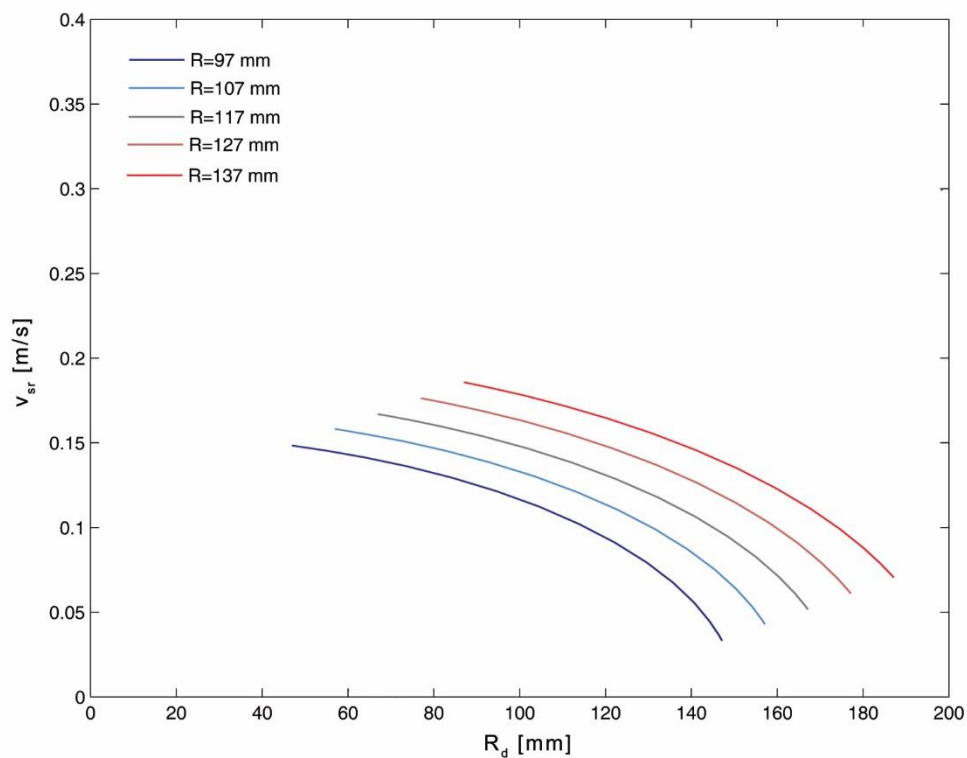
n_i – liczba interpolowanych punktów będących w kontakcie z pierścieniem A_i .

$\sum v_i$ – suma prędkości wszystkich punktów w analizowanym przedziale.

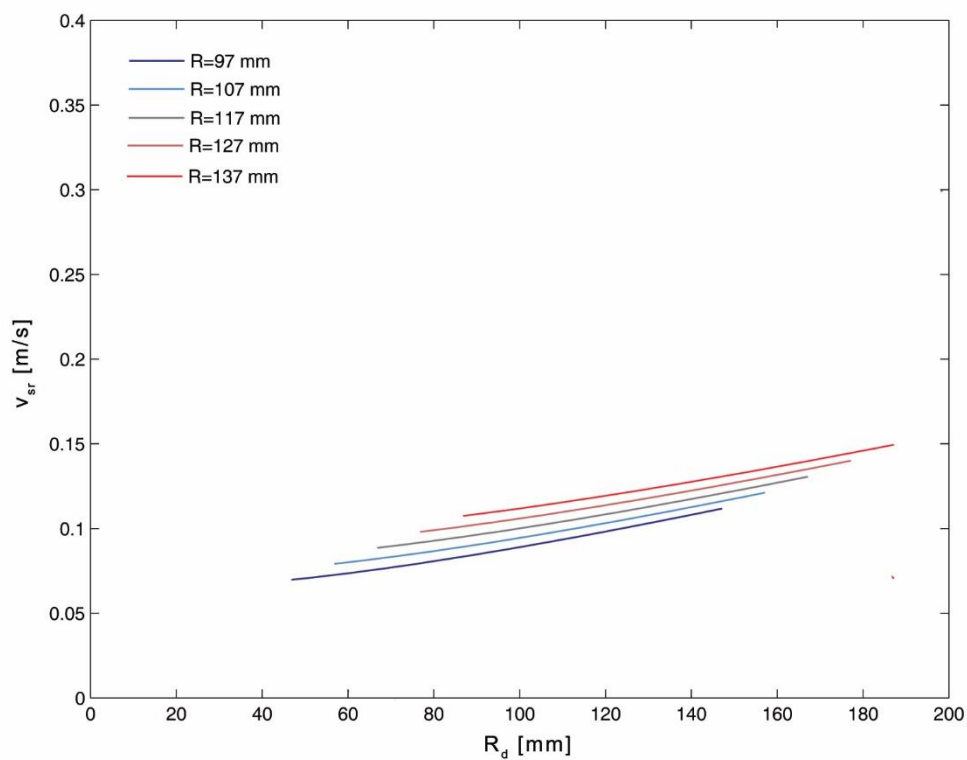
Normalizowany rozkład prędkości v' określa wzór:

$$v'_{sr}(R_d) = \frac{v_{sr}(R_d)}{v_{sr}(R)} \quad (5.4)$$

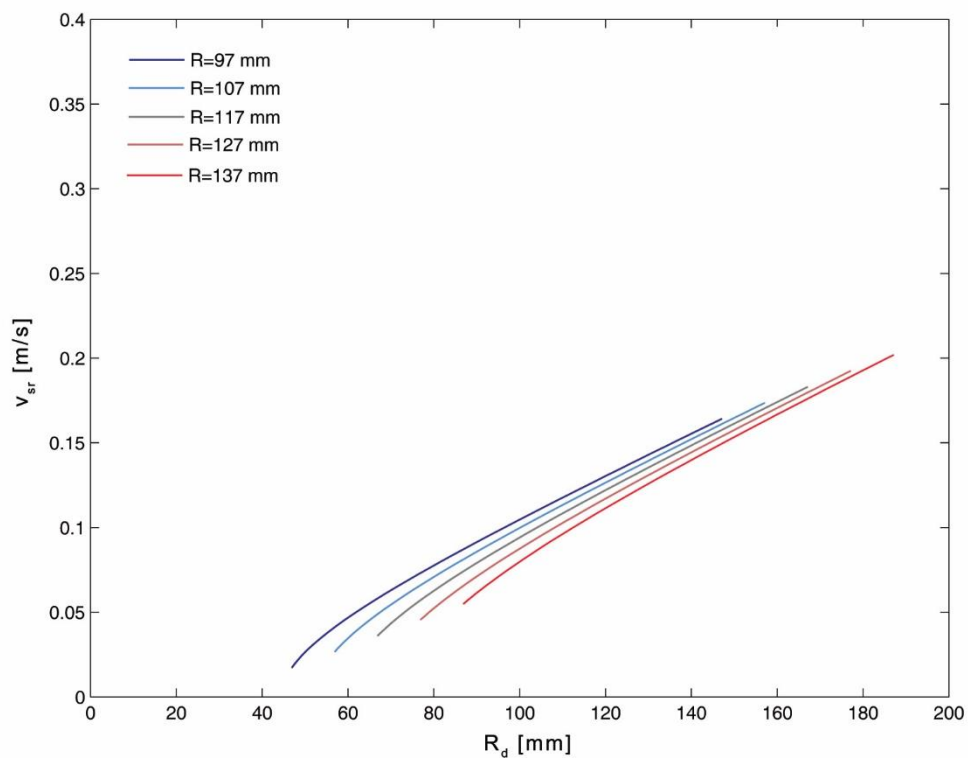
Na rysunkach 5.7-5.11 przedstawiono rozkład średniej prędkości względnej v_{sr} w funkcji promienia R_d dla różnych wartości parametru k_1 oraz dla różnych położenia promieniowego pierścienia prowadzącego R . Symulacje przeprowadzono w czasie $t=60$ s dla jednego punktu oddalonego od środka pierścienia prowadzącego o $r=50$ mm. Zaobserwować można, że tylko w przypadku, gdy kierunki obrotów pierścienia i docieraka są przeciwne oraz gdy wartość prędkości pierścienia jest odpowiednio większa od wartości prędkości tarczy docierającej (rys. 5.7), średnia prędkość względna v_{sr} maleje w kierunku zewnętrznym promienia docieraka R_d . Ponadto dla wartości parametrów k_1 mniejszych od zera (rys. 5.7 i 5.8), zwiększanie promieniowego położenia pierścienia R powoduje wzrost prędkości średniej v_{sr} . Natomiast dla wartości parametrów k_1 większych od zera (rys. 5.9-5.11), zwiększanie promieniowego położenia pierścienia R powoduje spadek prędkości średniej v_{sr} .



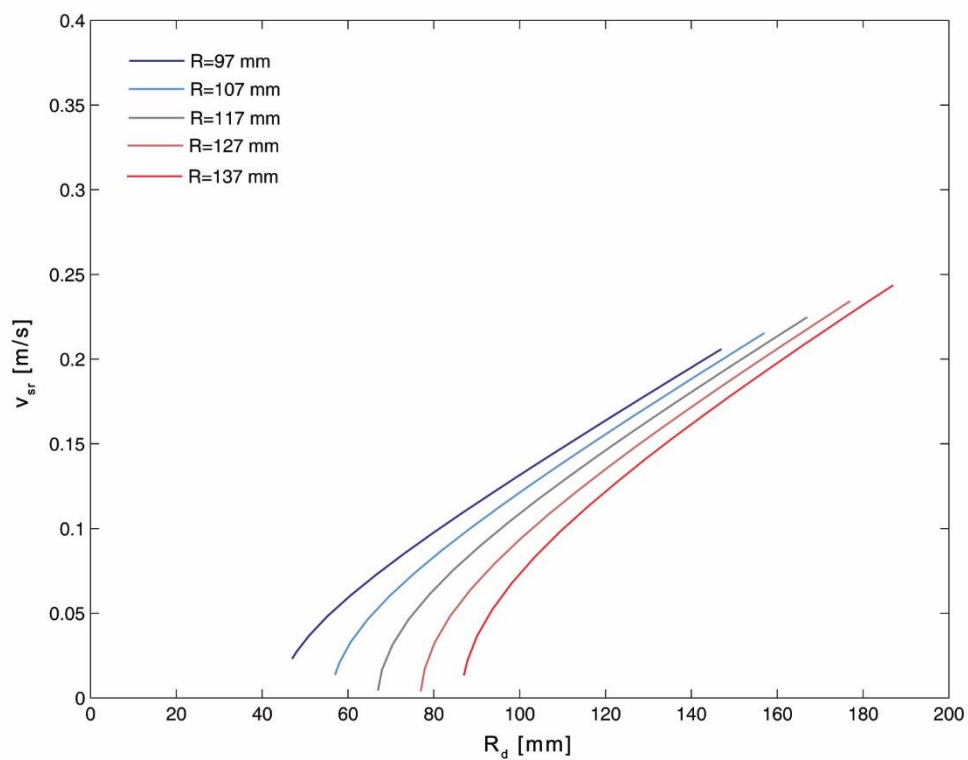
Rys. 5.7. Rozkład prędkości średniej v_{sr} w funkcji promienia R_d dla parametru $k_1=-20/9$



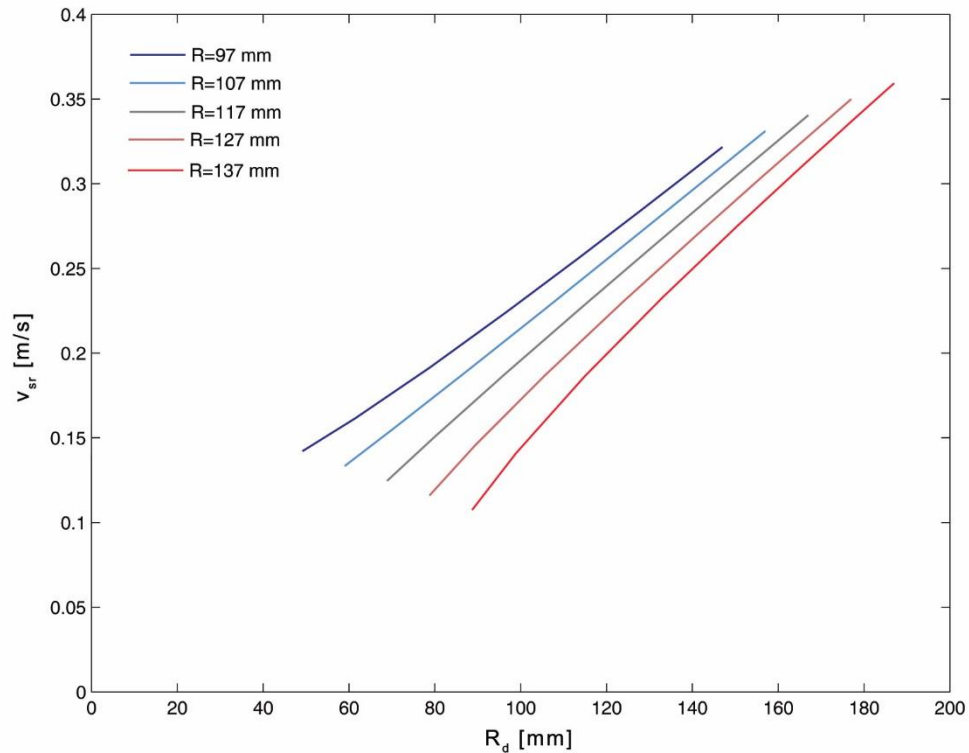
Rys. 5.8. Rozkład prędkości średniej v_{sr} w funkcji promienia docieraka R_d dla parametru $k_1=-5/9$



Rys. 5.9. Rozkład prędkości średniej v_{sr} w funkcji promienia docieraka R_d dla parametru $k_1=5/9$



Rys. 5.10. Rozkład prędkości średniej v_{sr} w funkcji promienia docieraka R_d dla parametru $k_1=13/9$



Rys. 5.11. Rozkład prędkości średniej v_{sr} w funkcji promienia docieraka R_d dla parametru $k_t=35/9$

5.3. Optymalizacja parametrów kinematycznych

Analiza kinematyki docierania jednotarczowego pokazała, że podstawowe parametry kinematyczne znacząco wpływają na rozkład trajektorii ziaren ściernych oraz ich prędkości. W praktyce dobór parametrów kinematycznych dokonywany jest w dużej mierze intuicyjnie, na podstawie doświadczeń własnych oraz zaczerpniętych z literatury, a następnie sprawdzany eksperymentalnie. Aby zapewnić odpowiednią płaskość narzędzia w docieraniu jednotarczowym konieczna jest optymalizacja parametrów. Podstawowym kryterium optymalizacji jest równomierność zużycia tarczy docierającej.

W opracowanym modelu zużycia tarczy docierającej zużycie H_i obliczane jest dla każdego pierścienia docieraka A_i , a następnie przedstawiane jest w postaci histogramu (rys. 4.13). Szerokość histogramu odzwierciedla stopień zmienności badanej cechy. Im szerszy jest histogram tym większa jest zmienność, im węższy histogram tym zmienność jest mniejsza. Zmienność najczęściej jest opisywana za pomocą odchylenia standardowego. Odchylenie standardowe S_D wszystkich wartości H_i określone jest wzorem:

$$S_D = \sqrt{\frac{\sum_i^N (H_i - \bar{H})^2}{N-1}}, \quad (i=1,2,3\dots N) \quad (5.5)$$

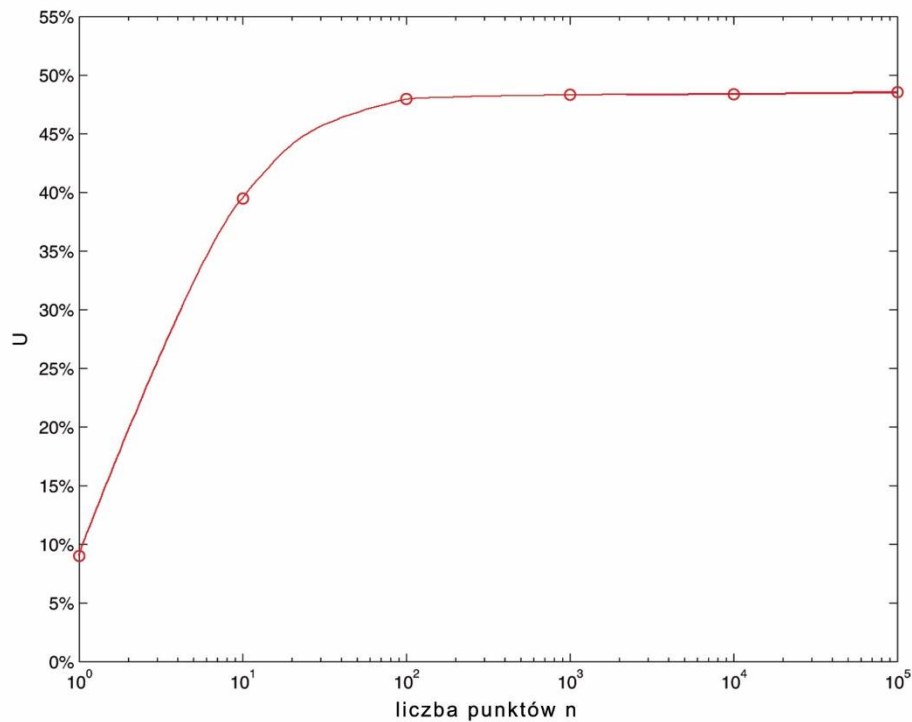
gdzie:

- H_i – wielkość zużycia na pierścieniu A_i tarczy docierającej,
- \bar{H} – wartość średnia intensywności ścierania,
- N – liczba obszarów, na które podzielono tarczę docierającą.

Wartość równomierności zużycia wyrażoną w procentach można określić wzorem:

$$U = \left(1 - \frac{S_D}{H}\right) \cdot 100\% \quad (5.6)$$

Można założyć, że w procesie docierania bierze udział wiele aktywnych ziaren ściernych. Jednakże ze względu na długi czas obliczeń zbyt dużej liczby punktów, należy określić odpowiednią liczbę ziaren, która odzwierciedli liczbę rzeczywistą, pozwoli przeprowadzić symulację i przeanalizować wpływ poszczególnych parametrów na równomierność zużycia. Na rys. 5.12 pokazano wpływ ilości ziaren ściernych n na równomierność zużycia tarczy docierającej U . Wyniki przedstawiono dla standardowego systemu docierania z jednym pierścieniem, gdy stosunek prędkości obrotowych docieraka i pierścienia równa się $k_1=4/9$, a odległość środka pierścienia prowadzącego od środka tarczy docierającej wynosi $R=125 \text{ mm}$. Położenie punktów ograniczono do powierzchni pierścienia o średnicy wewnętrznej 40 mm i zewnętrznej 180 mm. Symulacje przeprowadzono w czasie $t=60 \text{ s}$. Na poniższym rysunku zaobserwować można, iż równomierność zużycia U rośnie wraz z liczbą punktów n . Powyżej liczby $n=100$ punktów równomierność zużycia tarczy docierającej przyjmuje wartość stałą, a jej zwiększanie nie powoduje dużej różnicy zużycia U . Założono jednak, że dalsze symulacje oraz obliczenia równomierności zużycia U będą przeprowadzane dla liczby punktów $n=1000$.



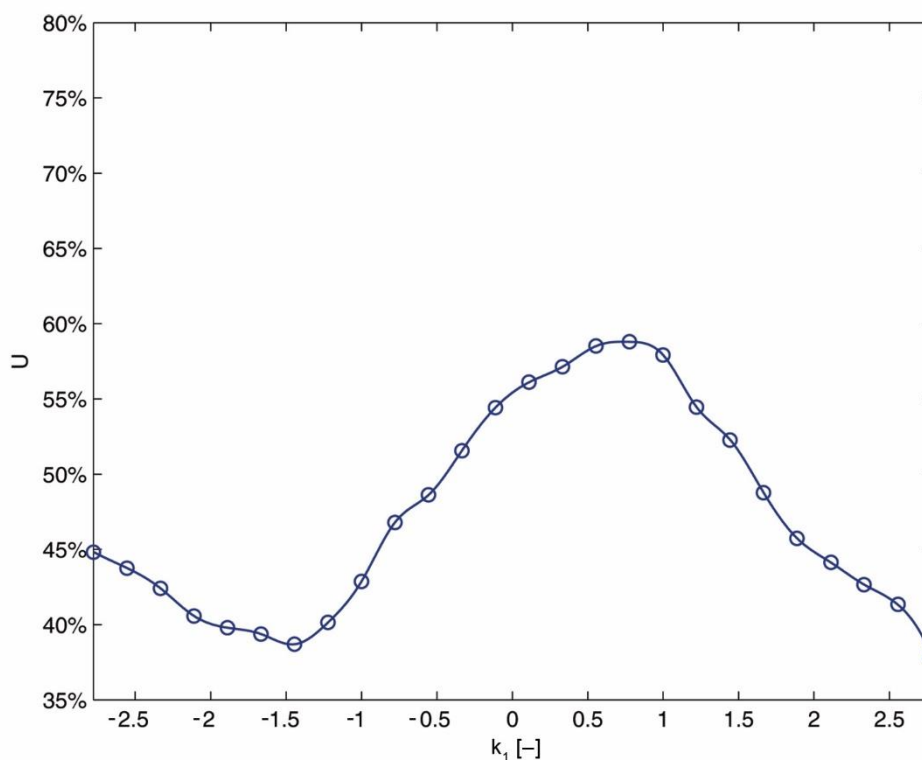
Rys. 5.12. Rozkład równomierności zużycia U dla różnej liczby badanych punktów n

Głównym kryterium optymalizacji parametrów kinematycznych docierania jednotarczowego jest równomierność zużycia U . Założono, że poszukiwana jest jej wartość maksymalna w przedziale parametru k_1 od $-25/9$ do $25/9$ oraz dla R w przedziale od 97 do 137 mm. Algorytm optymalizacji ma więc następującą postać:

$$\max(U(k_1, R)) \quad (5.7)$$

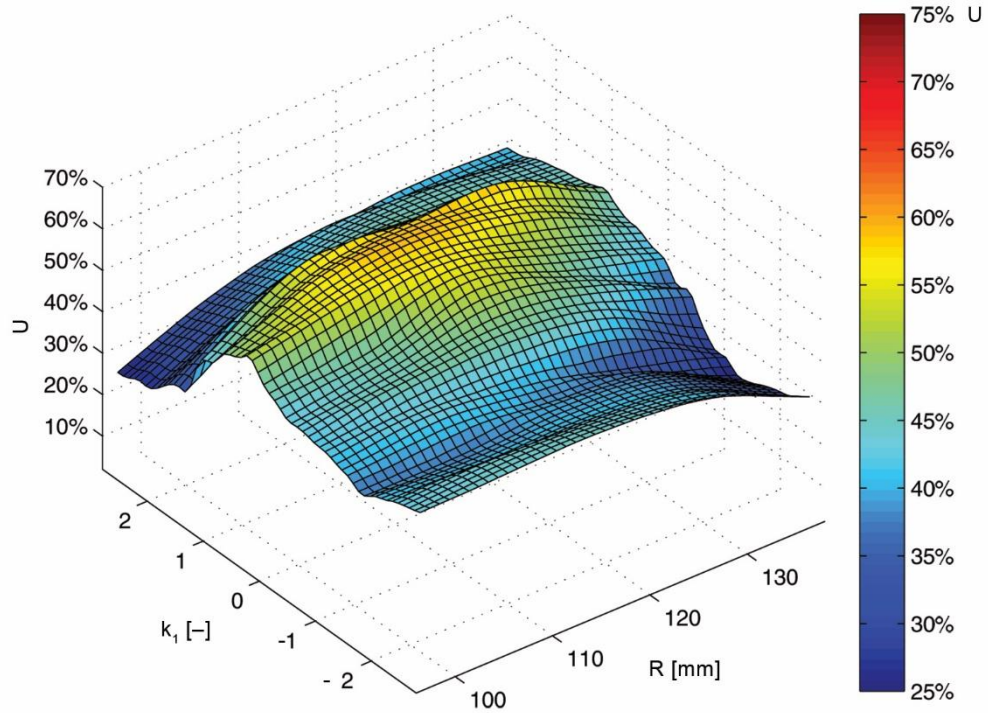
Symulacje i obliczenia przeprowadzono dla punktów jednakowo od siebie oddległych. Odległości pomiędzy punktami wynosiły: $\Delta k_1=2/9$ oraz $\Delta R=10$ mm. W celu uzyskania gęstszej siatki równomierności, wyniki (Dodatek D) zostały interpolowane funkcjami sklejanymi. Pozwoliło to na dokładniejsze przedstawienie i określenie zależności pomiędzy parametrami k_1 i R .

Wyniki symulacji zostały przedstawione na rys. 5.13 oraz 5.14. Najbardziej równomierne zużycie tarczy docierającej ma miejsce, gdy parametr k_1 mieści się w przedziale od 0,5 do 1. Wynik ten pokrywa się z zaleceniami producentów obrabiarek do powierzchni płaskich oraz z przeprowadzonymi wcześniej badaniami eksperymentalnymi [100, 101]. Największą równomierność zużycia $U=58,8\%$ uzyskano dla centralnego położenia pierścienia prowadzącego na tarczy docierającej. Ponadto symulacje pokazały, że przesuwanie pierścienia wraz z separatorem i przedmiotami obrabianymi w kierunku wewnętrznej lub zewnętrznej strefy docieraka, powoduje spadek równomierności zużycia. Znaczący spadek równomierności ($U \sim 30\%$) zaobserwowano, gdy pierścień przesunięto w kierunku wewnętrznego promienia docieraka R_{dw} i parametr $k_1 > 1,5$ oraz podczas, gdy pierścień przesunięto w kierunku zewnętrznego promienia docieraka R_{dz} i parametr $k_1 < -1$. Na rys. 5.15 pokazano rozkład zużycia na tarczy docierającej oraz w funkcji promienia R_d dla parametrów najbardziej korzystnych ($R=117$ mm oraz $k_1=7/9$).

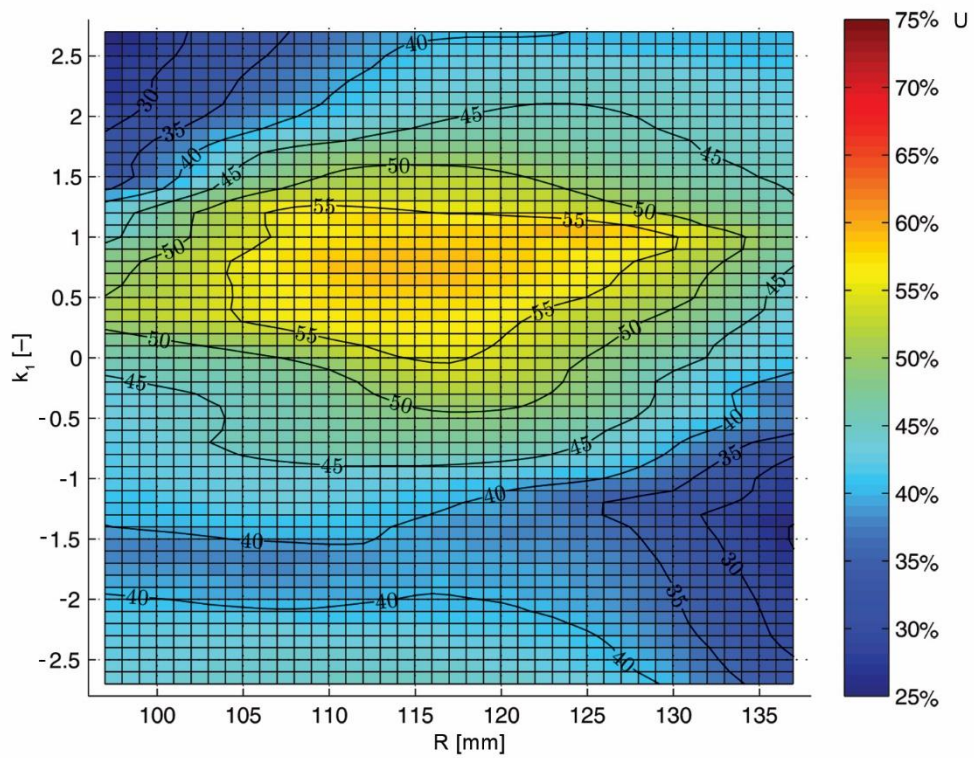


Rys. 5.13. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 dla położenia promieniowego pierścienia prowadzącego $R=117$ mm w standardowym układzie docierania jednotarczowego, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s

a)

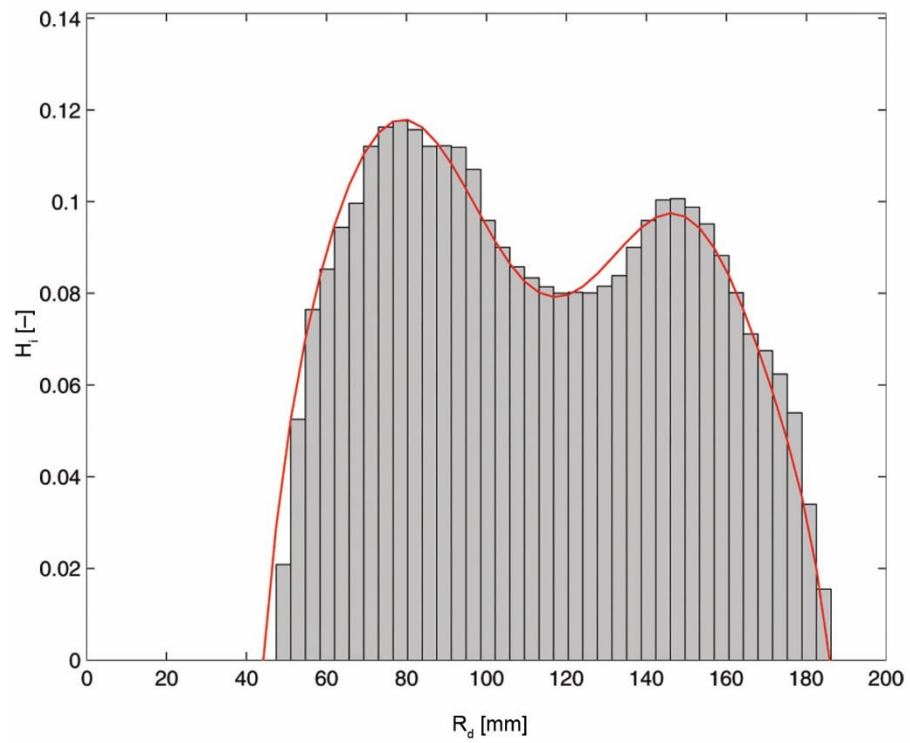


b)

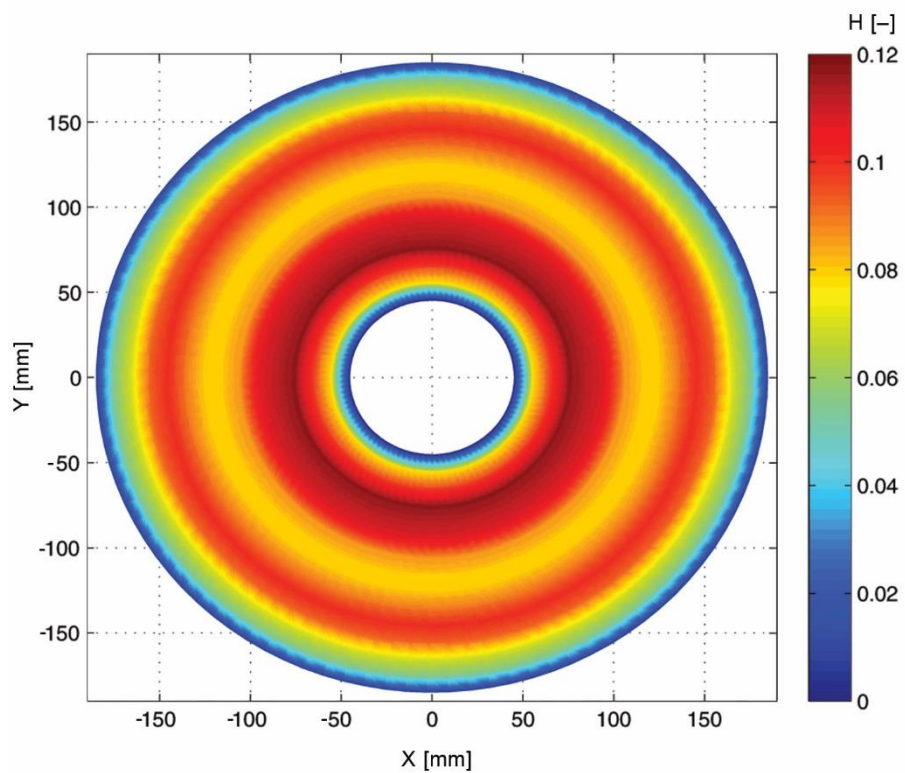


Rys. 5.14. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 oraz położenia promieniowego pierścienia prowadzącego R w standardowym układzie docierania jednotarczowego, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s: a) widok ogólny, b) wykres izolinii

a)



b)



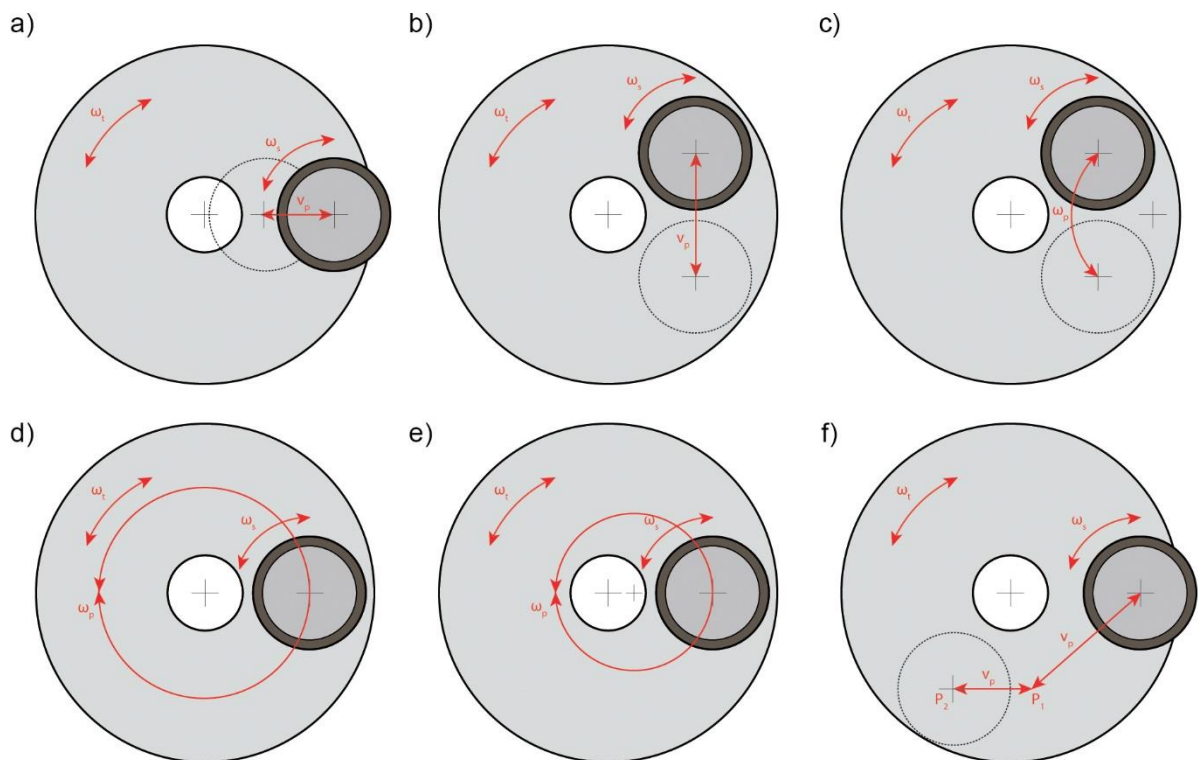
Rys. 5.15. Zużycie narzędzia w standardowym układzie docierania jednotarczowego dla parametrów $R=117$ mm oraz $k_1=7/9$, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s: a) w funkcji promienia R_g , b) rozkład zużycia tarczy docierającej

6. NIEKONWENCJONALNE UKŁADY KINEMATYCZNE DOCIERANIA JEDNOTARCZOWEGO

6.1. Koncepcje niekonwencjonalnych układów

Analiza niekonwencjonalnych układów kinematycznych polega na założeniu, że docierany przedmiot umieszczony jest w separatorze, który porusza się wraz z pierścieniem prowadzącym, po obracającym się ze stałą prędkością docieraku. Ruch pierścienia prowadzącego jest złożony i składa się z ruchu obrotowego wokół własnej osi, który może być rozpatrywany, jako współbieżny lub przeciwbieżny oraz z dodatkowego ruchu liniowego lub obrotowego.

Koncepcje niekonwencjonalnych układów kinematycznych, w których pierścień prowadzący wykonuje ruch złożony, były prezentowane w różnych badaniach [1, 2, 100, 101, 102, 103]. Symulacje wykazały, że zmiana układu kinematycznego docierania jednotarczowego powoduje szeroką zmianę gęstości siatki trajektorii. Ponadto można sformułować wniosek, że podstawowy układ docierania powierzchni płaskich wykazuje przydatność tylko wtedy, gdy możliwe jest wyjście przedmiotu poza zarys wewnętrzny i zewnętrzny tarczy docierającej. Taka obróbka jest możliwa w przypadku docierania elementów względnie dużych. Konstrukcje konwencjonalnych docierarek do powierzchni płaskich nie uwzględniają tego warunku, ponieważ przeznaczone są również do docierania elementów małogabarytowych. Posiadają one zbyt małą średnicę wewnętrzną pierścieni prowadzących w stosunku do szerokości tarczy docierającej. Schematy przykładowych układów ruchu docierak – pierścieni prowadzący zamieszczono na rys. 6.1.



Rys. 6.1. Przykładowe koncepcje układów ruchu docierak – pierścieni prowadzący: a) promieniowy, b) sieczny, c) wahadłowy, d) planetarny, e) mimośrodowy, f) po dowolnej śnieżce

6.2. Założenia modelowe

Dla określenia wpływu parametrów na równomierność zużycia w układach niestandardowych, oprócz parametru k_1 , wyrażonego wzorem 5.1, ustalono dodatkowy bezwymiarowy parametr k_2 , który jest stosunkiem okresu ruchu dodatkowego pierścienia prowadzącego do czasu jednego obrotu tarczy docierającej:

$$k_2 = \frac{T_R}{T_T} = \frac{d}{v_p} \frac{\omega_t}{\pi} \quad (6.1)$$

gdzie:

- T_R – okres dodatkowego ruchu pierścienia prowadzącego,
- T_T – okres obrotu tarczy docierającej,
- d – długość ruchu dodatkowego pierścienia prowadzącego,
- v_p – prędkość liniowa pierścienia prowadzącego.

Rozważając położenie pierścienia prowadzącego na tarczy docierającej, odległość pomiędzy ich środkami geometrycznymi R jest funkcją czasu i może być wyrażona wzorem:

$$R = R_0 + \Delta R \quad (6.2)$$

gdzie:

- R_0 – początkowa odległość między środkiem geometrycznym tarczy docierającej i pierścienia prowadzącego,
- ΔR – całka prędkości liniowej v_p pierścienia po czasie.

W celu odzwierciedlenia rzeczywistych warunków kinematycznych, ruch dodatkowy pierścienia prowadzącego powinien być odpowiednio zdefiniowany. Istnieje wiele sposobów sterowania torem ruchu. Założono, że układ powinien mieć możliwość sterowania zarówno położeniem docelowym, jak i parametrami ruchu. Najczęściej stosowanymi profilami w sterowaniu ruchem są profile trapezowe i krzywej „S”. W ruchu o profilu trapezowym prędkość zmienia się liniowo. Główną wadą ruchu z takim profilem jest to, że przyspieszenie powoduje nagłe zmiany [105]. Dlatego zdecydowano, że ruch pierścienia prowadzącego powinien mieć profil krzywej „S”. Profil ten poprzez wprowadzenie zrywu, który jest pochodną przyspieszenia po czasie, umożliwia wygładzenie ruchu i zredukowanie możliwości występowania drgań [106].

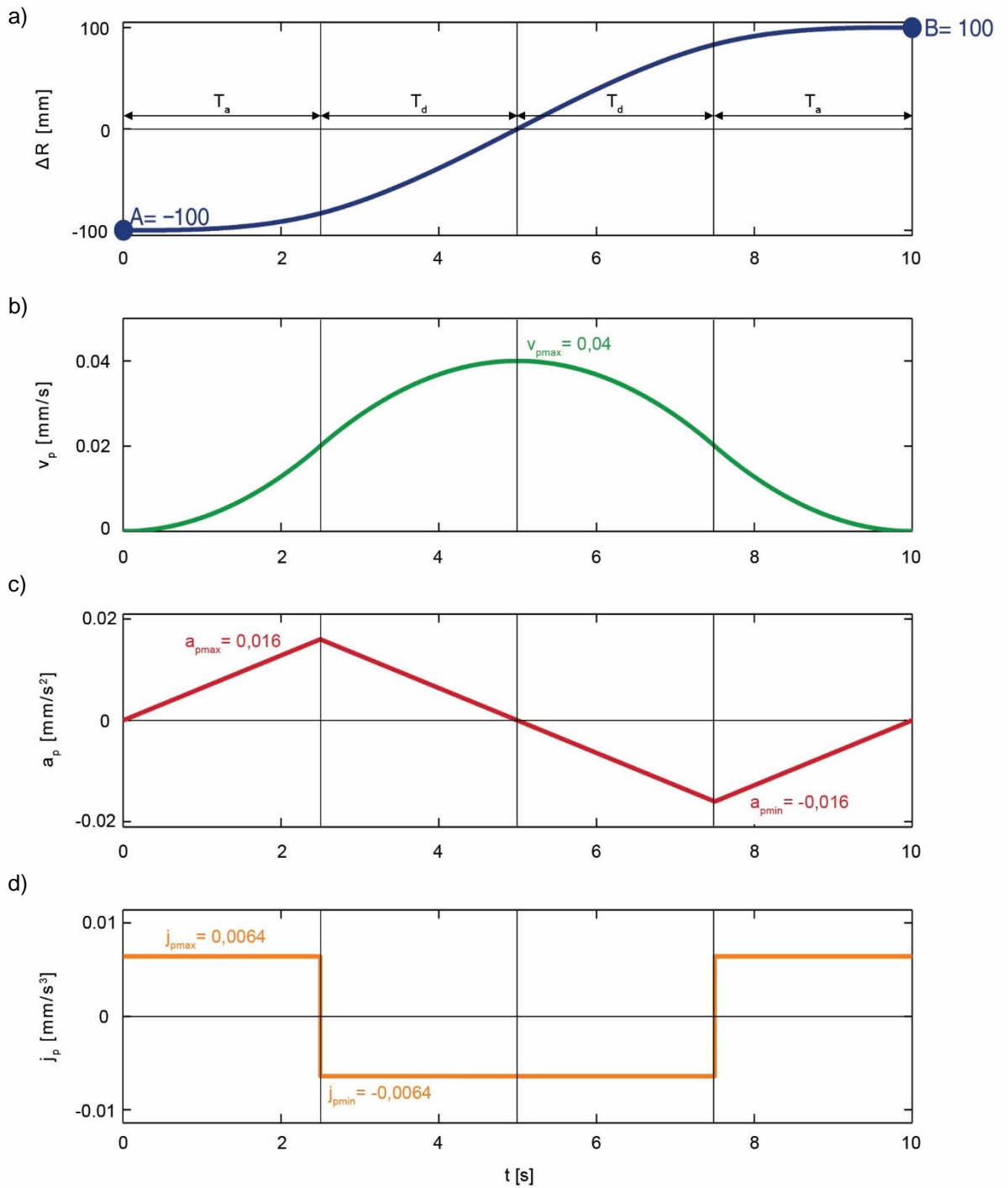
Charakterystykę ruchu dodatkowego pierścienia prowadzącego opisano zależnościami 6.3-6.6 i przedstawiono na rys. 6.2. Pierścień prowadzący przesuwa się z punktu A do punktu B , a odległość pomiędzy tymi punktami wynosi d . Okres jednego cyklu składa się z czasów ruchów jednostajnie przyspieszonych T_a i jednostajnie opóźnionych T_d . Założono również, że pierścień prowadzący osiąga prędkość maksymalną v_{pmax} na środku odległości d pomiędzy dwoma punktami A i B .

$$T_a = T_d = \frac{d}{2v_{pmax}} \quad (6.3)$$

$$j_a = -j_d = \frac{v_{pmax}}{T_a^2} \quad (6.4)$$

$$a_p = -d_p = \frac{v_{pmax}}{T_a} \quad (6.5)$$

$$\Delta R = \begin{cases} \frac{1}{6}j_a\tau_1^3, & 0 < \tau_1 < T_A \\ \frac{1}{6}j_a\tau_2^3 + \frac{1}{2}a_p\tau_2^2 + \frac{v_{pmax}}{2}\tau_2, & 0 < \tau_2 < T_D \\ \frac{1}{6}j_a\tau_3^3 + v_{pmax}\tau_3, & 0 < \tau_3 < T_D \\ \frac{1}{6}j_a\tau_4^3 + \frac{1}{2}d_p\tau_4^2 + \frac{v_{pmax}}{2}\tau_4, & 0 < \tau_4 < T_A \end{cases} \quad (6.6)$$



Rys. 6.2. Charakterystyka ruchu pierścienia prowadzącego w czasie: a) przemieszczenie, b) prędkość, c) przyspieszenie, d) zryw

6.3. Układ docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego

Na rys. 6.3 przedstawiono schemat układu kinematycznego docierania jednotarczowego z ruchem złożonym pierścienia prowadzącego wzdłuż promienia tarczy docierającej. Założono, że pierścień prowadzący oprócz ruchu obrotowego wykonuje ruch posuwisto-zwrotny pomiędzy punktami A i B znajdującymi się na promieniu docieraka. Jego położenie na tarczy docierającej jest określone przez wektor \bar{R} , który zmienia wartość w czasie. Odległość początkowa środka pierścienia prowadzącego od środka tarczy docierającej wynosi R_0 . Położenie dowolnego punktu P(r, φ_p) w układzie współrzędnych związanym z pierścieniem prowadzącym $x''y''$ można określić za pomocą wzorów:

$$x_p'' = -r \cdot \cos(\varphi_p) \quad (6.7)$$

$$y_p'' = -r \cdot \sin(\varphi_p) \quad (6.8)$$

Współrzędne punktu P w układzie $x'y'$ określone są wzorem:

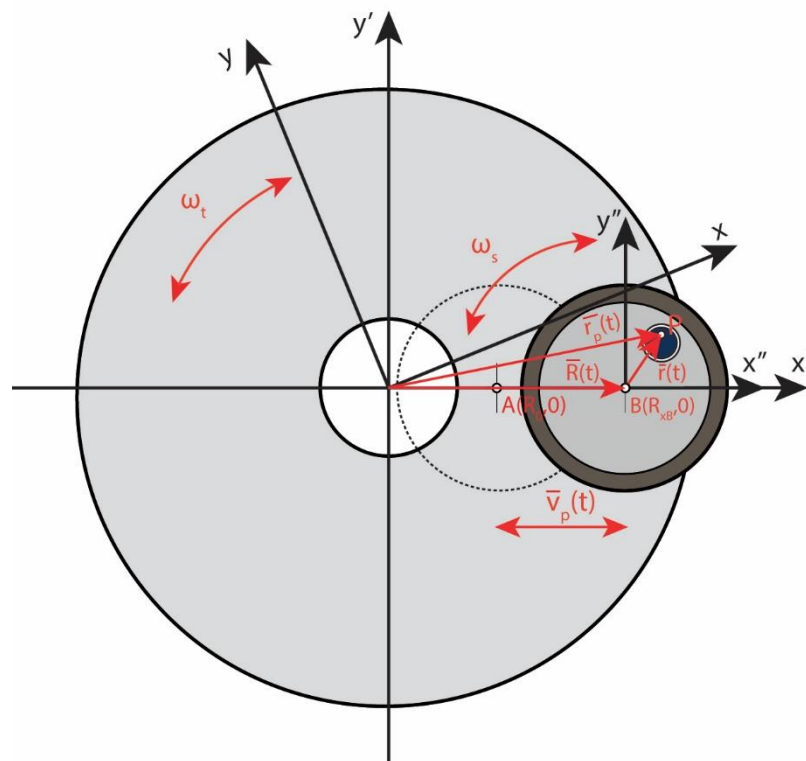
$$x_p' = x_p'' \cdot \cos(\omega_s \cdot t) + y_p'' \cdot \sin(\omega_s \cdot t) + \Delta R(t) \quad (6.9)$$

$$y_p' = -x_p'' \cdot \sin(\omega_s \cdot t) + y_p'' \cdot \cos(\omega_s \cdot t) \quad (6.10)$$

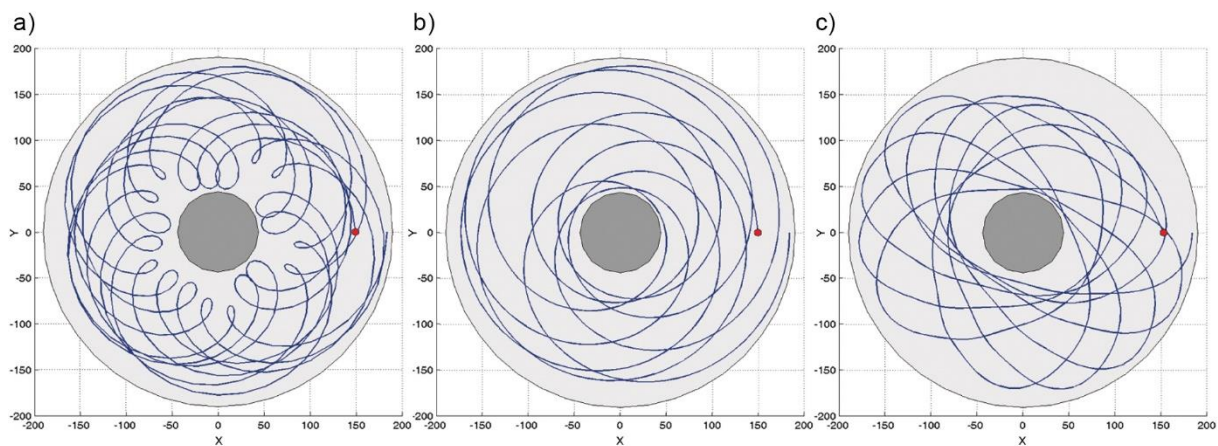
Przekształcając powyższe równania do układu współrzędnych związanego z obracającym się docierakiem otrzymujemy:

$$x_p = x_p' \cdot \cos(\omega_t \cdot t) + y_p' \cdot \sin(\omega_t \cdot t) \quad (6.11)$$

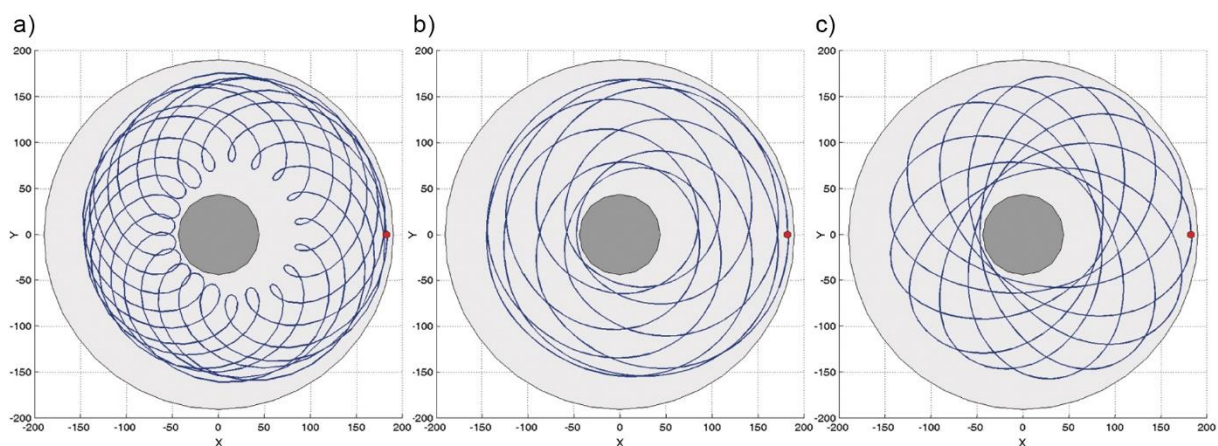
$$y_p = -x_p' \cdot \sin(\omega_t \cdot t) + y_p' \cdot \cos(\omega_t \cdot t) \quad (6.12)$$



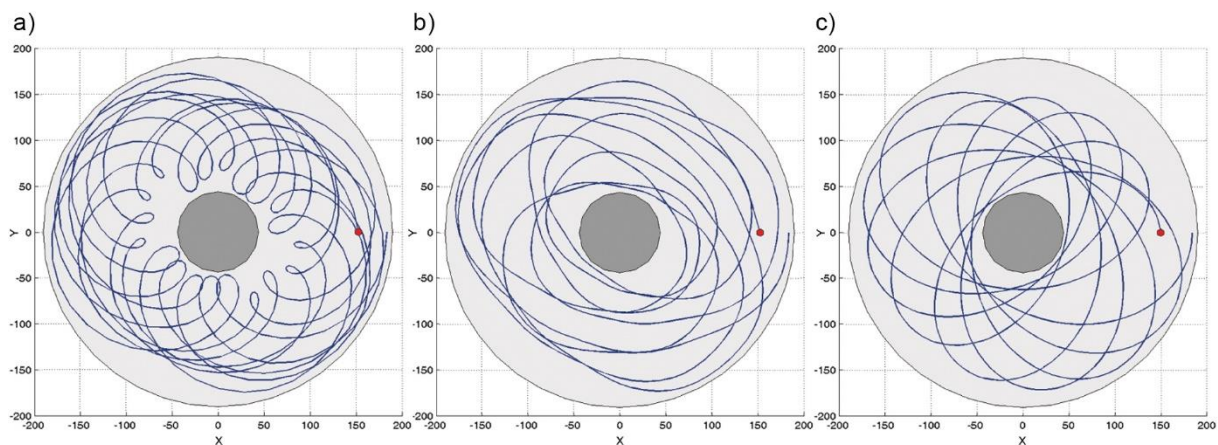
Rys. 6.3. Schemat kinematyczny układu docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego



Rys. 6.4. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=1$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$



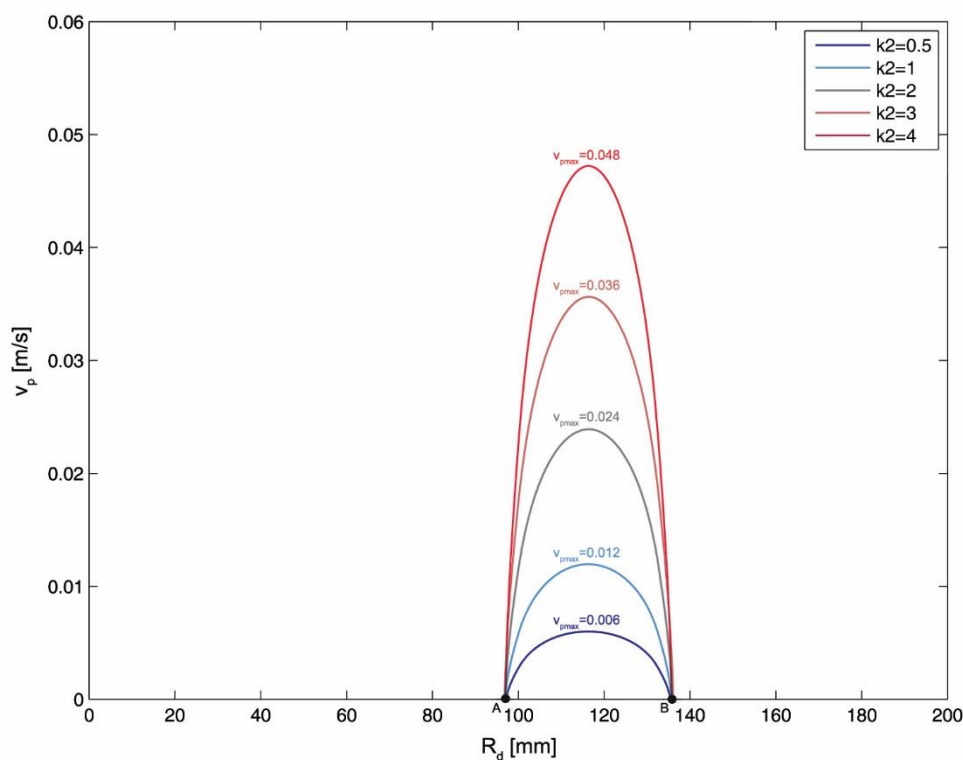
Rys. 6.5. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=2$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$



Rys. 6.6. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=4$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$

Na rys. 6.4-6.6 pokazano wpływ parametru k_2 na kształt trajektorii dla różnych wartości parametru k_1 . Symulacje przeprowadzono dla pierścienia prowadzącego poruszającego się ruchem posuwisto-zwrotnym z punktu $A=(97,0)$ do punktu $B=(137,0)$, dla jednego badanego punktu P oddalonego od środka pierścienia prowadzącego o odległość $r=50$ mm. Założono, że czas symulacji t , podobnie jak w przypadku symulacji układu standardowego wynosi 60 sekund. Zmiana parametrów k_1 i k_2 powoduje szeroki zakres zmian kształtów trajektorii ziaren ściernych. Ścieżki cykloidalne, które były tworzone w standardowym układzie docierania, ulegają skracaniu, wydłużeniu i przesuwaniu. W przypadku, gdy w czasie jednego obrotu tarczy docierającej pierścień prowadzący wykona dwa ruchy posuwisto-zwrotne ($k_2=2$), to kształt wygenerowanych ścieżek jest identyczny jak w układzie konwencjonalnym docierania jednotarczowego (rys. 5.2, 5.4 i 5.5), a ich środki symetrii są przesunięte o odległość d równą odległości, jaką pokonuje pierścień prowadzący (rys. 6.5).

Rozkład prędkości pierścienia prowadzącego v_p w funkcji promienia docieraka R_d dla różnych wartości parametru k_2 pokazano na rys. 6.7. Obliczenia przeprowadzono dla parametru $k_1=7/9$. Zauważyć można, że pierścień prowadzący osiąga prędkość maksymalną v_{pmax} na środku odległości $d=40$ mm, po której się porusza (dla $R_d=117$ mm). Ponadto zwiększając parametr k_2 proporcjonalnie zwiększa się prędkość maksymalna pierścienia prowadzącego v_{pmax} .



Rys. 6.7. Rozkład prędkości pierścienia prowadzącego v_p w funkcji promienia R_d w układzie docierania z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego dla różnych wartości parametru k_2 ($d=40$ mm, $k_1=7/9$)

W optymalizacji parametrów kinematycznych docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego założono, że poszukiwana jest wartość maksymalna równomierności zużycia U dla parametru k_1 w przedziale od $-25/9$ do $25/9$ oraz parametru k_2 w przedziale od $0,5$ do 4 . Algorytm optymalizacji ma więc postać:

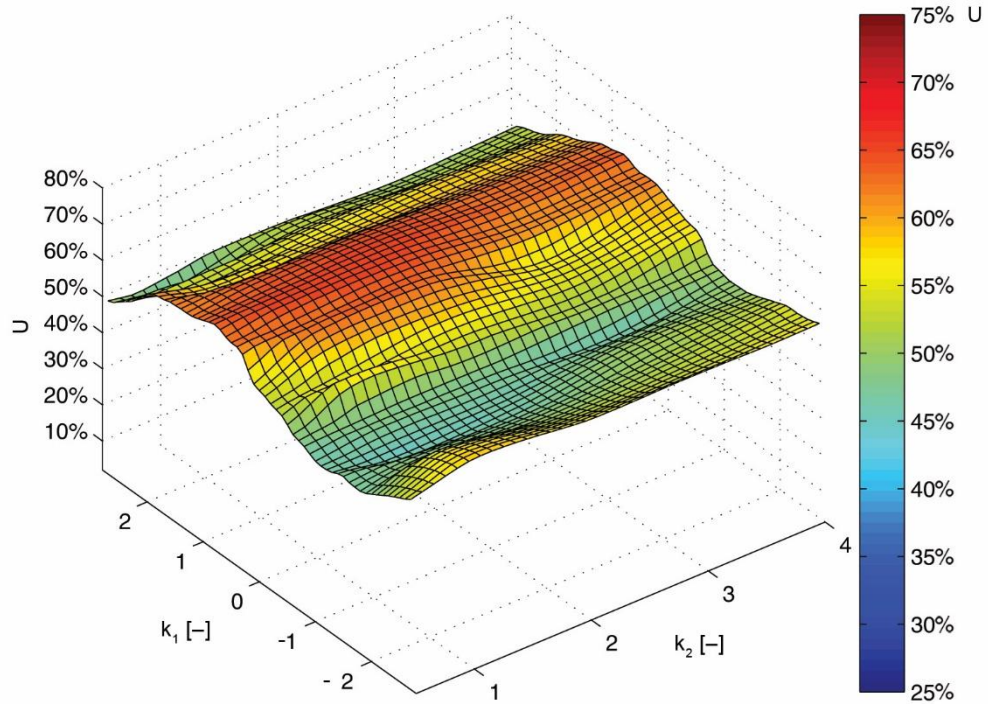
$$\max(U(k_1, k_2)) \quad (6.13)$$

Symulacje i obliczenia równomierności zużycia U przeprowadzono dla tych samych wartości parametru k_1 co dla optymalizacji parametrów w układzie standardowym docierania jednotarczowego oraz dla wartości parametru k_2 równych odpowiednio $0,5$; 1 ; 2 ; 3 oraz 4 . Ponadto wyniki symulacji (dodatek E) zostały interpolowane funkcjami sklejanymi, co pozwoliło na dokładniejsze przedstawienie i określenie zależności pomiędzy parametrami k_1 i k_2 . Otrzymane wyniki przedstawiono na rys. 6.8 w postaci widoku ogólnego oraz powierzchniowego wykresu izolinii. Na ich podstawie sformułowano wniosek, że podobnie jak w standardowym układzie kinematycznym najbardziej równomierne zużycie tarczy docierającej ma miejsce, gdy parametr k_1 mieści się w przedziale od $0,5$ do 1 . Co więcej, zmiana prędkości ruchu promieniowego pierścienia prowadzącego v_p powoduje niewielkie zmiany równomierności zużycia U .

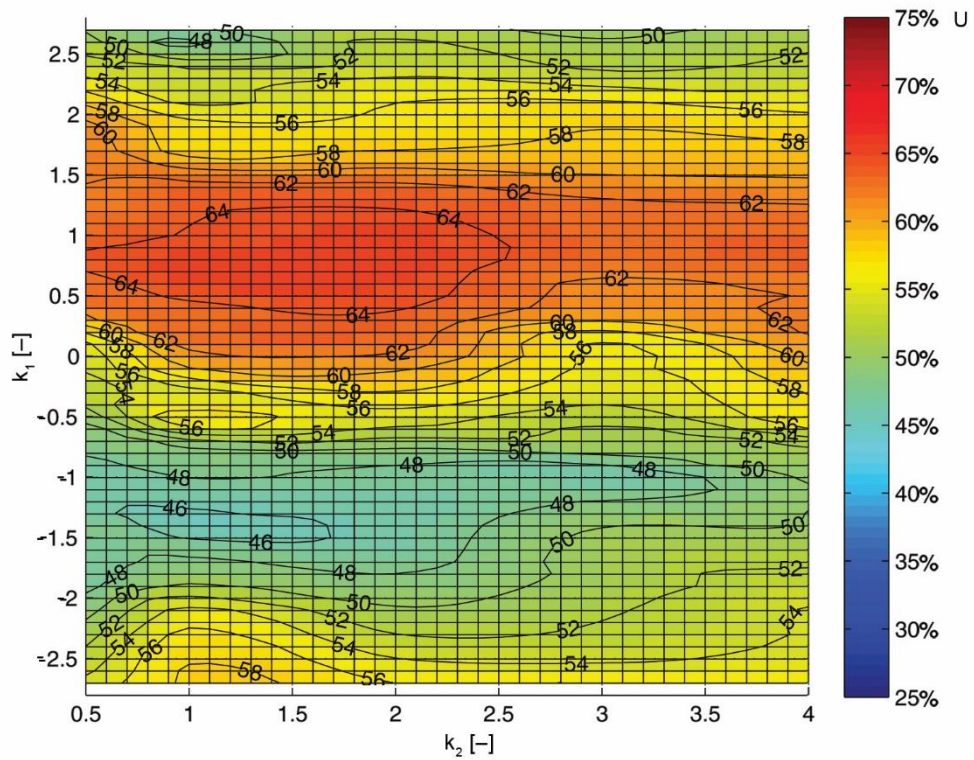
Na kolejnym wykresie (rys. 6.9) przedstawiono wpływ parametru k_1 na równomierności zużycia U dla stosunku okresu ruchu posuwisto-zwrotnego do okresu ruchu obrotowego tarczy docierającej równego $k_2=2$. Kształt tego wykresu nie różni się znacząco od wykresu równomierności zużycia dla układu standardowego (rys. 5.14), jednak wartości parametru U są wyższe. Największą równomierność zużycia równą $U=65,22\%$ uzyskano, gdy stosunek prędkości obrotowych pierścienia prowadzącego i tarczy docierającej wynosi $k_1=7/9$. Natomiast najmniej korzystne warunki ($U<50\%$) można zaobserwować, gdy pierścień prowadzący wykonuje ruch obrotowy przeciwbieżny do tarczy docierającej, a stosunek ich prędkości k_1 mieści się w przedziale od -1 do -2 .

Na rys. 6.10 przedstawiono rozkład zużycia tarczy docierającej w układzie docierania jednotarczowego z dodatkowym ruchem promieniowym pierścienia prowadzącego dla parametrów wybranych jako najbardziej korzystne ($k_1=7/9$, $k_2=2$). Na wykresie zużycia w funkcji promienia R_d zaobserwować można, że największe zużycie tarczy docierającej podobnie jak w układzie standardowym występuje bliżej promienia wewnętrznego narzędzia R_{dw} . Najmniejsze zużycie zaobserwować można natomiast na skraju tarczy, a w szczególności na średnicy zewnętrznej narzędzia R_{dz} . Wyniki przedstawiono również na wykresie powierzchniowym tarczy docierającej. Obliczona średnia wartość zużycia docieraka dla przyjętych parametrów wynosi $H_{sr}=0,070$ (wielkość bezwymiarowa), natomiast odchylenie standardowe zużycia równe jest $S_d=0,024$. Równomierność zużycia tarczy docierającej U jest o $6,4\%$ większa niż w układzie standardowym. Poprawa wyniku jest rezultatem docierania w dwóch skrajnych położeniach pierścienia prowadzącego $R_{dmin}=97$ mm oraz $R_{dmax}=137$ mm. Czas, w jakim pierścień znajduje się w obu tych położeniach jest identyczny.

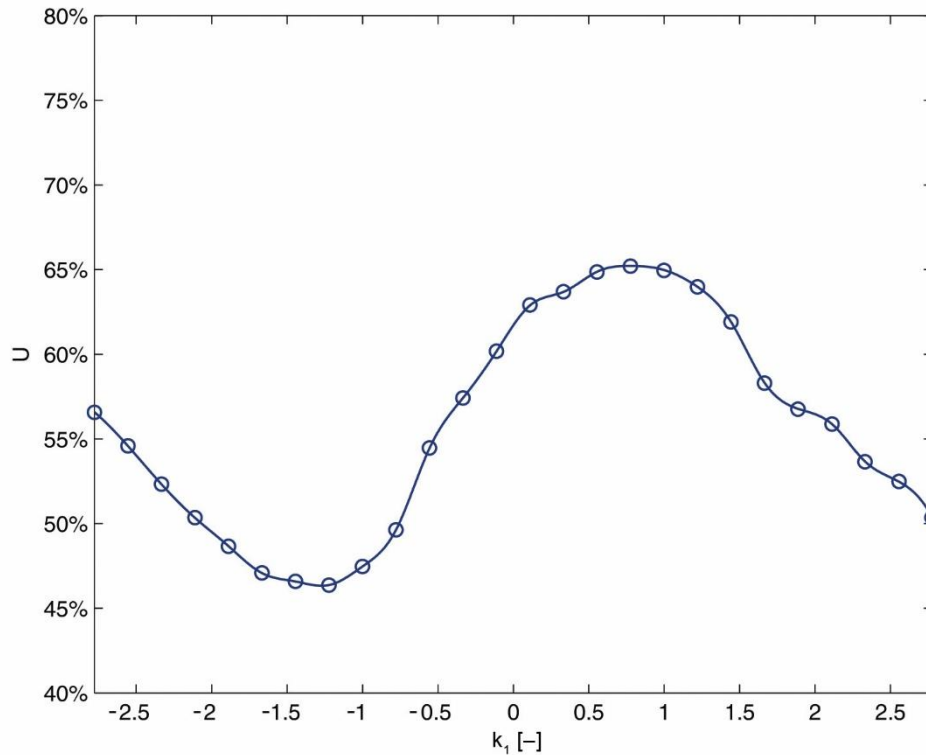
a)



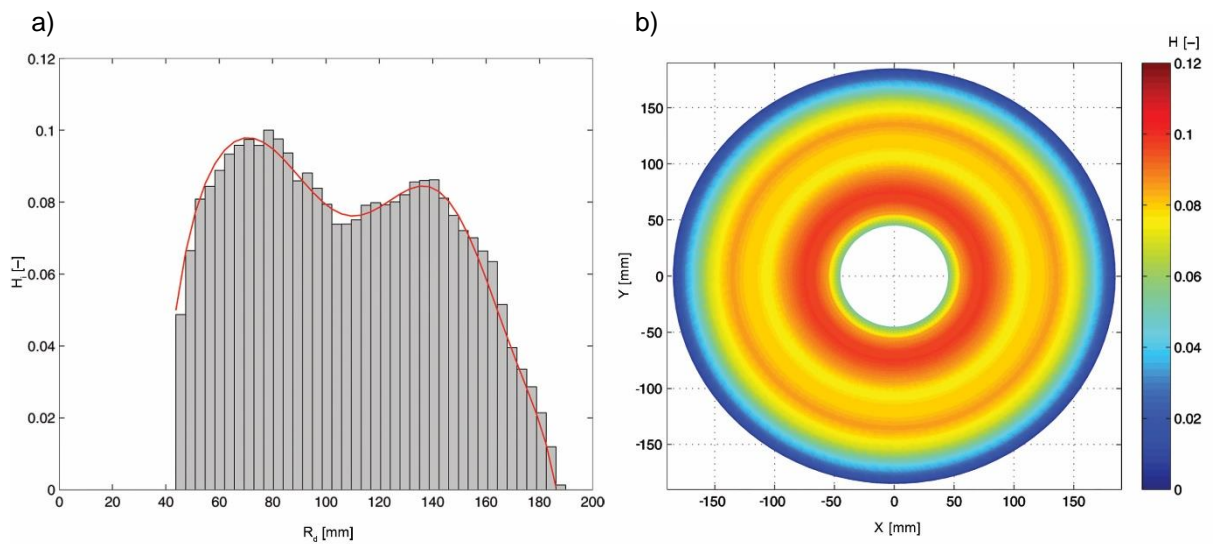
b)



Rys. 6.8. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 oraz parametru k_2 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego, 1000 losowych ziarn ściernych, czas symulacji $t=60$ s: a) widok ogólny, b) wykres izolinii



Rys. 6.9. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego dla $k_2=2$ (1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s)



Rys. 6.10. Zużycie narzędzia w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego dla parametrów $k_1=7/9$ oraz $k_2=2$ (1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s): a) w funkcji promienia R_d , b) rozkład zużycia tarczy docierającej

6.4. Układ docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego

Schemat układu kinematycznego docierania jednotarczowego z ruchem złożonym pierścienia prowadzącego wzdłuż siecznej tarczy docierającej przedstawiono na rys. 6.11. Założono, że pierścień prowadzący oprócz ruchu obrotowego wykonuje ruch posuwisto-zwrotny pomiędzy punktami A i B znajdującymi się na siecznej tarczy docierającej. Odległość siecznej od środka tarczy docierającej wynosi R_0 . Położenie pierścienia prowadzącego na tarczy docierającej jest określone przez wektor \bar{R} , który zmienia wartość w czasie.

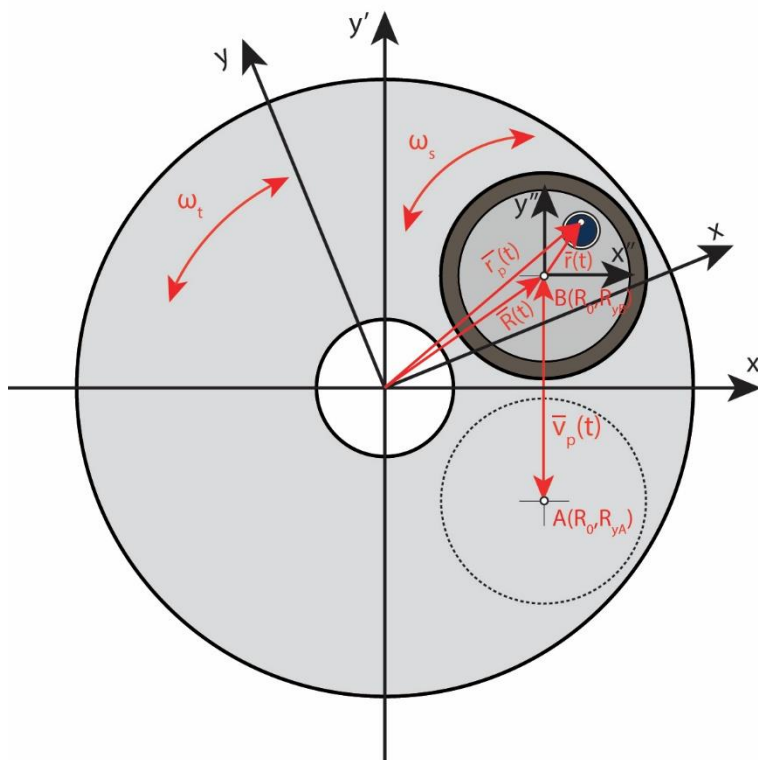
Zasada wyznaczania równań kinematycznych jest identyczna jak w przypadku układu docierania jednotarczowego z dodatowym ruchem promieniowym pierścienia prowadzącego. Ze względu na zmianę kierunku ruchu posuwisto-zwrotnego pierścienia prowadzonego zmianie ulegają zależności 6.9 i 6.10, a więc:

$$\dot{x}_p = \ddot{x}_p \cdot \cos(\omega_s \cdot t) + \ddot{y}_p \cdot \sin(\omega_s \cdot t) + R_0 \quad (6.14)$$

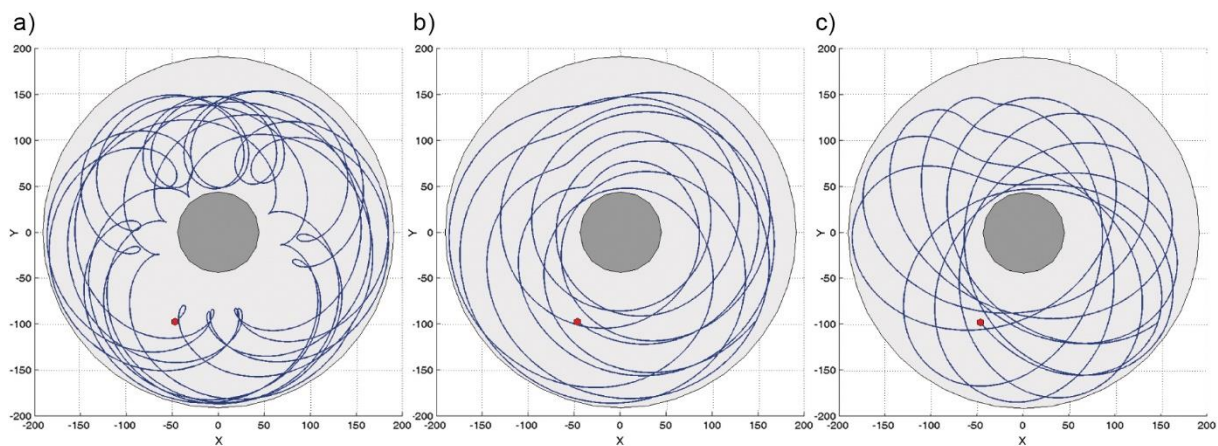
$$\dot{y}_p = -\ddot{x}_p \cdot \sin(\omega_s \cdot t) + \ddot{y}_p \cdot \cos(\omega_s \cdot t) + \Delta R(t) \quad (6.15)$$

Podobnie jak dla pozostałych układów, prędkość względna v analizowanego punktu P określona jest jako pochodna przemieszczenia po czasie:

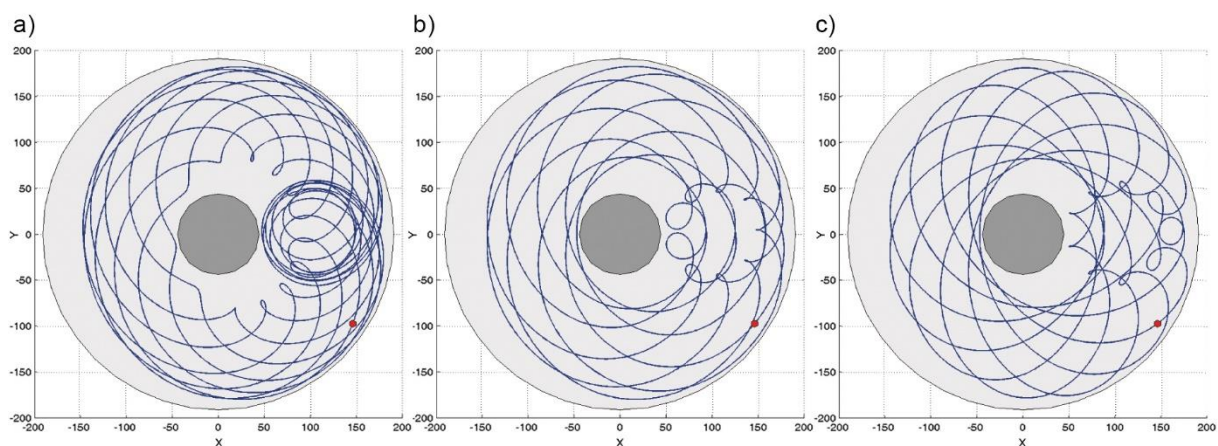
$$v = \frac{d\left(\sqrt{x_p^2 + y_p^2}\right)}{dt} \quad (6.16)$$



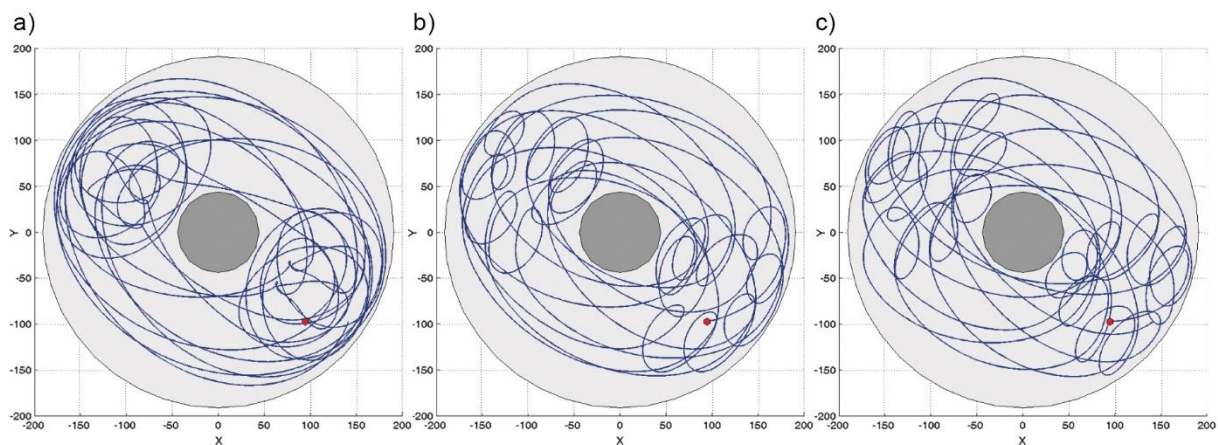
Rys. 6.11. Schemat kinematyczny układu docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego



Rys. 6.12. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=1$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$



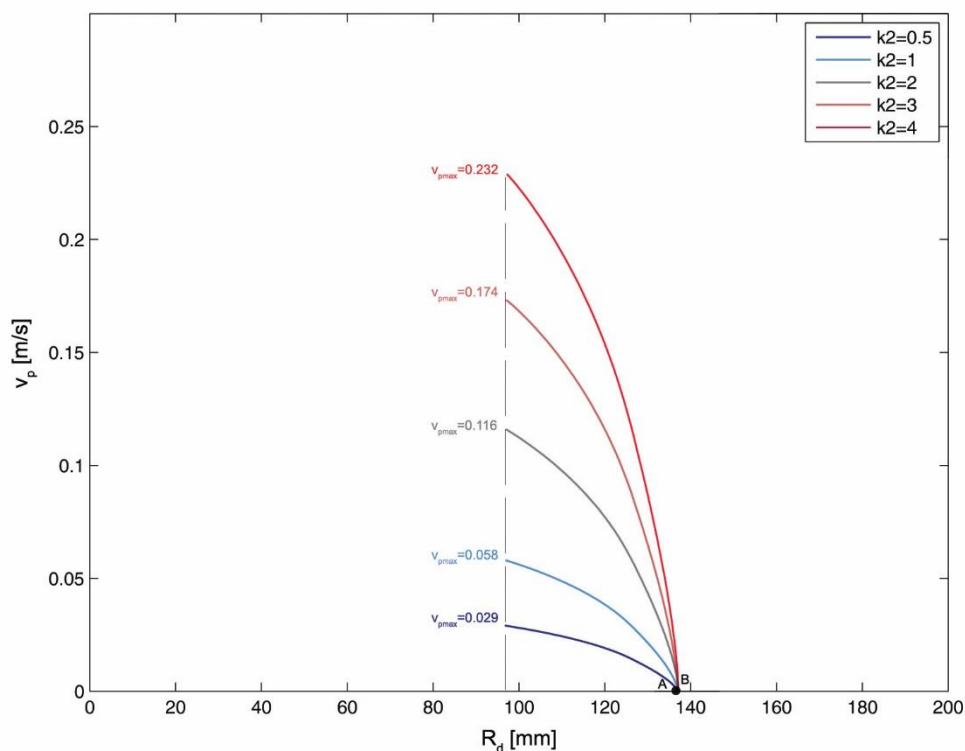
Rys. 6.13. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=2$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$



Rys. 6.14. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=4$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$

Na rys. 6.12-6.14 pokazano wpływ parametru k_2 na kształt trajektorii dla różnych wartości parametru k_1 . W celu porównania układu docierania jednotarczowego z dodatkowym ruchem siecznym pierścienia prowadzącego z innymi układami, w dalszych symulacjach przyjęto, że przemieszczenie pierścienia wzdłuż promienia tarczy docierającej jest jednakowe jak dla układu promieniowego i wynosi $\Delta R_d=40$ mm. Symulacje przeprowadzono dla pierścienia prowadzącego poruszającego się ruchem posuwisto-zwrotnym z punktu $A=(97,97)$ do punktu $B=(97,-97)$, dla jednego badanego punktu P oddalonego od środka pierścienia prowadzącego o odległość $r=50$ mm. Czas symulacji t wynosił 60 sekund. Zauważono, że podobnie jak dla układu promieniowego zmiana parametrów k_1 i k_2 powoduje szeroki zakres zmian kształtów trajektorii ziaren ściernych. Ścieżki cykloidalne ulegają skracaniu, wydłużeniu i przesuwaniu. Ponadto zwiększanie współczynnika k_2 powoduje powstawanie miejscowych zagęszczeń ścieżek na tarczy docierającej (rys. 6.14).

Rozkład prędkości pierścienia prowadzącego v_p w funkcji promienia docieraka R_d dla różnych wartości parametru k_2 pokazano na rys. 6.15. Obliczenia przeprowadzono dla parametru $k_1=7/9$. Pierścień prowadzący osiąga prędkość maksymalną v_{pmax} na środku odległości, po której się porusza (pomiędzy punktami A i B), w momencie w którym przesunięty jest maksymalnie do środka tarczy docierającej ($R_d=97$ mm). Ponadto zwiększając parametr k_2 proporcjonalnie zwiększa się prędkość maksymalna pierścienia prowadzącego v_{pmax} .



Rys. 6.15. Rozkład prędkości pierścienia prowadzącego v_p w funkcji promienia R_d w układzie docierania z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego dla różnych wartości parametru k_2 ($d=194$ mm, $k_1=7/9$)

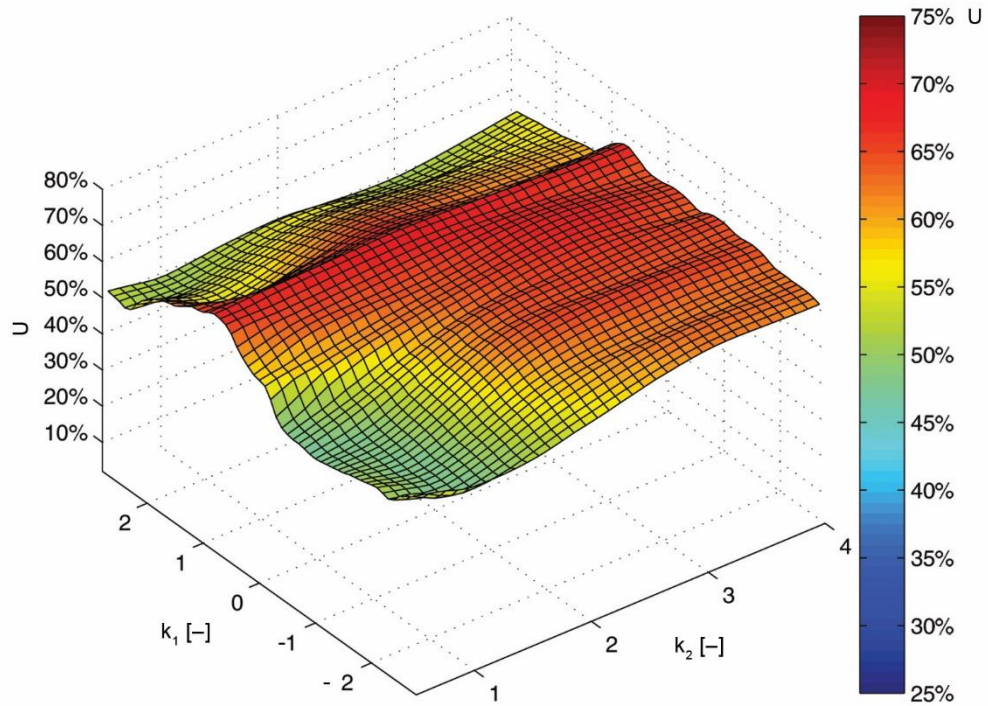
W optymalizacji parametrów kinematycznych docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego założono, że poszukiwana jest wartość maksymalna równomierności zużycia U dla parametru k_1 w przedziale od $-25/9$ do $25/9$ oraz k_2 w przedziale od $0,5$ do 4 . Algorytm optymalizacji ma postać identyczną jak dla układu promieniowego i opisany jest zależnością 6.13.

Symulacje i obliczenia równomierności zużycia U przeprowadzono dla tych samych wartości parametrów k_1 i k_2 co dla optymalizacji w układzie docierania z ruchem promieniowym pierścienia prowadzącego. W celu dokładniejszego przedstawienia i określenia zależności pomiędzy parametrami k_1 i k_2 , wyniki symulacji (dodatek F) również zostały interpolowane funkcjami sklejanymi. Wyniki symulacji przedstawiono na rys. 6.16. Podobnie jak w układzie standardowym oraz „promieniowym” najbardziej równomierne zużycie tarczy docierającej ma miejsce, gdy parametr k_1 mieści się w przedziale od $0,5$ do 1 . Najmniejszą równomierność zużycia ($U < 50\%$) otrzymano dla ruchu przeciwbieżnego pierścienia prowadzącego i tarczy docierającej ($k_1 < 0$) oraz dla parametru $k_2 < 2$. Zauważono również, że zwiększanie prędkości ruchu posuwisto-zwrotnego pierścienia prowadzącego wzdłuż siecznej powoduje zwiększenie równomierności zużycia. Znaczący wzrost można zaobserwować, gdy parametr k_1 jest mniejszy od zera.

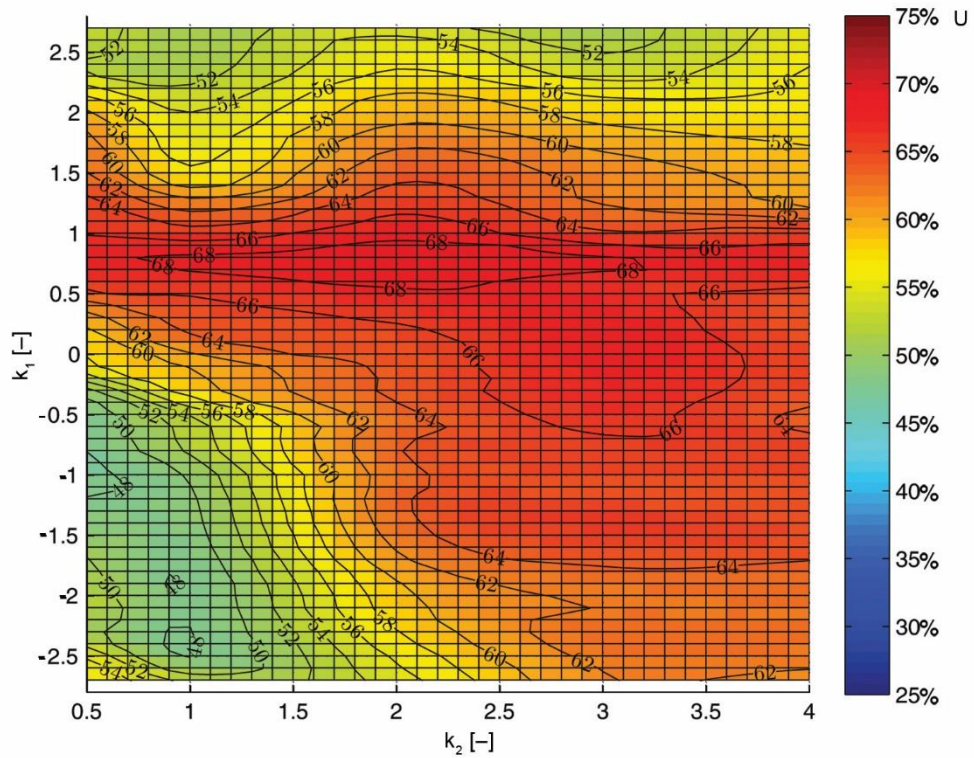
Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem siecznym pierścienia prowadzącego oraz dla parametru opisującego relację ruchu posuwisto-zwrotnego i ruchu obrotowego tarczy docierającej równego $k_2 = 2$ pokazano na rys. 6.17. Z wykresu odczytać można, że największa równomierność zużycia ($U = 69,47\%$) ma miejsce, gdy stosunek prędkości obrotowych pierścienia prowadzącego i tarczy docierającej wynosi $k_1 = 7/9$. Natomiast zarówno zmniejszanie i zwiększanie parametru k_1 powoduje prawie liniowy spadek równomierności zużycia U .

Rozkład zużycia tarczy docierającej w układzie docierania jednotarczowego z ruchem siecznym pierścienia prowadzącego dla parametrów wybranych jako najbardziej korzystnych ($k_1 = 7/9$, $k_2 = 2$) przedstawiono na rys. 6.18. Wyniki przedstawiono w funkcji promienia R_d oraz na wykresie powierzchniowym tarczy docierającej. Przeprowadzone symulacje wskazują znaczącą poprawę równomierności zużycia w porównaniu do ruchu standardowego i promieniowego. Największe zużycie tarczy docierającej występuje nadal bliżej promienia wewnętrznego narzędzia R_{dw} . Różnica pomiędzy wielkością zużycia na promieniu wewnętrznym narzędzia R_{dw} oraz promieniu zewnętrznym narzędzia R_{dz} jest jednak zdecydowanie mniejsza. Wartość średnia zużycia docieraka dla przyjętych parametrów wynosi $H_{sr} = 0,070$, natomiast odchylenie standardowe zużycia równe jest $S_{\sigma} = 0,021$. Ponadto równomierność zużycia tarczy docierającej U jest o prawie 11% większa niż w układzie standardowym. Podobnie jak w ruchu promieniowym, poprawa wyniku jest rezultatem docierania w dwóch położeniach skrajnych pierścienia prowadzącego ($R_{dmin} = 97$ mm oraz $R_{dmax} = 137$ mm). Jednak w porównaniu do ruchu promieniowego czas w jakim pierścień prowadzący znajduje się na promieniu $R_{dmax} = 137$ mm jest zdecydowanie dłuższy (rys. 6.15).

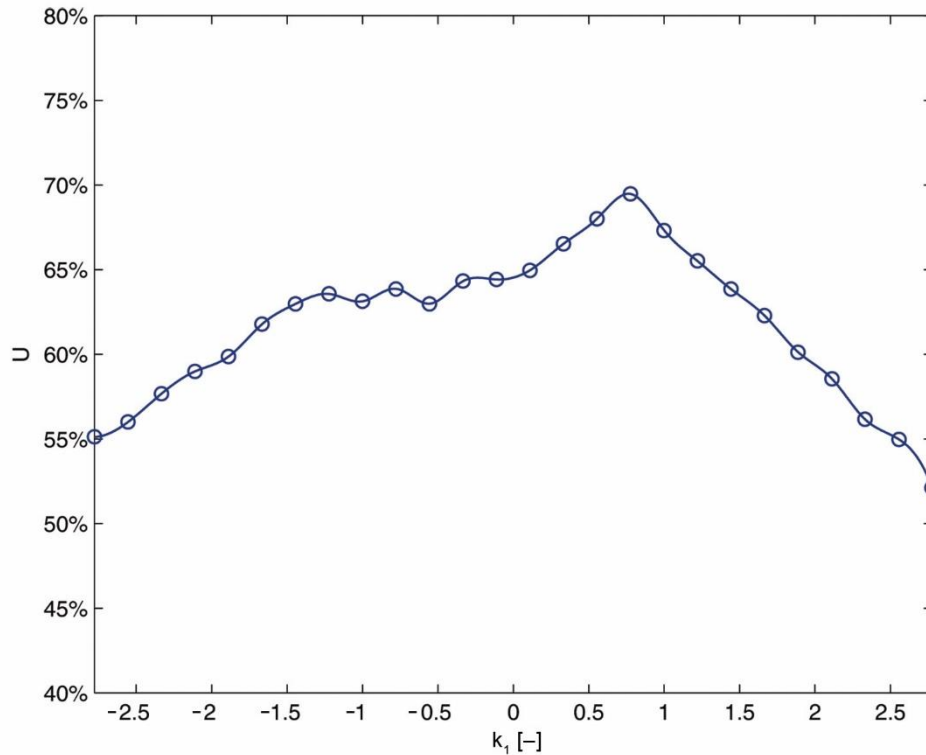
a)



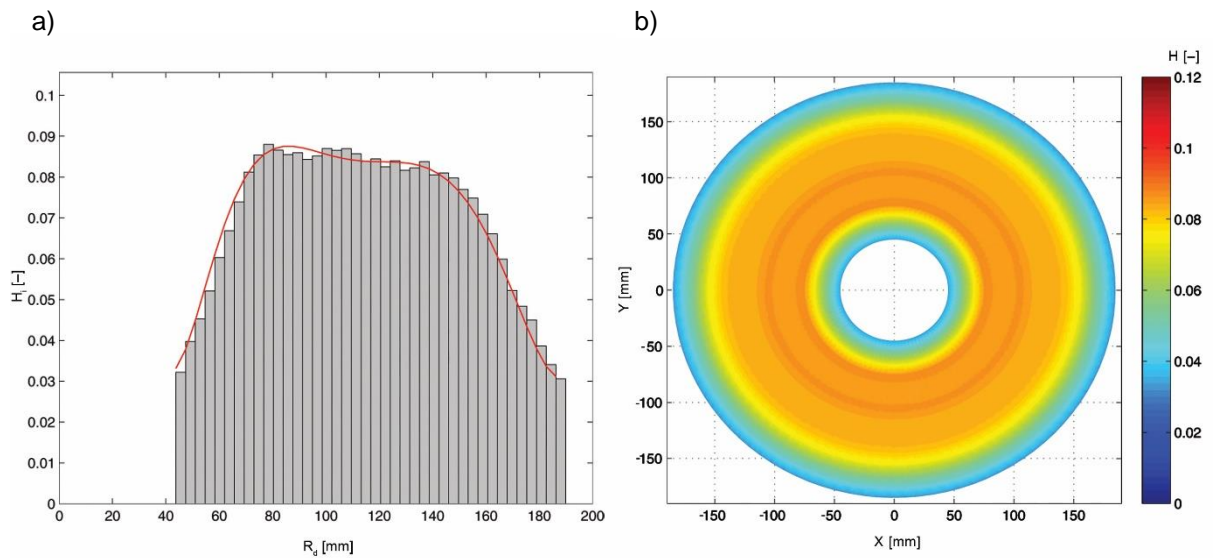
b)



Rys. 6.16. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 oraz parametru k_2 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego (1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s): a) widok ogólny, b) wykres izolinii



Rys. 6.17. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego dla $k_2=2$, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s



Rys. 6.18. Zużycie narzędzia w układzie docierania jednotarczowego z ruchem siecznym pierścienia prowadzącego dla parametrów $k_1=7/9$ oraz $k_2=2$, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s: a) w funkcji promienia tarczy docierającej R_d , b) rozkład zużycia tarczy docierającej

6.5. Układ docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego

Schemat układu kinematycznego docierania jednotarczowego z ruchem wahadłowym pierścienia prowadzącego przedstawiono na rys. 6.19. Założono, że pierścień prowadzący oprócz ruchu obrotowego wykonuje ruch wahadłowy pomiędzy punktami A i B i wokół punktu C. Pierścień pokonuje odległość d , którą można wyznaczyć ze wzoru:

$$d = \frac{\pi \cdot r_w \cdot \alpha_w}{180} \quad (6.17)$$

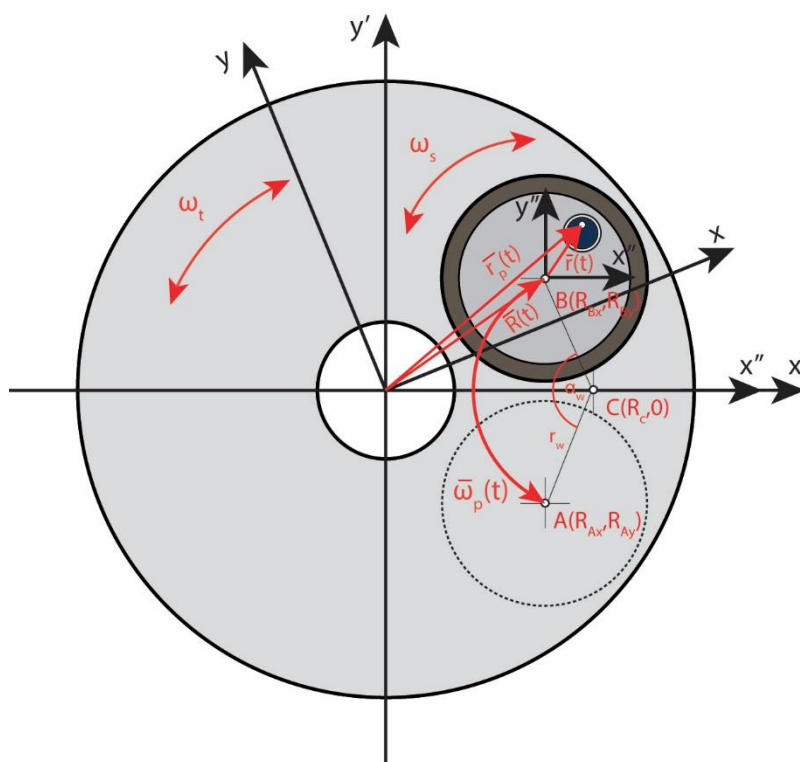
gdzie:

- r_w – promień obrotu środka separatora wokół punktu C,
- α_w – kąt obrotu środka separatora wokół punktu C.

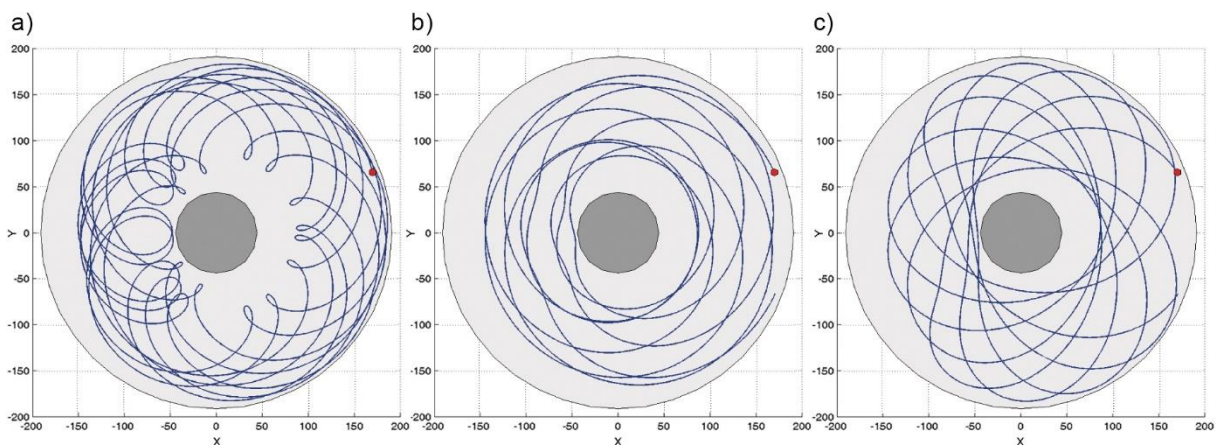
Położenie pierścienia prowadzącego na tarczy docierającej jest określone przez wektor \bar{R} , który zmienia wartość w czasie. Zasada wyznaczania równań kinematycznych jest identyczna jak w przypadku układu docierania jednotarczowego z ruchem promieniowym pierścienia prowadzącego. Ze względu na zmianę kierunku ruchu dodatkowego pierścienia prowadzonego zmianie ulegają zależności 6.9 i 6.10, które teraz mają postać:

$$x_p' = x_p'' \cdot \cos(\omega_s \cdot t) + y_p'' \cdot \sin(\omega_s \cdot t) + \Delta R_x(t) \quad (6.18)$$

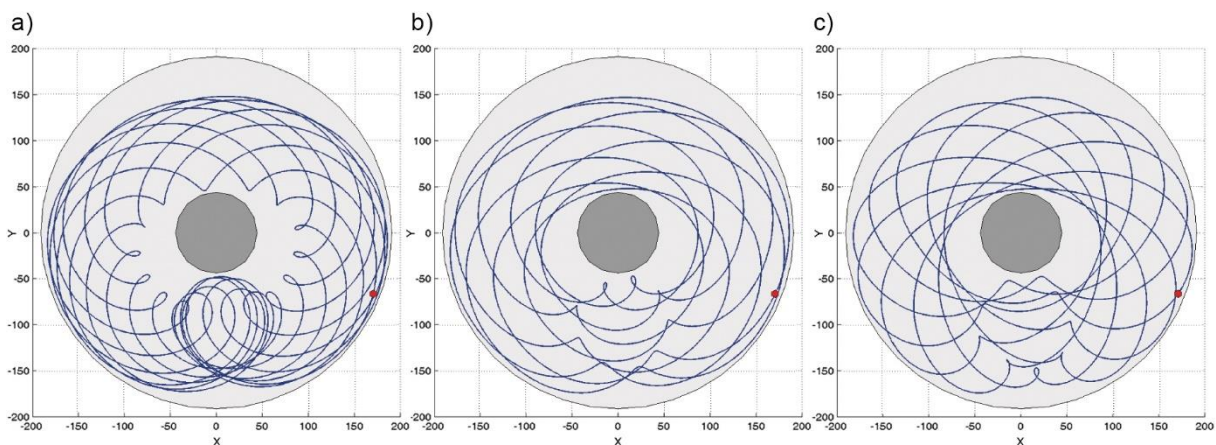
$$y_p' = -x_p'' \cdot \sin(\omega_s \cdot t) + y_p'' \cdot \cos(\omega_s \cdot t) + \Delta R_y(t) \quad (6.19)$$



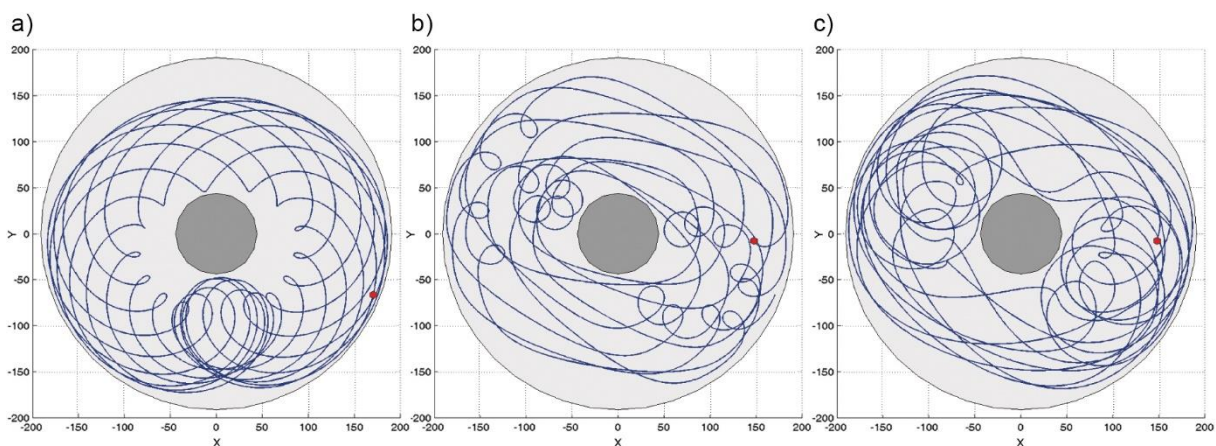
Rys. 6.19. Schemat kinematyczny układu docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego



Rys. 6.20. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=1$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$



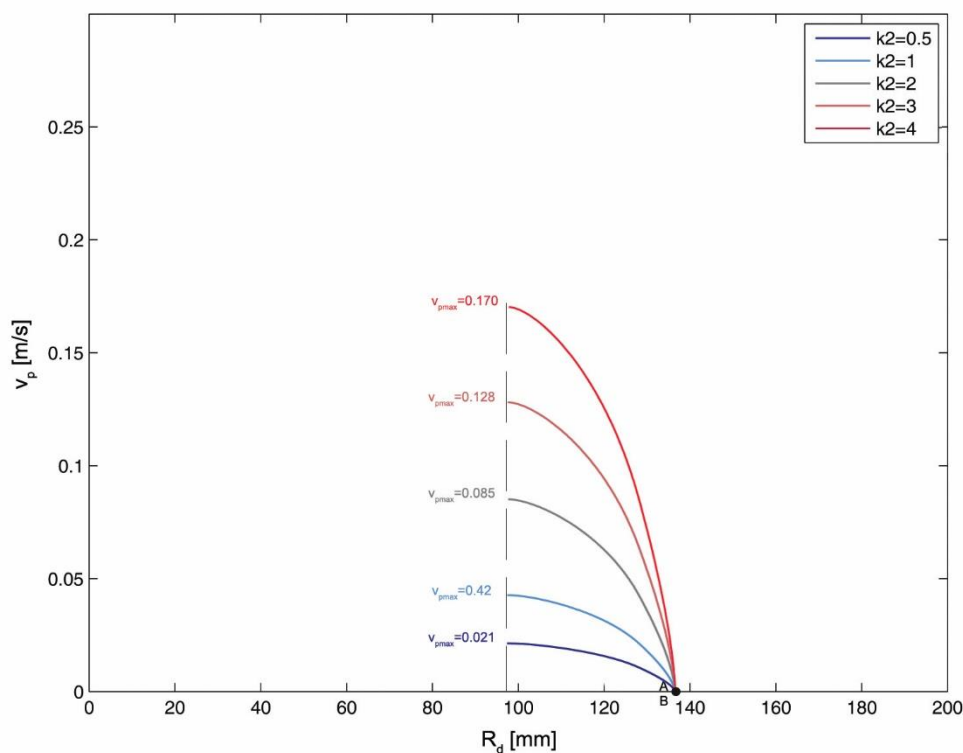
Rys. 6.21. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=2$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$



Rys. 6.22. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=4$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$

Wpływ parametru k_2 na kształt trajektorii dla różnych wartości parametru k_1 w układzie wahadłowym pokazują rys. 6.20-6.22. W celu porównania układu wahadłowego docierania jednotarczowego z innymi układami przyjęto, że przemieszczenie pierścienia wzdłuż promienia tarczy docierającej jest identyczne jak dla innych układów ($\Delta R_d=40$ mm). Symulacje przeprowadzono dla pierścienia prowadzącego poruszającego się ruchem wahadłowym z punktu $A=(120,66)$ do punktu $B=(120,-66)$ i obracającego się wokół punktu $C(203,0)$, dla jednego badanego punktu P oddalonego od środka pierścienia prowadzącego o odległość $r=50$ mm. Czas symulacji wynosił 60 sekund. Ścieżki cykloidalne, które ulegają skracaniu, wydłużaniu i przesuwaniu w zależności od parametrów k_1 i k_2 mają kształt podobny do ścieżek wygenerowanych dla układu z ruchem siecznym pierścienia prowadzącego. Podobnie również, zwiększanie współczynnika k_2 powoduje powstawanie miejscowych zagęszczeń na tarczy docierającej (rys. 6.22).

Rozkład prędkości pierścienia prowadzącego v_p w funkcji promienia docieraka R_d dla różnych wartości parametru k_2 pokazano na rys. 6. 23. Obliczenia przeprowadzono dla parametru $k_1=7/9$. Pierścień prowadzący osiąga prędkość maksymalną v_{pmax} na środku odległości, po której się porusza (pomiędzy punktami A i B). Środek tej odległości przesunięty jest do środka tarczy docierającej ($R_d=97$ mm). Ponadto zwiększając parametr k_2 proporcjonalnie zmniejsza się prędkość maksymalna pierścienia prowadzącego.



Rys. 6.23. Rozkład prędkości pierścienia prowadzącego v_p w funkcji promienia R_d w układzie docierania z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego dla różnych wartości parametru k_2 ($d=142,68$ mm, $k_1=7/9$)

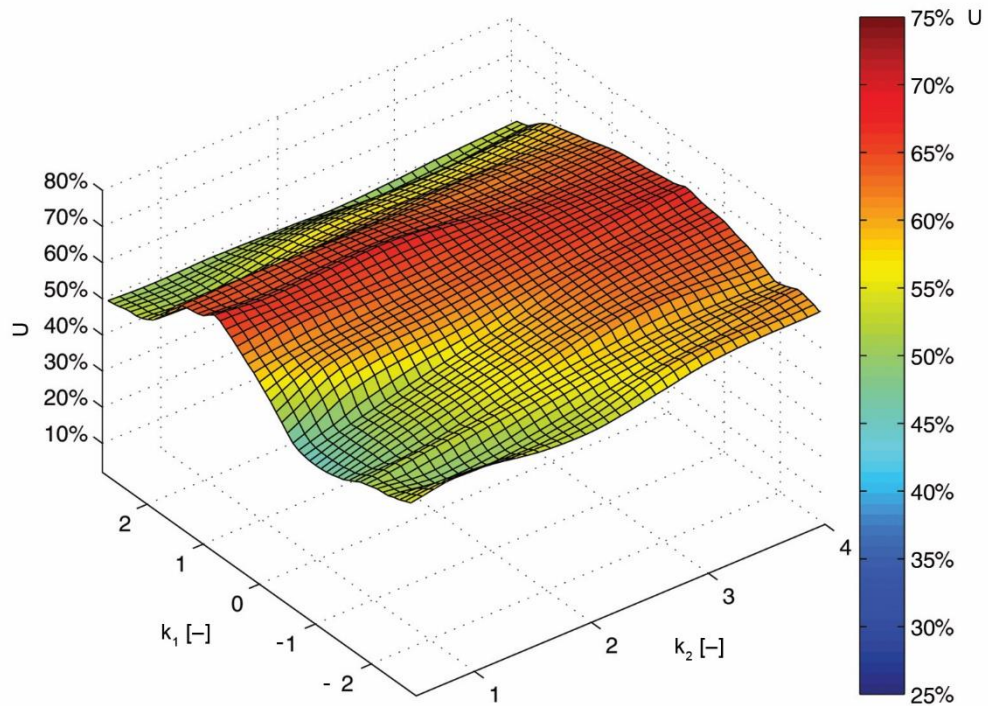
Optymalizacja parametrów kinematycznych docierania jednotarczowego z ruchem wahadłowym pierścienia prowadzącego polegała na poszukiwaniu wartości maksymalnej równomierności zużycia U dla parametru k_1 w przedziale od $-25/9$ do $25/9$ oraz k_2 w przedziale od $0,5$ do 5 . Podobnie jak dla innych układów niekonwencjonalnych docierania algorytm optymalizacji opisany jest zależnością 6.13.

Analogicznie jak w przeprowadzonej optymalizacji parametrów kinematycznych pozosałych układów docierania, w celu dokładniejszego przedstawienia i określenia zależności pomiędzy parametrami k_1 i k_2 , wyniki symulacji (Dodatek G) zostały interpolowane funkcjami sklejanymi, a następnie przedstawiono na rys. 6.24. Najbardziej równomierne zużycie tarczy docierającej ma miejsce, gdy wartość parametru k_1 mieści się w przedziale od $0,5$ do 1 . Podobnie jak w ruchu siecznym, najmniejszą równomierność zużycia ($U < 50\%$) uzyskano dla ruchu przeciwbieżnego pierścienia prowadzącego i tarczy docierającej ($k_1 < 0$) oraz dla parametru $k_2 < 2$. Zwiększanie prędkości ruchu wahadłowego pierścienia prowadzącego powoduje zwiększenie równomierności zużycia. Największy wzrost zauważalny jest dla parametru $k_1 < 0$.

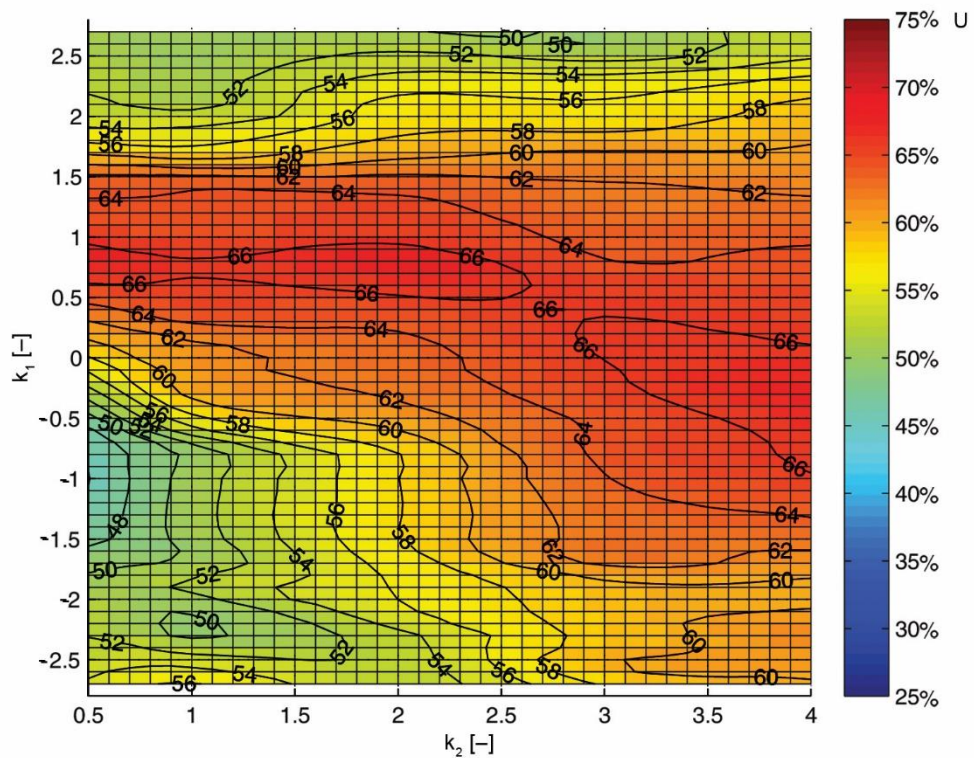
Na rys. 6.25 przedstawiono wpływ parametru k_1 na równomierności zużycia U dla przyjętego parametru $k_2 = 2$. Kształt tego wykresu nie różni się od wykresu równomierności zużycia dla układu siecznego (rys. 6.17). Największą równomierność zużycia $U = 67,67\%$ uzyskano tak jak w pozostałych układach kinematycznych dla parametrów $k_1 = 7/9$. Zmniejszanie i zwiększanie parametru k_1 powoduje w przybliżeniu liniowy spadek równomierności zużycia U .

Wyniki zużycia w funkcji promienia R_d oraz na wykresie powierzchniowym tarczy docierającej w układzie docierania jednotarczowego z ruchem wahadłowym pierścienia prowadzącego oraz dla parametrów wybranych jako optymalne ($k_1 = 7/9$, $k_2 = 2$) przedstawiono na rys. 6.26. Z przeprowadzonych symulacji wynika znacząca poprawa równomierności zużycia w porównaniu do układu standardowego i promieniowego oraz niewielkie pogorszenie w stosunku do ruchu siecznego. Tak jak w innych układach, największe zużycie tarczy docierającej występuje bliżej promienia wewnętrznego narzędzia R_{dw} . Różnica pomiędzy wielkością zużycia na promieniu wewnętrznym narzędzia R_{dw} oraz promieniu zewnętrznym narzędzia R_{dz} jest jednak mniejsza niż w układzie standardowym. Dla przyjętych parametrów obliczono wartość średnią zużycia docieracza $H_{sr} = 0,069$ oraz odchylenie standardowe $S_d = 0,022$. Ponadto równomierność zużycia tarczy docierającej U jest o prawie 9% większa niż w układzie standardowym. Analogicznie jak w pozostałych układach, poprawa wyniku jest rezultatem przemieszczenia pierścienia do pozycji skrajnych $R_{dmin} = 97$ mm oraz $R_{dmax} = 137$ mm. Jednak w porównaniu do ruchu siecznego czas w jakim pierścień prowadzący znajduje się na promieniu $R_{dmin} = 97$ mm jest dłuższy (rys. 6.23).

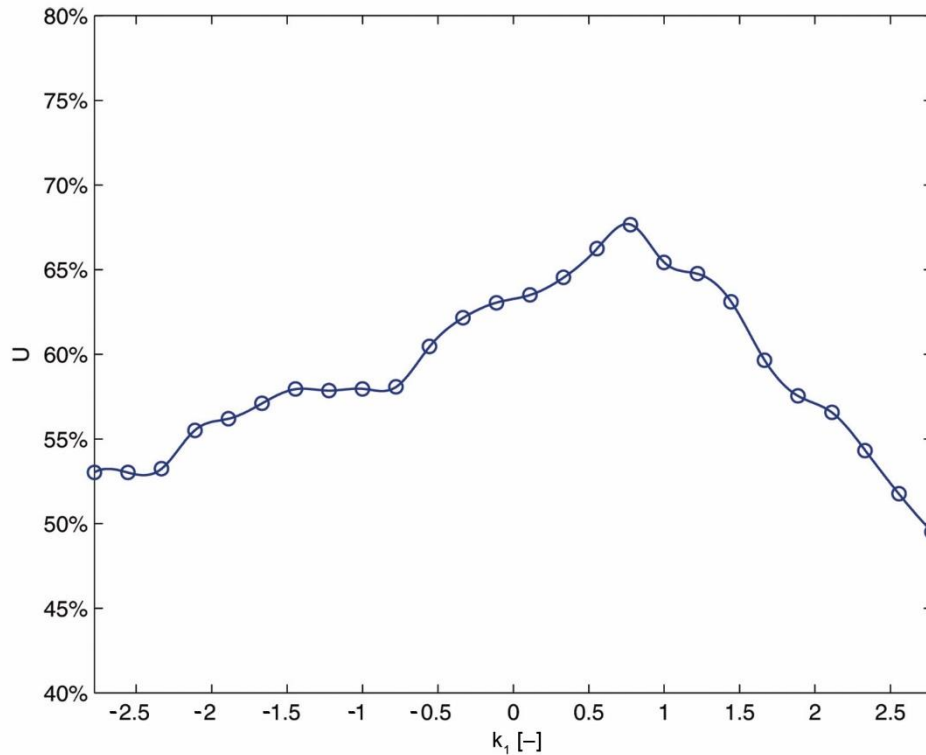
a)



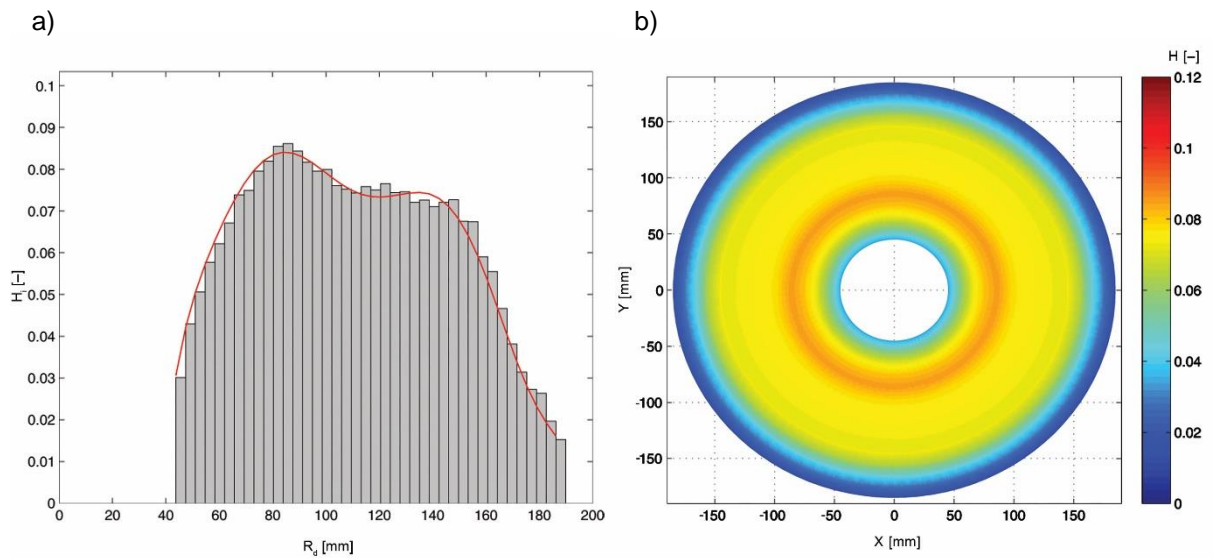
b)



Rys. 6.24. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 oraz parametru k_2 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego (1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s): a) widok ogólny, b) wykres izolinii



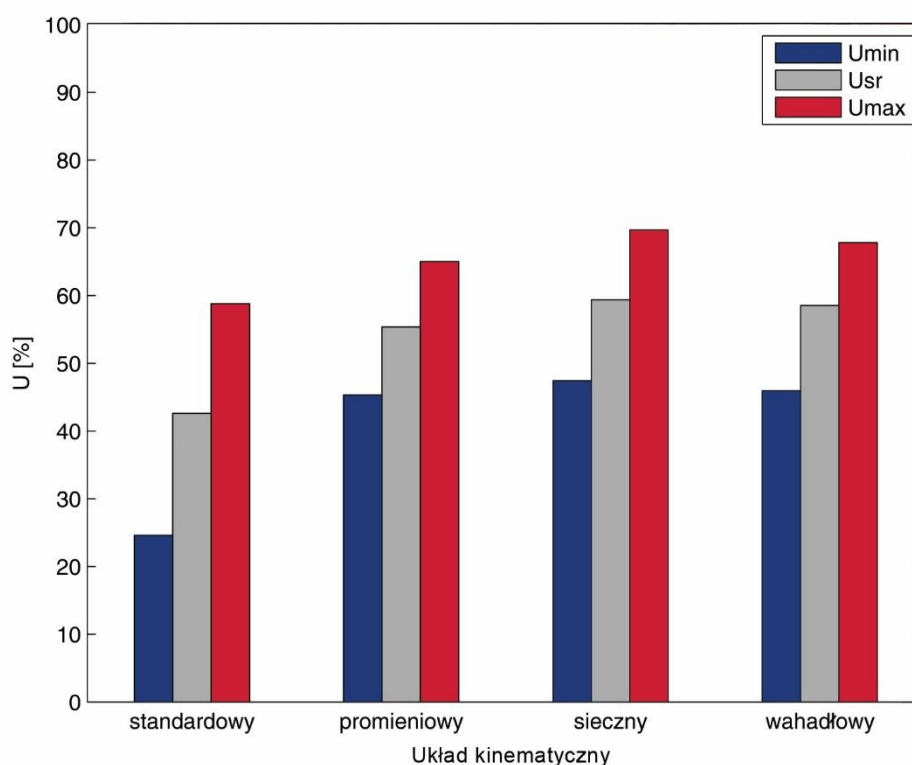
Rys. 6.25. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego dla $k_2=2$, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s



Rys. 6.26. Zużycie narzędzia w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego dla parametrów dla parametrów $k_1=7/9$ oraz $k_2=2$, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s: a) w funkcji promienia R_d , b) rozkład zużycia tarczy docierającej

6.6. Porównanie niekonwencjonalnych układów docierania jednotarczowego z układem standardowym

Na rys. 6.27 przedstawiono wyniki obliczeń równomierności zużycia tarczy docierającej U w postaci średnich arytmetycznych oraz wartości maksymalnych i minimalnych, uzyskanych podczas symulacji układów docierania jednotarczowego. We wszystkich niekonwencjonalnych układach zaobserwować można zarówno wzrost równomierności średniej U_{sr} , jak i wzrost wartości maksymalnych U_{max} . Ponadto we wszystkich tych układach minimalna wartość parametru U była wyższa niż wartość średnia równomierności zużycia w układzie z kinematyką standardową. Wprowadzenie ruchu promieniowego pierścienia prowadzącego spowodowało średni wzrost równomierności zużycia U_{sr} o około 12,76% w stosunku do standardowego układu docierania. Natomiast wprowadzenie ruchu siecznego pierścienia prowadzącego spowodowało średni wzrost równomierności zużycia U_{sr} o około 16,76% w stosunku do standardowego układu docierania i około 4% w stosunku do układu z ruchem promieniowym. Ponadto w ruchu siecznym obliczono najbardziej korzystne parametry, dla których uzyskano $U_{max}=69,47\%$. Wartość minimalna U_{min} w tym układzie wynosiła 47,43%. W układzie z ruchem wahadłowym średnia równomierność zużycia U_{sr} wzrosła o około 14,9% w stosunku do standardowego układu docierania i była mniejsza o 0,86% niż w układzie siecznym.

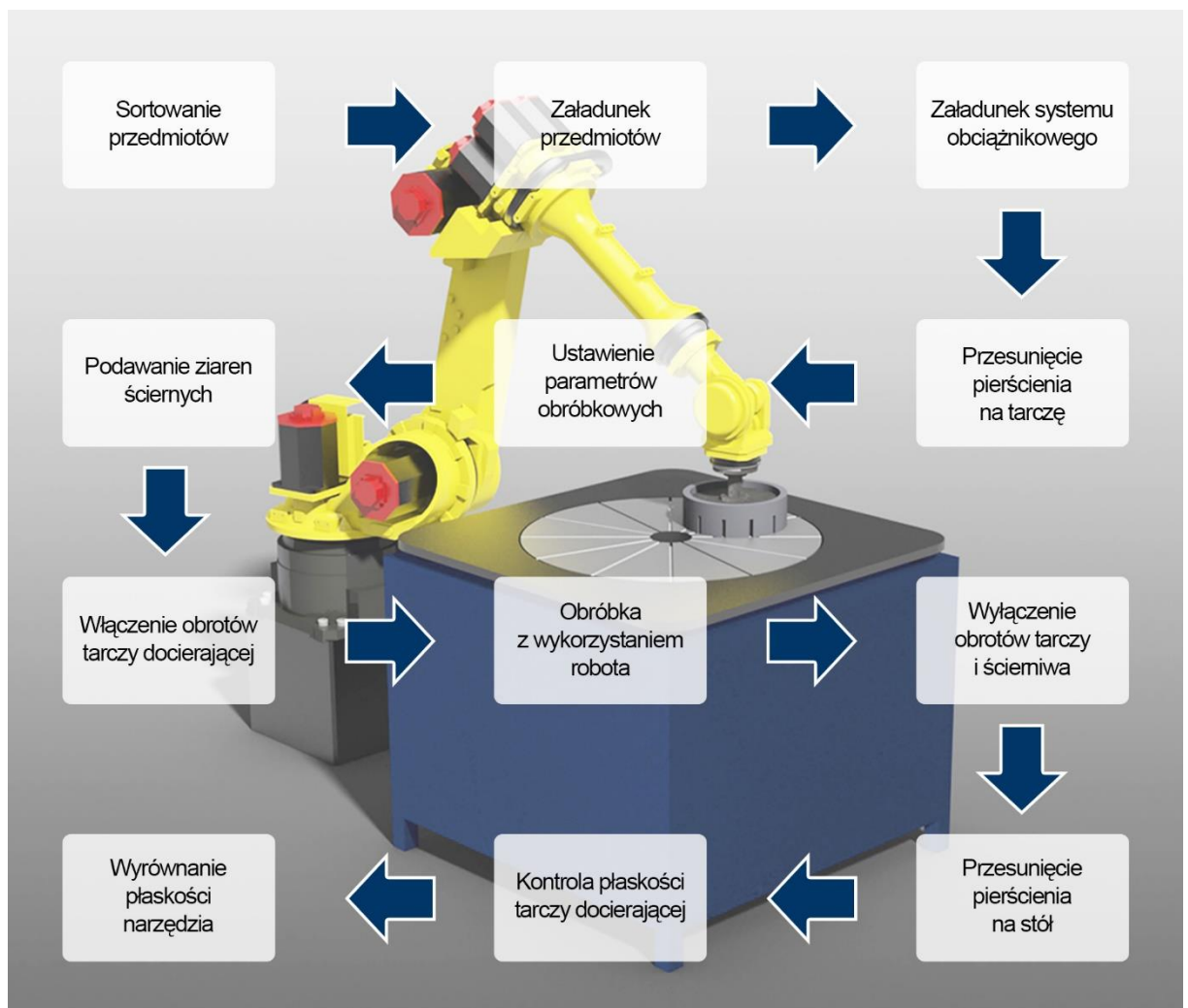


Rys. 6.27. Porównanie równomierności zużycia standardowego i niekonwencjonalnych układów docierania jednotarczowego

7. ROBOTYZACJA SYSTEMU DOCIERANIA JEDNOTARCZOWEGO

7.1. Opis koncepcji zrobotyzowanego systemu docierania

Po dokładnej analizie ofert producentów obrabiarek do powierzchni płaskich nie udało się znaleźć rozwiązania, w którym przedmioty obrabiane lub pierścienie prowadzące z przedmiotami poruszane byłyby przez dodatkowy mechanizm w czasie obróbki. Wykonanie takiego uniwersalnego mechanizmu mogłoby być skompilowane, a w niektórych przypadkach niemożliwe. Zakładając, że przedmioty miałyby poruszać się po dowolnych ścieżkach na powierzchni tarczy docierającej, najłatwiejszym rozwiązaniem może być wykorzystanie robota przemysłowego. Roboty wykorzystywane są obecnie w docieraniu jedynie jako podajniki przedmiotów do strefy obróbki. Jednak dzięki zastosowaniu robota, który porusza efektor z punktu w punkt, można by sterować trajektorią pierścienia prowadzącego i stosować dowolną kinematykę docierania. Koncepcja oraz zasada działania zautomatyzowanego systemu docierania jednotarczowego z wykorzystaniem robota przemysłowego została przedstawiona na rysunku 7.1.



Rys. 7.1. Koncepcja systemu docierania z wykorzystaniem robota

W rozwiązaniu założono możliwość sterowania położeniem i prędkością pierścienia prowadzącego na tarczy docierającej w celu kontrolowania jej płaskości. Automatyzacja procesu docierania jednotarczowego dotyczy również kontrolowania siły docisku, podawania ścierniwa oraz szybkiego załadunku i rozładunku obrabiarki. W pierwszej kolejności procesy przedmioty obrabiane są sortowane na stole podawczym, a następnie przenoszone do separatora znajdującego się w pierścieniu prowadzącym. W kolejnym kroku następuje załadunek systemu obciążnikowego pobieranego z magazynu. Następnie pierścień chwytny przez robota przesuwany jest na powierzchnię tarczy docierającej. Po ustawieniu parametrów obróbkowych tj. czasu obróbki, prędkości obrotowej tarczy docierającej n_t oraz uruchomieniu podawania ścierniwa, włączane są obroty tarczy. Następuje obróbka z wykorzystaniem robota, który kontroluje położenie pierścienia i napędza go z prędkością obrotową n_s . Po procesie docierania, wyłączeniu obrotów i podawania ścierniwa, robot przesuwa pierścień na stół, a obrobione przedmioty spadają do pojemnika z gotowymi wyrobami. Ostatnim krokiem może być sprawdzenie płaskości tarczy oraz jej ewentualne wyrównanie.

Jednym z kroków podczas projektowania zautomatyzowanego systemu docierania jest dobór odpowiedniego robota przemysłowego. To zagadnienie jest istotne z uwagi na różnorodność robotów oraz ich rozbudowaną specyfikację. W dalszej części rozdziału określono parametry oraz wybrano robota, który spełni powyższe wymagania. W tym celu zastosowano jedną z wielokryterialnych metod rozwiązywania problemów decyzyjnych MCDM (ang. Multi Criteria Decision Making).

7.2. Dobór robota do zrobotyzowanego systemu docierania jednotarczowego

7.2.1. Parametry robotów przemysłowych

Ostatnie dokonania branży technologicznej przyczyniły się do coraz częstszego zastosowania robotów w procesach wytwarzania. Wiodącymi producentami manipulatorów na rynku są KUKA (Niemcy), ABB (Szwajcaria), Comau (Włochy), Fanuc (Japonia) i Kawasaki (Japonia). Wybór robota zależy w głównej mierze od jego przeznaczenia. Na podstawową specyfikację robotów przemysłowych składają się następujące elementy:

- liczba osi,
- rodzaj sterowania,
- rodzaj napędu,
- dopuszczalne obciążenie [kN],
- całkowita masa robota [kg]
- obszar roboczy [m^3],
- powierzchnia robocza [m^2],
- zakres ruchu poszczególnych złączy [rad],
- prędkość maksymalna poszczególnych złączy [rad/s],
- powtarzalność zapewniająca dokładność ruchu [mm],
- temperatura w obszarze roboczym [$^{\circ}C$],
- zalecana względna wilgotność [%],
- dodatkowe wyposażenie i inne.

Istnieje szereg robotów o określonym przeznaczeniu. Natomiast różne zastosowania robotów wymagają odpowiedniego doboru parametrów. Przykładowo, przy operacjach załadunku konieczny jest robot sferyczny, cylindryczny lub robot o złączach obrotowych, mający od czterech do pięciu osi. Robot powinien być wyposażony w sekwencyjny system kontroli lub system PTP (ang. Point to Point). W przypadku dużej masy przenoszonych przedmiotów konieczny jest napęd hydrauliczny. W innym wypadku wystarczający będzie napęd elektryczny. W operacjach montażowych stosowane są roboty kartezyjskie i o złączach obrotowych. Muszą być one wyposażone od trzech do sześciu osi oraz posiadać napęd elektryczny. Wymagany jest także system CP (ang. Continuous Path) lub PTP. Dla procesów wytwarzania odpowiedni będzie robot o złączach obrotowych, o co najmniej pięciu osiach, wyposażony w napęd hydrauliczny lub elektryczny oraz system CP [107].

7.2.2. Metody rozwiązywania problemów decyzyjnych

Z uwagi na bogatą ofertę rynku decyzja dotycząca doboru właściwego robota nie jest łatwa. Ta problematyczna kwestia była przedmiotem licznych badań. Khouja i Booth [108] użyli metody Robust Fuzzy Cluster umożliwiającej wybór robota z najlepiej dobraną specyfikacją w oparciu o parametry użytkowe. Goh, Tung i Cheng [109] opracowali model decyzyjny opierający się na sumie wag i biorący pod uwagę zarówno obiektywne, jak i subiektywne cechy podczas procesu doboru robotów przemysłowych. Rao i Padmanabhan [110] opracowali metody graficzne i macierzowe w celu oszacowania i utworzenia rankingu alternatyw, które miałyby zastosowanie w konkretnej gałęzi przemysłu, bazując przy tym na podobieństwach i różnicach wartości poszczególnych współczynników. Spośród licznych metod MCDA (ang. Multiple-Criteria Decision Analysis) czy MCDM (ang. Multiple-Criteria Decision Making) opracowanych w celu rozwiązania problemów decyzyjnych należy wyróżnić jednak głównie dwa najbardziej popularne algorytmy TOPSIS oraz AHP (ang. Analytic Hierarchy Process).

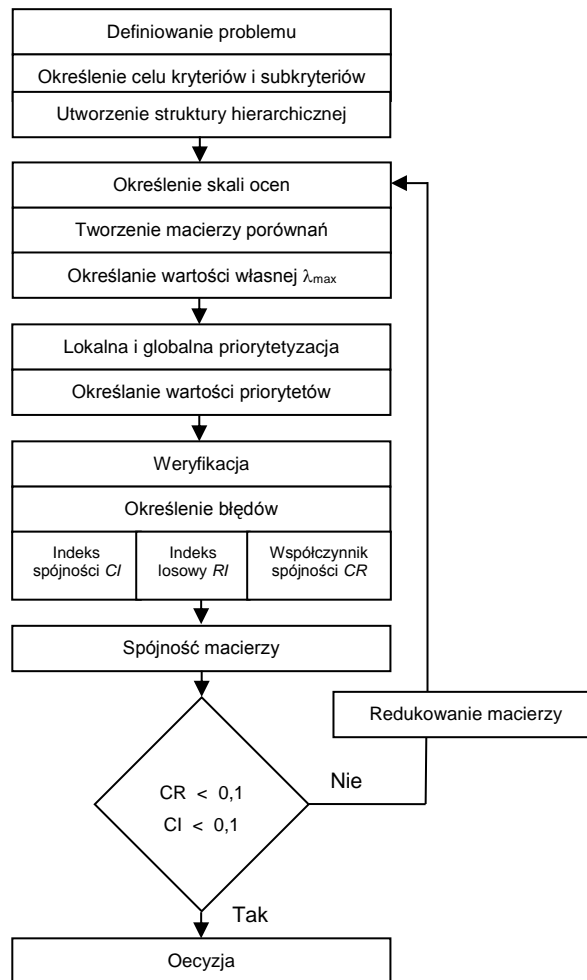
Algorytm TOPSIS został stworzony przez badaczy Hwang oraz Yoon w 1981 roku. Opracowana przez nich metoda rankingowa jest prosta koncepcyjnie i łatwa w zastosowaniu, a jej głównym celem jest określenie wyniku dwóch wektorów: wzorca PIS (ang. Positive Ideal Solution) oraz anty-wzorca NIS (ang. Negative Ideal Solution). Za najkorzystniejsze rozwiązanie uznaje się te, przy którym zauważa się najkrótszy dystans od wzorca PIS i najdalszy dystans od anty-wzorca NIS. Wzorzec PIS zwiększa korzyści i minimalizuje koszty rozwiązania, podczas gdy anty-wzorzec NIS ma działanie przeciwne. Należy uwzględnić przy tym, że wartości atrybutów muszą być numeryczne oraz jednostajnie zwiększać się i zmniejszać, co jest warunkiem zastosowania metody [111].

Metoda AHP opracowana została w 1970 roku przez Thomasa L. Saaty [112]. Rozwiązywanie problemów decyzyjnych przy użyciu tej metody opiera się na ich podziale na czynniki pierwsze: cele, kryteria (subkryteria) oraz alternatywy. Poszczególne części składowe zostają następnie włączone w wielopoziomowy model o hierarchicznej strukturze. W górnej warstwie modelu umieszcza się cele, a główne kryteria, które mogą ulec podziałowi na subkryteria na poziomie pierwszym lub dalszym. Na ostatnim poziomie znajdują się warianty rozwiązań. Kolejnym istotnym elementem metody AHP jest model matematyczny, który oblicza ważność komponentów znajdujących się w strukturze na tym



samym poziomie. Metoda AHP znalazła zastosowanie w obszarach o zróżnicowanym stopniu ryzyka i umożliwia między innymi:

- wybór możliwości (np. wybór robota),
- oszacowanie jakości (np. oprogramowania komputerowego),
- oszacowanie rozwiązań projektowych,
- podejmowanie decyzji finansowych,
- określenie przydatności wyposażenia technicznego.



Rys. 7.2. Algorytm AHP [113]

Ogólny algorytm metody AHP został przedstawiony na rys. 7.2. Pierwszym krokiem jest zdefiniowanie problemu i poszczególnych kryteriów. Następnie dokonuje się porównania par, określa się skalę ocen oraz ocenia się wagi każdego poziomu hierarchii. Kolejnym krokiem jest weryfikacja pod kątem spójności właściwości macierzy. Parametry wskaźnika spójności CI (zależność 7.1) oraz współczynnika spójności CR (zależność 7.2) nie mogą przekroczyć wartości 0,1. Końcowy etap polega na złożeniu wyników w strukturę hierarchiczną [113].

$$CI = \frac{\lambda_{\max} - n}{n - 1} \leq 0,1 \quad (7.1)$$

$$CR = \frac{CI}{RI} \leq 0,1 \quad (7.2)$$

gdzie:

- λ_{\max} – wektor własny,
- n – numer macierzy,
- RI – indeks losowy.

7.2.3. Dobór robota metodą AHP

Ze względu na elastyczność oraz łatwość zastosowania do wyboru robota w koncepcji zautomatyzowanego systemu docierania zastosowano metodę AHP, czyli wielokryterialną metodę hierarchicznej analizy problemów decyzyjnych. Podjęto decyzję o wyborze robota, który spełni określone założenia koncepcji, a selekcję ograniczono do robotów przegubowych o sześciu stopniach swobody, napędzanych przez napęd elektryczny oraz z systemem kontroli ciągłej ścieżki CP lub PTP. Po wstępnej selekcji do dalszej oceny wybrano trzy roboty R1, R2 i R3, których parametry przedstawiono w tabeli 7.1. Problem wyboru robota został podzielony na trzy główne kryteria i dziewięć podkryteriów: właściwości fizyczne (F), waga (F1), całkowita wysokość (F2), specyfikacja (S), obciążenie (S1), prędkość (S2), zasięg (S3), powtarzalność (S4) i koszt (K), koszt zakupu (K1), koszt utrzymania (K2) oraz koszt ubezpieczenia (K3).

Tabela 7.1. Wybrane parametry robotów przemysłowych

| | R1 | R2 | R3 |
|----------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Waga [kg] | 380 | 130 | 280 |
| Wysokość [mm] | 1564 | 1340,5 | 1630 |
| Ładowność [kg] | 16 | 12 | 10 |
| Prędkość [°/s] | | | |
| Złącze 1 | 360 | 360 | 160 |
| Złącze 2 | 210 | 250 | 140 |
| Złącze 3 | 125 | 445 | 160 |
| Złącze 4 | 400 / ∞ | 380 | 330 |
| Złącze 5 | 240 | 380 | 330 |
| Złącze 6 | 800 / ∞ | 720 | 500 |
| Zasięg [mm] | 1550 | 1420 | 1852 |
| Powtarzalność [mm] | 0,04 | 0,08 | 0,10 |
| Koszt zakupu [PLN] | 220 800 | 260 000 | 185 000 |
| Koszt utrzymania [PLN] | 80 000 | 85 000 | 65 000 |
| Koszt ubezpieczenia [PLN] | 40 000 | 20 000 | 35 000 |

Pierwszym krokiem w procedurze AHP jest dokonanie porównań parami pomiędzy poszczególnymi kryteriami. Wyniki porównania są opisane jako wartości całkowite od 1 do 9, gdzie wyższa liczba oznacza, że wybrany czynnik jest uważany za ważniejszy. W ten sposób tworzy się macierz porównań kryterium $N \times N$, gdzie N oznacza liczbę kryteriów. Można zauważyć, że elementy diagonalne macierzy są zawsze równe 1. W kolejnym kroku wartości każdej kolumny i każdego wiersza są sumowane (tabela 7.2). Następnie każdy element macierzy jest dzielony przez sumę odpowiedniej kolumny, a wynik zostaje zapisany w kolejnej macierzy (tabela 7.3). Wagi poszczególnych kryteriów są obliczane poprzez zsumowanie wszystkich elementów każdego wiersza. Na podstawie wagi opracowany jest ranking kryteriów. Można zauważyć, że suma każdej kolumny tabeli 7.3 równa jest 1.

Tabela 7.2. Porównanie parami kryteriów

| | F | S | K | Suma |
|-------------|----------|----------|----------|-------------|
| F | 1,00 | 0,14 | 0,20 | 1,343 |
| S | 7,00 | 1,00 | 3,00 | 11,000 |
| K | 5,00 | 0,33 | 1,00 | 6,333 |
| Suma | 13,00 | 1,48 | 4,20 | |

Tabela 7.3. Wagi oraz ranking poszczególnych kryteriów

| | F | S | K | Waga | Ranking |
|-------------|----------|----------|----------|-------------|----------------|
| F | 0,08 | 0,10 | 0,05 | 0,074 | 3 |
| S | 0,54 | 0,68 | 0,71 | 0,643 | 1 |
| K | 0,38 | 0,23 | 0,24 | 0,283 | 2 |
| Suma | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | |

Poza obliczonymi wagami, należy sprawdzić spójność macierzy. W tym celu konieczne jest wyliczenie wektora własnego macierzy λ_{\max} , który otrzymuje się z sumy iloczynów poszczególnych wag oraz sumy kolumn macierzy porównań. Następnie sprawdzane są warunki (7.3) i (7.4):

$$CI = \frac{3,097 - 3}{3 - 1} = 0,048 \leq 0,1 \quad (7.3)$$

$$CR = \frac{0,048}{0,58} = 0,083 \leq 0,1 \quad (7.4)$$

W ten sam sposób, w jaki obliczane są wagi głównych kryteriów, obliczane są globalne wagi poszczególnych podkryteriów. Natomiast lokalne wagi uzyskuje się przez pomnożenie globalnych wag przez wagę odpowiednich kryteriów. Wyniki obliczeń dla podkryteriów specyfikacji (S) przedstawiono odpowiednio w tabeli 7.4 i 7.5. Wskaźnik spójności CI oraz współczynnika spójności CR zostały sprawdzone w równaniach 7.5 i 7.6.

Tabela 7.4. Porównywanie parami podkryteriów – specyfikacja (S)

| | S1 | S2 | S3 | S4 | Suma |
|-------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------|
| S1 | 1 | 0,20 | 0,33 | 0,14 | 1,68 |
| S2 | 5 | 1 | 1 | 0,2 | 7,20 |
| S3 | 3 | 1 | 1 | 0,33 | 5,33 |
| S4 | 7 | 5 | 3 | 1 | 16 |
| Suma | 16 | 7,20 | 5,33 | 1,68 | |

Tabela 7.5. Wagi oraz ranking poszczególnych podkryteriów – specyfikacja (S)

| | S1 | S2 | S3 | S4 | Waga globalna | Waga lokalna | Ranking |
|-------------|-----------|-----------|-----------|-----------|----------------------|---------------------|----------------|
| S1 | 0,06 | 0,03 | 0,06 | 0,09 | 0,060 | 0,038 | 4 |
| S2 | 0,31 | 0,14 | 0,19 | 0,12 | 0,190 | 0,122 | 2 |
| S3 | 0,19 | 0,14 | 0,19 | 0,20 | 0,178 | 0,115 | 3 |
| S4 | 0,44 | 0,69 | 0,56 | 0,60 | 0,573 | 0,369 | 1 |
| Suma | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 0,643 | |

$$CI = \frac{4,227 - 4}{4 - 1} = 0,076 \leq 0,1 \quad (7.5)$$

$$CR = \frac{0,076}{0,9} = 0,084 \leq 0,1 \quad (7.6)$$

W tabeli 7.6 i 7.7 przedstawiono obliczenia rankingu robotów dla podkryterium powtarzalności (S4). Został on opracowany w ten sam sposób, co wagi podkryteriów.

Tabela 7.6. Pary porównań dla podkryterium powtarzalności (S4)

| | R1 | R2 | R3 | Suma |
|-------------|-----------|-----------|-----------|-------------|
| R1 | 1,00 | 0,14 | 0,20 | 1,343 |
| S | 7,00 | 1,00 | 3,00 | 11,000 |
| K | 5,00 | 0,33 | 1,00 | 6,333 |
| Suma | 13,00 | 1,48 | 4,20 | |

Tabela 7.7. Wagi oraz ranking dla podkryterium powtarzalności (S4)

| | R1 | R2 | R3 | Waga globalna | Waga lokalna | Ranking |
|-------------|-----------|-----------|-----------|----------------------|---------------------|----------------|
| R1 | 0,74 | 0,79 | 0,64 | 0,724 | 0,01779 | 1 |
| R2 | 0,15 | 0,16 | 0,27 | 0,193 | 0,00475 | 2 |
| R3 | 0,11 | 0,05 | 0,09 | 0,083 | 0,00205 | 3 |
| Suma | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 0,025 | |

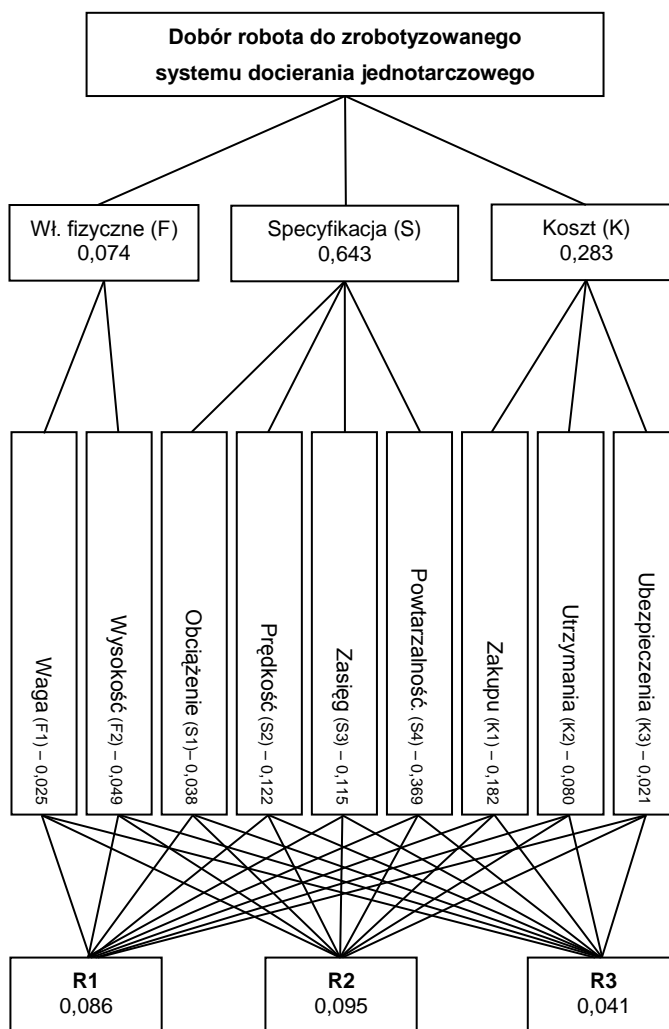


Ponadto podobnie jak w pozostałych obliczeniach sprawdzono spójność macierzy preferencji (warunki 7.1 i 7.2):

$$CI = \frac{3,111-3}{3-1} = 0,056 \leq 0,1 \quad (7.7)$$

$$CR = \frac{0,056}{0,58} = 0,096 \leq 0,1 \quad (7.8)$$

Ostatnim etapem doboru robota metodą AHP jest opracowanie struktury hierarchicznej (rys. 7.3). Wyniki obliczeń dla poszczególnych robotów przedstawiono również w tabeli 7.8. Zauważyć można, że wiodącym kryterium jest specyfikacja, którego waga wynosi 0,643. Natomiast najważniejszym podkryterium jest powtarzalność robota, którego waga wynosi 0,369. W rezultacie do zrobotyzowanego systemu docierania jednotarczowego ustalono następującą kolejność rankingu robotów: R2, R1 i R3.



Rys. 7.3. Struktura hierarchiczna problemu doboru robota

Tabela 7.8. Kryteria i ocena wyboru robota

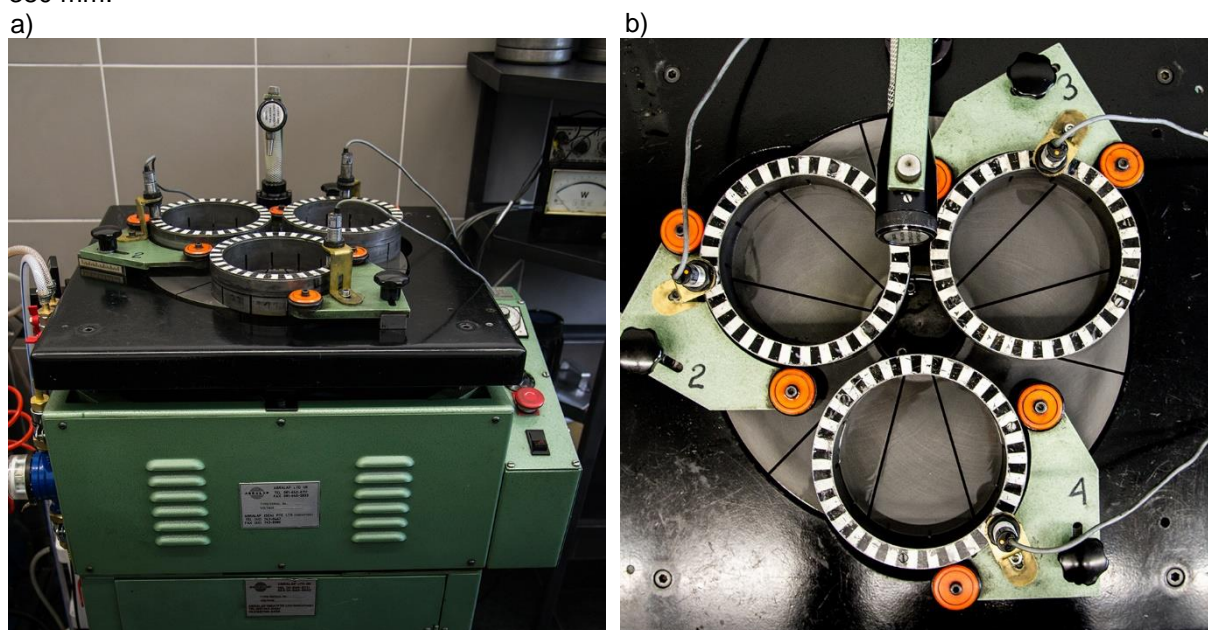
| | R1 | R2 | R3 |
|----------------------------------|-----------|-----------|-----------|
| Waga [kg] | 0,00261 | 0,01557 | 0,00641 |
| Wysokość [mm] | 0,00696 | 0,01582 | 0,00181 |
| Ładowność [kg] | 0,01557 | 0,00641 | 0,00261 |
| Prędkość [rad/s] | 0,01644 | 0,00598 | 0,00217 |
| Zasięg [mm] | 0,00475 | 0,00205 | 0,01779 |
| Powtarzalność [mm] | 0,01779 | 0,00475 | 0,00205 |
| Koszt zakupu [PLN] | 0,00598 | 0,01644 | 0,00217 |
| Koszt utrzymania [PLN] | 0,01118 | 0,01118 | 0,00224 |
| Koszt ubezpieczenia [PLN] | 0,00440 | 0,01685 | 0,00334 |
| Suma | 0,08568 | 0,09505 | 0,04059 |
| Ranking | 2 | 1 | 3 |

8. BADANIA EKSPERYMENTALNE

8.1. Przygotowanie do badań eksperymentalnych

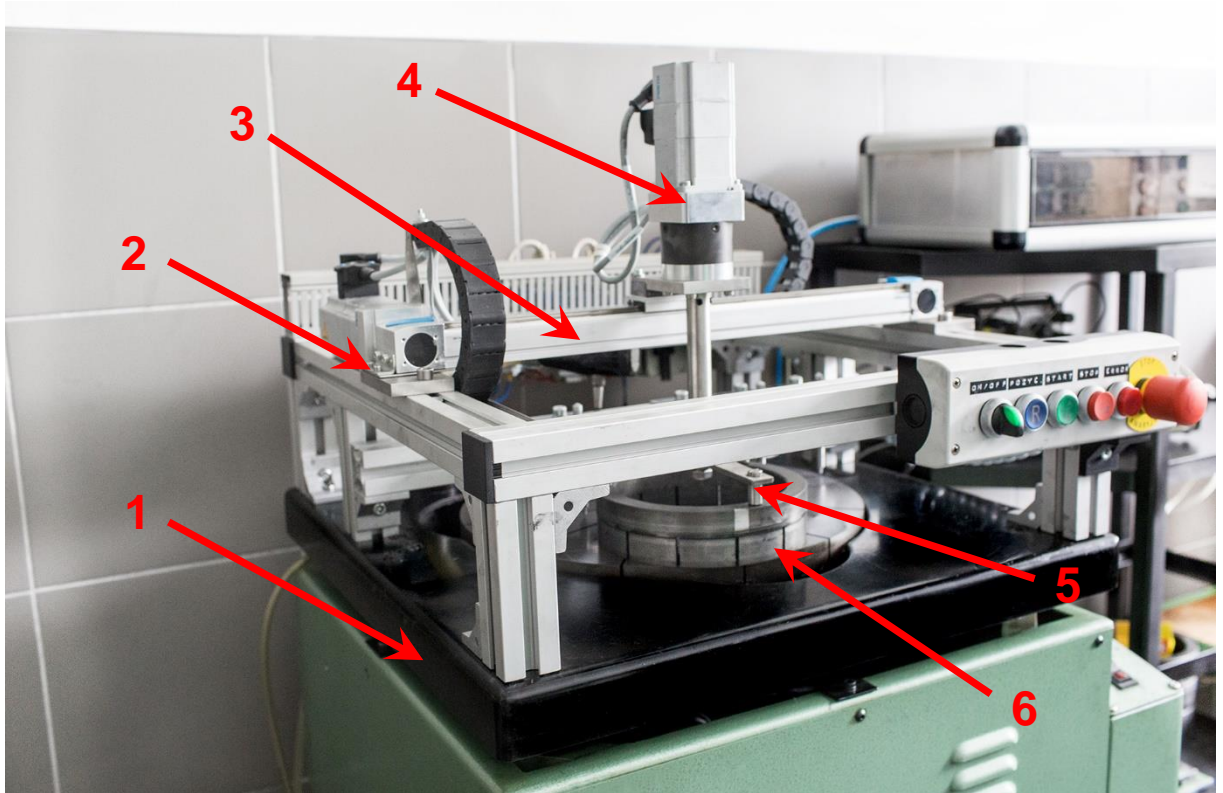
8.1.1. Opis stanowiska eksperymentalnego

Badania eksperymentalne zostały przeprowadzone na docierarce jednotarczowej Abralap 380 (rys. 8.1). Docierarka ta posiada standardowy układ wykonawczy (kinematyczny), który składa się z trzech pierścieni prowadzących, poruszających się po czynnej powierzchni docieraka pod wpływem działania momentu tarcia. Układ kinematyczny zapewnia bezpośrednią regulację prędkości obrotowej docieraka w zakresie do 76 obr/min. Ruch pierścieni prowadzących, w których znajdują się specjalnie przygotowane separatory oraz przedmioty obrabiane, ograniczają rolki prowadzące. Żądany nacisk jednostkowy na przedmioty obrabiane uzyskiwany jest za pomocą przekładek filcowych oraz umieszczonych na nich odpowiednio dobranych obciążników. Wbudowany czasomierz umożliwia ustawienie czasu obróbki z dokładnością do 1 sekundy. Ponadto w badaniach użyto żeliwną, dostarczoną przez producenta obrabiarki, tarczę docierającą z rowkowaniem promieniowym o średnicy 380 mm.



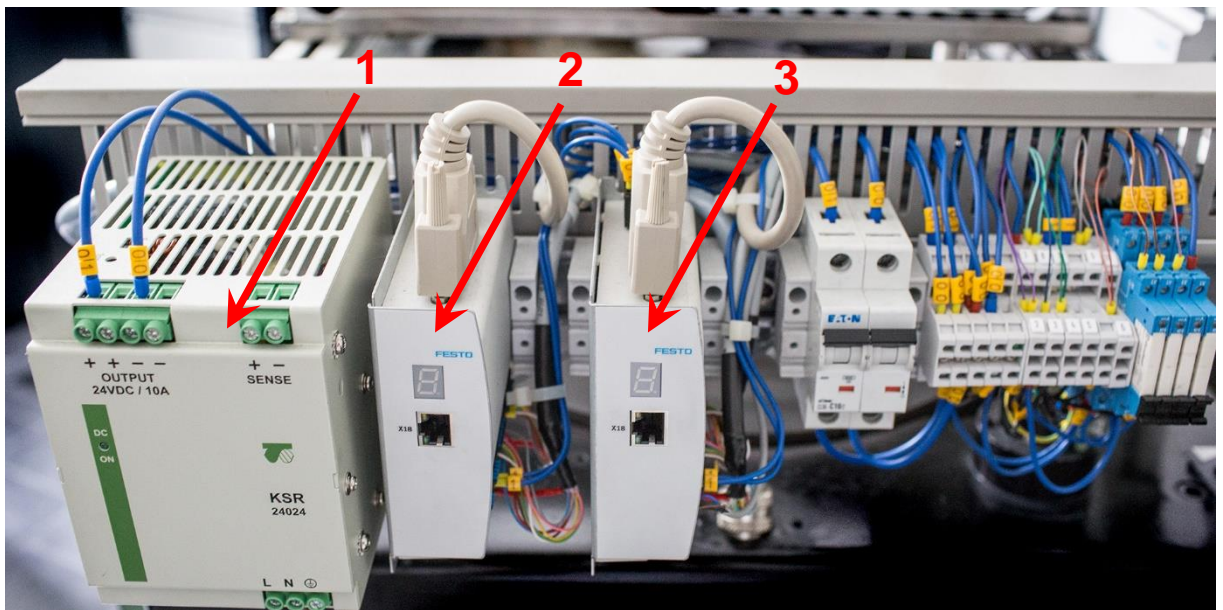
Rys. 8.1. Docierarka jednotarczowa Abralap 380: a) widok ogólny docierarki, b) położenie pierścieni prowadzących na tarczy docierającej

Docierarka Abralap 380 jest jednym z elementów stanowiska badawczego przeznaczonego do analizy zużycia tarczy docierającej dla układów kinematycznych z wymuszonym ruchem pierścienia prowadzącego (rys. 8.2). Po zdemontowaniu pierścieni oraz rolek prowadzących, nad docierarką zamontowano wyposażony w silnik krokowy napęd liniowy, do którego przymocowano kolejny silnik. Za pomocą specjalnego uchwytu silnik ten obraca pierścień prowadzący. Skonstruowany układ badawczy umożliwia łatwe sterowanie przemieszczeniem pierścienia oraz prędkością obrotową w dwóch kierunkach. Zastosowane silniki krokowe pozwalają na precyzyjne pozycjonowanie i powtarzalne ruchy. Zakres roboczy ruchu liniowego to 350 mm. Dodatkowo napęd liniowy można przesuwac wzdłuż promienia docieraka.



Rys. 8.2. Stanowisko badawcze: 1 – docierarka jednotarczowa Abralap 380, 2 – silnik krokowy napędu liniowego, 3 – napęd liniowy, 4 – silnik krokowy obracający pierścień, 5 – uchwyt, 6 – pierścień prowadzący

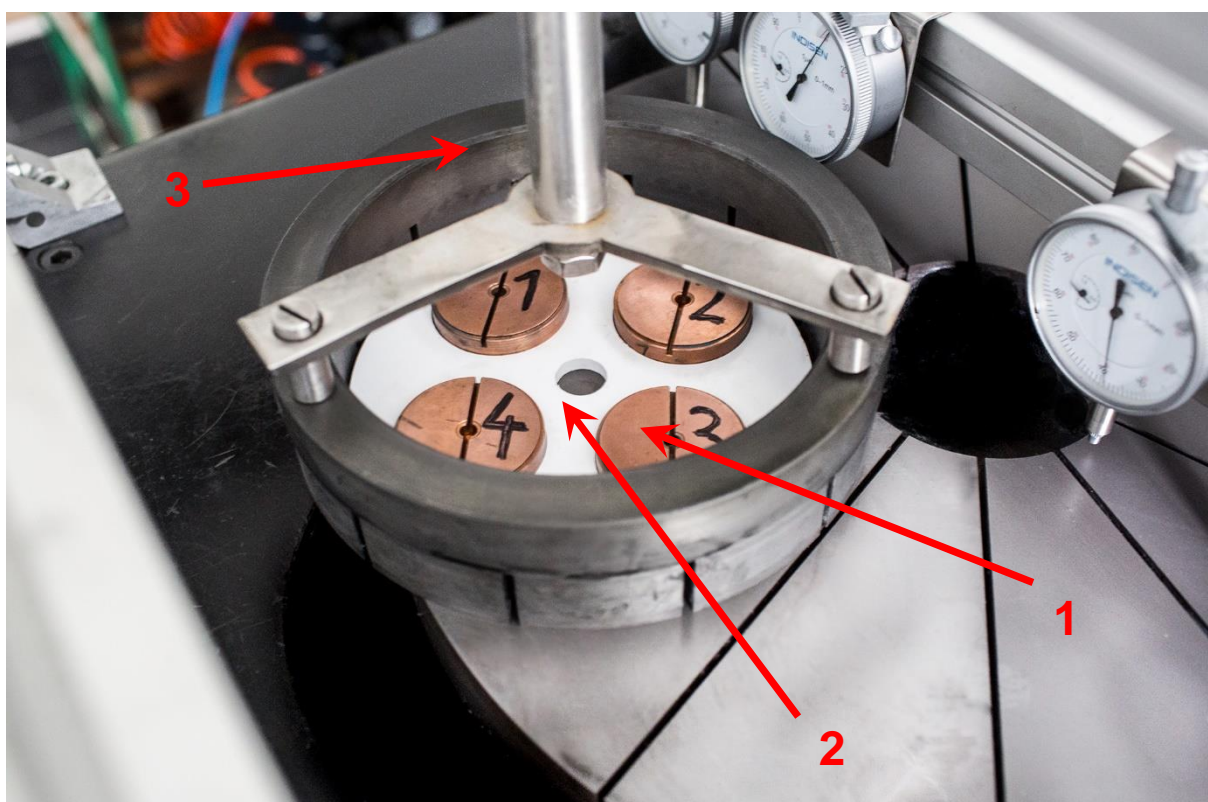
W zbudowanym układzie, prędkości oraz kierunki poszczególnych ruchów są programowane za pomocą pozycjonerów silników krokowych (rys. 8.3). Niezależny pomiar prędkości tarczy docierającej realizowany jest przez obrotomierz zbudowany z czujnika odbiciowego i programowanego tachometru. Pola odbijające światło przymocowano do końcówki wału napędzającego docierak.



Rys. 8.3. Układ sterowania stanowiska laboratoryjnego: 1 – zasilacz, 2 – pozycjoner silnika krokowego do ruchu obrotowego pierścienia, 3 – pozycjoner silnika krokowego do ruchu liniowego pierścienia

8.1.2. Plan badań eksperymentalnych

Badania eksperymentalne przeprowadzono dla docierania jednotarczowego przedmiotów o przekrojach okrągłych wykonanych z miedzi tellurowej i średnicy 44,45 mm. Elementy te stosowane są w diodach i tyrystorach mocy. W docieraniu użyto jednego pierścienia prowadzącego, a przedmioty umieszczono w separatorze na średnicy 104 mm. Rozmieszczenie przedmiotów w separatorze pokazano na rys. 8.4. W badaniach eksperymentalnych wykorzystano zawiesinę ścierną składającą się z węglików krzemu czarnego (98C F500), nafty oraz oleju maszynowego. Udział objętościowy ziaren ściernych w zawieszynie wynosił 10%. Szybkość dawkowania zawieszyny wynosiła $q_z=18$ ml/min. Docierane przedmioty były obciążone ciężarem 2,4 kg, a jednostkowy nacisk powierzchniowy na przedmioty wynosił $p=0,0038$ MPa. Badania zostały przeprowadzone dla tarczy docierającej z rowkowaniem promieniowym, składającej się z 12 segmentów i wykonanej z żeliwa.



Rys. 8.4. Położenie przedmiotów obrabianych w separatorze: 1 – przedmioty obrabiane, 2 – separator przedmiotowy, 3 – pierścień prowadzący

W pierwszym etapie badań eksperymentalnych analizowano wpływ kinematyki docierania jednotarczowego na zużycie czynnej powierzchni tarczy docierającej. Zgodnie z przeprowadzonymi symulacjami równomierności zużycia narzędzia postanowiono porównać układ standardowy docierania z układem optymalnym tj. z ruchem siecznym pierścienia prowadzącego. Na podstawie analizy kinematycznej docierania, jako czynniki zmienne przyjęto parametry: stosunek prędkości obrotowego pierścienia prowadzącego i tarczy docierającej k_1 oraz stosunek okresu ruchu posuwisto-zwrotnego do ruchu obrotowego narzędzia k_2 .

Badania eksperymentalne zostały podzielone na 4 cykle. W każdym z cykli proces docierania trwał 90 min, a pomiaru dokonywano co 30 min. Ze względu na różne warunki początkowe, tj. płaskość tarczy docierającej, postanowiono powtórzyć parametry cyklu I po cyklu II, stąd parametry III były takie same jak dla cyklu I. Ponadto dla wszystkich cykli przyjęto taką samą prędkość obrotową tarczy docierającej $n_t=64$ obr/min. Dla cykli II i IV pierścień prowadzący wykonywał ruch obrotowy w przeciwnych kierunkach oraz ruch posuwisto-zwrotny po siecznej narzędzia z tą samą prędkością maksymalną v_{pmax} na odcinku $d=194$ mm. Parametry kinematyczne przyjęte w kolejnych cyklach badań eksperymentalnych zostały przedstawione w tabeli 8.1.

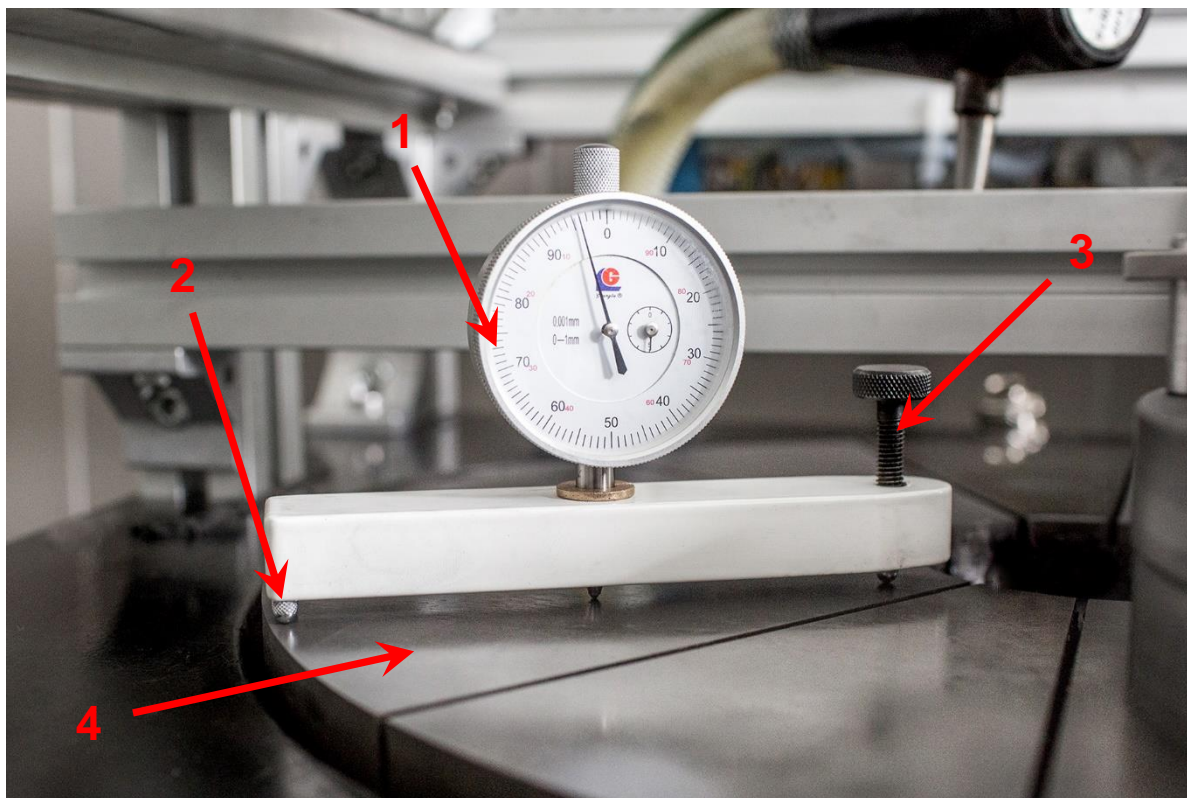
Tabela 8.1. Parametry kinematyczne w kolejnych cyklach badań eksperymentalnych

| Nr cyklu | I | II | III | IV |
|-------------------|-----|-----|-----|-----|
| n_t [obr/min] | 64 | 64 | 64 | 64 |
| n_s [obr/min] | 48 | 48 | 48 | -48 |
| R_o [mm] | 117 | 137 | 117 | 137 |
| d [mm] | - | 194 | - | 194 |
| v_{pmax} [mm/s] | - | 116 | - | 116 |

Druga część badań doświadczalnych polegała na analizie wpływu kinematyki układu oraz wybranych parametrów obróbkowych na efekty docierania opisywany parametrami chropowatości, falistości oraz ubytku liniowego Δh przedmiotów obrabianych. Pomiaru próbek dokonano przed procesem docierania, a następnie równolegle z pomiarem zużycia tarczy docierającej po każdym z cykli obróbkowych. Ponadto, aby zachować podobne warunki początkowe, dla każdego z cykli badań użyto nowych próbek.

8.1.3. Aparatura pomiarowa

Do pomiaru płaskości czynnej powierzchni tarczy docierającej użyto przyrządu firmy Lapmaster (rys. 8.5). Narzędzie to jest powszechnie stosowane do szybkiego kontrolowania płaskości tarczy. Przyrząd ten składa się z czujnika zegarowego, który zamocowany jest na trzech utwardzonych podpórkach. Dwie podpórki przymocowane są do jednego końca na stałe, natomiast trzecia, znajdująca się na przeciwległym końcu pozwala na regulowaniu jej wysokości. Te trzy punkty służą jako płaszczyzna odniesienia, a pionowy wskaźnik czujnika pomiarowego wskazuje dodatnie lub ujemne odchylenie mierzonego punktu od płaszczyzny odniesienia. Pomiar płaskości tarczy docierającej za pomocą tego przyrządu polega na zatrzymaniu maszyny, zdjęciu co najmniej jednego pierścienia prowadzącego oraz dokładnym oczyszczeniu mierzonego segmentu tarczy. Następnie czujnik należy wyzerować na wzorcu płaskości, który wykorzystany jest jako punkt referencyjny i umieścić na promieniu oczyszczonego segmentu docieraka. Wskazane na zegarze dodatnie odchylenie płaskości oznacza wypukłość, a ujemne wklęsłość tarczy docierającej. Rozdzielczość wskaźnika wynosi 0,001 mm.



Rys. 8.5. Przyrząd do pomiaru płaskości tarczy docierającej firmy Lapmaster: 1 – czujnik zegarowy, 2 – podpory stałe, 3 – podpory regulowana, 4 – tarcza docierająca

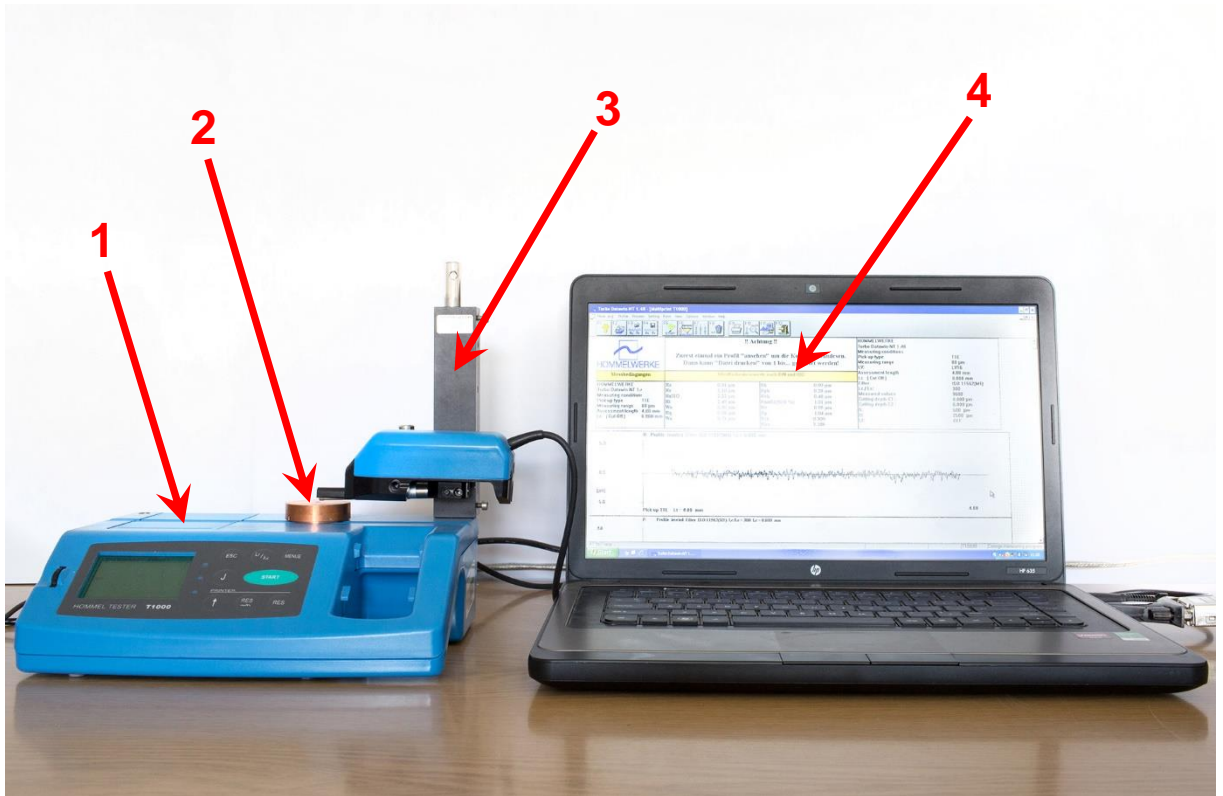
W celu wyznaczenia zużycia profilowego tarczy docierającej zastosowano metodę stykową, polegającą na wyznaczeniu w pierwszej kolejności rzeczywistego kształtu powierzchni narzędzia. Wielkość zużycia w mierzonym punkcie określana jest różnicą pomiarów przed i po obróbce. Metoda pomiarowa realizowana była przy wykorzystaniu specjalnego przyrządu pomiarowego, który stanowi część stanowiska laboratoryjnego (rys. 8.6). Przyrząd ten składa się z 5 czujników zegarowych, których odległość promieniową na tarczy docierającej można regulować. Czujniki zamontowane są na profilu, którego poziom również jest ustalany. W badaniach laboratoryjnych przyjęto równą odległość między czujnikami, która wynosiła 35 mm. Pierwszy czujnik ustawiono na promieniu $R_c=46$ mm. Ponadto trzy czujniki zamocowane były nad jednym segmentem tarczy docierającej, a kolejne dwa nad segmentem przeciwnym. Zakres pomiarowy czujników wynosi 1 mm, a działka elementarna to 0,001 mm. Dane z czujników z kolejnych punktów pomiarowych zapisywane były w pliku na komputerze, a następnie dokonywano analizy kształtu czynnej powierzchni docieraka. Po wyznaczeniu kształtu odniesienia, trzpienie pomiarowe czujników były podnoszone, wykonywano obrót czynnej powierzchni docieraka, a pomiarów dokonywano na każdym z dwunastu profili segmentów tarczy docierającej. Średnia ze wszystkich mierzonych przekrojów promieniowych przyjmowana jest jako bazowy promieniowy przekrój czynnej powierzchni narzędzia, wykorzystywany do dalszych obliczeń i symulacji.



Rys. 8.6. Przyrząd do pomiaru zużycia tarczy docierającej

Pomiarów mikrogeometrii powierzchni przedmiotów obrabianych dokonano na stanowisku zbudowanym z profilografu stykowego Hommel Tester T1000 oraz laptopa ze specjalistycznym oprogramowaniem Turbo Datawin-NT (rys. 8.7). Profilograf składa się z mobilnej głowicy pomiarowej z igłą o promieniu $r_{tip}=2\ \mu\text{m}$, statywu oraz jednostki oceny parametrów. Program Datawin-NT umożliwia zdalne sterowanie wszystkimi możliwymi ustawieniami przyrządu, między innymi takimi jak: wybór analizowanych parametrów chropowatości i faliści, ustawienie długości odcinka pomiarowego l_r lub wybór filtra λ_{cr} . Ponadto aparatura umożliwia bezpośrednie wykonanie badań mikrogeometrii powierzchni docieranych próbek, rejestrację wyników w pamięci komputera oraz ich późniejszą analizę w warunkach laboratoryjnych.

Wydajność docierania (MRR) oraz ubytek liniowy docieranych próbek Δh wyznaczano na podstawie różnicy ich wagi przed i po obróbce. Szybkość usuwania materiału określono jako stosunek średniej wielkości ubytku masowego wszystkich próbek do czasu obróbki. Ponadto wyliczając objętość poszczególnych próbek oraz zakładając, że gęstość miedzi tellurowej wynosi $\rho=8,96\ \text{g/cm}^3$ obliczono wielkość ubytku liniowego przedmiotów Δh po docieraniu. Do pomiaru wagi próbek użyto wagi laboratoryjnej o rozdzielczości 0,01 g. Próbki przed pomiarem zostały oczyszczone w myjce ultradźwiękowej, a następnie dokładnie osuszone.



Rys. 8.7. Stanowisko do pomiaru chropowatości oraz falistości przedmiotów obrabianych: 1 – profilograf Hommel T1000, 2 – mierzona próbka, 3 – statyw głowicy pomiarowej, 4 – komputer z oprogramowaniem Turbo Datawin-NT

8.2. Wyniki badań eksperymentalnych

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych zużycia czynnej powierzchni tarczy docierającej dla różnych układów kinematycznych docierania jednotarczowego. W celu określenia wpływu dodatkowego ruchu pierścienia prowadzącego na zużycie narzędzia przeprowadzono badania dla układu standardowego (cykl I i III) oraz dla ruchu z ruchem siecznym pierścienia. Ponadto dla ruchu siecznego przyjęto parametry optymalne (cykl II) oraz najmniej korzystne na równomierność zużycia narzędzia (cykl IV). Kolejnym etapem badań było wyznaczenie wpływu układu kinematycznego docierania na chropowatość i falistość powierzchni docieranych.

8.2.1. Wyniki badań zużycia czynnej powierzchni tarczy docierającej

W pierwszej fazie badań analizowano zmianę profilu narzędzia metodą stykową, przy wykorzystaniu przyrządu stanowiącego część zaprojektowanego stanowiska laboratoryjnego, pozwalającego na wykonanie pomiarów w 5 punktach promienia tarczy docierającej. Czujnik został wypoziomowany względem powierzchni docieraka, a następnie wyznaczono kształt bazy powierzchni czynnej narzędzia.

W pierwszym cyklu badań pierścień prowadzący wraz z przedmiotami ustawiono w pozycji centralnej $R_d=117$ mm. Dla tego położenia promieniowego i przyjętej prędkości obrotowej docieraka $n_f=64$ obr/min oraz na podstawie przeprowadzonych wcześniej symulacji wyznaczono najbardziej korzystną prędkość obrotową pierścienia prowadzącego $n_s=48$ obr/min dla układu standardowego. Przeprowadzono trzy próby po 30 min, po których obliczano wielkość zużycia w każdym z badanych

punktów. Wyniki obliczeń zamieszczono na rys. 8.8. Zauważono zdecydowanie większe zużycie w strefie wewnętrznej docieraka. Wynikowy kształt czynnej powierzchni tarczy docierającej po I cyklu badań eksperymentalnych umieszczono na rys. 8.9.

W cyklu II pierścień prowadzący wraz z przedmiotami wykonywał ruch posuwisto-zwrotny wzdłuż siecznej. Dla tego cyklu przyjęto prędkość obrotową docieraka oraz pierścienia prowadzącego identyczne jak dla cyklu I. Ponadto pierścień prowadzący przemieszczał się z punktów skrajnych promienia tarczy docierającej $R_{dmin}=97$ mm oraz $R_{dmax}=137$ mm z prędkością maksymalną $v_{pmax}=116$ mm/s. Wyniki obliczeń zużycia tarczy docierającej zamieszczono na rys. 8.10. Kształt czynnej powierzchni narzędzia po II cyklu badań eksperymentalnych umieszczono na rys. 8.11. Na podstawie analizy otrzymanych wyników można stwierdzić znaczną poprawę równomierności zużycia na promieniu tarczy docierającej w stosunku do cyklu I. Największe zużycie w cyklu II miało miejsce w środkowej strefie tarczy docierającej.

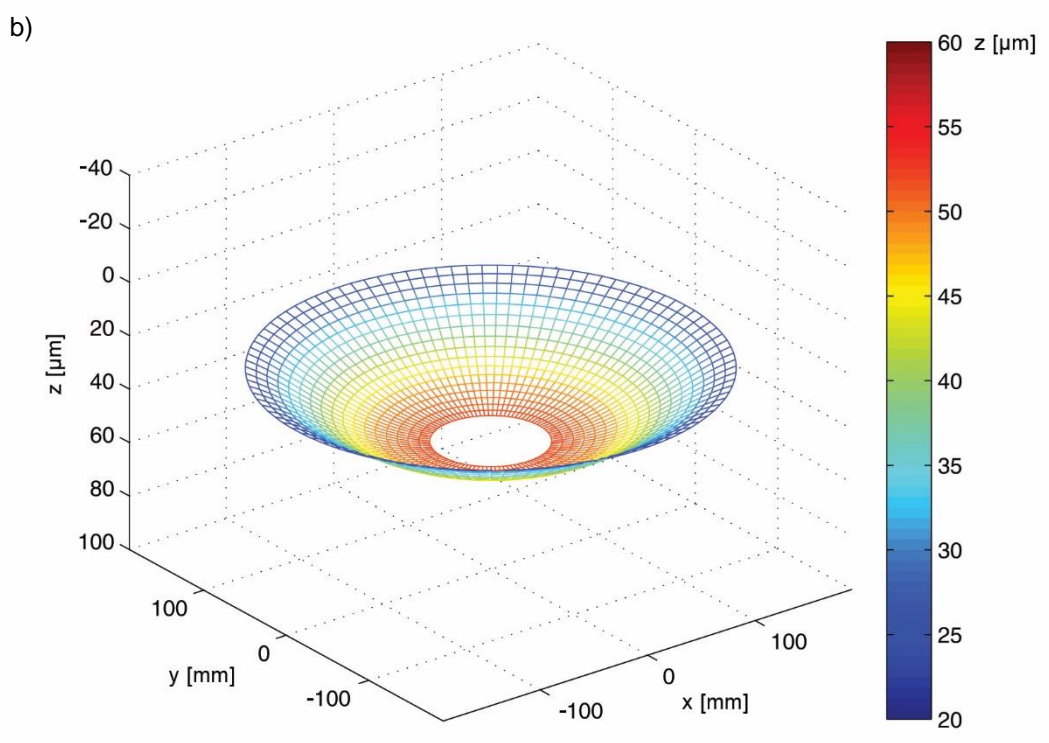
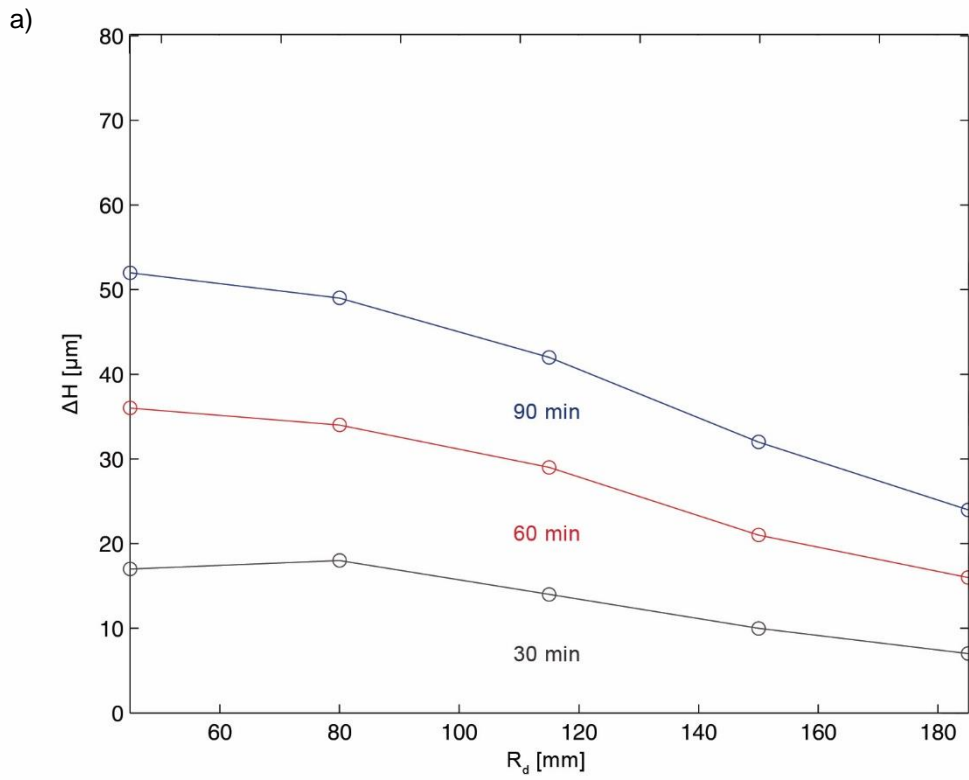
W kolejnym cyklu badań (cykl III) przyjęto parametry identyczne jak dla cyklu I. Badania te miały na celu sprawdzenie czy na wyniki nie wpływa stan początkowy tarczy docierającej. Obliczenia zużycia tarczy docierającej oraz kształt jej czynnej powierzchni tarczy docierającej po III cyklu badań eksperymentalnych zamieszczono na rys. 8.12 i 8.13. Kształt i wielkość zużycia jest niemal identyczny jak w cyklu I, a największe zużycie miało miejsce w strefie wewnętrznej narzędzia.

W cyklu IV, podobnie jak w cyklu II, pierścień prowadzący wraz z przedmiotami wykonywał ruch posuwisto-zwrotny wzdłuż siecznej i przemieszczał się z punktów skrajnych promienia tarczy docierającej $R_{dmin}=97$ mm oraz $R_{dmax}=137$ mm z prędkością maksymalną $v_{pmax}=116$ mm/s. Przyjęto również taką samą jak w innych badanych cyklach prędkość obrotową docieraka ($n_f=64$ obr/min). Pierścień prowadzący wykonywał ruch obrotowy z taką samą prędkością jak w cyklu II, ale w przeciwnym kierunku do tarczy docierającej. Zużycie tarczy docierającej w poszczególnych punktach pokazano na rys. 8.14. Kształt czynnej powierzchni narzędzia po IV cyklu badań eksperymentalnych umieszczono na rys. 8.15. Największe zużycie miało miejsce w strefie wewnętrznej narzędzia. Zauważalny jest jednak duży wzrost zużycia w strefie zewnętrznej docieraka w porównaniu do cyklu I i cyklu III.

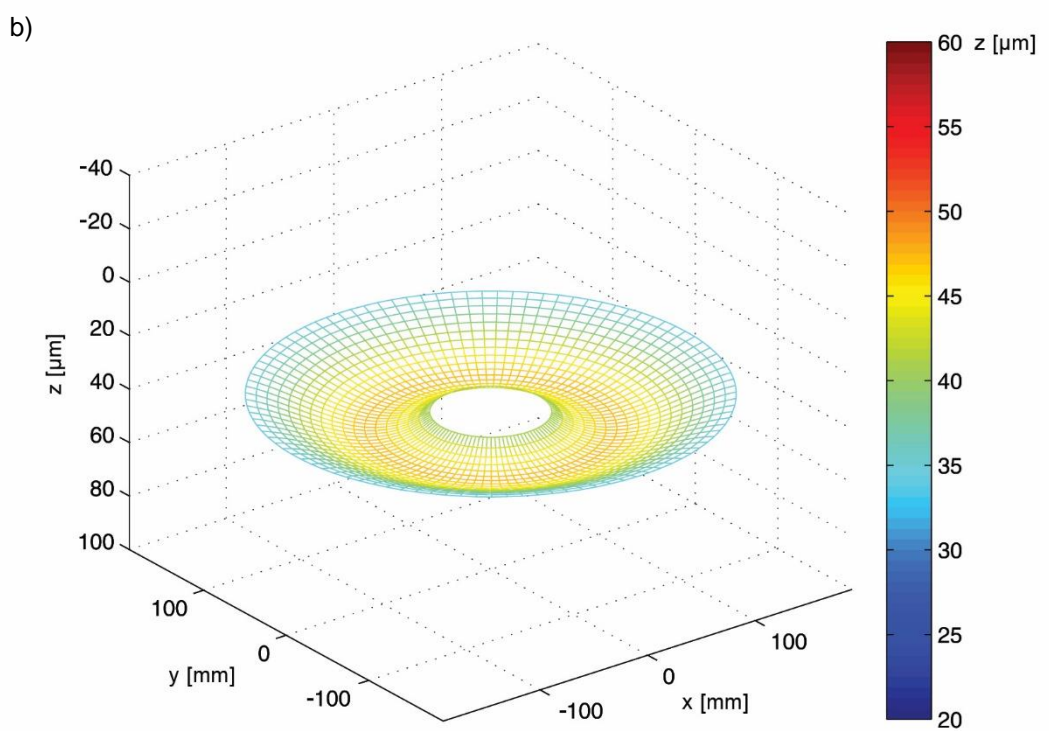
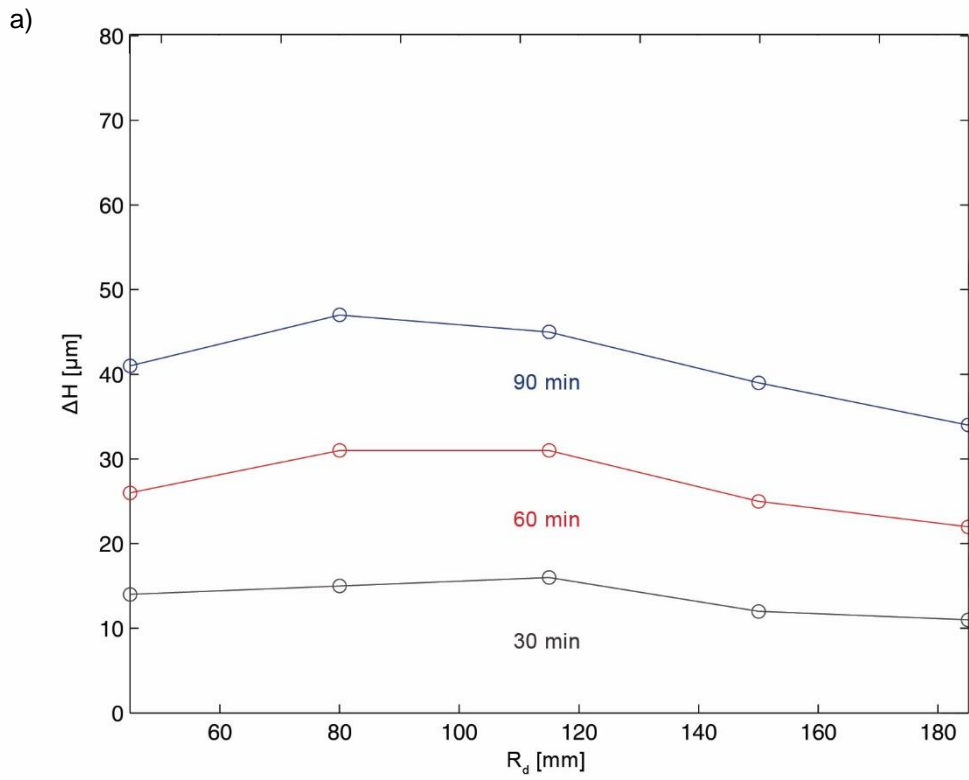
W kolejnej fazie badań analizowano płaskość poszczególnych segmentów tarczy docierającej za pomocą czujnika firmy Lapmaster. Czujnik został wyzerowany na wzorcu płaskości, który stanowił płaszczyznę odniesienia w kolejnych pomiarach. Płaskość mierzona była na 12 segmentach tarczy docierającej przed i po 90 min każdego z cykli badań. Średnie wartości zostały przedstawione w tabeli 8.2. Czujnik wskazywał wartości ujemne, co świadczy o wklęsłości tarczy docierającej. Ponadto na podstawie wyników zauważyć można, że wklęsłość segmentów narzędzia rosła. Największy wzrost wklęsłości wystąpił jednak po cyklu I i cyklu III.

Tabela 8.2. Płaskość segmentów tarczy docierającej dla poszczególnych cykli badań laboratoryjnych

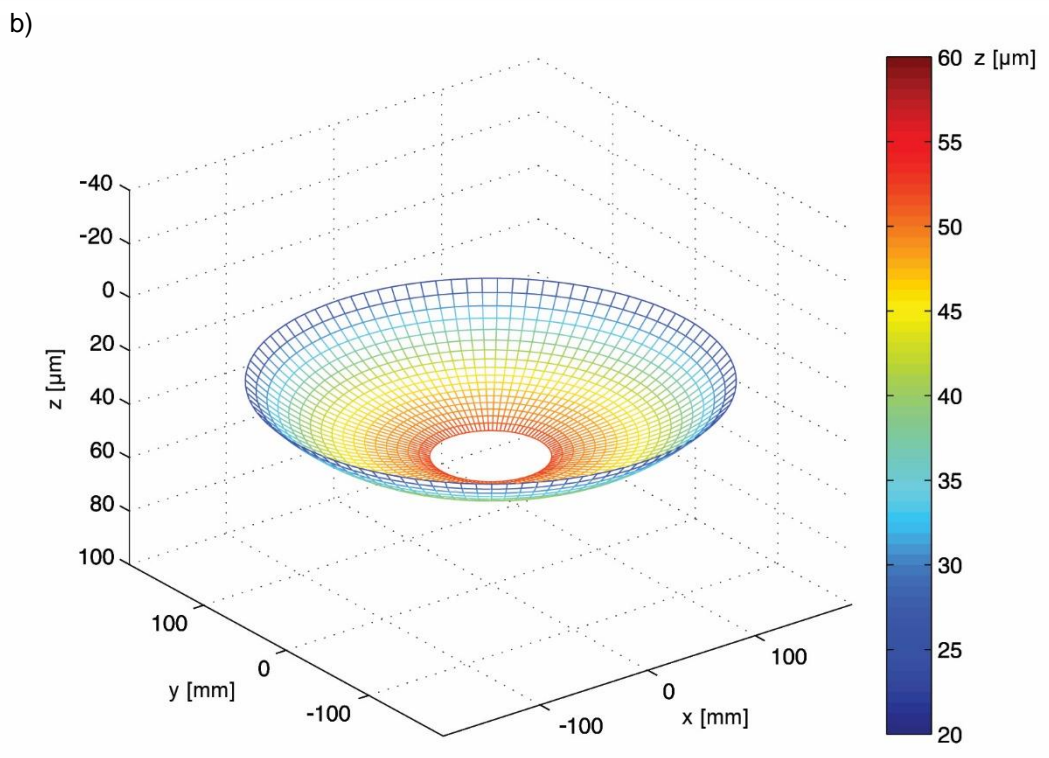
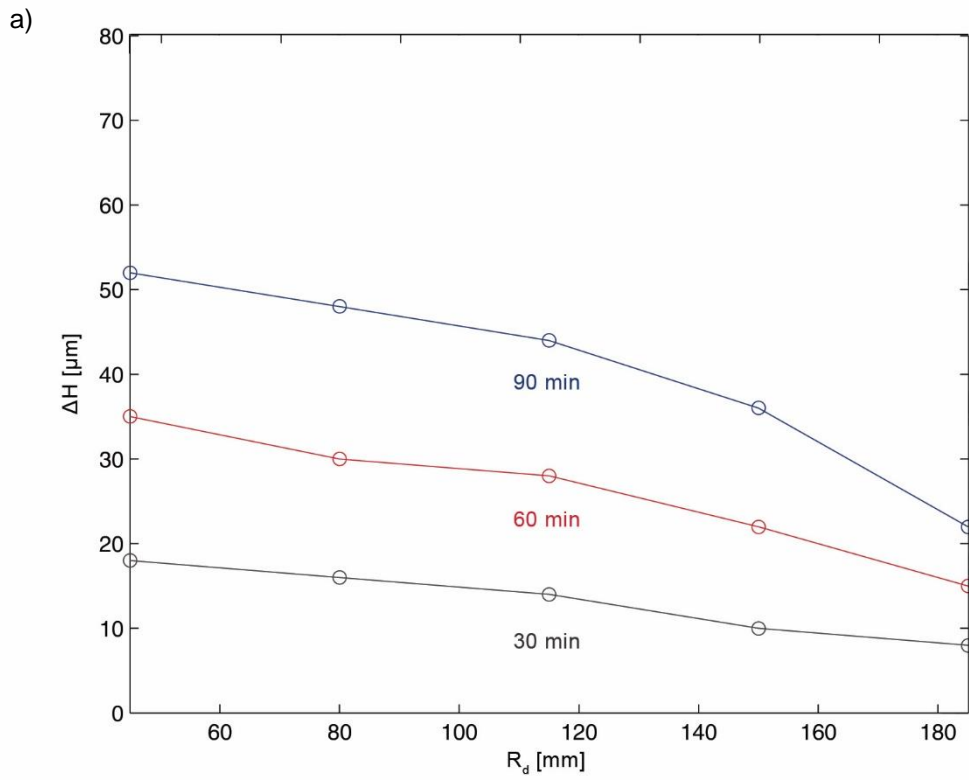
| - | Stan 0 | Cykl I | Cykl II | Cykl III | Cykl IV |
|--------------------------------|--------|--------|---------|----------|---------|
| Odchyłka płaskości [μm] | -8 | -10,5 | -11 | -13 | -14 |



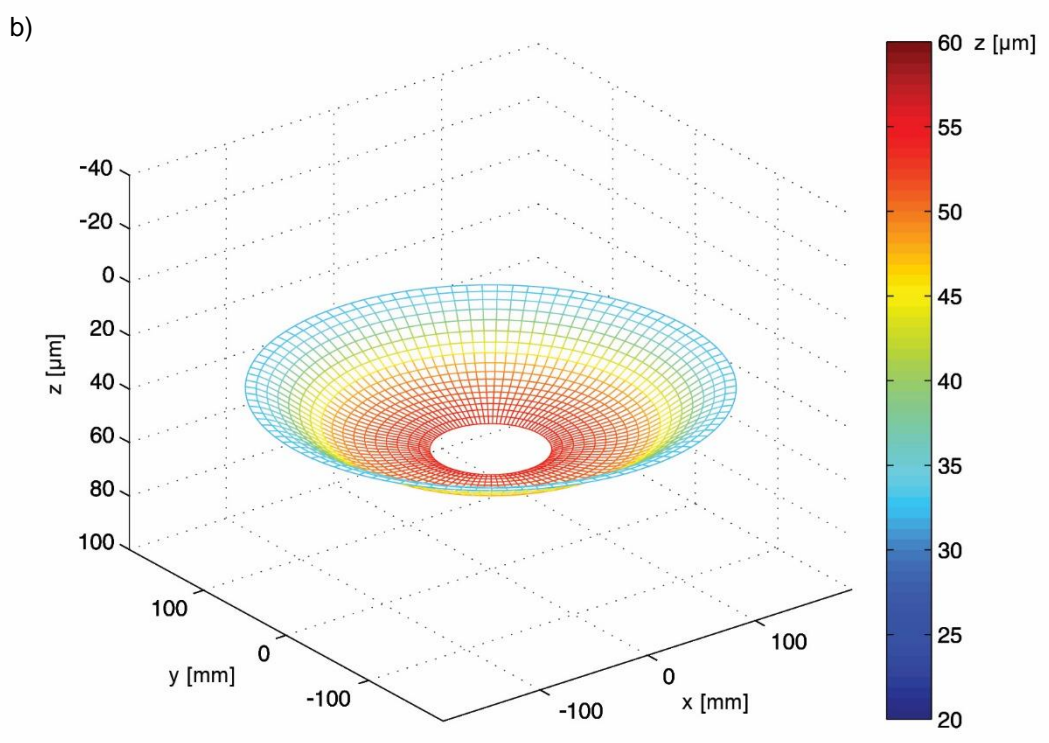
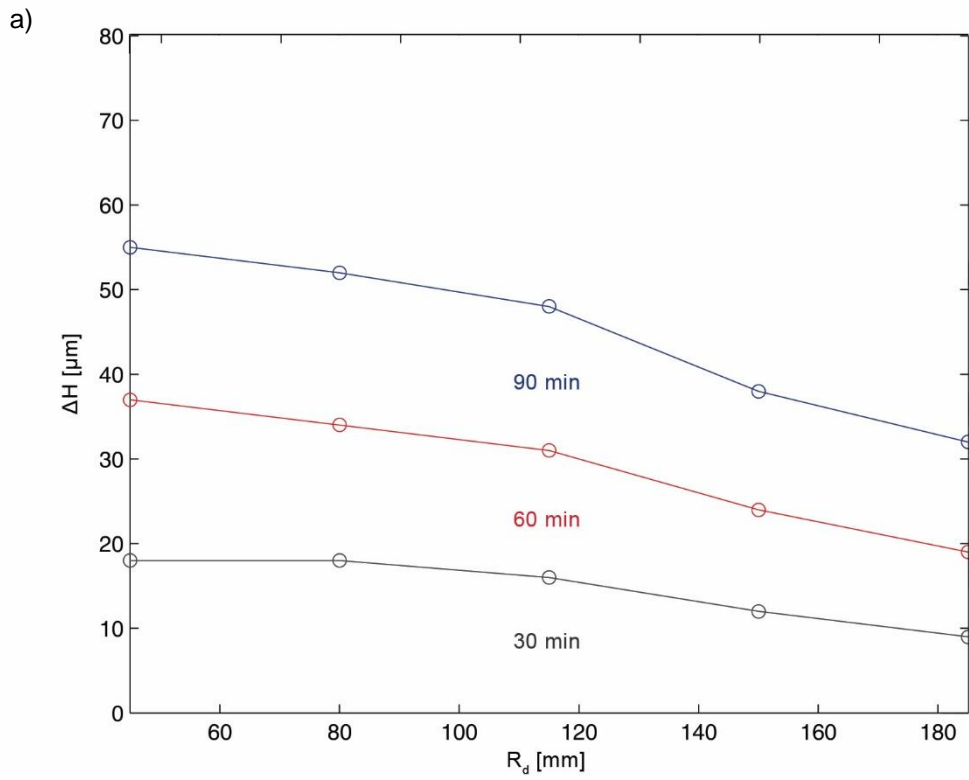
Rys. 8.8. Zużycie tarczy docierającej po I cyklu badań eksperymentalnych: a) w funkcji promienia R_d , b) wynikiowy kształt czynnej powierzchni tarczy docierającej



Rys. 8.9. Zużycie tarczy docierającej po II cyklu badań eksperymentalnych: a) w funkcji R_a , b) wynikowy kształt czynnej powierzchni tarczy docierającej



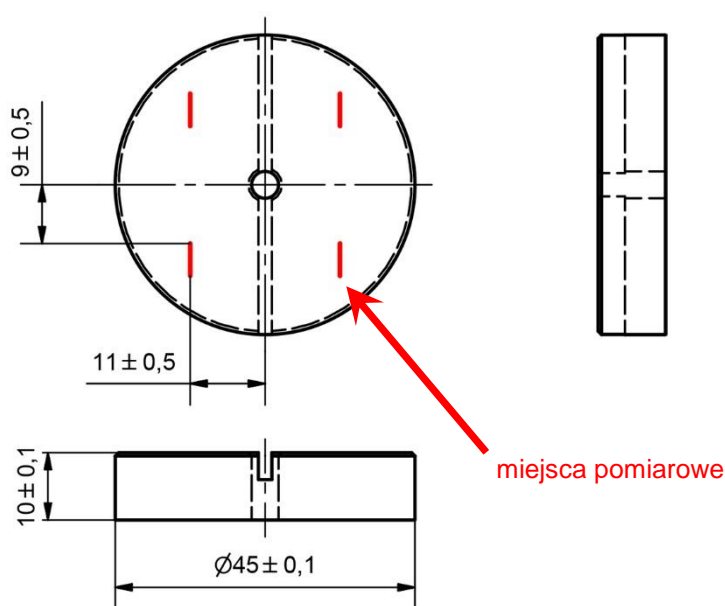
Rys. 8.10. Zużycie tarczy docierającej po III cyklu badań eksperymentalnych: a) w funkcji promienia R_d , b) wynikowy kształt czynnej powierzchni tarczy docierającej



Rys. 8.11. Zużycie tarczy docierającej po IV cyklu badań eksperymentalnych: a) w funkcji promienia R_a , b) wynikowy kształt czynnej powierzchni tarczy docierającej

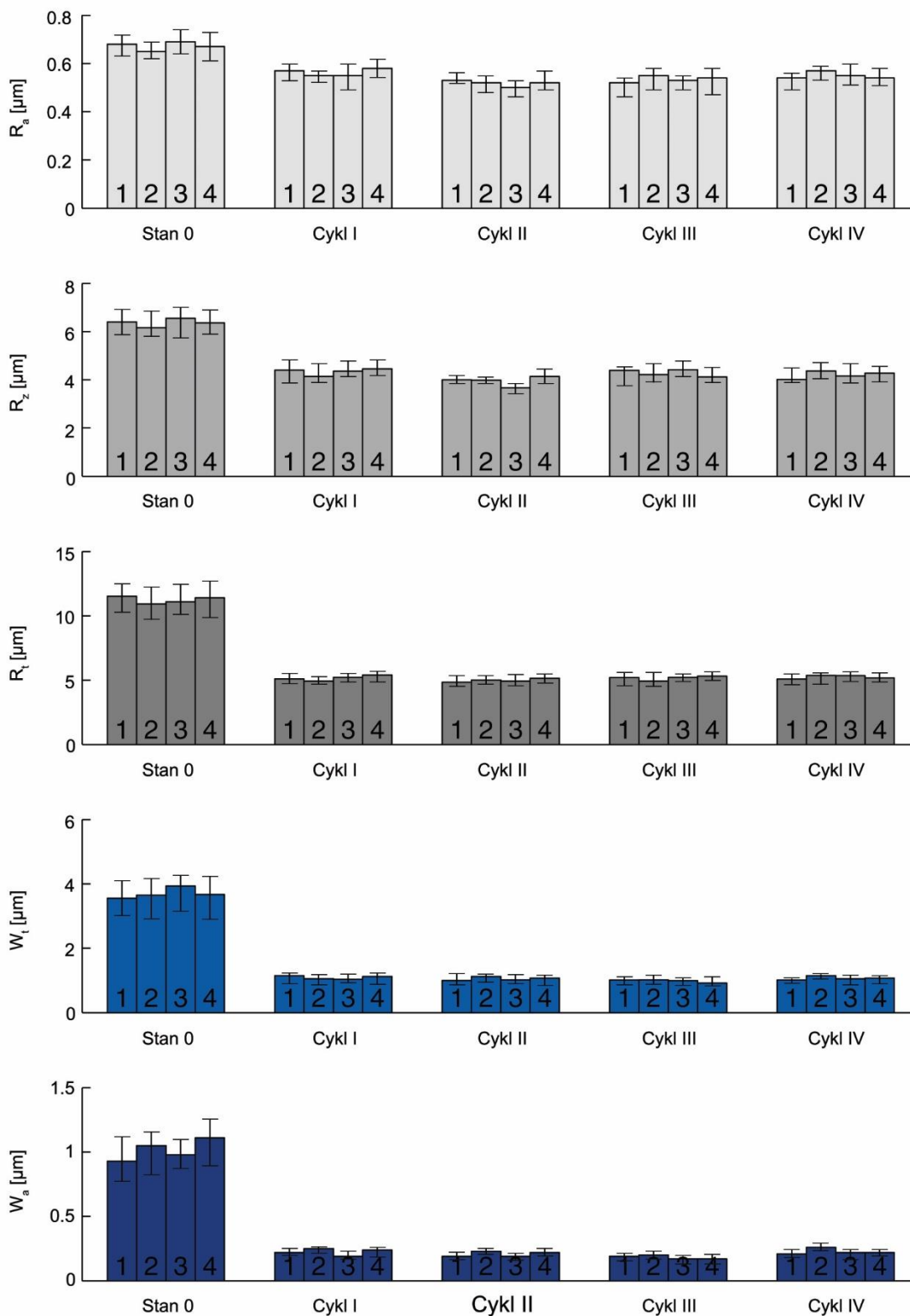
8.2.2. Wyniki badań kształtowania powierzchni docieranej

Do oceny stanu mikrogeometrii powierzchni docieranych próbek z miedzi tellurowej wytypowano parametry chropowatości R_a , R_z i R_t oraz parametry falistości W_t i W_a . Dla każdego z badanych próbek dokonywano czterech pomiarów – po jednym pomiarze w każdej jednej czwartej, skrajnej części przedmiotu, równoległe do rowka znajdującego się na średnicy przeciwległej powierzchni próbki (rys 8.12). Zgodnie z oczekiwanym zakresem pomiarowym (2-10 μm) przy pomiarach przyjęto następujące parametry: prędkość przesuwu igły pomiarowej $v_f=0,5$ mm/s, odcinek pomiarowy elementarny $l_f=0,8$ mm, odcinek pomiarowy $l_f=4,8$ mm oraz stosunek filtrów $\lambda_o/\lambda_s=300$. Ponadto wszystkie próbki były wstępnie docierane na standardowym układzie docierania (z parametrami jak dla cyklu I) przez okres 10 minut. Następnie próbki zostały dokładnie oczyszczone, po czym wykonano pomiarów chropowatości i falistości powierzchni oraz wagi, a wyniki przyjęto jako stan początkowy (stan 0).

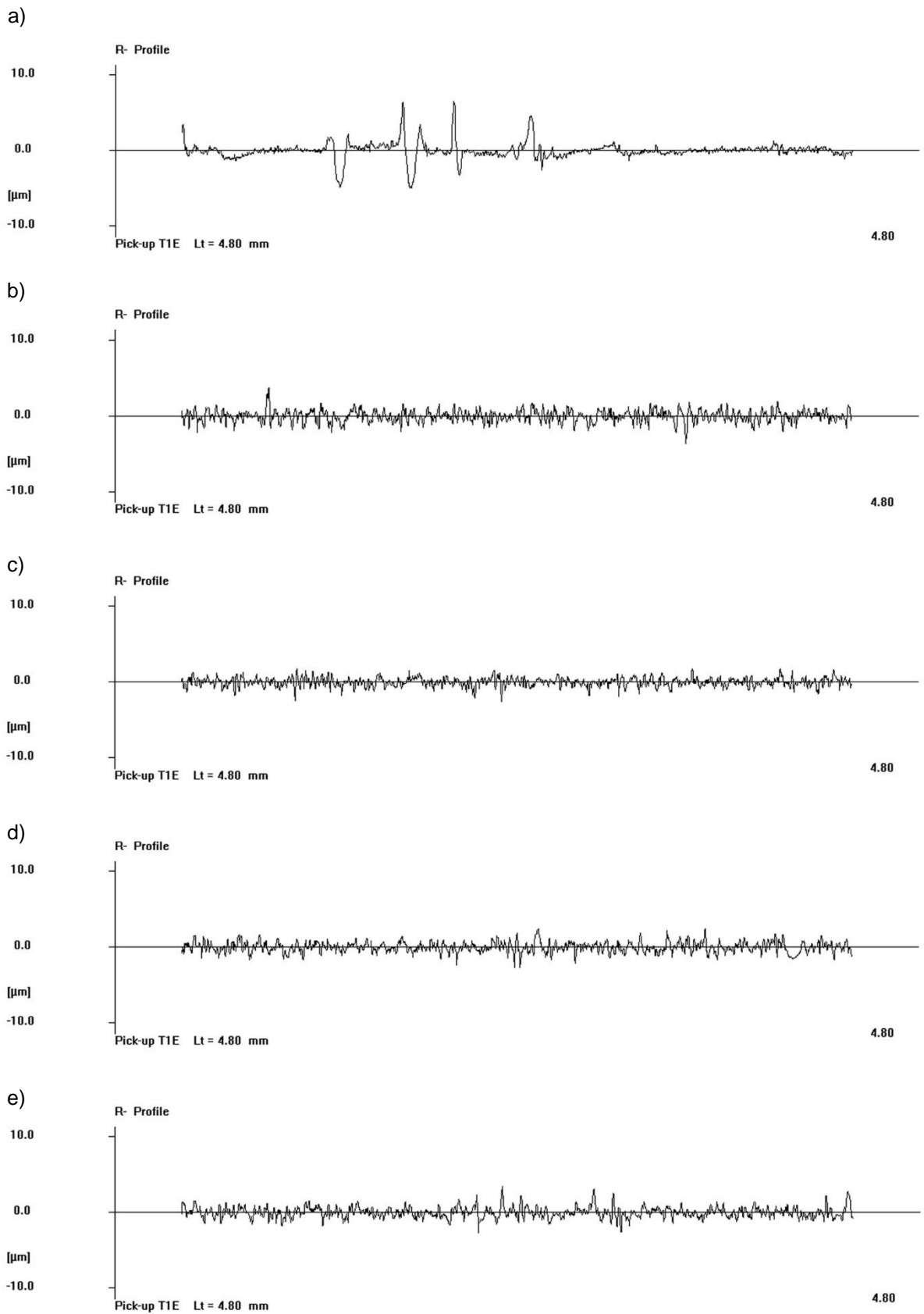


Rys. 8.12. Położenie odcinków pomiarowych na powierzchni przedmiotów obrabianych

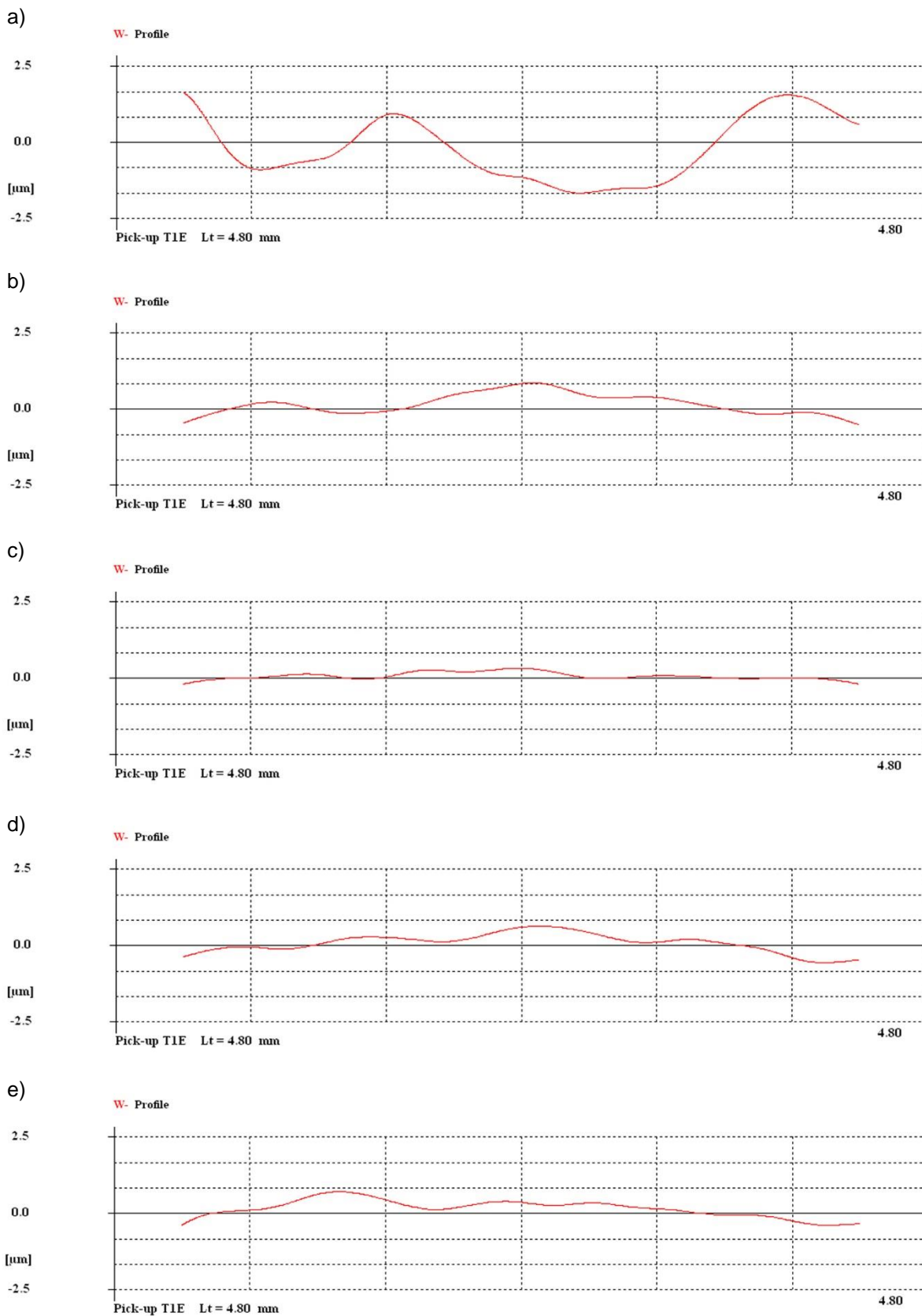
Wyniki pomiarów parametrów chropowatości i falistości, dla stanu początkowego oraz po każdym z czterech cykli badań eksperymentalnych, przedstawiono na rys. 8.13. Na podstawie wyników można stwierdzić, że po każdym z cykli docierania badane parametry chropowatości i falistości uległy zmniejszeniu. Ponadto po drugim cyklu badań zauważyć można niewielki spadek chropowatości powierzchni próbek w stosunku do innych cykli. Średnie wartości parametrów chropowatości dla cyklu II wynoszą odpowiednio: $R_a=0,51$ μm , $R_z=3,95$ μm i $R_t=4,41$ μm . Zasadniczo, chropowatość powierzchni w obróbce ściernej związana jest z rodzajem ziaren oraz z liczbą zarysowań na powierzchni przedmiotu. Zgodnie z wynikami symulacyjnymi dodatkowy ruch pierścienia prowadzącego zwiększa gęstość trajektorii. Wprowadzenie natomiast dodatkowego ruchu pierścienia prowadzącego miało nieznaczny wpływ na falistość powierzchni. Na rys. 8.14 i 8.15 pokazano przykładowe profile chropowatości i falistości powierzchni próbek.



Rys. 8.13. Wartości średnie oraz rozrzuty chropowatości i falistości powierzchni badanych próbek: a) stan początkowy, b) po cyklu I, c) po cyklu II, d) po cyklu III, e) po cyklu IV docierania



Rys. 8.14. Przykładowe profile chropowatości powierzchni próbek: a) stan początkowy, b) po cyklu I, c) po cyklu II, d) po cyklu III, e) po cyklu IV docierania



Rys. 8.15. Przykładowe profile falistości powierzchni próbek: a) stan początkowy, b) po cyklu I, c) po cyklu II, d) po cyklu III, e) po cyklu IV docierania

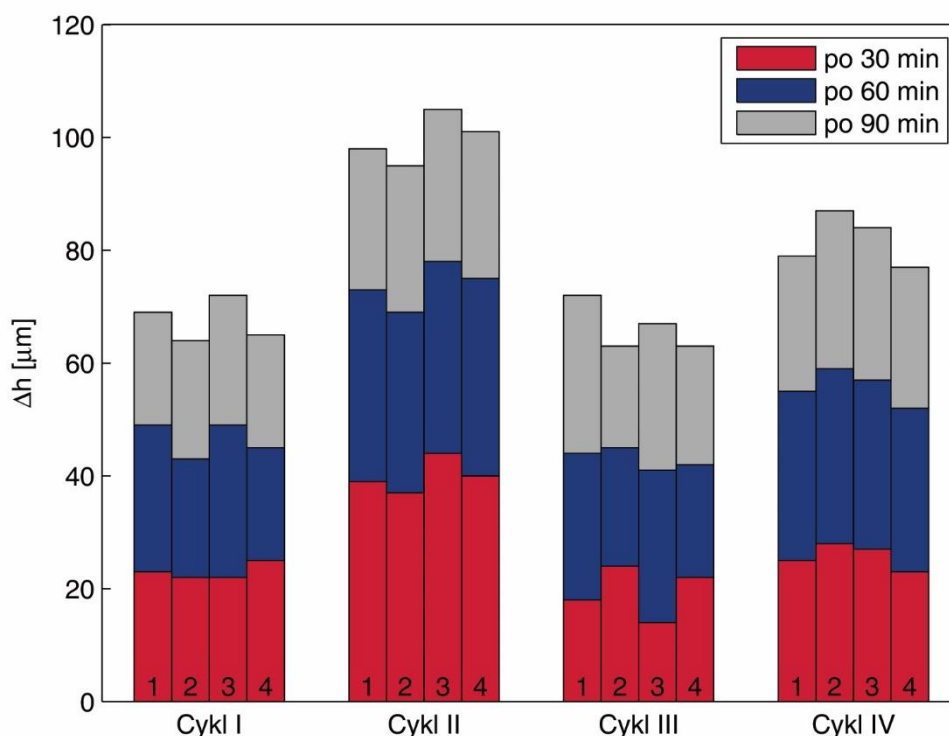
Oprócz mikrogeometrii powierzchni w badaniach eksperymentalnych analizowano ubytek materiałowy przedmiotów. Wielkość ubytku mierzono na podstawie różnicy wagi Δm próbek przed i po 30 minutach z każdego z czterech cykli docierania. Na podstawie ubytku masowego Δm obliczono ubytek liniowy Δh oraz wydajność docierania MRR określoną wzorami 8.1 i 8.2. Wyniki obliczeń zamieszczono w tabeli 8.3. Natomiast wielkość ubytku liniowego docieranych próbek w kolejnych cyklach badań eksperymentalnych przedstawiono na rys. 8.16. Na podstawie otrzymanych wyników eksperymentalnych można stwierdzić, że szybkość usuwania materiału MRR w każdym cyklu była prawie stała w czasie. Ponadto zwiększenie wydajności docierania można zaobserwować w przypadku układów z ruchem posuwisto-zwrotnym pierścienia prowadzącego. Wzrost ten spowodowany jest większą prędkością względną, wynikającą z dodatkowego ruchu oraz odsuwaniem przedmiotów od osi obrotu tarczy docierającej. Maksymalny ubytek liniowy miał miejsce w cyklu II i był o około 32% większy niż w cyklu I lub III.

$$MRR = \frac{dm}{dt} = \frac{\Delta m}{\Delta t} = \frac{m_0 - m_3}{90} \quad [\text{mg/min}] \quad (8.1)$$

$$MRR = \frac{dh}{dt} = \frac{\Delta h}{\Delta t} = \frac{h_0 - h_3}{90} \quad [\mu\text{m/min}] \quad (8.2)$$

Tabela 8.3. Wydajność docierania dla poszczególnych cykli badań laboratoryjnych

| Nr cyklu | I | II | III | IV |
|----------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| MRR [mg/min] | 10,36 | 15,31 | 10,17 | 12,55 |
| MRR [$\mu\text{m}/\text{min}$] | 0,75 | 1,11 | 0,74 | 0,91 |



Rys. 8.16. Wielkość ubytku liniowego próbek w kolejnych cyklach badań eksperymentalnych

8.3. Weryfikacja modeli komputerowych

W celu określenia równomierności zużycia tarczy docierającej wzdłuż jej promienia, dla każdego z cykli badań eksperymentalnych, obliczono odchylenie standardowe S_d , które wynosiło odpowiednio: 11,71; 5,12; 11,87 i 9,70 μm . Najmniejsze odchylenie po cyklu II świadczy o najbardziej równomiernym zużyciu. Ponadto porównywalny wynik dla cyklu I i III potwierdzają nieznaczący wpływ różnego stanu płaskości początkowej narzędzia na poprawność przyjętych założeń. Bezpośrednie porównywanie odchylenia standardowego S_d w symulacjach i badaniach eksperymentalnych nie ma sensu, ponieważ dla opracowanych symulacji zużycie było wielkością bezwymiarową. W opracowanym modelu nie brano pod uwagę rodzaju materiału narzędzia i przedmiotów obrabianych, rodzaju ścierniwa oraz innych parametrów wejściowych. Jednak na podstawie obliczonego odchylenia standardowego S_d , podobnie jak w przypadku badań symulacyjnych wyznaczono równomierność zużycia U określoną wzorem 5.6. Zestawienie wyników symulacyjnych oraz badań eksperymentalnych przedstawiono w tabeli 8.4. Wyniki równomierności uzyskane w badaniach symulacyjnych oraz eksperymentalnych odbiegają od siebie. Jednak porównując poszczególne cykle można zauważyć pewną poprawność opracowanych modeli. W cyklu II równomierność zużycia U w badaniach symulacyjnych była o około 11% wyższa niż w cyklu I, natomiast w badaniach eksperymentalnych różnica ta wynosiła 15%. Natomiast w cyklu IV równomierność zużycia U w badaniach symulacyjnych była o około 5% wyższa niż w cyklu I i o około 8% wyższa w badaniach eksperymentalnych. Różnica pomiędzy wynikami symulacyjnymi oraz eksperymentalnymi wynika z faktu, że zużycie tarczy docierającej w badaniach laboratoryjnych była mierzona tylko w 5 punktach.

Tabela 8.4. Zestawienie wyników symulacyjnych i badań eksperymentalnych

| Parametry | Symulacje | | Badania eksperymentalne | |
|-----------|-----------|---------|-------------------------|---------|
| | S_d [-] | U [%] | S_d [μm] | U [%] |
| Cykl I | 0,032 | 58,8 | 11,71 | 70,57 |
| Cykl II | 0,021 | 69,47 | 5,12 | 85,58 |
| Cykl III | 0,032 | 58,8 | 11,87 | 70,63 |
| Cykl IV | 0,025 | 63,87 | 9,70 | 78,45 |

9. PODSUMOWANIE

Postawiona na wstępie rozprawy teza, o możliwości uzyskania bardziej równomiernego zużycia narzędzia w docieraniu powierzchni płaskich poprzez zmiany kinematyki układu wykonawczego oraz optymalizację paramentów kinematycznych, została zweryfikowana poprzez wyniki badań symulacyjnych i eksperymentalnych. Opracowany model komputerowy zużycia czynnej powierzchni tarczy docierającej pozwolił na wyznaczenie powstających błędów kształtu powierzchni narzędzi dla określonych parametrów kinematycznych. W modelu ujęto parametry kinematyczne układu wykonawczego, w tym prędkość względną docierania oraz parametr związany z gęstością trajektorii ziaren ściernych na tarczy docierającej. Na podstawie obliczonego zużycia profilowego wyznaczano jej równomierność. Analizowano układ standardowy docierania jednotarczowego oraz układy niekonwencjonalne: promieniowy, sieczny i wahadłowy. Wyniki symulacyjne pozwoliły zaobserwować znaczący wzrost równomierności zużycia we wszystkich układach niekonwencjonalnych, w stosunku do układu standardowego. Najbardziej korzystnym układem okazał się układ z ruchem siecznym pierścienia prowadzącego.

Ponadto obliczenia modelowe i analizy symulacyjne zostały zweryfikowane doświadczalnie na specjalnie wybudowanym stanowisku laboratoryjnym, które pozwala badać wpływ dodatkowego ruchu pierścienia prowadzącego po powierzchni tarczy docierającej. Uzyskane wyniki badań eksperymentalnych pokrywają się w pewnym zakresie z prognozowanym zużyciem narzędzia, wyznaczonym na podstawie modelu komputerowego. Wyniki badań symulacyjnych i eksperymentalnych pozwalają również na sformułowanie wniosków o charakterze teoretyczno-poznawczym i użytkowym, jak również na wskazanie kierunków dalszych badań.

9.1. Wnioski o charakterze teoretyczno-poznawczym

1. W docieraniu powierzchni płaskich kluczowe znaczenie ma utrzymanie właściwego stanu narzędzia. Nadmierne zużycie tarczy docierającej przez przedmioty obrabiane powoduje następujące błędy kształtów: wklęsłość, wypukłość lub występowanie osiowego bicia powierzchni roboczej. Ponadto istnieje korelacja między kształtem czynnej powierzchni narzędzia i powierzchni docieranej. Płaskość docieraka odwzorowywana jest na powierzchni przedmiotu obrabianego.
2. Proces docierania jest bardzo złożony i wpływa na niego wiele czynników. Na profilowe zużycie czynnej powierzchni tarczy docierającej decydujący wpływ ma kinematyka docierania jednotarczowego. Zmiana położenia promieniowego pierścienia prowadzącego powoduje zmianę rozkładu prędkości średnich w funkcji promienia R_d . Ponadto przesuwanie pierścienia wraz z elementami obrabianymi do środka układu wykonawczego wywołuje większe zużycie docieraka w strefie wewnętrznej narzędzia. Przesuwanie pierścienia na zewnątrz powoduje zwiększenie zużycia oraz prędkości średnich w strefie zewnętrznej docieraka. Dobór parametrów kinematycznych pozwala na sterowanie zużyciem docieraka, w celu uzyskania wymaganej płaskości powierzchni docieranej.
3. Podczas optymalizacji parametrów kinematycznych standardowego układu wykonawczego największą równomierność zużycia ($U=58,8\%$) uzyskano dla centralnego położenia pierścienia

prowadzącego na tarczy docierającej ($R=117$ mm) oraz dla parametru opisującego stosunek prędkości obrotowych pierścienia prowadzącego i tarczy docierającej równego $k_1=7/9$.

4. Podstawowy układ docierania powierzchni płaskich wykazuje przydatność tylko wtedy, gdy możliwe jest wyjście przedmiotu poza zarys wewnętrzny i wewnętrzny tarczy docierającej. Taka obróbka jest możliwa w przypadku docierania elementów względnie dużych. Konstrukcje konwencjonalnych docierarek do powierzchni płaskich nie uwzględniają tego warunku, ponieważ przeznaczone są do docierania elementów małogabarytowych. Posiadają one zbyt małą średnicę wewnętrzną pierścieni prowadzących w stosunku do szerokości tarczy docierającej.
5. Zmiana kinematyki docierania powierzchni płaskich poprzez wprowadzenie dodatkowego ruchu pierścienia prowadzącego powoduje zmianę zagęszczenia ścieżek wzdłuż promienia tarczy docierającej. Miara gęstości ścieżek jest, obok prędkości względnej v , jedną ze składowych modelu zużycia narzędzia.
6. Największą równomierność zużycia U w układzie z ruchem promieniowym pierścienia prowadzącego uzyskano, gdy parametr $k_1=7/9$ oraz, gdy stosunek okresu ruchu posuwisto-zwrotnego do okresu ruchu obrotowego tarczy docierającej równy jest $k_2=2$. Uzyskana równomierność zużycia U jest o około 6% wyższa niż w układzie standardowym. W układach z ruchem siecznym i wahadłowym pierścienia prowadzącego najbardziej optymalne zużycie uzyskano dla tych samych parametrów co w układzie promieniowym, a wzrost równomierności zużycia U w stosunku do układu standardowego wynosił odpowiednio 11 i 9%.
7. Poprawa równomierności zużycia U w układach niekonwencjonalnych jest wynikiem docierania z pierścieniem prowadzącym w dwóch położeniach skrajnych ($R_{dmin}=97$ mm oraz $R_{dmax}=137$ mm). Ponadto najwyższą równomierność zużycia U w układzie siecznym można wytłumaczyć tym, że czas w jakim pierścień prowadzący znajduje w strefie promienia $R_{dmax}=137$ mm jest zdecydowanie dłuższy niż w strefie promienia $R_{dmin}=97$ mm. W układzie promieniowym czas docierania jest identyczne dla pierścienia prowadzącego znajdującego się w tych dwóch punktach.
8. Na podstawie wyników pomiarów parametrów chropowatości i falistości elementów docieranych można stwierdzić, że rodzaj układu wykonawczego docierania ma nieznaczny wpływ na mikrogeometrię powierzchni docieranych. Zgodnie z wynikami symulacyjnymi, dodatkowy ruch pierścienia prowadzącego zwiększa gęstość trajektorii i co za tym idzie poprawia chropowatość powierzchni. Badania wykazały również, że wprowadzenie dodatkowego ruchu pierścienia prowadzącego nie ma bezpośredniego wpływu na falistość powierzchni obrabianych.
9. Analizując ubytek liniowy Δh docieranych próbek zaobserwować można zwiększenie wydajności docierania w przypadku układów niekonwencjonalnych. Wzrost ten spowodowany jest większą prędkością względną, wynikającą z dodatkowego ruchu oraz odsuwaniem przedmiotów od osi obrotu tarczy docierającej.

9.2. Wnioski użytkowe

1. Opracowany program komputerowy umożliwia symulacje (3D) docierania jednotarczowego oraz wyznacza podstawowe parametry kinematyczne procesu takie jak: prędkość względną v , prędkość średnią v_{sr} oraz przyspieszenie styczne a_t . Program oblicza równomierność zużycia U tarczy docierającej dla dowolnego zarysu i wielkości przedmiotów obrabianych, ich rozmieszczenia w separatorach oraz założonej liczby ziaren ściernych. Ponadto, obok możliwości symulacji zdefiniowanych w programie układów wykonawczych, położenie pierścienia prowadzącego podczas obróbki można kontrolować wpisując ręcznie lub wgrywając przygotowany odpowiednio plik, tworząc w ten sposób nietypowe układy docierania. Plik ten zawiera instrukcje pisane językiem APT. Ponadto utworzony w Matlabie program posiada architekturę otwartą. Wszystkie dane uzyskane w symulacjach są archiwizowane i mogą być wykorzystane do udoskonalenia opracowywanych układów.
2. Specjalnie zaprojektowane i wykonane stanowisko laboratoryjne pozwala badać układy docierania jednotarczowego z ruchem dodatkowym pierścienia prowadzącego. Stanowisko umożliwia sterowanie przemieszczeniem pierścienia prowadzącego oraz prędkością obrotową w dwóch kierunkach.
3. Powiązanie dwóch metod stykowych pozwoliło na dokonanie pomiaru bezpośrednio na obrabiarce i umożliwiło ocenę zużycia profilowego narzędzia oraz wyznaczenie rzeczywistego kształtu czynnej powierzchni docieraka.
4. Koncepcja zrobotyzowanego systemu docierania jednotarczowego polega na tym, że robot przemysłowy porusza pierścieniem prowadzącym po tarczy docierającej w czasie obróbki. Ruch manipulatora opracowany jest w taki sposób, aby zapewnić równomierne zużycie narzędzia. Zastosowana metoda decyzyjna pozwoliła wybrać optymalne rozwiązanie spośród trzech alternatywnych ofert. Wiodącym podkryterium w doborze robota była powtarzalność ruchów.

9.3. Proponowane kierunki dalszych badań

Ze względu na złożoność procesu docierania, w ustalonych ramach rozprawy nie zdołano rozwiązać wszystkich zagadnień związanych z tematem. Opracowany model oraz program do analizy zużycia narzędzia w układach niekonwencjonalnych docierania powierzchni płaskich posiada ograniczenia, które z uwagi na istotę problemu nierównomiernego zużycia tarczy docierającej powinny być doskonałe. Ponadto badania zostały przeprowadzone dla ograniczonego spektrum przedmiotowego. Nie analizowano również wpływu zmiany położenia przedmiotów w separatorze na rozkład parametrów kinematycznych. Ograniczeniem był także układ wykonawczy docierarki jednotarczowej, na której zostały przeprowadzone badania eksperymentalne. Wykorzystana obrabiarka charakteryzuje się stosunkowo małą średnicą docieraka, co nie pozwalało na dobieranie analizowanych zmiennych w wybranym zakresie. Ze względu na fakt, że zmiana stanu płaskości czynnej powierzchni docieraka jest procesem długotrwałym, mogła być uzyskana eksperymentalnie w ograniczonym zakresie. Ponadto pomiary były dokonywane bezpośrednio na docierarce tylko w pięciu punktach.

W zakresie obszaru badawczego uznano za konieczne prowadzenie dalszych prac w następujących kierunkach:

1. Doskonalenie opracowanego modelu poprzez rozszerzenie o zadany stan płaskości czynnej powierzchni docieraka, który wpływa decydująco na płaskość powierzchni docieranej.
2. Analiza docierania jednotarczowego ze zmienną siłą docisku. W pracy przyjęto założenie o równomiernym docisku na powierzchni tarczy docierającej, który w rzeczywistości zależny jest między innymi od kształtu powierzchni czynnej narzędzia. Ponadto kontrolowana siła docisku mogłaby być wykorzystana do korygowania równomierności zużycia.
3. Analiza kierunkowości rys na powierzchni przedmiotu obrabianego w aspekcie przyjętej kinematyki.
4. Zastosowanie zaproponowanej metodyki korekcji kształtu narzędzia w innych procesach obróbki bardzo dokładnej takich jak szlifowanie z kinematyką docierania lub polerowanie mechaniczno-chemiczne.

WYKAZ LITERATURY

1. Barylski A.: *Podstawy docierania jednotarczowego powierzchni płaskich*, Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Mechanika, 67, Gdańsk, 1992.
2. Barylski A.: *Obróbka powierzchni płaskich na docierarkach*, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 2013.
3. Deshpande L.S., Raman S., Sunanta O., Agbaraji C.: *Observations in the flat lapping of stainless steel and bronze*, Wear, 265 (1-2), 2008, s. 105-116.
4. Belkhir N., Bouzid D., Herold V.: *Surface behavior during abrasive grain action in the glass lapping process*, Applied Surface Science, 255 (18), 2009, s. 7951-7958.
5. Liu J.H., Pei Z.J., Fisher G.R.: *Grinding wheels for manufacturing of silicon wafers: A literature review*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 47 (1), 2007, s. 1-13.
6. Liu H-K., Chen C-C. A., Chen W-C.: *Diamond lapping of sapphire wafer with addition of graphene in slurry*, Procedia Engineering, 184, 2017, s. 156-162.
7. Zong W.J., Li D., Cheng K., Sun T., Wang H.X., Liang Y.C.: *The material removal mechanism in mechanical lapping of diamond cutting tools*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 45 (7-8), 2005, s. 783-788.
8. Uhlmann E., Ardelt T., G.: *Influence of kinematics on the face grinding process on lapping machines*, Ann CIRP, 48(1), 1999, s. 281-284.
9. Klocke F.: *Manufacturing Processes 2: Grinding, Honing, Lapping*, Springer – Verlag, Berlin-Heidelberg, 2009.
10. Marinescu I.D., Uhlmann E, Doi T.: *Handbook of Lapping and Polishing*, Taylor & Francis Publishing House, New York, 2007.
11. Barylski A.: *Docierarki do płaszczyzn. Cz. III. Docierarki dwutarczowe*, Mechanik, 3, 1990, s. 75-80.
12. Uhlmann E., Ardelt T., Daus N.: *Kinematische Analyse von Zweischeibenmaschinen*, Werkstattstechnik, 6 (88), 1998, s. 273-276.
13. Barylski A.: *Docierarki do płaszczyzn. Cz. II. Docierarki jednotarczowe*, Mechanik, 1-2, 1990, s. 5-12.
14. Marinescu I.D, Rowe W.B., Dimitrov B., Inasaki I.: *Tribology of Abrasive Machining Processes*, William Andrew Publishing Ltd, Norwich, 2004.
15. Stachowiak G.W., Batchelor A.W.: *Engineering Tribology*, Butterworth-Heinemann, USA, 2001.
16. Misra A., Finnie I.: *A classification of three-body abrasive wear and design of a new tester*, Wear, 60, 1987, s. 111-121.
17. Gates J.D.: *Two-body and three-body abrasion: A critical discussion*, Wear, 214, 1998, s. 139-146.
18. Zum Gahr K.H.: *Microstructure and wear of materials*, Tribology series, 10, Elsevier, 1987, s. 132-148.
19. Hejwowski T.: *Nowoczesne powłoki nakładane cieplnie odporne na zużycie ściernie i erozyjne*, Politechnika Lubelska, Lublin 2013, s. 9-27.
20. Feld M., Barylski A.: *Założenia do modelu pracy mikroziaren ściernych w procesie docierania*, Prace Inst. Bud. Masz. WSI, Koszalin, 1980, s. 63-71.
21. El-Hofy H.: *Fundamentals of Machining Processes: Conventional and Nonconventional Processes*, USA, 2006.
22. Deaconescu A., Deaconescu T.: *Experimental and statistical parametric optimisation of surface roughness and machining productivity by lapping*, Transactions of FAMENA, 39(439), 2015, s. 65-78.

23. Kasai T., Horio K., Karaki-Doy T., Kobayashi A.: *Improvement of Conventional Polishing Conditions for Obtaining Super Smooth Surfaces of Glass and Metal Works*, Annals of the CIRP, 39(1), 1990, s. 321-324.
24. Stähli A. W.: *Die Läpp-Technik*, Technische Rundschau, 68 nr 13, 1976, s. 1-11.
25. Feld M., Barylski A.: *Läppen ebener Flächen mit ZweimetallScheiben*, Werkstatt und Betrieb, 123 (12), 1990, s. 933-936.,
26. Davis C. E.: *Untersuchungen der Einflussgrößen beim Flachläppen mit Diamant-Mikrokörnungen*, Industrial Diamond Review, 7(4), 1973, s. 185-199.
27. Smith A. P.: *Polishing Hard Materials*, Ceramic Bulletin, 62(8), 1983, s. 886-888.
28. Molenda J., Charchalis A., Barylski A.: *The influence of abrasive machine on temperature during one side lapping*, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 17(2), 2010, s. 357–362.
29. Materiały firmy Stahli, Stahli A. W.: *The technique of lapping*, Pie-terlen/Biel, 2013.
30. Degner W., Böttger H. C.: *Handbuch Feinbearbeitung*, HanserVerlag, München, Wien, 1979
31. Rabinowicz E.: *Effect of Abrasive Particle Size on Wear*, Wear, 8, 1965, s. 381-390.
32. Chang K.Y., Song Y.H., Lin T.R.: *Analysis of Lapping and Polishing of a Gauge Block*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 20(6), 2002, s. 414-419.
33. Wen D., Zhang K., Lu C., Yuan J.: *Experimental Investigation on the Effect of Abrasive Grain Size on the Lapping Uniformity of Sapphire Wafer*, Proceedings of SPIE, International Society for Optical Engineering, 2009, s. 2549-2552.
34. Moore M.A.: *Abrasive Wear of Brittle Solids*, Wear, 60, 1980, s. 123-140.
35. Martin K.: *Neuere Erkenntnisse über den Hartmetallabtrag beim Läppen*, Maschinenmarkt, 79, 1973, s. 103-104.
36. Ardelt T.: *Verfahrensvergleich Planschleifen mit Planetenkinematik – Planparallelläppen*, IDR, 35(3), 2001, s. 214-224.
37. Sankar M.: *Experimental Investigations into Rotating Workpiece Abrasive Flow Finishing*, Wear, 267(1-4), 2009, s. 43-51.
38. Le X., Peterson M.L.: *Material Removal Rate in Flat Lapping*, Journal of Manufacturing Processes, 1, 1999, s. 71-78.
39. Molenda J., Charchalis A.: *Wpływ twardości materiału obrabianego na jakość powierzchni po docieraniu*, Logistyka, 3, 2015, s. 3363-3370.
40. Neauport J., Destribats J., Maunier C., Ambard C., Cormont P., Pintault B., Rondeau O.: *Loose abrasive slurries for optical glass lapping*, Applied Optics, 49(30), 2010, s. 5736-5745.
41. Heisel U., Jakob P.: *Research on the Workpiece Kinematics in Face Lapping with Friction Drive*, Advanced Materials Research, 565, 2012, s. 318-323.
42. Lu L.Y., Fang C.F., Shen J.Y., Lu J., Xu X.P.: *Analysis of path distribution in lapping and polishing with single fixed abrasive*, Key Engineering Materials, 589-590, 2014, s. 475-479.
43. Ishikawa K., Ichikawa K., Suwabe H.: *A basic study on corrective techniques to recovering accuracy of deteriorated lapping plate*, Japan Society of Precision Engineering, 3, 1988, s. 234-236.
44. Martin K.: *Neuere Erkenntnisse über den Hartmetallabtrag beim Läppen*, Maschinenmarkt, 79(103/104), 1973, s. 2881.
45. Matsunaga M.: *Fundamental Studies of Report of the Institute of Industrial Science*, University of Tokyo, 1966.
46. Cai G.O., Lu Y.S., Cai R., Zheng. H.W.: *Analysis on lapping and polishing pressure distribution*, Ann. CIRP, 47(1), 1998, s. 235–238.
47. Satake U., Enomoto T., Fujii K., Hirose K.: *Optimization Method for Double-sided Polishing Process based on Kinematical Analysis*, Procedia CIRP, 41, 2016, s. 870-874.

48. Mahamad Sahab A.R., Saad N.H., Rashid A.A., Noriah Y.F., Said N.M., Zubair A.F., Jaffar A.: *Effect of double sided process parameters in lapping silicon wafer*, Applied Mechanics and Materials, 2013, s. 259-265.
49. Yuan J., Yao W., Zhao P., Lyu B., Chen Z., Zhong M.: *Kinematics and trajectory of both-sides cylindrical lapping process in planetary motion type*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 92, 2015, s. 60–71.
50. Fiocchi A.A., Fortulan C.A., Sanchez L.E.A.: *Ultraprecision face grinding with constant pressure, lapping kinematics, and SiC grinding wheels dressed with overlap factor*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 79(9-12), 2015, s. 1531-1543.
51. Sanchez L.E.A., Jun N.Z.X., Fiocchi A.A.: *Surface finishing of flat pieces when submitted to lapping kinematics on abrasive disc dressed under several overlap factors*, Precision Engineering, 35(2), 2011, s. 355–363.
52. Pei Z.J., Fisher G.R., Bhagavat M., Kassir S.: *A grinding-based manufacturing method for silicon wafers: an experimental investigation*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 45(10), 2010, s. 1140-1151.
53. Qin N., Guo D.M., Kang R.K., Huo F.W.: *Effect of conditioning parameters on surface non-uniformity of polishing pad in chemical mechanical planarization*, Key Engineering Materials, 389-390(1), 2009, s. 498-503.
54. Li Z.C., Baisie E.A., Zhang X.H.: *Diamond disc pad conditioning in chemical mechanical planarization (CMP): A surface element method to predict pad surface shape*, Precision Engineering, 36(2), 2012, s. 356-363.
55. Hocheng H., Tsai H.Y., Tsai M.S.: *Effects of kinematic variables on nonuniformity in chemical mechanical planarization*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 40(11), 2000, s. 1651-1669.
56. Lee H., Lee S.: *Investigation of pad wear in CMP with swing-arm conditioning and uniformity of material removal*, Precision Engineering, 49, 2017, s. 85-91.
57. Barylski A., Deja M.: *Shaping of the workpiece surface in single-disc lapping*, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2(2), 2002, s. 5-23.
58. Barylski A., Deja M.: *Computer Aided Quality Control of Plane Lapping*, Journal of the Balcan Tribological Association, 4(1), 1998, s. 1–7.
59. Barylski A., Deja M., Stolarski T.A.: *Computer simulation of kinematic systems of lapping machines*, Transactions on Engineering Sciences, 17, 1997, s. 409–417.
60. Evans J., Paul E., Dornfeld D., Lucca D., Byrne G., Tricard M., Klocke F., Dambon O., Mullany B.: *Material Removal Mechanisms in Lapping and Polishing*, STC “G” Keynote, CIRP Annals, 52(2), s. 611-633.
61. Ilez-Arriaga L., Téllez A.: *Correction of the Preston Equation for Low Speeds*, Applied Optics, 46(9), s. 1408-1410.
62. Tseng W.T.: *Comparative Study on the Roles of Velocity in the Material Removal Rate During Chemical Mechanical Polishing*, Journal of the Electrochemical Society, 146(5), 1999, s. 1952-1959.
63. Kling J., Mathias E.: *Workpiece material removal and lapping wheel wear in plane and plane-parallel lapping*, Annals of the CIRP, 35(1), 1986, s.219-222.
64. Ber A., Gueva I.: *On the wear of the plane lapping plate*, Annals of the CIRP, 16, 1968, s. 409-413.
65. Barylski A.: *Teoretyczna analiza zużycia docieraka docierarki jednotarczowej*, Archiwum Technologii Budowy Maszyn, 7, Poznań, 1988.
66. Preston F.: *The Theory and Design of Plate Glass Polishing Machines*, Society of Glass Technology, 11, 1927, s. 214-256.
67. Kacalak W.: *Teoretyczne podstawy minimalizacji energii właściwej w procesach obróbki ściernie*, XX Naukowa Szkoła Obróbki Ściernej, 1997, s. 77-80.
68. Zhang L.: *An Investigation of Material Removal in Polishing with Fixed Abrasives*, Journal of Engineering Manufacture, 216, 2002, s. 103-112.

69. Buijs M.: *A Model for Lapping of Glass*, Journal of Materials Science, 28(11), 1993, s. 3014-3020.
70. Oh S.: *An Integrated Material Removal Model for Silicon Dioxide Layers in Chemical Mechanical Polishing Processes*, Wear, 266(7-8), 2009, s. 839-849.
71. Miller N.E.: *Three-body Abrasive Wear with Small Size Diamond Abrasives*, Wear, 58(2), 1980, s. 249-259.
72. Tseng W.T.: *Re-examination of Pressure and Speed Dependences of Removal Rate During Chemical-mechanical Polishing Processes*, Journal of the Electrochemical Society, 144(2), 1997, s. L15-L17.
73. Pritchard C.: *Role of the Lubricant in Three-body Abrasion*, Nature, 256(5244), 1970, s. 446-447.
74. Téllez-Arriaga L., Cordero-Dávila A., Robledo-Sánchez C.I., Cuautle-Cortés J.: *Correction of the Preston Equation for Low Speeds*, Applied Optics, 46(9), 2007, s.1408-1410.
75. Wrschka P.: *Polishing Parameter Dependencies and Surface Oxidation of Chemical Mechanical Polishing of Al Thin Films*, Journal of the Electrochemical Society, 146(7), 1999, s. 2689-2696.
76. Runnel S.R., Eyman L.M.: *Tribology Analysis of Chemical-Mechanical Polishing*, Journal of the Electrochemical Society, 141(6), 1994, s. 1698-1701.
77. Nanz G., Camilletti L.E.: *Modeling of chemical-mechanical polishing: a review*, Semiconductor Manufacturing IEEE Trans, 8(4), 1995, s. 382–389
78. Chang Y.P., Hashimura M., Dornfeld D.A.: *An investigation of material removal mechanisms in lapping with grain size transition*, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 122, 2000, s. 413-419.
79. Dynarowski R., Nowicki B.: *Modelowanie matematyczne i badania doświadczalne wybranych aspektów niekonwencjonalnego gładzenia powierzchni krzywoliniowych*, Postępy Technologii Maszyn i Urządzeń, 21(1), 1997, s. 20-42.
80. Donghui W., Huan Q., Li M., Congda L., Gang L.: *Kinematic and trajectory analysis of the fixed abrasive lapping process in machining of interdigitated micro-channels on bipolar plates*, Precision Engineering, 44, 2016, s. 192-202.
81. Wang W., Gao P., Wen D.: *Theoretical Analysis and Uniformity of Trajectories in Lapping Process*, Advanced Materials Research, 102-104, 2010, s. 625-629.
82. Orlov P., Savelova A., Poluchin V., Nesterov J.: *Dovodka precizionnych detalej mäslin*, Mašinstroenie, Moskwa, 1978.
83. Orlov P.: *Technologičeskoe obespečenie kačestva detalej metodami dovodki*, Mašinstroenie, Moskwa, 1988.
84. Spur G., Eichhorn H.: *Kinematisches Simulationsmodell des Läppscheibenverschleißes*, IDR, 2, 1997, s. 169-178.
85. Simpfendörfer D.: *Entwicklung und Verifizierung eines Prozeßmodells beim Planläppen mit Zwangsführung*, Produktionstechnik – Berlin 71, Hanser-Verlag, München, 1988.
86. Spur G., Simpfendörfer D.: *Numerische Vorherbestimmung des Werkzeugverschleißes beim Planläppen*, VDI-Z, 128(3), 1986, s. 76–82.
87. <http://www.peter-wolters.com> (data dostępu 20.04.2018 r.).
88. <http://www.lapmaster-wolters.com> (data dostępu 20.04.2018 r.).
89. <http://www.stahli.com> (data dostępu 20.04.2018 r.).
90. <http://www.engis.com> (data dostępu 20.04.2018 r.).
91. <http://www.kemet.co.uk> (data dostępu 20.04.2018 r.).
92. <http://www.lamplan.co.uk> (data dostępu 20.04.2018 r.).
93. Stähli A.W.: *The technique of lapping*, Materiały firmy Stähli, Pieterlen/Biel, 2013.
94. Gania I.: *Elastyczne systemy produkcyjne (ESP)*, Logistyka, 5, 2006, s. 33-37.
95. Horaczenko J.: *Elastyczna automatyzacja. Obrabiarki i systemy obróbkowe*, WNT, Warszawa 2000.

96. Barylski A., Piotrowski N.: *Modelling a 6-dof manipulator using Matlab software*, *Archiwum Technologii Maszyn i Automatykacji*, 34(3), 2014, s. 45-55.
97. Barylski A., Piotrowski N.: *Symulacja obróbki na bazie pliku CLData za pomocą oprogramowania Matlab*, *Mechanik*, 88(2), 2015, s. 123-124.
98. Biesiada J., Duch W., Kachel A., Mączka K., Paucha S.: *Feature ranking methods based on information entropy with Parzen Windows*, *International Conference on Research in Electrotechnology and Applied Informatics*, Katowice, 2015, s. 110-112.
99. Swan A.R.H., Sandilands M., McCabe P.: *Introduction to geological data analysis*, Blackwell Science Ltd., Oxford, Wielka Brytania, 1995, s. 446.
100. Barylski A., Piotrowski N.: *Koncepcje niekonwencjonalnych układów kinematycznych docierania jednotarczowego z wykorzystaniem robota*, *Mechanik*, 87(8-9), 2014, s. 26-33.
101. Barylski A., Piotrowski N.: *New kinematic systems in single-sided lapping and their influence on lap wear*, *Applied Mechanics and Materials*, 831, 2016, s. 14-24.
102. Barylski A., Piotrowski N.: *Badania i analiza dokładności powierzchni docieraka docierarki jednotarczowej z ruchem posuwowym pierścienia prowadzącego*. *Mechanik*, 89(8-9), 2016, s. 1076-1077.
103. Barylski A., Piotrowski N.: *Research on the wear evenness of the tool in flat lapping*, *Journal of Polish-American Science and Technology*, Institute of Aviation Scientific Publications, Warszawa, 2016, s. 68-80.
104. Barylski A., Piotrowski N.: *Non-conventional approach in single-sided lapping process: kinematic analysis and parameters optimization*, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2018. <https://doi.org/10.1007/s00170-018-2644-z> (data dostępu 29.09.2018 r.).
105. Lewin C.: *Mathematics of motion control profiles*, Performance Motion Devices, 2013.
106. Nguyen K.D., Ng T-C., Chen I-M.: *On algorithms for planning S-curve motion profiles*, *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 5(1), 2008, s. 99-106.
107. Groover M. P., Weiss M., Nagel R. N.: *Industrial Robotics: Technology, Programming and Application*, McGraw-Hill Higher Education, 1986.
108. Khouja M., Booth D. E.: *Fuzzy Clustering Procedure for Evaluation and Selection of Industrial Robots*, *Journal of Manufacturing Systems*, 14, 1995, s. 244-251.
109. Goh C.-H., Tung Y.-C., Cheng C-H.: *A Revised Weighted Sum Decision Model for Robot Selection*, *Computers & Industrial Engineering*, 30, 1996, s. 193-199.
110. Rao R. V., Padmanabhan K. K.: *Selection, Identification and Comparison of Industrial Robots using Digraph and Matrix Methods*, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 22, 2006, s. 373-383.
111. Behzadian M., Khanmohammadi Otaghsara S., Yazdani M., Ignatius J.: *A state-of the-art survey of TOPSIS applications*, *Expert Systems with Applications*, 39, 2012, s. 13051-13069.
112. Żurek J., Ciszak O., Cieślak R., Suszyński M.: *Ocena i wybór robota przemysłowego metodą AHP*, *Archives of Mechanical Technology and Automation*, 31(2), 2011, s. 201-211.
113. Downarowicz O., Krause J., Sikorski M., Stachowski W.: *Zastosowanie metody AHP do oceny i sterowania poziomem bezpieczeństwa złożonego obiektu technicznego*, *Wybrane metody ergonomii i nauki o eksploatacji*, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 2000, s. 7-42.

WYKAZ RYSUNKÓW

| | |
|--|----|
| Rys. 1.1. Rodzaje docierania: a) docieranie powierzchni płaskich, b) docieranie wewnętrznych powierzchni płaskich, c) docieranie powierzchni płasko-równoległych, d) docieranie czołowe powierzchni cylindrycznych, e) docieranie obwodowe powierzchni cylindrycznych, f) docieranie kształtowe, 1 – narzędzie, 2 – przedmiot obrabiany | 12 |
| Rys. 2.1. Zużycie ściernie: a) dwuelementowe, b) trzelementowe | 13 |
| Rys. 2.2. Rodzaje ubytku materiału podczas zużycia ściernego: a) bruzdowanie, b) mikroskrawanie, c) zużycie zmęczeniowe, d) mikropęknięcie [16] | 14 |
| Rys. 2.3. Model ilustrujący różne położenie mikroziaren ściernych w docieraniu jednotarczowym: 1 – tarcza docierająca, 2 – separator, 3 – przedmioty obrabiane, 4 – pierścień prowadzący | 14 |
| Rys. 2.4. Parametry wejściowe i wyjściowe docierania jednotarczowego | 15 |
| Rys. 2.5. Błędy płaskości docieraka: a) wklęsła powierzchnia robocza, b) wypukła powierzchnia robocza, c) osiowe bicie na powierzchni roboczej | 18 |
| Rys. 2.6. Model standardowej docierarki jednotarczowej: 1 – tarcza docierająca, 2 – dźwignia prowadząca, 3 – pierścień prowadzący, 4 – separator, 5 – przedmiot obrabiany, 6 – przekładka, 7 – krążek dociskowy | 21 |
| Rys. 2.7. Schemat kinematyczny analizowanego układu wykonawczego docierarki jednotarczowej: 1 – docierak, 2 – separator, 3 – przedmiot obrabiany, 4 – pierścień prowadzący | 22 |
| Rys. 2.8. Wyznaczanie intensywności kontaktu przedmiotu obrabianego z narzędziem: a) zasada wskaźnika gęstości siatki torów, b) wyznaczanie liczby przecięć trajektorii z różnymi przedziałami na promieniu tarczy docierającej | 28 |
| Rys. 2.9. Sposoby opisu kształtu powierzchni obrabianej: a) za pomocą przedmiotu zastępczego w postaci pierścienia o szerokości równej średnicy przedmiotu obrabianego; r_{op} – promień określający położenie środka O_p przedmiotu obrabianego, r_p – promień przedmiotu obrabianego, b) za pomocą łuków wewnętrznych o promieniach r_j i długościach g_{wj} | 29 |
| Rys. 2.10. Przykłady aktualnie produkowanych docierarek jednotarczowych: a) Lapmaster Wolters 3R-1200 [87], b) 56 OF Lapmaster Wolters [88], c) Stähli FLM-750 24 PL [89], d) Engis FL-28V [90], e) Kemet 15 [91], f) LamPlan M.M.8400 [92] | 31 |
| Rys. 2.11. Automatyzacja transportu elementów docieranych: a) manualne stoły załadunkowe w docierarce jednotarczowej Stähli FLM 1000 [89], b) stoły załadunkowe w docierarce dwutarczowej Stähli DLM 705 [89], c) mikro linia Lapmaster Wolters AC 1000-F [88], d) wykorzystanie robota, jako podajnik w docierarce firmy Lapmasterr Wolters [88] | 34 |
| Rys. 2.12. Elastyczny system docierania firmy Lapmaster Wolters: 1 – stanowisko załadunkowe, 2 – podajnik załadunkowy separatorów, 3 – podajnik rozładunkowy separatorów, 4 – stacja pośrednia, 5 – stanowisko płuczące, 6 – podajnik załadunkowy separatorów, 7 – podajnik rozładunkowy separatorów, 8 – stacja automatycznego rozładunku, 9 – główny panel sterowania, 10 – panel sterowania docierarki do obróbki zgrubnej, 11 – panel sterowania docierarki do obróbki wykańczającej, 12 – docierarka do obróbki zgrubnej, 13 – docierarka do obróbki wykończeniowej [2] | 35 |

| | |
|--|----|
| Rys. 4.1. Model graficzny docierarki jednotarczowej przygotowany w programie Matlab: 1 – badany punkt leżący na powierzchni przedmiotu obrabianego, 2 – pierścień prowadzący, 3 – tarcza docierająca, 4 – stół docierarki, 5 – korpus obrabiarki | 39 |
| Rys. 4.2. Układy współrzędnych modelu docierarki jednotarczowej | 40 |
| Rys. 4.3. Interfejs utworzonego programu | 41 |
| Rys. 4.4. Parametry dodatkowe dla układów: a) promieniowego, b) ze ścieżką CLData..... | 42 |
| Rys. 4.5. Schemat interpolacji: a) liniowej, b) kołowej | 43 |
| Rys. 4.6. Model graficzny docierarki jednotarczowej i robota o sześciu stopniach swobody | 44 |
| Rys. 4.7. Poszczególne etapy wyznaczania gęstości trajektorii na tarczy docierającej: | |
| a) generowanie losowych ziaren ściernych, b-c) generowanie trajektorii, | |
| d) interpolacja trajektorii..... | 46 |
| Rys. 4.8. Schemat wyznaczania gęstości ścieżek ziaren ściernych..... | 47 |
| Rys. 4.9. Wykres zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych | 47 |
| Rys. 4.10. Schemat wyznaczania profilowej gęstości ścieżek ziaren ściernych | 48 |
| Rys. 4.11. Wykres zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych D_i w funkcji promienia R_d | 49 |
| Rys. 4.12. Schemat wyznaczania zużycia profilowego tarczy docierającej..... | 50 |
| Rys. 4.13. Wykres zużycia tarczy docierającej w funkcji promienia R_d | 51 |
| Rys. 5.1. Wpływ parametru k_1 na kształt trajektorii ziaren ściernych..... | 53 |
| Rys. 5.2. Wpływ parametru $k_1=-20/9$ na: a) kształt trajektorii ziaren ściernych, b) rozkład prędkości względnych w czasie $v(t)$, c) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych na tarczy docierającej, d) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych D_i w funkcji promienia R_d | 54 |
| Rys. 5.3. Wpływ parametru $k_1=-5/9$ na: a) kształt trajektorii ziaren ściernych, b) rozkład prędkości względnych w czasie $v(t)$, c) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych na tarczy docierającej, d) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych D_i w funkcji promienia R_d | 55 |
| Rys. 5.4. Wpływ parametru $k_1=5/9$ na: a) kształt trajektorii ziaren ściernych, b) rozkład prędkości względnych w czasie $v(t)$, c) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych na tarczy docierającej, d) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych D_i w funkcji promienia R_d | 56 |
| Rys. 5.5. Wpływ parametru $k_1=13/9$ na: a) kształt trajektorii ziaren ściernych, b) rozkład prędkości względnych w czasie $v(t)$, c) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych na tarczy docierającej, d) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych D_i w funkcji promienia R_d | 57 |
| Rys. 5.6. Wpływ parametru $k_1=35/9$ na: a) kształt trajektorii ziaren ściernych, b) rozkład prędkości względnych w czasie $v(t)$, c) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych na tarczy docierającej, d) zagęszczenia trajektorii ziaren ściernych D_i w funkcji promienia R_d | 58 |
| Rys. 5.7. Rozkład prędkości średniej w funkcji promienia R_d dla parametru $k_1=-20/9$ | 60 |
| Rys. 5.8. Rozkład prędkości średniej w funkcji promienia docieraka R_d dla parametru $k_1=-5/9$ | 60 |
| Rys. 5.9. Rozkład prędkości średniej w funkcji promienia docieraka R_d dla parametru $k_1=5/9$ | 61 |
| Rys. 5.10. Rozkład prędkości średniej w funkcji promienia docieraka R_d dla parametru $k_1=13/9$ | 61 |
| Rys. 5.11. Rozkład prędkości średniej w funkcji promienia docieraka R_d dla parametru $k_1=35/9$ | 62 |
| Rys. 5.12. Rozkład równomierności zużycia U dla różnej liczby badanych punktów n | 63 |

| | |
|--|----|
| Rys. 5.13. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 dla położenia promieniowego pierścienia prowadzącego $R=117$ mm w standardowym układzie docierania jednotarczowego, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s.... | 64 |
| Rys. 5.14. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 oraz położenia promieniowego pierścienia prowadzącego R w standardowym układzie docierania jednotarczowego, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s: a) widok ogólny, b) wykres izolinii..... | 65 |
| Rys. 5.15. Zużycie narzędzia w standardowym układzie docierania jednotarczowego dla parametrów $R=117$ mm oraz $k_1=7/9$, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s: a) w funkcji promienia R_d , b) rozkład zużycia tarczy docierającej | 66 |
| Rys. 6.1. Przykładowe koncepcje układów ruchu docierak – pierścień prowadzący: a) promieniowy, b) sieczny, c) wahadłowy, d) planetarny, e) mimośrodowy, f) po dowolnej śnieżce | 67 |
| Rys. 6.2. Charakterystyka ruchu pierścienia prowadzącego w czasie: a) przemieszczenie, b) prędkość, c) przyspieszenie, d) zryw..... | 69 |
| Rys. 6.3. Schemat kinematyczny układu docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego | 70 |
| Rys. 6.4. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=1$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$ | 71 |
| Rys. 6.5. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=2$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$ | 71 |
| Rys. 6.6. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=4$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$ | 71 |
| Rys. 6.7. Rozkład prędkości pierścienia prowadzącego v_p w funkcji promienia R_d w układzie docierania z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego dla różnych wartości parametru k_2 ($d=40$ mm, $k_1=7/9$)..... | 72 |
| Rys. 6.8. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 oraz parametru k_2 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s: a) widok ogólny, b) wykres izolinii..... | 74 |
| Rys. 6.9. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego dla $k_2=2$ (1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s) | 75 |
| Rys. 6.10. Zużycie narzędzia w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i promieniowym pierścienia prowadzącego dla parametrów $k_1=7/9$ oraz $k_2=2$ (1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s): a) w funkcji promienia R_d , b) rozkład zużycia tarczy docierającej | 75 |

| | |
|--|----|
| Rys. 6.11. Schemat kinematyczny układu docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego | 76 |
| Rys. 6.12. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=1$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$ | 77 |
| Rys. 6.13. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=2$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$ | 77 |
| Rys. 6.14. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=4$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$ | 77 |
| Rys. 6.15. Rozkład prędkości pierścienia prowadzącego v_p w funkcji promienia R_d w układzie docierania z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego dla różnych wartości parametru k_2 ($d=194$ mm, $k_1=7/9$) | 78 |
| Rys. 6.16. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 oraz parametru k_2 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego (1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s): a) widok ogólny, b) wykres izolinii..... | 80 |
| Rys. 6.17. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i siecznym pierścienia prowadzącego dla $k_2=2$, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s | 81 |
| Rys. 6.18. Zużycie narzędzia w układzie docierania jednotarczowego z ruchem siecznym pierścienia prowadzącego dla parametrów dla parametrów $k_1=7/9$ oraz $k_2=2$, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s: a) w funkcji promienia tarczy docierającej R_d , b) rozkład zużycia tarczy docierającej..... | 81 |
| Rys. 6.19. Schemat kinematyczny układu docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego | 82 |
| Rys. 6.20. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=1$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$ | 83 |
| Rys. 6.21. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=2$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$ | 83 |
| Rys. 6.22. Kształt trajektorii dla układu z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego dla parametru $k_2=4$ oraz dla różnych wartości parametru k_1 : a) $k_1=-20$, b) $k_1=5$, c) $k_1=13$ | 83 |
| Rys. 6.23. Rozkład prędkości pierścienia prowadzącego v_p w funkcji promienia R_d w układzie docierania z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego dla różnych wartości parametru k_2 ($d=142,68$ mm, $k_1=7/9$) | 84 |

| | |
|--|-----|
| Rys. 6.24. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 oraz parametru k_2 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego (1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s): a) widok ogólny, b) wykres izolinii | 86 |
| Rys. 6.25. Wykres równomierności zużycia U względem parametru k_1 w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego dla $k_2=2$, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s | 87 |
| Rys. 6.26. Zużycie narzędzia w układzie docierania jednotarczowego z ruchem obrotowym i wahadłowym pierścienia prowadzącego dla parametrów $k_1=7/9$ oraz $k_2=2$, 1000 losowych ziaren ściernych, czas symulacji $t=60$ s: a) w funkcji promienia R_d , b) rozkład zużycia tarczy docierającej | 87 |
| Rys. 6.27. Porównanie równomierności zużycia standardowego i niekonwencjonalnych układów docierania jednotarczowego | 88 |
| Rys. 7.1. Koncepcja systemu docierania z wykorzystaniem robota | 89 |
| Rys. 7.2. Algorytm AHP [112] | 92 |
| Rys. 7.3. Struktura hierarchiczna problemu doboru robota | 96 |
| Rys. 8.1. Docierarka jednotarczowa Abralap 380: a) widok ogólny docierarki, b) położenie pierścieni prowadzących na tarczy docierającej | 98 |
| Rys. 8.2. Stanowisko badawcze: 1 – docierarka jednotarczowa Abralap 380, 2 – silnik krokowy napędu liniowego, 3 – napęd liniowy, 4 – silnik krokowy obracający pierścień, 5 – uchwyt, 6 – pierścień prowadzący | 99 |
| Rys. 8.3. Układ sterowania stanowiska laboratoryjnego: 1 – zasilacz, 2 – pozycjoner silnika krokowego do ruchu obrotowego pierścienia, 3 – pozycjoner silnika krokowego do ruchu liniowego pierścienia | 99 |
| Rys. 8.4. Położenie przedmiotów obrabianych w separatorze: 1 – przedmioty obrabiane, 2 – separator przedmiotowy, 3 – pierścień prowadzący | 100 |
| Rys. 8.5. Przyrząd do pomiaru płaskości tarczy docierającej firmy Lapmaster: 1 – czujnik zegarowy, 2 – podpory stałe, 3 – podpory regulowana, 4 – tarcz docierająca | 102 |
| Rys. 8.6. Przyrząd do pomiaru zużycia tarczy docierającej | 103 |
| Rys. 8.7. Stanowisko do pomiaru chropowatości oraz falistości przedmiotów obrabianych: 1 – profilograf Hommel T1000, 2 – mierzona próbka, 3 – statyw głowicy pomiarowej, 4 – komputer z oprogramowaniem Turbo Datawin-NT | 104 |
| Rys. 8.8. Zużycie tarczy docierającej po I cyklu badań eksperymentalnych: a) w funkcji promienia R_d , b) wynikowy kształt czynnej powierzchni tarczy docierającej | 106 |
| Rys. 8.9. Zużycie tarczy docierającej po II cyklu badań eksperymentalnych: a) w funkcji promienia R_d , b) wynikowy kształt czynnej powierzchni tarczy docierającej | 107 |
| Rys. 8.10. Zużycie tarczy docierającej po III cyklu badań eksperymentalnych: a) w funkcji promienia R_d , b) wynikowy kształt czynnej powierzchni tarczy docierającej | 108 |
| Rys. 8.11. Zużycie tarczy docierającej po IV cyklu badań eksperymentalnych: a) w funkcji promienia R_d , b) wynikowy kształt czynnej powierzchni tarczy docierającej | 109 |

| | |
|---|-----|
| Rys. 8.12. Położenie odcinków pomiarowych na powierzchni przedmiotów obrabianych | 110 |
| Rys. 8.13. Wartości średnie oraz rozrzuty chropowatości i falistości powierzchni badanych próbek: a) stan początkowy, b) po cyklu I, c) po cyklu II, d) po cyklu III, e) po cyklu IV docierania | 111 |
| Rys. 8.14. Przykładowe profile chropowatości powierzchni próbek: a) stan początkowy, b) po cyklu I, c) po cyklu II, d) po cyklu III, e) po cyklu IV docierania | 112 |
| Rys. 8.15. Przykładowe profile falistości powierzchni próbek: a) stan początkowy, b) po cyklu I, c) po cyklu II, d) po cyklu III, e) po cyklu IV docierania..... | 113 |
| Rys. 8.16. Wielkość ubytku liniowego próbek w kolejnych cyklach badań eksperymentalnych..... | 114 |

WYKAZ TABEL

| | |
|--|-----|
| Tabela 2.1. Materiały na docieraki i charakterystyka ogólna tarcz docierających..... | 16 |
| Tabela 2.2. Materiały ściernie wykorzystywane w docieraniu | 19 |
| Tabela 2.3. Charakterystyka wybranych docierarek jednotarczowych..... | 32 |
| Tabela 5.1. Okresowość funkcji prędkości względnej $v(t)$ dla różnych parametrów k_1 | 53 |
| Tabela 7.1. Wybrane parametry robotów przemysłowych..... | 93 |
| Tabela 7.2. Porównanie parami kryteriów | 94 |
| Tabela 7.3. Wagi oraz ranking poszczególnych kryteriów..... | 94 |
| Tabela 7.4. Porównywanie parami podkryteriów – specyfikacja (S) | 95 |
| Tabela 7.5. Wagi oraz ranking poszczególnych podkryteriów – specyfikacja (S)..... | 95 |
| Tabela 7.6. Pary porównań dla podkryterium powtarzalności (S4) | 95 |
| Tabela 7.7. Wagi oraz ranking dla podkryterium powtarzalności (S4) | 95 |
| Tabela 7.8. Kryteria i ocena wyboru robota | 97 |
| Tabela 8.1. Parametry kinematyczne w kolejnych cyklach badań eksperymentalnych | 101 |
| Tabela 8.2. Płaskość segmentów tarczy docierającej dla poszczególnych cykli badań laboratoryjnych | 105 |
| Tabela 8.3. Wydajność docierania dla poszczególnych cykli badań laboratoryjnych | 114 |
| Tabela 8.4. Zestawienie wyników symulacyjnych i badań eksperymentalnych | 115 |

ZAŁĄCZNIKI

Dodatek A: Funkcja *cylinder*

```
function cylinder(height,diameter,accuracy,system,color)

    r=diameter/2;    %radius
    n=(accuracy*2)+1;    %bases points
    t = 0:pi/accuracy:2*pi;

    %main points
    pointsd=[r*sin(t)' r*cos(t)' zeros(size(t,2),1)];
    pointsu=[r*sin(t)' r*cos(t)' zeros(size(t,2),1)+height];
    points=[pointsd;pointsu];

    temp = ones(size(points,1),4);
    temp(:,1:3) = points;
    temp = system * temp';
    temp = temp';
    points = temp(:,1:3);

    %sides planes and colors
    a=1:1:n;
    b=2:1:n;
    b=[b 1];
    c=n+1:1:2*n;
    d=n+2:1:2*n;
    d=[d n+1];
    planes=[a' b' d' c'];
    colors_p = [ones(n,1)*color(1) ones(n,1)*color(2) ones(n,1)*color(3)];

    %bases planes and colors
    d_planes=[1:n;n+1:2*n];
    colors_d=[color;color];

    %drawing

    patch('Vertices',points,'Faces',d_planes,'FaceVertexCData',colors_d,'FaceColor','flat','EdgeColor',[0 0 0])

    patch('Vertices',points,'Faces',planes,'FaceVertexCData',colors_p,'FaceColor','flat','EdgeColor',[0 0 0])

end
```

Dodatek B: Funkcja *blok*

```
function blok(height,width, length, system, color)
```

```
    % main points
```

```
    points=[-width/2 0 0
            +width/2 0 0
            -width/2 length 0
            +width/2 length 0
            -width/2 0 height
            +width/2 0 height
            -width/2 length height
            +width/2 length height];
```

```
    temp = ones(size(points,1),4);
    temp(:,1:3) = points;
    temp = system * temp';
    temp = temp';
    points = temp(:,1:3);
```

```
    % creating planes
```

```
    planes=[1 2 4 3
            5 6 8 7
            1 2 6 5
            1 3 7 5
            2 4 8 6
            3 4 8 7];
```

```
    % colors
```

```
    colors=[color
            color
            color
            color
            color
            color];
```

```
    %drawing
```

```
    patch('Vertices',points,'Faces',planes,'FaceVertexCData',colors,'FaceColor','flat','EdgeColor',[
    0 0 0])
```

```
end
```

Dodatek C: Funkcje odpowiedzialne za rysowanie i animacje modelu docierarki

```
function [punktx, punkty, punktz]=drawlm(kt,k2,x,y,R,rx,ry,dr_trace,dr_disk,animation)
```

```
    % definicje wersorow
```

```
    X=[1 0 0]';
```

```
    Y=[0 1 0]';
```

```
    Z=[0 0 1]';
```

```
    % Coordinate systems for the following joints
```

```
    origin0=Trans(0,0,920);
```

```
    origin1=origin0*rot(Z,kt);
```

```
    origin2=origin0*Trans(x,y,15)*rot(Z,k2);
```

```
    origin3=origin2*Trans(rx,ry,2);
```

```
    podstawa(origin0)
```

```
    tarcza(origin1)
```

```
    pierscien(origin2)
```

```
    [punktx, punkty, punktz]=punkt(origin3);
```

```
end
```

```
function podstawa(system) % funkcja rysująca podstawę docierarki
```

```
    system=Trans(0,-300,100);
```

```
    block(750,600,600,system,[0 0.216586 0.40392156]);
```

```
    system=Trans(-275,-300,0);
```

```
    block(100,50,50,system,[0 0.216586 0.40392156]);
```

```
    system=Trans(275,-300,0);
```

```
    block(100,50,50,system,[0 0.216586 0.40392156]);
```

```
    system=Trans(275,250,0);
```

```
    block(100,50,50,system,[0 0.216586 0.40392156]);
```

```
    system=Trans(-275,250,0);
```

```
    block(100,50,50,system,[0 0.216586 0.40392156]);
```

```
    system=Trans(0,-325,860);
```

```
    block(20,650,650,system,[0.82 0.82 0.82]);
```

```
end
```

```
function tarcza(system) % funkcja rysująca tarcze docierającą
```

```
    system=system*Trans(0,0,-45);
```

```
    cylinder(5,390,20,system,[0 0 0.13]);
```

```
    system=system*Trans(0,0,5);
```

```
cylinder(15,380,20,system,[0.93 0.93 0.93]);
block(15,380,8,system,[0.92 0.92 0.92]);
system=system*rot(Z,30);
block(15,380,8,system,[0.92 0.92 0.92]);
system=system*rot(Z,30);
block(15,380,8,system,[0.92 0.92 0.92]);
system=system*rot(Z,30);
block(15,380,8,system,[0.92 0.92 0.92]);
system=system*rot(Z,30);
block(15,380,8,system,[0.92 0.92 0.92]);
system=system*rot(Z,30);
block(15,380,8,system,[0.92 0.92 0.92]);
system=system*rot(Z,30);
cylinder(22,88,8,system,[0.6 0.6 0.6]);
```

end

```
function pierścien(system) % funkcja rysująca pierścień
```

```
system=system*Trans(0,0,-35);
cylinder(60,180,10,system,[0.39 0.4 0.42]);
system=system*Trans(0,0,60);
cylinder(5,146,10,system,[0.65 0.62 0.58]);
```

end

```
function [punktx punkty punktz]=punkt(system) %funkcja rysująca punkt
```

```
cylinder(38,8,3,system,[0.89 0.12 0.16]);
punktx=system(1,4);
punkty=system(2,4);
punktz=system(3,4);
```

end

```
function H=rot(u, th) % obrót
```

```
c=@cos; s=@sin;
R = [c(th) -s(th) 0; s(th) c(th) 0; 0 0 1];
H=eye(4);
H(1:3,1:3)=R;
```

end

```
function H=Trans(x,y,z) % transpozycja
```

```
H = [1 0 0 x; 0 1 0 y; 0 0 1 z; 0 0 0 1];
```

end

Dodatek D: Wyniki symulacji równomierności zużycia U [%] dla układu standardowego docierania jednotarczowego

| k_1 | R | | | | |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 97 | 107 | 117 | 127 | 137 |
| -25/9 | 43,99 | 44,36 | 44,84 | 42,34 | 32,83 |
| -23/9 | 42,91 | 44,19 | 43,77 | 40,27 | 30,74 |
| -21/9 | 42,13 | 43,31 | 42,42 | 39,39 | 28,72 |
| -19/9 | 40,82 | 40,24 | 40,58 | 38,10 | 27,96 |
| -17/9 | 39,67 | 38,79 | 39,80 | 37,55 | 26,89 |
| -15/9 | 37,81 | 38,06 | 39,38 | 36,77 | 25,39 |
| -13/9 | 39,63 | 41,00 | 38,70 | 35,73 | 24,60 |
| -11/9 | 40,69 | 42,94 | 40,15 | 34,02 | 26,89 |
| -9/9 | 41,87 | 43,49 | 42,88 | 39,27 | 27,06 |
| -7/9 | 42,23 | 45,80 | 46,80 | 42,80 | 30,73 |
| -5/9 | 42,98 | 45,81 | 48,62 | 44,90 | 36,70 |
| -3/9 | 43,04 | 46,37 | 51,58 | 46,63 | 36,04 |
| -1/9 | 45,43 | 47,60 | 54,43 | 47,15 | 40,24 |
| 1/9 | 47,57 | 52,46 | 56,11 | 49,37 | 41,08 |
| 3/9 | 51,67 | 56,16 | 57,14 | 51,20 | 42,87 |
| 5/9 | 49,57 | 56,52 | 58,51 | 54,26 | 43,34 |
| 7/9 | 48,34 | 57,23 | 58,79 | 55,31 | 45,13 |
| 9/9 | 44,04 | 55,32 | 57,92 | 58,04 | 46,84 |
| 11/9 | 42,52 | 55,27 | 54,45 | 50,75 | 45,50 |
| 13/9 | 32,97 | 48,93 | 52,28 | 47,78 | 44,72 |
| 15/9 | 32,38 | 46,35 | 48,76 | 45,98 | 44,21 |
| 17/9 | 29,83 | 40,86 | 45,73 | 45,30 | 43,37 |
| 19/9 | 27,10 | 37,96 | 44,14 | 44,82 | 42,64 |
| 21/9 | 27,09 | 36,77 | 42,66 | 43,82 | 41,17 |
| 23/9 | 25,56 | 35,17 | 41,34 | 40,66 | 40,26 |
| 25/9 | 25,22 | 34,02 | 37,98 | 40,62 | 39,94 |

Średnia równomierność zużycia $U_{sr}=42,62\%$

Dodatek E: Wyniki symulacji równomierności zużycia U [%] dla układu docierania jednotarczowego z ruchem promieniowym pierścienia prowadzącego

| k_1 | k_2 | | | | |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0,5 | 1 | 2 | 3 | 4 |
| -25/9 | 55,38 | 58,58 | 56,58 | 56,99 | 56,48 |
| -23/9 | 53,26 | 58,06 | 54,59 | 54,13 | 54,95 |
| -21/9 | 51,45 | 56,71 | 52,33 | 52,54 | 54,24 |
| -19/9 | 49,32 | 54,61 | 50,34 | 51,76 | 54,20 |
| -17/9 | 47,35 | 50,03 | 48,67 | 50,95 | 52,87 |
| -15/9 | 47,00 | 48,14 | 47,08 | 51,79 | 51,45 |
| -13/9 | 47,70 | 45,35 | 46,58 | 48,19 | 50,20 |
| -11/9 | 46,23 | 46,24 | 46,37 | 45,53 | 49,96 |
| -9/9 | 46,45 | 48,10 | 47,47 | 46,22 | 50,25 |
| -7/9 | 48,44 | 49,25 | 49,64 | 50,75 | 51,36 |
| -5/9 | 49,97 | 56,97 | 54,46 | 52,21 | 56,85 |
| -3/9 | 52,82 | 54,57 | 57,43 | 54,66 | 57,88 |
| -1/9 | 54,24 | 59,77 | 60,18 | 55,62 | 59,64 |
| 1/9 | 55,76 | 62,72 | 62,90 | 55,92 | 61,52 |
| 3/9 | 62,16 | 62,84 | 63,69 | 60,77 | 62,37 |
| 5/9 | 62,76 | 64,94 | 64,88 | 61,35 | 62,20 |
| 7/9 | 64,38 | 65,01 | 65,22 | 63,01 | 63,97 |
| 9/9 | 63,23 | 64,10 | 64,98 | 62,86 | 62,97 |
| 11/9 | 62,10 | 63,75 | 63,98 | 62,60 | 62,30 |
| 13/9 | 61,95 | 62,17 | 61,90 | 60,55 | 60,25 |
| 15/9 | 61,43 | 57,51 | 58,30 | 58,63 | 58,51 |
| 17/9 | 60,73 | 57,04 | 56,78 | 57,98 | 57,23 |
| 19/9 | 57,32 | 53,55 | 55,89 | 56,03 | 54,87 |
| 21/9 | 53,67 | 53,07 | 53,66 | 52,22 | 52,87 |
| 23/9 | 51,04 | 47,55 | 52,48 | 50,46 | 51,76 |
| 25/9 | 49,92 | 50,62 | 50,36 | 49,03 | 50,09 |

Średnia równomierność zużycia $U_{sr}=55,38\%$

Dodatek F: Wyniki symulacji równomierności zużycia U [%] dla układu docierania jednotarczowego z ruchem siecznym pierścienia prowadzącego

| k_1 | k_2 | | | | |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0,5 | 1 | 2 | 3 | 4 |
| -25/9 | 56,04 | 53,03 | 55,12 | 61,56 | 61,11 |
| -23/9 | 54,66 | 48,31 | 56,00 | 62,25 | 62,21 |
| -21/9 | 50,75 | 47,90 | 57,67 | 63,11 | 62,53 |
| -19/9 | 51,65 | 48,14 | 58,99 | 62,09 | 62,54 |
| -17/9 | 50,75 | 48,11 | 59,86 | 62,86 | 62,64 |
| -15/9 | 49,98 | 48,74 | 61,77 | 64,76 | 64,23 |
| -13/9 | 48,87 | 49,24 | 62,98 | 65,85 | 64,54 |
| -11/9 | 48,15 | 49,55 | 63,57 | 64,54 | 64,23 |
| -9/9 | 47,43 | 50,34 | 63,13 | 65,01 | 65,13 |
| -7/9 | 48,13 | 52,49 | 63,87 | 65,56 | 64,98 |
| -5/9 | 48,46 | 53,16 | 62,99 | 66,46 | 63,40 |
| -3/9 | 50,42 | 58,42 | 64,32 | 67,12 | 64,54 |
| -1/9 | 57,43 | 59,98 | 64,42 | 67,65 | 64,88 |
| 1/9 | 58,65 | 63,59 | 64,97 | 67,90 | 64,16 |
| 3/9 | 61,54 | 64,98 | 66,53 | 67,23 | 64,10 |
| 5/9 | 66,44 | 66,48 | 68,02 | 66,72 | 65,99 |
| 7/9 | 67,59 | 68,51 | 69,47 | 68,37 | 67,34 |
| 9/9 | 65,87 | 64,94 | 67,32 | 64,32 | 64,98 |
| 11/9 | 65,00 | 61,44 | 65,50 | 62,05 | 59,84 |
| 13/9 | 62,54 | 56,98 | 63,85 | 61,44 | 59,25 |
| 15/9 | 61,43 | 55,36 | 62,27 | 60,11 | 58,33 |
| 17/9 | 59,64 | 54,86 | 60,13 | 58,12 | 57,24 |
| 19/9 | 56,68 | 53,12 | 58,57 | 56,30 | 56,66 |
| 21/9 | 51,80 | 51,28 | 56,15 | 53,20 | 56,20 |
| 23/9 | 52,59 | 50,89 | 54,98 | 51,60 | 55,46 |
| 25/9 | 53,02 | 50,24 | 52,12 | 50,82 | 55,02 |

Średnia równomierność zużycia $U_{sr}=59,38\%$

Dodatek G: Wyniki symulacji równomierności zużycia U [%] dla układu docierania jednotarczowego z ruchem wahadłowym pierścienia prowadzącego

| k_1 | k_2 | | | | |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0,5 | 1 | 2 | 3 | 4 |
| -25/9 | 54,73 | 57,23 | 53,03 | 57,38 | 58,85 |
| -23/9 | 53,32 | 53,96 | 53,01 | 59,82 | 60,73 |
| -21/9 | 52,14 | 49,95 | 53,23 | 58,62 | 61,61 |
| -19/9 | 51,64 | 50,04 | 55,52 | 59,02 | 60,18 |
| -17/9 | 50,61 | 52,49 | 56,19 | 59,33 | 59,46 |
| -15/9 | 48,94 | 50,32 | 57,10 | 62,65 | 61,34 |
| -13/9 | 47,24 | 50,99 | 57,94 | 62,66 | 63,42 |
| -11/9 | 46,29 | 51,04 | 57,85 | 63,16 | 64,45 |
| -9/9 | 45,94 | 50,88 | 57,96 | 63,90 | 65,87 |
| -7/9 | 46,38 | 50,69 | 58,07 | 64,44 | 66,32 |
| -5/9 | 48,32 | 56,34 | 60,45 | 64,33 | 66,85 |
| -3/9 | 52,30 | 60,15 | 62,15 | 65,30 | 67,83 |
| -1/9 | 56,13 | 60,96 | 63,05 | 65,87 | 66,54 |
| 1/9 | 59,52 | 61,64 | 63,50 | 66,20 | 66,00 |
| 3/9 | 62,41 | 64,54 | 64,53 | 66,04 | 65,35 |
| 5/9 | 65,32 | 65,43 | 66,25 | 65,34 | 64,96 |
| 7/9 | 67,60 | 66,27 | 67,67 | 64,15 | 64,52 |
| 9/9 | 65,24 | 64,33 | 65,43 | 63,54 | 63,72 |
| 11/9 | 64,34 | 64,32 | 64,75 | 62,44 | 62,65 |
| 13/9 | 63,22 | 63,47 | 63,10 | 62,12 | 61,33 |
| 15/9 | 58,32 | 57,34 | 59,64 | 60,53 | 60,53 |
| 17/9 | 54,23 | 54,32 | 57,54 | 57,75 | 59,42 |
| 19/9 | 52,27 | 51,33 | 56,57 | 56,22 | 58,35 |
| 21/9 | 51,87 | 50,99 | 54,32 | 54,32 | 56,06 |
| 23/9 | 50,96 | 50,23 | 51,76 | 50,34 | 53,24 |
| 25/9 | 50,47 | 50,02 | 49,51 | 51,00 | 52,44 |

Średnia równomierność zużycia $U_{sr}=58,52\%$