

AUTOREFERAT ROZPARAWY DOKTORSKIEJ
mgr inż. Mirosław Wolski

**ANALIZA WPŁYWU CECH KONSTRUKCYJNYCH
ZASTAWY PODATNEJ NA EFEKTYWNOŚĆ PROCESU
SORTOWANIA**

DZIEDZINA: NAUKI INŻYNIERYJNO-TECHNICZNE
DYSCYPLINA: INŻYNIERIA MECHANICZNA

PROMOTOR
Prof. dr hab. inż. Tomasz Piątkowski

KATEDRA MECHANIKI I METOD KOMPUTEROWYCH
WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ
POLITECHNIKA BYDGOSKA IM. JANA I JĘDRZEJA
ŚNIADECKICH

Bydgoszcz, 2021

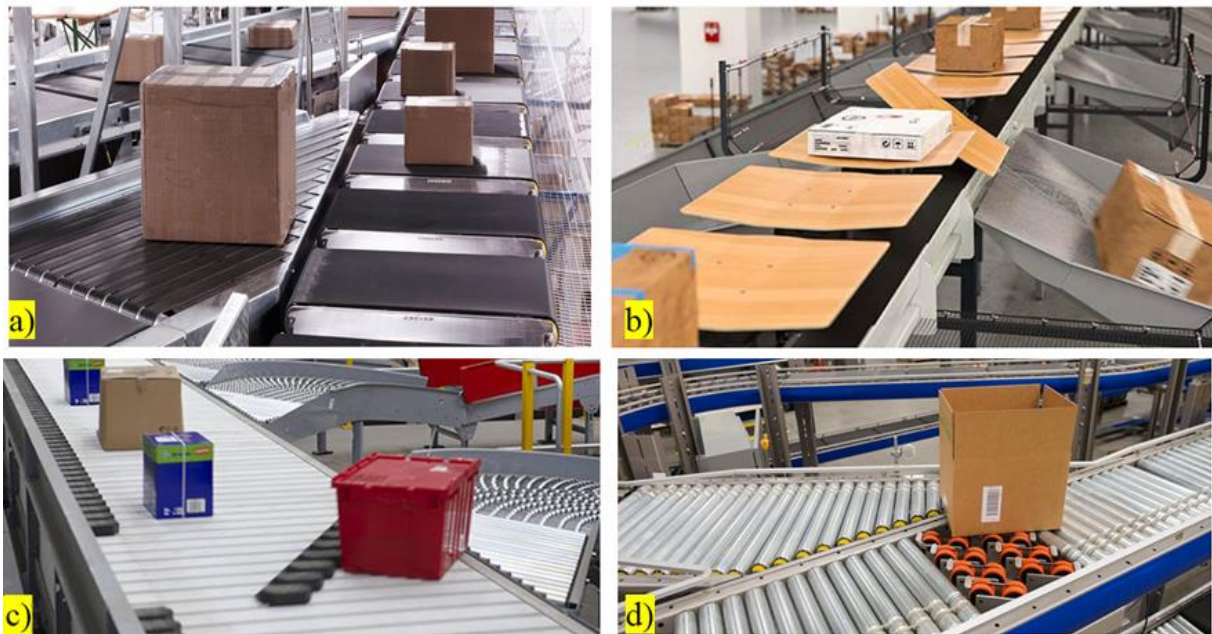
1. Wstęp

Handel internetowy zyskuje coraz większą popularność, w związku z tym wciąż realizowane są nowe inwestycje w coraz bardziej zaawansowane automatyczne systemy sortujące przesyłki transportowe, tzw. paczki lub ładunki jednostkowe. Paczka, docierając do węzła rozdzielczego poczty lub firm kurierskich, pokonuje drogę od przestrzeni skanowania do sortera, na przenośnikach agregujących i zasilających. Tutaj, za pomocą urządzenia rozdzielczego trafia do odpowiedniego ześlizgu lub przenośnika odbiorczego, który zgodnie z miejscem przeznaczenia stanowi początek drogi dalszego transportowania.

Urządzenie rozdzielcze jest najważniejszym elementem sortera. Rozwiązanie techniczne tego urządzenia oraz nazwa systemu wynika z zasady działania jego elementów wykonawczych. Jest to uzasadnione, biorąc pod uwagę, że właśnie urządzenie rozdzielcze ma największy wpływ na wydajność W_t [szt./h], która jest głównym wyznacznikiem stopnia zaawansowania technicznego systemu. Biorąc pod uwagę, że wydajność urządzenia rozdzielczego polega na wprowadzaniu całego strumienia ładunków do jednego ześlizgu, można opisać ją wzorem:

$$W_t = \frac{3600v_t}{\Delta c} \quad (1)$$

Wzrost wydajności koreluje ze wzrostem prędkości v_t , przy zachowaniu minimalnych odległości Δc pomiędzy sortowanymi obiektami. Wysoka prędkość v_t powoduje duże przyspieszenia i duże siły reakcji przy próbie zmiany kierunku jej wektora na ograniczonej drodze wynikającej z odległości Δc oraz długości przestrzeni roboczej urządzenia rozdzielczego. Dlatego dąży się, by funkcjonowanie elementów wykonawczych urządzeń rozdzielczych (tj. manipulatorów) miało charakter bezударowy, a także by elementy te poruszały się z potokiem ładunków, unikając wysokiej różnicy prędkości w tym kierunku.



Rys. 1. Najczęściej stosowane urządzenia rozdzielcze w procesie sortowania ładunków jednostkowych; a) manipulator tackowy przenośnikowy, b) manipulator tackowy uchylny, c) manipulator zabierakowy, d) manipulator z krążkami skrętnymi

Jednym z takich rozwiązań są tacki z przenośnikami porzecznymi do kierunku ruchu przenośnika głównego (rys 1a). W odpowiedniej chwili rozpoczyna się ruch taśmy tacki i przesyłka jest kierowana do odpowiedniej linii odbiorczej. W tym przypadku siła działająca na paczkę jest limitowana

sprężeniem ciernym w parze cierniej paczka-taśma tacki. Kolejnym rozwiązaniem jest manipulator tackowy uchylny rys. 1b), który kieruje paczkę do odpowiedniego ześlizgu przez wychylenie tacki w odpowiednim momencie i grawitacyjne zsuwanie obiektu z jej powierzchni. Oddziaływanie dynamiczne na paczkę jest w tym przypadku ograniczone przez przyspieszenie ziemskie, o ile nie dojdzie podczas przekierowania, do uderzenia w bandę ześlizgu. W manipulatorze zabierakowym rolę elementu wykonawczego pełnią zabieraki (Rys. 1c), które podczas realizacji cyklu roboczego tworzą równię pochyłą (wyznaczoną przez wierzchołki zabieraków), przemieszczającą się na przenośniku w kierunku ześlizgu. Rozwiązanie na rys. 1d polega na zastosowaniu krążków skrętnych, które przez sterowanie (programowanie) kierunkiem pola sił tarcia oddziałującego na ładunek, pozwalają umieścić go w odpowiedniej linii odbiorczej.

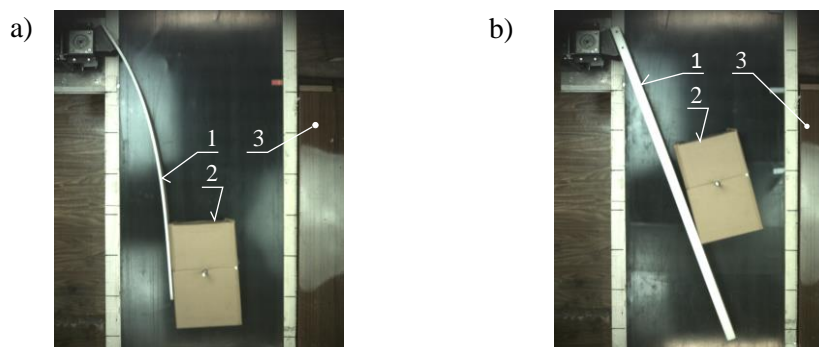
Manipulatory z rys. 1a-c są manipulatorami potowymi, co oznacza, że człony wykonawcze manipulatora poruszają się z potokiem ładunków. Dzięki temu ogranicza to przyspieszenia paczek podczas przekierowania, jednak powoduje komplikację konstrukcji, a przez to podnosi jej cenę.

Zastosowanie krążków skrętnych wymaga by prędkość paczek była odpowiednio niska lub odcinek powierzchni nośnej zbudowanej na bazie krążków odpowiednio długi ze względu na relatywnie małą siłę powodującą zmianę kierunku, na skutek sprężenia ciernego powierzchni rolek i opakowania. Z tych względów rolki skrętne na ogół posiadają własny napęd. Dlatego idea aktywnej powierzchni nośnej zbudowanej na bazie krążków jest pod względem projektowo-konstrukcyjnym skomplikowana.



Rys. 2. Przykłady istniejących rozwiązań konstrukcyjnych zastawy

Rozwiązaniem konstrukcyjnym manipulatora, które charakteryzuje niski koszt inwestycyjny oraz eksploatacyjny, a także wysoka trwałość i niezawodność działania jest zastawa aktywna o ruchu obrotowym, która dokonuje przekierowania ładunku do linii odbiorczej przez ruch wychylny wokół swojej osi obrotu.



Rys. 3. Wpływ podatności zastawy na przebieg procesu sortowania a) zbyt duża podatność uniemożliwia zgarnięcie obiektu, b) zastawa zbyt sztywna, brak łagodzenia skutków zderzenia obiektu z zastawą; 1 – zastawa, 2 – obiekt, 3 – ześlizg

Ponieważ jest to jednak manipulator z grupy manipulatorów stacjonarnych, tzn. pozostaje nieruchomy względem ramy przenośnika, to wykazuje on uderowy charakter pracy, gdy zgarniany obiekt nie porusza się wzdłuż tej krawędzi przenośnika, przy której zamocowano element wykonawczy. Wtedy, w chwili inicjacji kontaktu powstają wysokie wartości siły reakcji dynamicznych. Ponadto, istniejące rozwiązania konstrukcyjne zastawy (rys. 2) charakteryzują się dużą sztywnością, dzięki której gwarantowana jest realizacja założonego toru ruchu zastawy, niezależnie od wartości sił działających na zastawę. Powoduje to jednak brak możliwości przejmowania i rozpraszania energii zderzenia wywołanej podczas wchodzenia ładunku w kontakt z zastawą. Dlatego zasadne jest konstruowanie zastawy w taki sposób, by zastawa po wejściu w kontakt z opakowaniem uginała się o pewien kąt (Rys. 3a), przejmując część energii zderzenia. Istotne jest również, by zastawa była możliwie jak najlżejsza dla ograniczenia impulsu siły wynikającego ze zderzenia dwóch mas, który powstaje w chwili inicjacji kontaktu i bezpośrednio po nim. Jednak, gdy zastawa jest zbyt podatna, sortowany obiekt w ogóle może nie zostać zgarnięty (Rys. 3a). W związku z powyższym można wywieść następującą tezę oraz cele pracy.

2. Teza

Skorelowanie zminimalizowanej masy zastawy z odpowiednio dobraną jej sztywnością i parametrami eksploatacyjnymi* a także masą i wymiarami sortowanych obiektów, na podstawie symulacji modelu belki Eulera-Bernulliego, a także oszacowanych przyspieszeń według modelu MES spowoduje maksymalizację wydajności procesu sortowania z ograniczeniem przyspieszeń wywieranych na przemieszczane opakowania.

*parametry eksploatacyjne zwane również nastawniami roboczymi to prędkość przenośnika taśmowego v_t , kąt maksymalnego wychylenia α_{MAX} i czas cyklu roboczego zastawy t_l , jak również położenie początkowe obiektów w chwili inicjacji ruchu zastawy R_s .

3. Cel główny oraz cele pośrednie pracy

Celem pracy jest opracowanie metody pozwalającej wyznaczyć cechy geometryczno-materiałowo-dynamiczne podatnej zastawy aktywnej, zapewniające zminimalizowanie reakcji dynamicznych wywieranych na zgarniane obiekty, transportowane na przenośnikach, przy zachowaniu oczekiwanej wydajności i niezawodności procesu sortowania.

Cel ten jest realizowany poprzez:

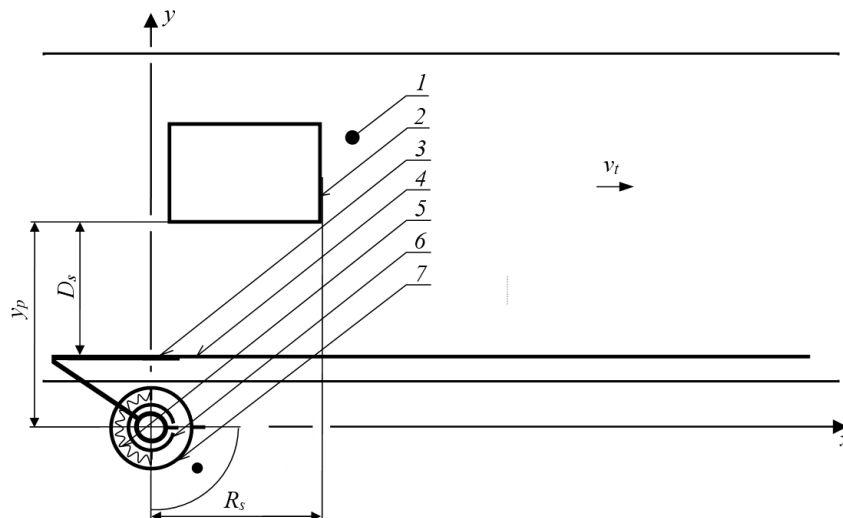
- budowę i uruchomienie stanowiska laboratoryjnego do wykonywania prób zautomatyzowanego zgarniania obiektów transportowych przenośnikiem taśmowym,
- wyznaczenie właściwości ciernych par kinematycznych taśma-obiekt-zastawa,

- c) opracowanie modelu procesu zgarniania obiektu metodą elementów skończonych oraz w oparciu o model belki Eulera-Bernoulliego,
- d) badania eksperymentalne kalibrujące opracowany model procesu zgarniania,
- e) symulacje numeryczne pozwalające wyznaczyć materiał i geometrię zastawy ze względu na minimalizację efektów dynamicznych, uwzględniając masę i prędkość sortowanego obiektu,
- f) symulacje procesu zgarniania zmierzające do zminimalizowania oddziaływań dynamicznych przy założonej wydajności sortowania, przez dobór optymalnych parametrów sortowania a także podatności układu napędowego i odsunięcia płaszczyzny roboczej zastawy od jej osi obrotu.

4. Modele procesu sortowania

4.1 Model sortowania w oparciu o belkę Eulera-Bernoulliego (BEB)

Uzyskanie wysokiej wydajności procesu sortowania przez skorelowanie cech konstrukcyjnych zastawy z parametrami eksploatacyjnymi urządzenia rozdzielczego (nastawami roboczymi urządzenia rozdzielczego) wymaga przeprowadzenia analizy numerycznej, ze względu na dużą ilość parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych, które należy brać pod uwagę.



Rys. 4. Schemat strefy pracy zastawy, jako nieważkiej belki Eulera-Bernoulliego, w położeniu początkowym; 1 – taśma przenośnika, 2 – obiekt przeznaczony do zgarnięcia, 3 – człon sztywny zastawy, 4 – człon odkształcalny zastawy, 5 – sprężystość skrętna zespołu napędowego, 6 – człon sprzęgła połączony z członem sztywnym zastawy, 7 – człon sprzęgła połączony z wałem napędowym

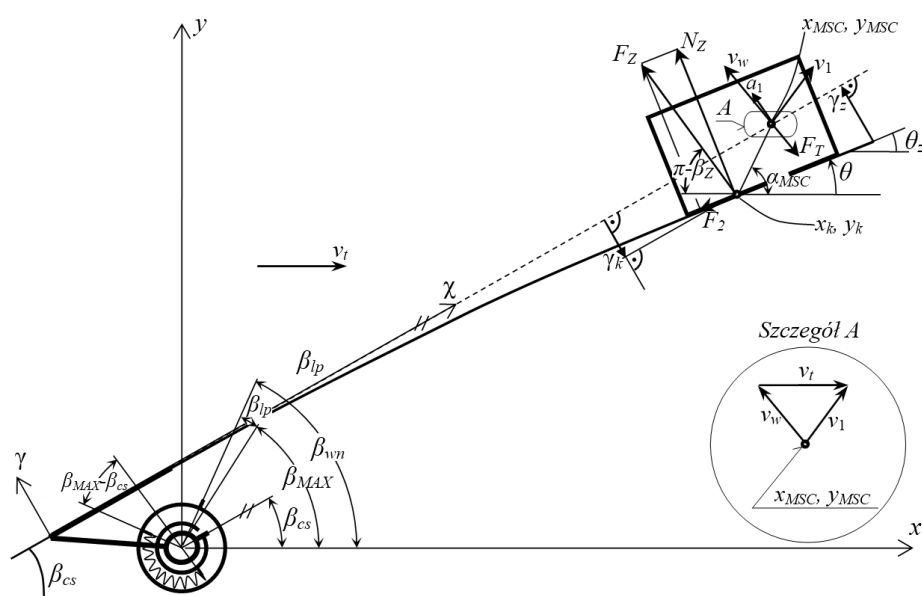
W modelu procesu sortowania, zastawę opisano jako bezmasowy obiekt, którego sztywność określono na podobieństwo belki Eulera-Bernoulliego, od której model bierze swoją nazwę (w skrócie BEB). Choć pominięcie masy nie pozwala na uzyskiwanie wiarygodnych wyników przyspieszenia obiektu sortowanego, to okazało się że model BEB dobrze sprawdza się w do wyznaczaniu, potwierdzonej eksperymentalnie, trajektorii ruchu paczki i ugięcia zastawy. Z tego względu, model BEB pozwala testować relatywnie szybko (w stosunku do modelu MES) ograniczenia dotyczące niezawodności zgarniania paczki znajdującej się w różnych położeniach na dostępnej szerokości przenośnika, wyodrębniając tylko te nastawy eksploatacyjne sortera (v_t , α_{MAX} , R_s), dla których następuje poprawne zgarnięcie. Elementy modelu BEB przedstawiono na rys. 4.

Można wyróżnić następujące cechy modelu BEB:

- uwzględnienia podatność napędu z pewną wartością luzu w układzie napędowym,

- pozwala symulować ruch sortowanego obiektu, zarówno na przenośniku jak i w ześlizgu,
- sortowane obiekty traktowane są jako prostopadłościenne ciała, z możliwością zmiany ich masy i wymiarów,
- umożliwia symulację zarówno pryzmatycznej, jak i niepryzmatycznej zastawy, o dowolnym przekroju poprzecznym,
- pozwala wyznaczyć przebieg procesu sortowania w krótkim czasie symulacji, ze względu na wykonywanie obliczeń dla zaledwie czterech elementów,
- wyznaczone przyspieszenie obiektu jest niedokładne, ponieważ wynika ze sprężystego ugięcia zastawy z pominięciem tłumienia materiału.

Na rysunku 5 przedstawiono schemat sił działających na paczkę, kierunek prędkości oraz przyspieszenia paczki.



Rys. 5. Schemat sił działających na ładunek podczas kontaktu z zastawą

Przyspieszenie paczki można obliczyć z równań:

$$\begin{cases} a_{1x} = \frac{(F_{Zx} + F_{Tx})}{m_1} \\ a_{1y} = \frac{(F_{Zy} + F_{Ty})}{m_1} \\ \varepsilon_1 = \frac{M_Z + M_T}{I_{Bz}} \end{cases} \quad (2)$$

gdzie:

a_{1x} , a_{1y} – przyspieszenie środka masy obiektu, kolejno w osi x i osi y ,

F_{Zx} , F_{Zy} – siła wywierana przez zastawę na obiekt, kolejno w osi x i osi y ,

M_T – moment tarcia względem środka masy obiektu,

M_Z – moment od zastawy wywierany na paczkę,

m_1 – masa paczki,

F_{Tx} , F_{Ty} – siła tarcia kinetycznego pomiędzy paczką i taśmą, kolejno w osi x i y ,

ε_1 – przyspieszenie kątowe paczki, dodatnie gdy ma kierunek przeciwny do ruchu wskazówek zegara,

I_{Bz} – masowy moment bezwładności paczki względem osi z .

Do ustalenia ugięcia zastawy konieczne jest wyznaczenie równowagi momentu od zastawy i sprzęgła, które również ugina się o pewien kąt:

$$0 = F_Z \sin \left[\beta_Z - \beta_{cs} + \arctan \left(\frac{\gamma_k + \gamma_w}{\chi_k + \chi_w} \right) \right] \sqrt{(\gamma_k + \gamma_w)^2 + (\chi_k + \chi_w)^2} + k_{sprz} (\beta_{MAX} - \beta_{cs}) \quad (3)$$

gdzie:

F_Z – wypadkowa siła wywierana na obiekt przez zastawę (rys. 5),

β_Z – kąt tworzony przez wektor siły F_Z i oś x ,

k_{sprz} – współczynnik sprężystości skrętnej zespołu napędowego,

β_{MAX} – kąt obrotu wałka napędowego β_{wn} pomniejszony o dodatni luz kątowy sprzęgła β_{lp} ,

χ_k, γ_k – położenie punktu kontaktu w układzie $\chi\gamma$, który jest związany z zastawą,

$[\chi_w, \gamma_w]$ – wektor przesunięcia początku układu współrzędnych $\chi\gamma$ względem osi obrotu, tzw. wykorbienie.

Siła oddziaływania zastawy na paczkę, która powoduje ruch przyspieszony tej paczki oraz w następstwie zmianę jej trajektorii, obliczana jest ze znanego równania na belkę Eulera-Bernulliego:

$$N_Z = \frac{-\gamma_k}{\int_0^{\chi_k} \int_0^{\chi} \frac{\chi_k - \chi}{EI_z(\chi)} d\chi d\chi} \quad (4)$$

gdzie:

E – moduł Younga materiału zastawy,

I_z – geometryczny moment bezwładności przekroju zastawy.

W podobny sposób oblicza się kąt, pod jakim zastawa działa na paczkę:

$$\theta = \beta_{cs} - \text{atan} \left(\int_0^{\chi_k} \frac{N_Z(\chi_k - \chi)}{EI_z(\chi)} d\chi \right) \quad (5)$$

gdzie:

θ – moduł Younga materiału zastawy.

Ostatecznie można obliczyć wszystkie składowe siły konieczne do obliczenia równań 2 i 3:

$$N_{Zx} = N_Z \sin(\theta) \quad (6)$$

$$N_{Zy} = N_Z \cos(\theta) \quad (7)$$

$$F_2 = N_Z \mu_Z \quad (8)$$

$$F_{2x} = F_2 \cos(\theta) \quad (9)$$

$$F_{2y} = F_2 \sin(\theta) \quad (10)$$

$$F_{Zx} = -F_{2x} - N_{Zx} \quad (11)$$

$$F_{Zy} = -F_{2y} + N_{Zy} \quad (12)$$

gdzie:

N_{Zx}, N_{Zy} – składowa x oraz y siły normalnej do powierzchni zastawy w punkcie kontaktu (**Błąd! Nie można odnaleźć źródła odwołania.** 5),

μ_z – współczynnik tarcia kinetycznego pomiędzy zastawą i paczką,

F_{2x}, F_{2y} – składowa x oraz y siły stycznej do powierzchni zastawy w punkcie kontaktu (**Błąd! Nie można odnaleźć źródła odwołania.**5),

F_{Zx}, F_{Zy} – składowa x oraz y wypadkowej siły wywieranej na obiekt przez zastawę w punkcie kontaktu (**Błąd! Nie można odnaleźć źródła odwołania.**5).

By określić o ile ugina się zastawa, konieczna jest znajomość punkt kontaktu, który może znajdować się na narożu lub krawędzi paczki. Zastawa może być w kontakcie z tym narożem obiektu, dla którego zastawa tworzy najmniejszy kąt wychylenia (rys. 6):

$$\beta_{p(i)} = \text{atan}\left(\frac{y_{p(i)}}{x_{p(i)}}\right) - \text{asin}\left(\frac{\gamma_w}{R_{p(i)}}\right) \quad (13)$$

gdzie:

$x_{p(i)}, y_{p(i)}$ – współrzędne naroży paczki,

$R_{p(i)} = (x_{p(i)}^2 + y_{p(i)}^2)^{1/2}$ – odległość naroża paczki od osi obrotu zastawy.

Jest to równoważne ze spełnieniem następującej formuły:

$$\text{Jesli } (\beta_{p(j)} < \beta_{p(i)}) \text{ to } (\beta_{k1} = \beta_{p(j)}, \beta_{k2} = \beta_{p(j-1)}, x_{k1} = x_{p(j)}, x_{k2} = x_{p(j-1)}) \quad (14)$$

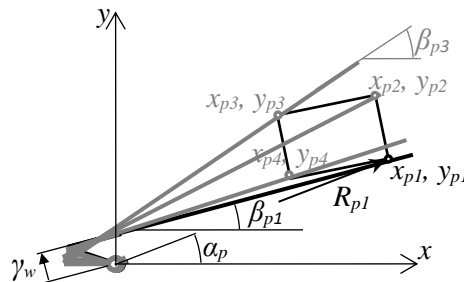
dla dowolnego $i \in \{1,2,3,4\} \wedge i \neq j$

Formuła (14) pozwala jedynie wyznaczyć naroże, które mogłoby wejść w kontakt z zastawą. Jeśli położenie paczki względem zastawy sprawia, że naroże x_{k1}, y_{k1} znajduje się poza łukiem zakreślonym przez swobodny koniec zastawy (rys. 7), paczka nie znajdzie się w kontakcie z zastawą narożem x_{k1}, y_{k1} , lecz krawędzią $k1-k2$. Punkt kontaktu x'_{k1}, y'_{k1} na krawędzi $k1-k2$ paczki można określić przez przyrównanie równania okręgu o promieniu r zakreślonego przez swobodny koniec zastawy oraz równania prostej przechodzącej przez krawędź $k1-k2$ (rys.7).

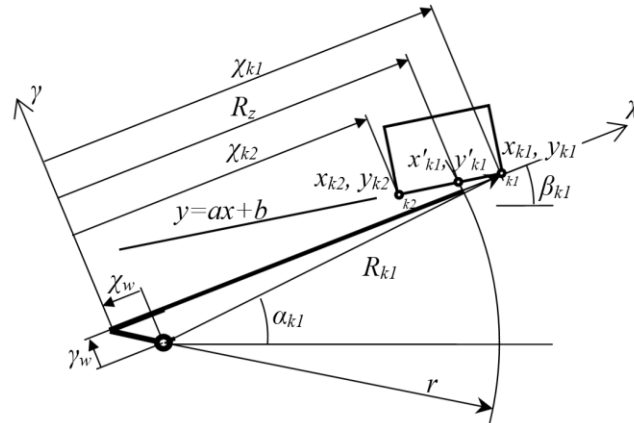
$$r = \sqrt{(R_z + \chi_w)^2 + \gamma_w^2} \quad (15)$$

$$\sqrt{r^2 - x'_{k1}{}^2} = a \cdot x'_{k1} + b \quad (16)$$

Rozwiązanie równania kwadratowego (16) pozwala wyznaczyć punkt kontaktu (x'_{k1}, y'_{k1}) na krawędzi paczki wchodzącej w kontakt w zastawą.



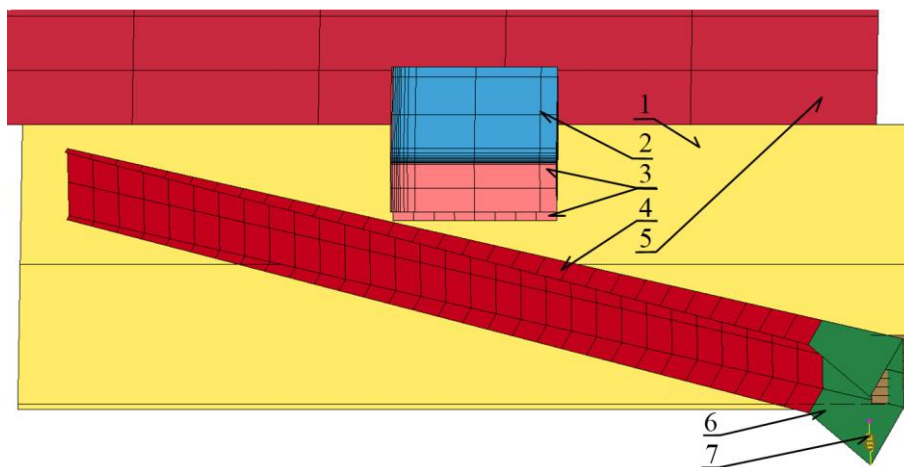
Rys. 6. Schemat wyznaczania naroża kontaktu



Rys. 7. Schemat wyznaczania punktu kontaktu na krawędzi

4.2 Model MES procesu sortowania w środowisku LS-DYNA

W modelu BEB, ze względu na bezmasowość elementu modelu reprezentującego zastawę, nie jest możliwe wyznaczenie rzeczywistego przyspieszenia paczki a możliwe jest jedynie przewidywanie tego, czy paczka zostanie zgarnięta czy też nie, ze względu na prawidłowe symulowanie trajektorii paczki. Model MES, który zawiera mniej uproszczeń chociażby dlatego, że element reprezentujący zastawę posiada masę, gdy jest prawidłowo skalibrowany na podstawie eksperymentu, umożliwia oprócz wyznaczenia prawidłowej trajektorii, prawidłowe wyznaczenie również przyspieszenia sortowanego obiektu.



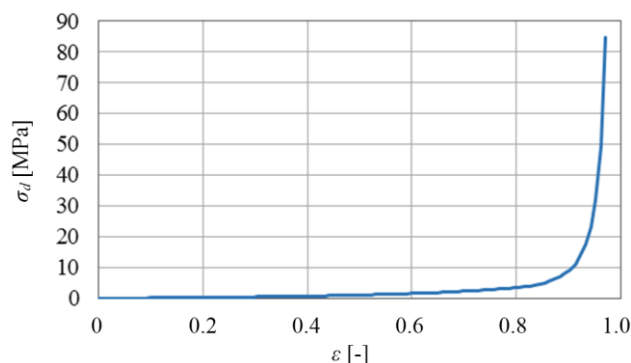
Rys. 8. Model numeryczny procesu sortowania w środowisku LS-DYNA: 1 – taśma przenośnika, 2 – sortowany obiekt, 3 – materiał przeciwwstrząsowy, 4 – człon podatny zastawy, 5 – ześlizg do odbioru sortowanych obiektów, 6 – człon sztywny zastawy, 7 – podatny element dyskretny sprężystości skrętnej i tłumienia skrętnego w układzie napędowym, tzw. sprzęgło

Zastawa ze względu na to, że jeden z wymiarów tj. grubość ceownika jest dużo mniejszy od pozostałych wymiarów, została zamodelowana z elementów typu SHELL (rys. 8). Paczkę zamodelowano z elementów typu SOLID, materiał RIGID, które połączone wspólnymi węzłami z prostokątnymi obiektami znajdującymi się na jej powierzchni, reprezentującymi materiał przeciwwstrząsowy (rys. 8).

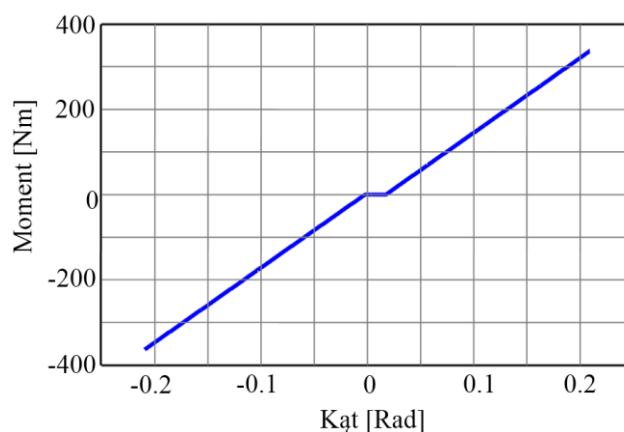
Krzywą dynamicznego naprężenia w funkcji odkształcenia tego materiału (spieniony polietylen stratline 22) zaczerpnięto z wyników eksperymentalnych pracy doktorskiej dr Przemysława Osowskiego (rys. 9). Dzięki temu, możliwe było prawidłowe zamodelowania w symulacji MES

zarówno lokalnych odkształceń, jak również przyspieszeń sortowanego obiektu, bliskich tym wyznaczonym eksperymentalnie.

Rzeczywisty napęd charakteryzuje się luzem i właściwościami sprężysto-tłumiącymi, co zaobserwowano w badaniach doświadczalnych. Stąd, w modelu MES uwzględniono elementy dyskretne, reprezentujące sprężystość skrętną oraz tłumienie skrętne, łączące węzeł stanowiący oś obrotu zastawy z węzłem wymuszającym zadany ruch kątowy wału napędowego. Ze względu na obecność luzu, sprężystość skrętna została zamodelowana jako nieliniowa (rys. 10).



Rys. 9. Napężenie dynamiczne $\sigma_d=f(\varepsilon)$ pianki polietylenowej



Rys. 10. Charakterystyka skrętnej sprężystości napędu zastawy, tzw. sprzęgła; położenie wykresu względem zera osi odciętych zależy od położenia początkowego zastawy w zakresie luzu w chwili rozpoczęcia ruchu

5. Wyznaczanie współczynników tarcia par ciernych przenośnik-opakowanie-zastawa

Uwzględnienie zjawiska tarcia w przedstawionych wcześniej modelach procesu sortowania, wymaga wyznaczenia współczynnika tarcia statycznego i kinetycznego między powierzchnią transportową a sortowanym obiektem oraz kinetycznego między obiektem a zastawą.

5.1 Wyznaczanie współczynnika tarcia zastawa-obiekt

Współczynnik tarcia między zastawą i obiektem wyznaczono na stanowisku laboratoryjnym przeznaczonym do testów sortowania, w którym podczas badań tarcia unieruchomiono zastawę w położeniu skośnym względem osi podłużnej przenośnika (rys. 11). W takich warunkach, ustala się równowaga pomiędzy siłą tarcia pochodzącą od ruchu taśmy względem obiektu oraz siłą tarcia pochodzącą od ruchu obiektu względem zastawy. Pozwala to na wyprowadzenie wzoru (17), który do obliczenia współczynnika tarcia między zastawą a opakowaniem nie wymaga znajomości siły tarcia między opakowaniem a taśmą.

$$\mu_Z = \frac{v_t \cos \theta - v_R}{v_t \sin \theta} \quad (17)$$

gdzie:

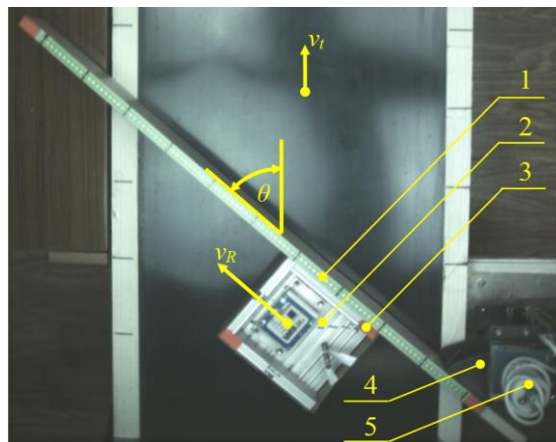
v_R – prędkość obiektu wzdłuż zastawy,

v_t – prędkość taśmy przenośnika,

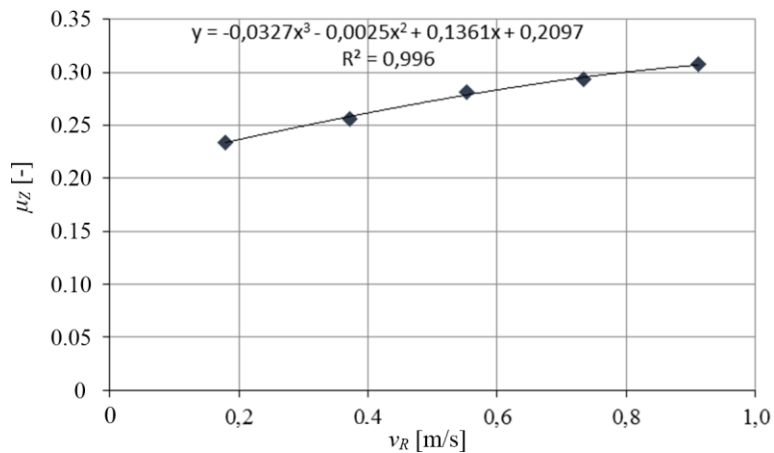
θ – kąt wychylenia zastawy.

Podczas eksperymentu, na górnej powierzchni badanego obiektu naklejono znaczniki, których tor ruchu zarejestrowano kamerą szybkoklatkową. Do analizy obrazów wykorzystano środowisko Matlab, uzyskując prędkość v_r obiektu. Znając prędkości v_r , v_t oraz kąt $\theta=40^\circ$, można obliczyć współczynnik tarcia pomiędzy obiektem i zastawą.

Eksperyment wykazał (rys. 12) że współczynnik tarcia μ_Z rośnie monotonicznie wraz z prędkością v_R w zakresie od 0.23 do 0.31 przy zmianie prędkości obiektu wzdłuż zastawy z 0.18 m/s do 0.92 m/s.



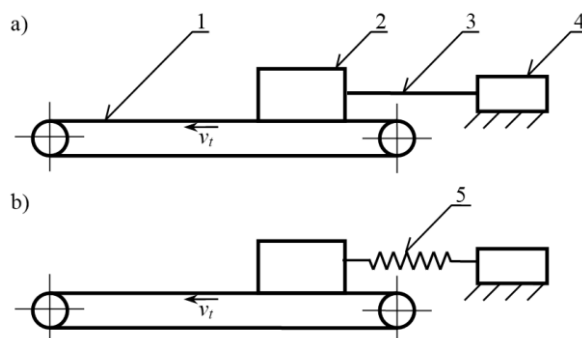
Rys. 11. Zdjęcie z kamery szybkoklatkowej stanowiska badawczego procesu sortowania zastawą aktywną w konfiguracji pomiaru współczynnika tarcia pary ciernej zastawa-obiekt; 1 – liniał pomiarowy znajdujący się na zastawie, 2 – badany obiekt, wykonany z aluminiowych profili i pokryty tekturą falistą, 3 – znacznik przeznaczony do rejestracji toru ruchu obiektu, 4 – układ mocowania zastawy, 5 – enkoder absolutny wskazujący kąt ustawienia zastawy, v_t – prędkość taśmy przenośnika



Rys. 12. Współczynnik tarcia zastawa-obiekt w funkcji prędkości poślizgu

5.1. Wyznaczanie współczynnika tarcia obiekt-powierzchnia nośna przenośnika

Współczynnik tarcia pomiędzy sortowanym obiektem i taśmą przenośnika najwygodniej jest wyznaczyć bezpośrednio na przenośniku, mocując do jego ramy siłomierz i łącząc go cięgnem z obiektem znajdującym się na przenośniku (rys. 13). W ten sposób, stosując cięgno nieodkształcalne, zbadano wartość kinetycznego współczynnika tarcia w funkcji prędkości poślizgu oraz stosując cięgno odkształcalne, tj. sprężynę, zbadano wartość współczynnika statycznego. Współczynnik tarcia kinetycznego zmieniał się w zakresie $\mu_k=0,54-0,60$ i nie był zależny od prędkości poślizgu, którą zmieniano w zakresie $v_t \in \langle 0,2; 2,5 \rangle$ m/s. Współczynnik tarcia statycznego pomiędzy taśmą i obiektem przyjmował wartość w zakresie $\mu_s=0,98-1,12$.



Rys. 13. Schemat stanowiska do badań współczynnika tarcia pomiędzy obiektem i powierzchnią nośną przenośnika: a) pomiar kinetycznego współczynnika tarcia taśma przenośnika-obiekt, b) pomiar statycznego współczynnika tarcia taśma-obiekt, 1 – taśma przenośnika, 2 – obiekt, 3 – sztywne cięgno, 4 – siłomierz, 5 – cięgno ze sprężyną

6. Dobór geometrii i materiału zastawy

6.1. Metoda wyznaczania geometrii zastawy podatnej

Do optymalizacji konstrukcji zastawy zaproponowano ceowy przekrój poprzeczny, dla którego wyznaczana jest grubość półek i średnica oraz wysokość zarysu bocznego w celu uzyskania najmniejszej masy przy zadanej sztywności. Na rysunku 14a przedstawiono kilka propozycji zarysu wzdłużnego, tzn. o stałej wytrzymałości na zginanie w dowolnym przekroju poprzecznym (rys. 14a), wieloprzedziałowy, przedziałami liniowy (rys. 14b) a także szczególny przypadek zarysu wieloprzedziałowego (rys. 14c), dla którego liczba zmiennych decyzyjnych ogranicza się do dwóch punktów dając zarys trapezowy.

Dla ceowego przekroju konstrukcji belki wspornikowej, minimalizacja jej masy dla wariantu **Błąd! Nie można odnaleźć źródła odwołania.** 14a-c zarysu wzdłużnego, określona jest następującą funkcją celu:

$$\begin{cases} \min f_m(\zeta_{w1}, \zeta_{w2}, \dots, \zeta_{w(\Xi)}, b, c) = \rho \sum_{i=1}^{\Psi-1} [(\zeta_i + \zeta_{i+1})c + (h - 2c)b] \Delta \chi \\ \wedge_{\zeta_i < c} (c = 0 \wedge b = \zeta_i) \end{cases} \quad (18)$$

gdzie:

$\zeta_{w1}, \zeta_{w2}, \dots, \zeta_{w(\Xi)}$ – zmienne decyzyjne dla zarysu wzdłużnego (**Błąd! Nie można odnaleźć źródła odwołania.** 15),

b, c – zmienne decyzyjne dla przekroju ceowego (**Błąd! Nie można odnaleźć źródła odwołania.** 15),

χ_i, ζ_i – współrzędne dyskretyzacji zarysu wzdłużnego (**Błąd! Nie można odnaleźć źródła odwołania.** 15),

h – szerokość zastawy wynosząca 0.12 m,
 $\Delta\chi$ – odcinek pomiędzy kolejnymi punktami dyskretyzacji,
 Ψ – liczba elementów dyskretnych rzutująca na dokładność obliczeń,
 Ξ – liczba zmiennych decyzyjnych dla zarysu wzdłużnego.

Drugi wiersz równania (18) oznacza, że jeżeli zaproponowana przez algorytm wartość ζ_i jest mniejsza od grubości środnika b , wówczas w położeniu χ_i , optymalizacji podlega grubość środnika (bez półki). Jest to przyczyna, dla której na rys. 14a występuje uskok na swobodnym końcu belki.

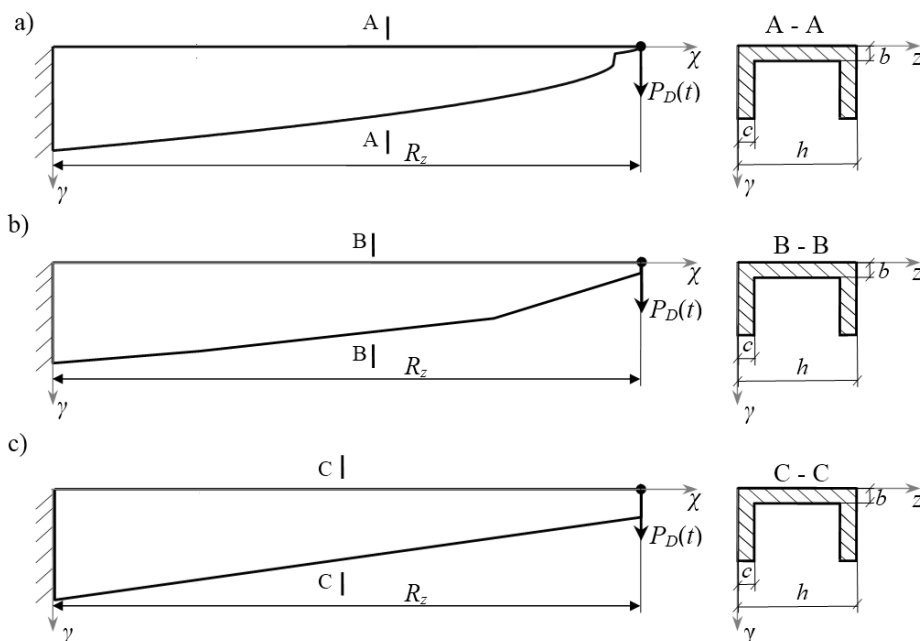
Ograniczenia optymalizacji sformułowano następująco:

$$\begin{cases}
 \gamma_D - 0.2R_z < 0 \\
 \sigma_{g(i)} - \frac{R_e}{2} < 0 \text{ dla } i = 1, 2, \dots, \Psi, \quad \text{gdzie } \sigma_{g(i)} = \frac{P_D(R_z - \chi_i)}{W_{z(i)}} \\
 \left\{ \begin{array}{l}
 -\zeta_\Psi + \frac{3P_D}{2h \cdot k_t} \leq 0 \quad \text{gdy } \zeta_\Psi < b \\
 -\zeta_\Psi + \frac{3P_D - 2k_t(h - 2c)b}{2c \cdot k_t} \leq 0 \quad \text{gdy } \zeta_\Psi \geq b
 \end{array} \right. \\
 b_{\min} \leq b \leq b_{\max} \\
 c_{\min} \leq c \leq c_{\max}
 \end{cases} \quad (19)$$

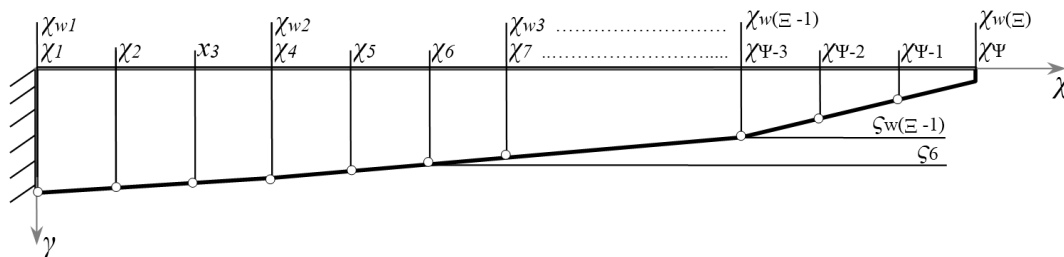
gdzie:

γ_D – maksymalna wartość ugięcia dynamicznego swobodnego końca,
 $0.2R_z$ – przyjęto, że zastawa może ugiąć się maksymalnie do 20% jej długości,
 $\sigma_{g(i)}$ – naprężenia gnące włókien zewnętrznych i -tego elementu przekroju poprzecznego,
 P_D – maksymalna wartość siły dynamicznej, obciążającej zastawę (**Błąd! Nie można odnaleźć źródła odwołania.** 14),
 $\Delta\chi$ – odcinek pomiędzy kolejnymi punktami dyskretyzacji,
 k_t – dopuszczalne naprężenie na ścinanie,
 $R_e/2$ – połowa granicy plastyczności, uznana w optymalizacji za dopuszczalne naprężenia gnące σ_{dop} .

Wartości b_{\min} i c_{\min} uniemożliwiają zmniejszenie grubości ścian ceownika poniżej przyjętego minimum, wynikającego ze względów technologicznych wykonania profilu.



Rys. 14. Belka wspornikowa zoptymalizowana dla: a) zarysu stałonapężeniowego $\Xi=1$, $\Psi=400$, b) czteropodziałowego, $\Xi=5$, $\Psi=401$, c) trapezowego $\Xi=2$, $\Psi=401$; $R_z=1.2$ m, $m_1=4$ kg, $V_1=2.5$ m/s, $\rho=1140$ kg, $E=3300$ MPa, $R_e=78$ MPa, $b_{min}=0.004$ m, $c_{min}=0.004$ m

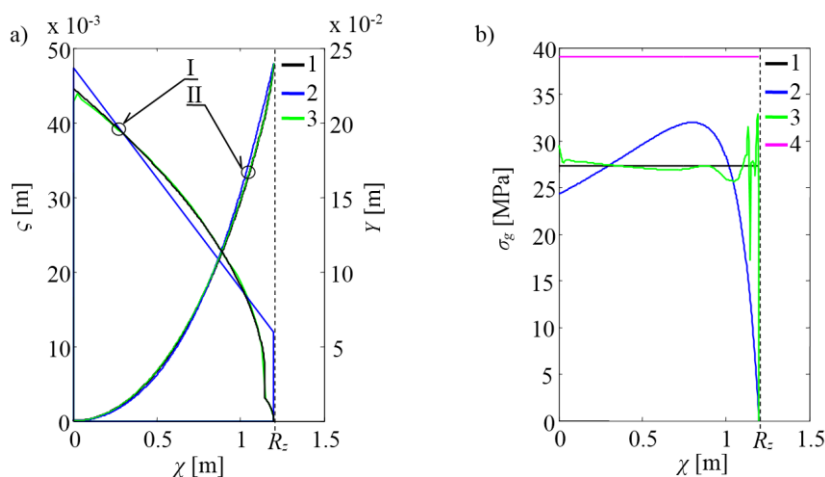


Rys. 15. Podział odcinków między zmiennymi decyzyjnymi na elementy dyskretne, w których obliczane są wartości elementarne masy, naprężenia oraz odkształcenia w belce, w tym przypadku podziałka $podz=3$; pięciopunktowa ($\Xi=5$) optymalizacja zarysu wzdłużnego

W przypadku belki o zarysie stałonapężeniowym, zmienne decyzyjne ograniczają się do zmiennych przekroju poprzecznego c , b oraz jednej zmiennej wysokości półki ζ_{w1} w miejscu utwierdzenia. Szereg elementarnych wysokości półki ζ_i w punktach χ_i musi zatem spełniać dodatkowe ograniczenie:

$$\frac{P_D(R_z - \chi_i)}{W_z(\chi_i)} = \frac{P_D R_z}{W_z(\chi_{w1})} \quad (20)$$

Na rys. 16 pokazano zestawienie trzech wariantów zarysu wzdłużnego belki: (1) trapezowy, (2) stałonapężeniowy, (3) 50 punktowy, przedziałami liniowy. Do rozwiązania wykorzystano wbudowaną funkcję $fmincon$ środowiska MATLAB w wariancie sekwencyjnego programowania kwadratowego, jako algorytmu optymalizującego. Można zauważyć, że gdy zarys przedziałami liniowy profilu bocznego ma wystarczającą liczbę zmiennych decyzyjnych warunkujących wysokość profilu na granicy tych przedziałów, to zarys przedziałami liniowy zbliża się do zarysu stałonapężeniowego. Oznacza to, że dla przyjętego ceowego kształtu przekroju poprzecznego, najmniejszą masę pozwala uzyskać właśnie zarys stałonapężeniowy.



Rys. 16. Wynik optymalizacji belki: a) zarys boczny profilu ζ oraz linia ugięcia Y w funkcji odległości od utwierdzonego końca belki, b) maksymalne naprężenia zginające σ_g w funkcji odległości od utwierdzonego końca belki, c) zilustrowanie podziału zarysu wzdłużnego na dyskretne odcinki; parametry dla których przeprowadzono optymalizację: $R_z=1.2$ m, $\rho=1140$ kg, $E=3300$ MPa, $R_e=78$ MPa, $m_1=4$ kg, $V_1=2.5$ m/s, $b_{min}=0.004$ m, $c_{min}=0.004$ m, $b_{wynik}=0.004$ m, $c_{wynik}=0.004$ m;

1 – zarys stałonapężeniowy ($\Psi=400$, $\Xi=1$), 2 – zarys trapezowy ($\Psi=401$, $\Xi=2$), 3 – zarys przedziałami liniowy ($\Psi=401$, $\Xi=50$), 4 – naprężenie dopuszczalne $\sigma_{dop}=R_e/2$;

I – zestaw wykresów zarysu bocznego ζ profilu – oś główna,

Uzyskana w wyniku optymalizacji masa zastawy o zarysie trapezowym jest jedynie o 1.6% wyższa od masy zastawy o zarysie stałonapężeniowym, dlatego zarys trapezowy można stosować wówczas gdy naprężenia maksymalne w profilu nie podlegają ograniczeniom naprężeń dopuszczalnych dla danych wymiarów optymalnych oraz warunków i ograniczeń optymalizacji. Z tego względu jedynie zastawę o zarysie trapezowym uwzględniono w badaniach procesu sortowania.

6.2. Kryterium oceny istotności wybranych stałych materiałowych w konstrukcji zastawy

By wykluczyć rolę przypadku w doborze materiału bardzo przydatny jest liczbowy wskaźnik biorący pod uwagę podstawowe właściwości mechaniczne porównywanych materiałów, który pozwoli wybrać najodpowiedniejszy materiał do danego zastosowania.

Wg propozycji autora tej pracy, by wprowadzić wskaźnik oceny przydatności materiału na pryzmatyczną belkę jednostronnie utwierdzoną, obciążoną siłą skupioną na jej swobodnym końcu o zadanej sztywności i ugięciu, należy najpierw uwzględnić (w warunku dla naprężeń dopuszczalnych $\sigma_{dop} \geq M_g/W_z$) zależność na strzałkę ugięcia $u_b = PR_z^3/(3EI_z)$ dla momentu gnącego $M_g = PR_z$ otrzymując:

$$\sigma_{dop} \geq \frac{3E \cdot y_{\max} u_b}{R_z^2} \quad (21)$$

gdzie:

- u_b – ugięcie w miejscu przyłożenia siły,
- P – siła przyłożona na końcu belki,
- y_{\max} – największa odległość krawędzi przekroju od osi obojętnej,
- M_g – moment gnący od siły P .

Sztywność belki pryzmatycznej, jednostronnie utwierdzonej jest opisana wzorem:

$$k_b = \frac{3E \cdot I_z}{R_z^3} \quad (22)$$

Przekształcając wzór (22) do postaci:

$$1 = \sqrt{\frac{k_b R_z^3}{3E \cdot I_z}} \quad (23)$$

a następnie, mnożąc nierówność (21) obustronnie przez równanie (23) oraz równanie na masę belki wyrażone jako $AR_z\rho$ otrzymuje się po skróceniu i uporządkowaniu zmiennych:

$$\begin{aligned} \text{warunek I} \quad m_b &\geq 3 \cdot \overset{1}{\frac{1}{\kappa^2}} \cdot \overset{2}{k_b u_b^2} \cdot \overset{3}{\frac{E\rho}{\sigma_{dop}^2}} \text{ gdzie } \kappa = \frac{i_z}{y_{\max}}, i_z = \sqrt{\frac{I_z}{A}} \\ \text{warunek II} \quad y_{\max} &\leq \frac{\sigma_{dop} R_z^2}{3E \cdot u_b} \end{aligned} \quad (24)$$

gdzie poszczególne człony 1, 2, 3 warunku I wskazują na zależność masy od:

- 1 – zastosowanej geometrii charakteryzowanej współczynnikiem κ , który odpowiada za rozkład masy w przekroju poprzecznym względem osi obojętnej zginania,
- 2 – wymaganej funkcjonalności, tj. sztywności k_b oraz limitu ugięcia u_b ,
- 3 – stałych materiałowych.

Materiał zastawy powinien mieć możliwość absorbowania jak największej energii zderzenia, bez zniszczenia jej konstrukcji. Dla rozciągania lub ściskania jest to pole pod wykresem naprężenia w funkcji odkształcenia, w zakresie względnych odkształceń dopuszczalnych ε_{dop} :

$$U_R = \int_0^{\varepsilon_{dop}} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon \quad (25)$$

W zakresie naprężeń proporcjonalnych równanie upraszcza się do postaci:

$$U_{RH} = \frac{R_H^2}{2E} \quad (26)$$

Dla uproszczenia, np. w zastosowaniach inżynierskich, zakładając obowiązywanie prawa Hooke'a do punktu granicy plastyczności R_e , równanie (25) można przedstawić następująco:

$$U_R \approx \frac{R_e^2}{2E} \quad (27)$$

Wielkość U_R w literaturze anglojęzycznej nazwana jest modułem rezyliencji (z ang. Modulus of resilience U_R [J/m³]) i stanowi zdolność materiału do magazynowania lub absorbowania energii bez trwałych odkształceń. Dla modułu rezyliencji U_R , energia jaką materiał może zaabsorbować przeliczona jest na jednostkę jego objętości. Dla konstrukcji zastawy kluczowa jest minimalizacja masy, dlatego dzieląc moduł rezyliencji U_R przez gęstość otrzymuje się energię, jaką materiał może zaabsorbować bez trwałych odkształceń w przeliczeniu na jednostkę masy:

$$U_{Rp} = \frac{U_R}{\rho} \approx \frac{R_e^2}{2E\rho} \quad (28)$$

Równanie (28) ma taką samą postać, co odwrotność członu 3 w zależności (24), gdy podstawić $\sigma_{dop}^2 = R_e^2/2$. Oznacza to, że wprowadzone pojęcie modułu rezyliencji jest ważne nie tylko dla energii zmagazynowanej na skutek rozciągania/ściskania, ale również dla energii zmagazynowanej w materiale na skutek zginania. Im wyższa wartość U_{Rp} , tym mniejsza masa belki dla tych samych wymogów funkcjonalnych k_b , u_b oraz geometrii przekroju poprzecznego charakteryzowanego parametrem κ . Zatem wielkość U_{Rp} (nazwana dalej wskaźnikiem materiałowym) może być uznana jako kryterium wskazujące materiał zapewniający najmniejszą masę zastawy spośród rozpatrywanych materiałów, opierając się na kombinacji stałych materiałowych E , ρ , R_e .

W tabeli 1 obliczono moduł rezyliencji niektórych stopów metali a także tworzyw dzieląc te materiały na podgrupy specjalnego i ogólnego przeznaczenia. Okazuje się, że nawet tak wysoko wytrzymała stal, którą jest stal maraging ma niższą zdolność do absorbowania energii zderzenia wyrażoną przez moduł rezyliencji niż polieteroimid. Podobnie, stal sprężynowa ma mniejszą zdolność do absorbowania energii zderzenia niż poliamid 6. Dlatego zasadne jest zastosowanie tworzywa sztucznego na konstrukcję zastawy.

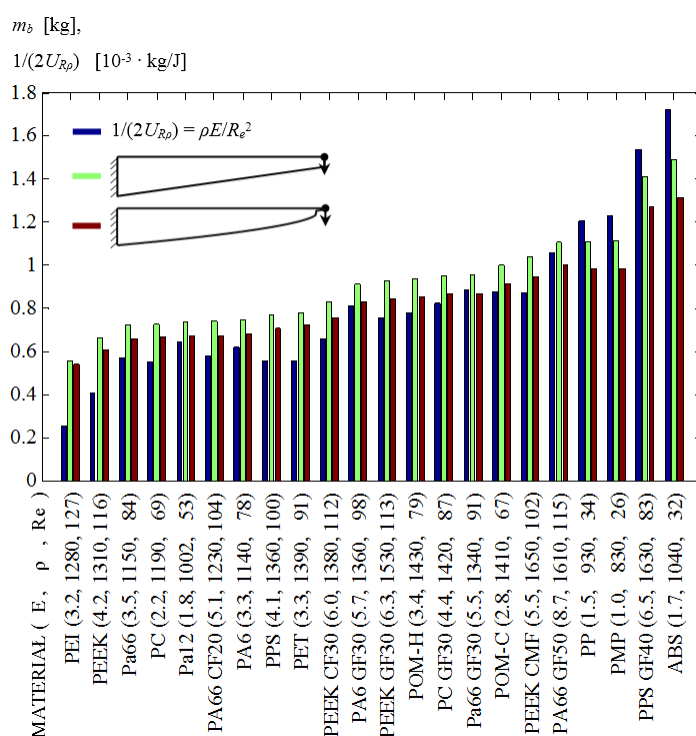
By sprawdzić wpływ materiału na minimalizację masy zastawy, wg modelu przedstawionego w podrozdziale 6.1, wykonano optymalizację masy zastawy dla różnych tworzyw sztucznych dla zarysu trapezowego oraz stałonaprężeniowego (rys. 17). Zestawiono również na wykresie odwrotność modułu rezyliencji obliczonego dla każdego materiału.

Najmniejszą masę zastawy pozwolił uzyskać polieteroimid, ze względu na jego wysoką granicę plastyczności oraz niski w stosunku do granicy plastyczności moduł Younga oraz umiarkowaną gęstość. Najwyższą masę zastawy dla tej samej możliwości absorpcji energii zderzenia uzyskano dla ABS, co może stanowić zaskoczenie. Należy jednak wziąć pod uwagę że jego moduł Younga w stosunku do granicy plastyczności jest relatywnie wysoki. Producenci walizek podręcznych komunikują, że ABS ze względu na to że jest mało elastyczny, pod wpływem nacisku lub uderzenia może pęknąć w przeciwieństwie do walizek z poliwęglanu lub nylonu.

Wskaźnik materiałowy wykazuje zgodnie z oczekiwaniami dodatnią zależność monotoniczną (korelację dodatnią) w stosunku do wyników optymalizacji. Oznacza to, że dla przyjętych warunków modelu optymalizacji masy zastawy, zestawienie trzech parametrów materiałowych E , R_e , ρ w wzorze na moduł rezyliencji pozwala uzyskać istotny wskaźnik dla oceny przydatności materiałów na zastawę podatną.

Tabela 1. Zestawienie materiałów o wysokim wskaźniku U_{Rp} , reprezentującym zdolność do pochłaniania energii zderzenia w przeliczeniu na jednostkę masy

	Materiał	E [GPa]	R_e [MPa]	ρ [kg/m ³]	U_{Rp} [J/kg]
Materiały specjalnego przeznaczenia	Polieteroimid (PEI)	3,2	127	1280	1969
	Stal maraging Grade 350	200	2300	8100	1633
	Aluminium 7178-T6 (AlZn7MgCu, A97178)	72	610	2810	920
	Tytan Ti 6Al-4V (Grade 5)	113	920	4429	846
Materiały ogólnego przeznaczenia	Poliamid 6 (PA6)	3,3	78	1140	809
	Stal sprężynowa 50HS / 1.5026	210	1180	7900	420
	Aluminium 6061-T6	69	270	2700	196
	stal konstrukcyjna E360	210	360	7900	39



Rys. 17. Zestawienie wyników minimalizacji masy belki o zarysie trapezowym i stałonapreżeniowym dla tworzyw sztucznych bez wypełniaczy i tworzyw sztucznych z wypełniaczami CF20 (20% włókna węglowego), GF50 (50% włókna szklanego), CMF (włókno ceramiczne) dla parametrów: $m_1=10$ kg, $V_1=2.5$ m/s, $b_{min}=0.004$ m, $c_{min}=0.004$ m, $R_z=0.6$ m, $\Psi=400$ dla zarysu stałonapreżeniowego, $\Psi=401$ dla zarysu trapezowego

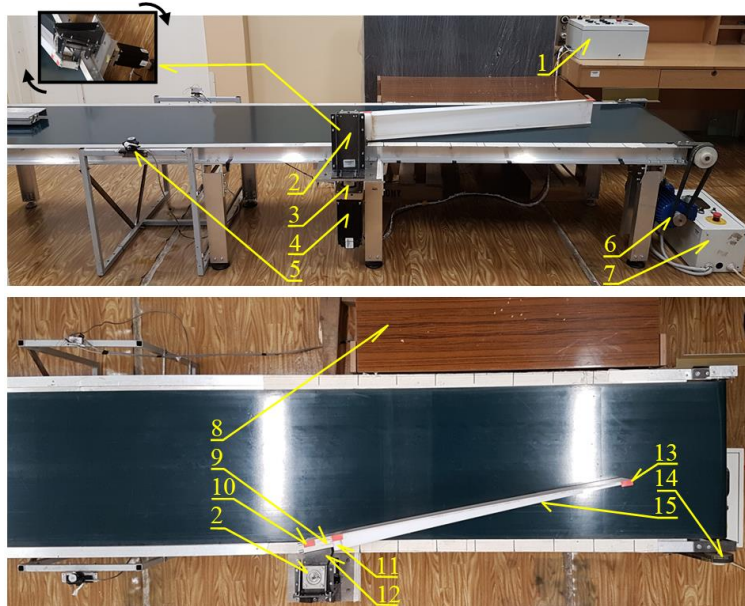
7. Badania laboratoryjne procesu sortowania obiektów

7.1. Stanowisko dedykowane do badań

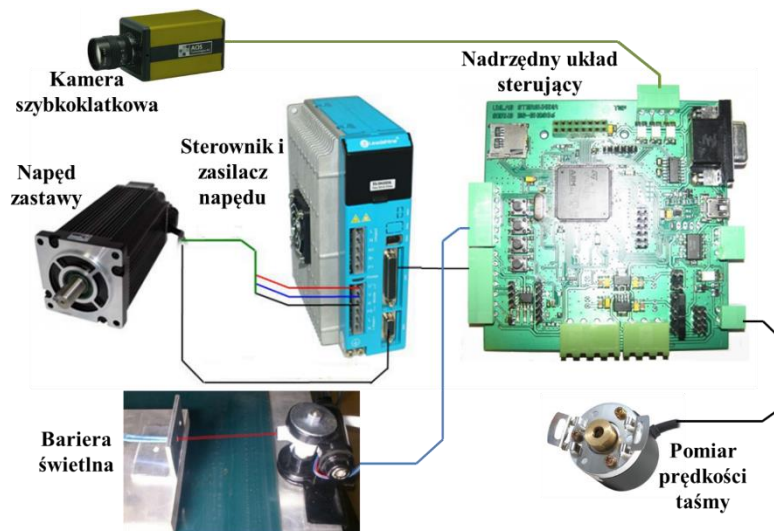
Do eksperymentalnego zweryfikowania opracowanych modeli procesu sortowania zbudowano stanowisko laboratoryjne, składające się z przenośnika taśmowego o długości 3700 mm z zabudowanym na nim układem napędowym zastawy (rys. 18). Konstrukcję wykonano z aluminiowych ceowników. Zastawę napędza serwosilnik krokowy za pośrednictwem przekładni planetarnej, taśma napędzana jest natomiast silnikiem indukcyjnym, zasilanym przemiennikiem częstotliwości, zapewniającym płynną regulację prędkości obrotowej rolki napędowej taśmy.

Poprawne wykonanie eksperymentu sortowania wymaga synchronizacji czasowej wszystkich urządzeń, dlatego pomiar został zautomatyzowany (rys. 19). Zasada przeprowadzenia pomiaru jest następująca. Nadrzędny układ sterujący otrzymuje informację o przecięciu wiązki lasera (5) przez poruszający się po przenośniku obiekt. Następnie, z zadaniem opóźnieniem wyzwala kamerę szybkołatkową i rozpoczyna ruch zastawy zgodnie z przebiegiem kątowym zapisanym na karcie SD wprowadzonej do slotu nadrzędnego układu sterującego. Wszystkie parametry regulacji ruchu zastawy są zapisywane na szybkiej pamięci SDRAM w celu poddania ich analizie, a algorytm sterujący ewentualnym modyfikacjom. W momencie wyzwolenia pomiaru kamerą, rejestrowana jest również prędkość taśmy podłączonym do nadrzędnego układu sterującego enkoderem.

Obiekt reprezentujący paczkę (rys. 20) jest konstrukcją o wymiarach podstawy $[W_1 \times L_1] = [0.20 \times 0.22]$ m i masie $m_1 = 4$ kg, wykonaną z profili aluminiowych (rys. 20a), zaopatrzoną w 3-osiowy, 16-bitowy rejestrator przyspieszeń SAVER 3X90 o maksymalnym zakresie przyspieszeń 200g i możliwości rejestracji 5000 próbek/s. Konstrukcję aluminiową zgodnie z modelem w środowisku LS-DYNA oklejono cienką warstwą (3 mm) pianki polietylenowej STRATLITE 22 (rys. 20b) oraz zewnętrzną warstwą tekstury falistej.

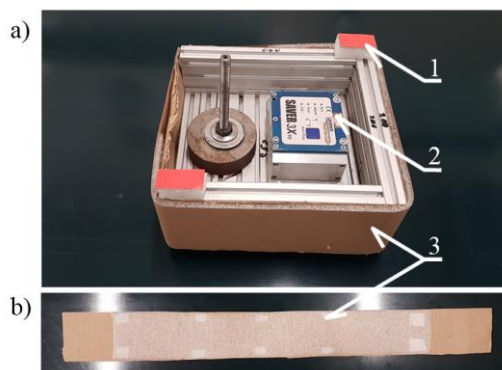


Rys. 18. Stanowisko do przeprowadzania prób sortowania, 1 – szafa sterownicza serwonapędu, 2 – podpora wału napędowego zastawy, 3 – przekładnia planetarna napędu zastawy, 4 – serwosilnik, 5 – bariera świetlna, 6 – silnik napędzający przenośnik, 7 – szafa sterownicza przemiennika częstotliwości napędu przenośnika, 8 - ześlizg, 9 – łącznik uchwytu zastawy i uchwytu na wale, 10 – jeden z dwóch znaczników na części sztywnej zastawy, 11 – uchwyt zastawy, 12 – uchwyt na wale napędowym zastawy, 13 – znacznik na swobodnym końcu zastawy, 14 – przekładnia napędu przenośnika, 15 – człon podatny zastawy

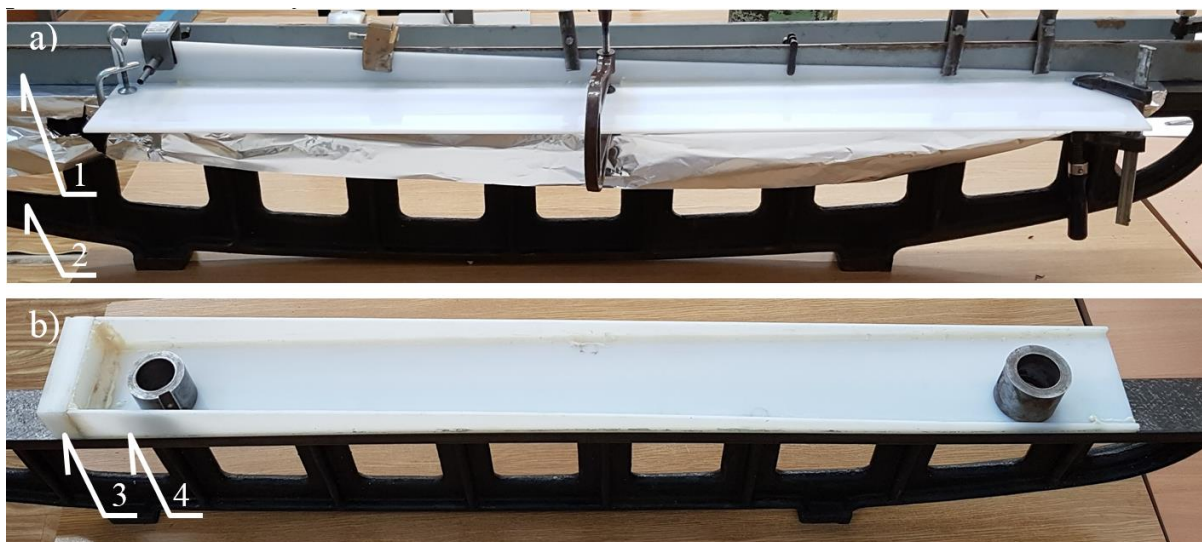


Rys. 19. Schemat połączenia urządzeń z nadrzędnym układem sterującym

Na rys. 21 przedstawiono jeden z etapów wykonania zastawy. Półki oraz środnik wycięto na ploterze frezującym CNC z płyty PA6 o grubości 4 mm, uchwyt natomiast z płyty o grubości 32 mm. Elementy sklejono klejem metakrylowym, nakładając klej doczołowo oraz pachwinowo (grubość spoiny pachwinowej środnik-półka około 3 mm, środnik-uchwyt oraz uchwyt-półka około 6 mm). Poprawę dokładności wykonania umożliwił zastosowany wzorec płaskości oraz ceownik ustalony względem wzorca płaskości za pomocą wzorca prostopadłości.



Rys. 20. Zdjęcie obiektu dla próby sortowania: a) konstrukcja aluminiowa, b) materiał przeciwwstrząsowy; 1 – znaczniki, 2 – rejestrator przyspieszeń, 3 – pianka polietylenowa pokryta tekturą, stanowiąca modelowaną podatność kontaktu

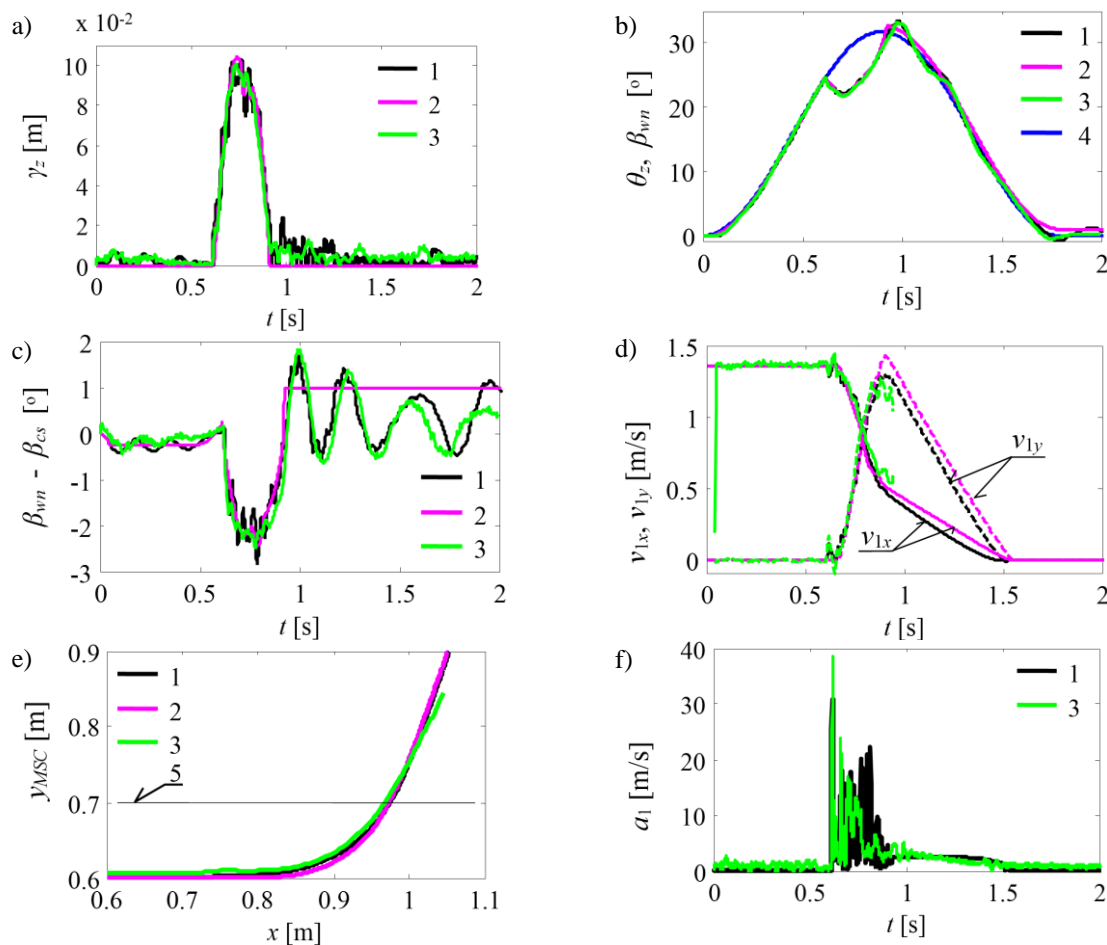


Rys. 21. Zastawa o przekroju ceowym i zarysie trapezowym użyta do próby zgarniania: a) proces klejenia półek zastawy do środka, gdzie środek przymocowany został do wzorca płaskości (2), półka przymocowana do pomocniczego ceownika (1), b) efekt końcowy klejenia zastawy; uchwyt zastawy (3), część podatna zastawy (4)

7.2. Badania eksperymentalne weryfikujące modele procesu sortowania

Przeprowadzono eksperymenty procesu sortowania na przedstawionym wcześniej stanowisku, dokonując rejestracji kamerą szybkoobrotową i poddając nagrania cyfrowemu przetwarzaniu obrazu przez wykrycie naklejonych na zastawę i sortowany obiekt znaczników i określenie ich współrzędnych. Przeprowadzono również symulacje w modelu BEB oraz MES dla tych samych warunków procesu sortowania. Wszystkie wyniki zestawiono na wykresach (rys. 22). Najbardziej istotnymi parametrami oceny jakości procesu sortowania to uzyskana trajektoria sortowanego obiektu (gwarantuje zgarnięcie), przyspieszenie (małe, eliminuje ryzyko uszkodzenia zawartości paczki) oraz maksymalne ugięcie zastawy (w dopuszczalnych granicach, gwarantuje że konstrukcja podatnej zastawy nie zostanie zniszczona). Jak widać na rysunku 22, wszystkie trzy parametry zostały bardzo dobrze odzwierciedlone w programach symulacyjnych. Największy błąd powstał pomiędzy przyspieszeniem rzeczywistym sortowanego obiektu a tym uzyskanym z modelu MES, jednak nie przekroczył 21% (rys. 22f).

Przedstawione powyżej maksymalne odchylenia wyników symulacyjnych względem eksperymentalnych, pozwalają uznać model BEB i MES, jako odpowiednie narzędzia oceny doboru konstrukcji zastawy i nastaw roboczych przenośnika w kontekście minimalizacji przyspieszeń i skuteczności zgarnięcia paczki.



Rys. 22. Zestawienie badań eksperymentalnych oraz symulacji modelu BEB i MES dla czasu maksymalnego wychylenia $t_1=0.9s$, prędkości taśmy $v_t=1.36 m/s$, $\alpha_{MAX}=31.77^\circ$, początkowego położenia paczki $y_{MSC}=0.614 m$, $R_s=0 m$, a) moduł ugięcia zastawy na swobodnym końcu, b) kąt obrotu swobodnego końca zastawy θ_z , uwzględniający obrót spowodowany ugięciem zastawy jak i sprzęgła, f) kąt ugięcia (skręcenia) sprzęgła, d) prędkość obiektu, e) trajektoria ruchu obiektu, f) przyspieszenie obiektu; 1 – MES, 2 – BEB, 3 – eksperyment, 4 – $\beta_{wm}(t)$, 5 – krawędź przenośnika

8. Optymalizacja parametrów procesu sortowania

Zadanie optymalizacji podzielono na trzy etapy: w pierwszym wyznaczana jest geometria zastawy, wg zależności (18), następnie stosując model BEB wyznaczane są wartości zmiennych decyzyjnych, dla których funkcja celu, tj. wartość siły $P_D=m_1(a_{lx}^2+a_{ly}^2)^{0.5}$ wynikająca z równania **Błąd! Nie można odnaleźć źródła odwołania.** jest najmniejsza. Ponieważ siła P_D wywierana na opakowanie w modelu BEB wynika jedynie z siły tarcia oraz sprężystego ugięcia zastawy, nie biorąc pod uwagę efektów dynamicznych wynikających ze zderzenia dwóch mas, w ostatnim etapie przyspieszenia a_1 obiektu weryfikowane są w modelu MES.

Celem optymalizacji, stosując model BEB, jest uzyskanie jak najmniejszej wartości siły P_D wywieranej na sortowany obiekt dla zadanej wydajności W_t procesu przekierowywania potoku ładunków i długości zastawy R_z :

$$\min[P_D(R_s, v_t, \alpha_{MAX}, t_1, R_z)] = P_D(R_s^*, v_t^*, \alpha_{MAX}^*, t_1, R_z) \quad (29)$$

gdzie:

R_s^* , v_t^* , α_{MAX}^* – zmienne decyzyjne kolejno, położenie czoła paczki w chwili zadziałania zastawy, prędkość taśmy przenośnika oraz kąt maksymalnego wychylenia zastawy, dla których funkcja celu osiąga wartość optymalną dla ustalonej wartości t_1 i R_z (rys. 23),

t_1, R_z – stałe w zakresie pojedynczej optymalizacji, kolejno czas cyklu roboczego zastawy oraz długość zastawy, dla zmiennych decyzyjnych R_s, v_t, α_{MAX} (rys. 23).

Wydajność sortowania W_t [szt/h] zastawą aktywną jest zdefiniowana jako:

$$W_t = \frac{3600}{\left(t_1 + t_2 + \left\lfloor \frac{R_s}{v_t} \right\rfloor \right)} \quad (30)$$

gdzie:

$t_2 = t_1$ – czas cyklu ruchu powrotnego zastawy.

Wyznaczona w funkcji celu siła P_D modelem BEB, nie uwzględnia efektów dynamicznych związanych ze zderzeniem dwóch mas, tj. zastawy i sortowanego obiektu. Dlatego przyspieszenia doznawane przez obiekt dla wyznaczonego zestawu zmiennych decyzyjnych $R_s^*, v_t^*, \alpha_{MAX}^*$ są następnie weryfikowane przy pomocy symulacji w modelu MES.

Sformułowano następujące ograniczenia optymalizacji:

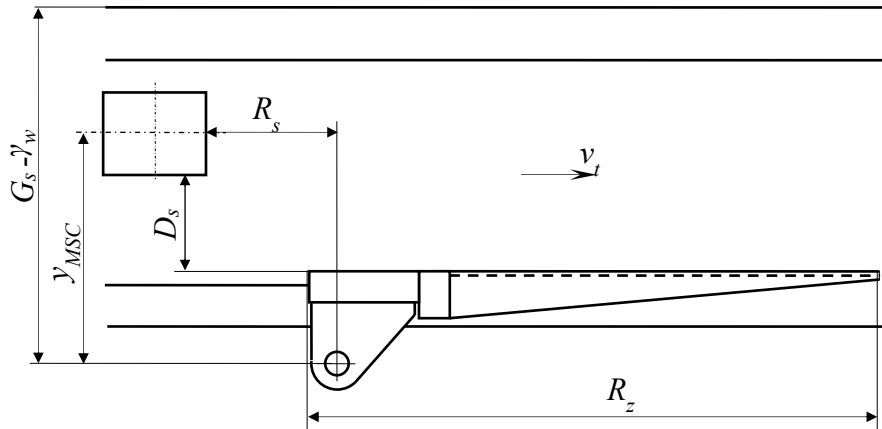
$$-y_{MSC} + (G_s + \gamma_w) \leq 0 \quad (31)$$

$$v_{1x} \leq 0.5 \text{ m/s} \quad (32)$$

$$t_{z\text{garniecia}} \leq t_1 \quad (33)$$

gdzie:

$(G_s + \gamma_w)$ – szerokość przenośnika od osi obrotu zastawy do krawędzi przenośnika po przeciwnej stronie względem zamocowania zastawy (rys. 23).



Rys. 23. Zilustrowanie parametrów występujących w funkcji celu oraz ograniczeniach

Powyższe ograniczenia optymalizacji wynikają z wymogu dotarcia paczki do ześlizgu (nierówność (31)) najpóźniej w chwili t_1 (nierówność (33)). Ponieważ przenośnik sortera i strefa odbioru (ześlizg) są względem siebie ustawione pod kątem prostym, składowa prędkości v_{1x} obiektu pochodząca od kierunku transportowania sortera powinna być pochłonięta i rozproszona przez materiał zastawy. Dlatego w chwili t_1 lub w chwili wyjścia paczki poza obszar zakreślony przez swobodny koniec zastawy, obiekt musi poruszać się z maksymalną prędkością v_{1x} w kierunku poprzedniego transportowania nieprzekraczającą 0.5 m/s (nierówność (32)).

Zakres zmiennych decyzyjnych nie powinien ograniczać możliwości znalezienia globalnej wartości optymalnej, jak również zbiór rozwiązań dopuszczalnych nie powinien być pusty:

$$\alpha_{MAX} \in \langle 15, 60 \rangle \quad (34)$$

$$v_t \in \langle 0.2, 6 \rangle \text{ m/s} \quad (35)$$

$$R_s \in \langle -0.2, 0.2 \rangle \text{ m} \quad (36)$$

Przyjęte zakresy parametrów t_1, R_z , to:

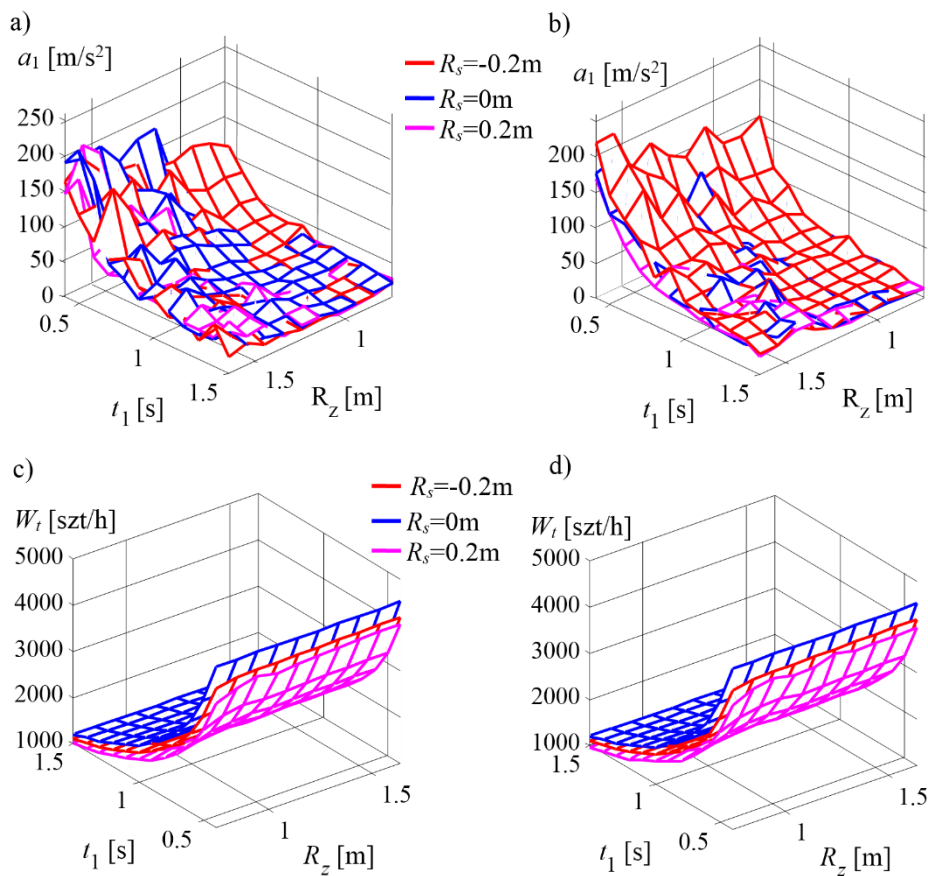
$$t_1 \in \langle 0.4, 0.5, \dots, 1.5 \rangle \text{ s} \quad (37)$$

$$R_z \in \langle 0.74, 0.84, \dots, 1.64 \rangle \text{ m} \quad (38)$$

8.2. Położenie czoła ładunku R_s w chwili zadziałania zastawy

Przeanalizowano wpływ położenia czoła paczki R_s w chwili inicjacji ruchu zastawy na przyspieszenia doznawane przez sortowany obiekt, jak również na wydajność procesu sortowania, ustawiając parametr $R_s = -0.2$ m, $R_s = 0$ (w osi zastawy) oraz $R_s = 0.2$ m.

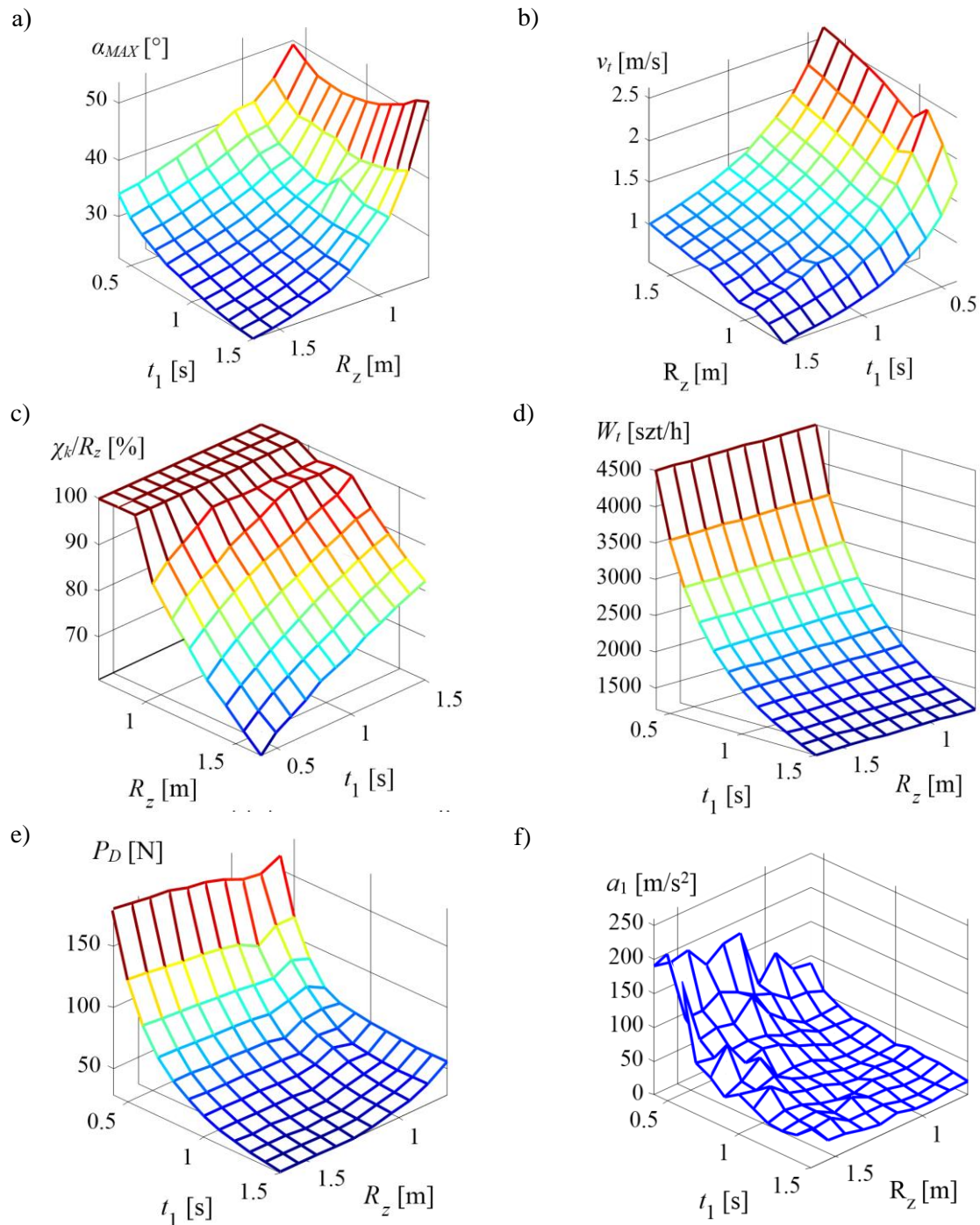
Nie można wskazać jednoznacznie wpływu wartości R_s na przyspieszenia doznawane przez sortowany obiekt (rys.24a,b), tzn. wpływ ten jest mniej istotny od rozrzutu wartości przyspieszenia w obrębie jednego zestawu wyników dla argumentów t_1, R_z , dla ustalonego R_s . Jeśli chodzi o wydajność sortowania W_i (rys.24c,d) odzerowe odchylenie R_s zarówno w kierunku dodatnim jak i ujemnym powoduje spadek wydajności sortowania (rys.24c,d). Dlatego, w wynikach przedstawionych w następnych podrozdziałach przyjęto $R_s = 0$, by zmniejszyć nakłady obliczeniowe w symulacji, zmierzającej do wyznaczenia wartości zmiennych decyzyjnych v_i^*, α_{MAX}^* . Ponadto jak wynika z równia (30) wydajność staje się funkcją jedynie czasu cyklu roboczego, gdy założyć że $R_s = 0$ i $t_2 = t_1$.



Rys. 24. Wpływ położenia R_s czoła ładunku w chwili zadziałania zastawy: a) i b) na przyspieszenie sortowanego obiektu wyznaczone modelem MES, c) i d) na wydajność procesu sortowania; a) i c) gdy w napędzie zastawy nie pośredniczy sprzęgło, b) i d) gdy w napędzie zastawy jest sprzęgło bez luzu o sztywności 1618N/rad

8.3. Wpływ czasu cyklu roboczego zastawy oraz jej długości na proces sortowania

Na zestawie wykresów z rys. 25 przedstawiono optymalizację wg funkcji celu (równanie 29) z pominięciem sprzęgła w układzie napędowym dla podanego zakresu parametrów R_z i t_1 .



Rys. 25. Wpływ cyklu roboczego zastawy t_1 i długości R_z na istotne wielkości procesu sortowania: a) kąt maksymalnego wychylenia zastawy, b) prędkość przenośnika rozdzielczego, c) odległość punktu kontaktu χ_k od

utwierdzonego końca zastawy w chwili, gdy występuje maksymalne ugięcie zastawy, odniesiona do całkowitej długości zastawy, d) wydajność procesu sortowania, e) siła wywierana przez zastawę na sortowany obiekt wyznaczona w modelu BEB, f) maksymalne przyspieszenie obiektu wyznaczone modelem MES

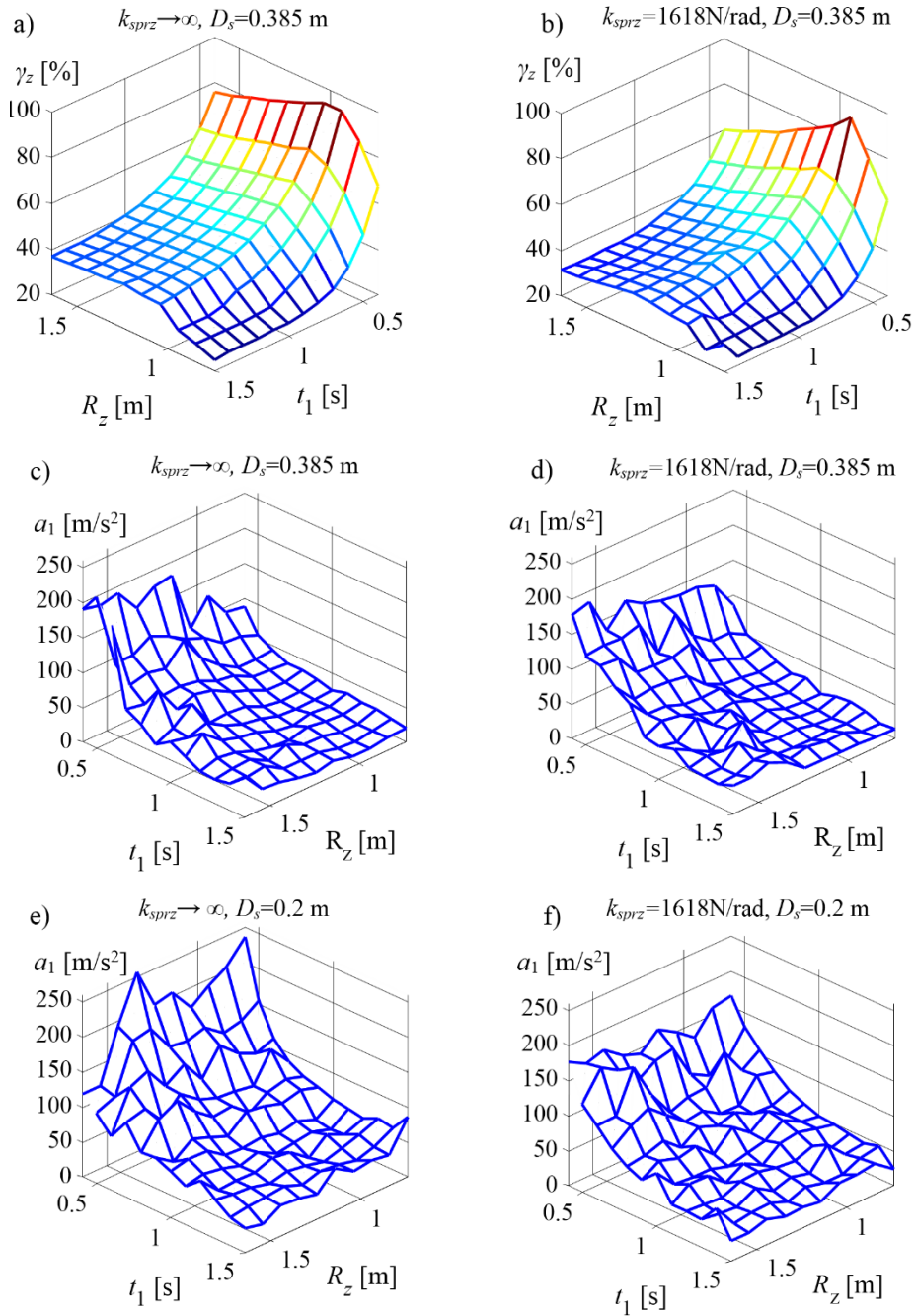
Na rys 25a widoczny jest wyznaczony w drodze optymalizacji modelem BEB trend zmniejszania się kąta maksymalnego wychylenia α_{MAX} zastawy wraz ze wzrostem jej długości, co jest korzystne, ponieważ maleje składowa normalna prędkości zderzenia. Jednak, wraz ze wzrostem długości zastawy, wymuszony jest również wzrost prędkości v_i transportowania przenośnika rozdzielczego (rys. 25b), co z kolei wpływa niekorzystnie na przebieg zderzenia. Wzrost długości zastawy powoduje wzrost prędkości transportowania przenośnika rozdzielczego, ponieważ algorytm optymalizacji dąży do tego, by obiekt był zgarniany możliwie jak najdalej od osi obrotu zastawy, gdzie ta jest bardziej podatna co widać na rys 25c. Tylko wówczas, gdy zastawa jest bardzo długa lub czas cyklu roboczego zastawy bardzo krótki, inicjacja kontaktu zastawy z obiektem następuje bliżej środka zastawy.

Ponieważ, jak wykazano wcześniej, najwyższą wydajność sortowania można uzyskać dla $R_s=0$, ponadto gdy $t_1=t_2$ (równanie 30), wydajność jest odwrotnie proporcjonalna do długości cyklu roboczego i zależy tylko od niego (rys. 25d).

Siła dynamiczna wyznaczona w modelu BEB, która jest iloczynem wypadkowego przyspieszenia oraz masy paczki wzrasta wraz z skracaniem się czasu cyklu roboczego (rys. 25e). Podobną korelację można zauważyć również w przypadku wyznaczonego przyspieszenia obiektu na drodze symulacji procesu sortowania w modelu MES (rys. 25f).

8.4. Wpływ elementu podatnego w układzie napędowym na ograniczenie ryzyka uszkodzenia sortowanego obiektu

Porównując rys. 26a oraz 26b można stwierdzić że zastosowanie elementu podatnego w układzie napędowym pozwoliło zmniejszyć maksymalne ugięcie zastawy, co jest korzystne ze względu na zmniejszenie naprężenia w materiale zastawy. Gdy sortowany obiekt porusza się wzdłuż krawędzi przenośnika po przeciwnej stronie względem zamocowania manipulatora ($D_s=0.385\text{m}$), wpływ sprzęgła na łagodzenie skutków zderzenia jest nieznaczny (por. rys. 26c i rys. 26d). Sytuacja zmienia się diametralnie, gdy obiekt porusza się środkiem przenośnika ($D_s=0.2\text{ m}$). Wówczas, w układzie ze sprzęgłem, przyspieszenia obiektu nie zmieniają się znacznie w stosunku do tych, gdy $D_s=0.385\text{ m}$ (por. rys. 26d i rys. 26f), a w układzie bez sprzęgła dla analogicznego porównania, przyspieszenia są znacznie większe prawie w całym zakresie R_s, t_1 (por. rys.26c i rys. 26e).

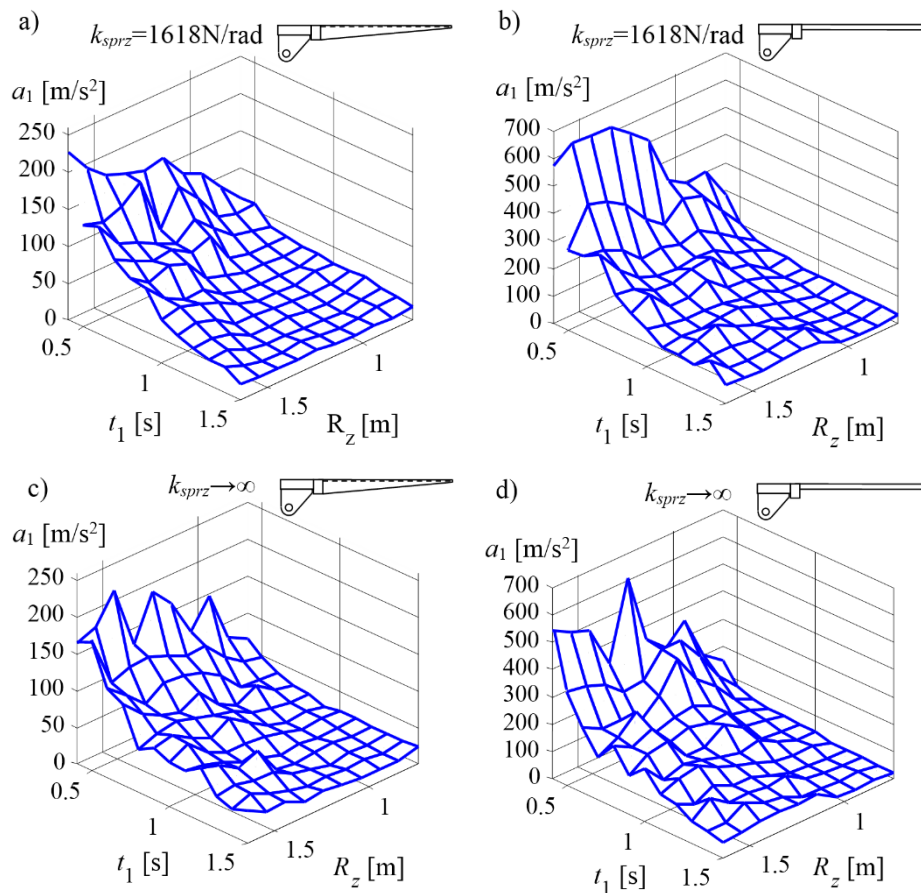


Rys. 26. Wpływ obecności elementu podatnego w układzie napędowym: a) i b) na wyznaczone modelem BEB maksymalne ugięcie względne $100\% \cdot \gamma_z / (0.2R_z)$ końca zastawy, c)-f) wyznaczone modelem MES maksymalne przyspieszenie obiektu; a)-d) gdy sortowany obiekt porusza się w największej możliwej odległości od manipulatora ($D_s=0.385$ m), e)-f) gdy sortowany obiekt porusza się środkiem przenośnika ($D_s=0.2$ m)

8.4. Wpływ konstrukcji zastawy na proces sortowania

By zweryfikować wpływ zoptymalizowania konstrukcji na przyspieszenia doznawane przez sortowany obiekt podczas zderzenia z zastawą, zastawę o przekroju ceowym i zarysie trapezowym porównano z zastawą prostokątną. By to osiągnąć wyznaczono grubość zastawy prostokątnej tak, by podobnie jak zastawa o zarysie trapezowym spełniała warunek uginania się o 20% swojej długości przy uderzeniu obiektu o masie 4kg z prędkością 2.5m/s. Choć sztywność dynamiczna na nieutwierdzonym końcu zastawy prostokątnej jest taka sama jak dla zastawy o zarysie trapezowym i przekroju ceowym, to zastawa prostokątna ma znacznie większą masę, co przekłada się na kilkukrotnie wyższe wartości przyspieszeń w całym zakresie R_z-t_1 , zarówno dla

układu napędowego ze sprzęgłem podatnym (por. rys.27a i rys.27b) jak i bez sprzęgła (por. rys.27c i rys.27d).



Rys. 27. Wpływ typu konstrukcji zastawy na maksymalne przyspieszenie sortowanego obiektu, gdy: a,c) zarys podłużny zastawy jest trapezowy, przekrój poprzeczny ceowy, b,d) zarys podłużny oraz przekrój poprzeczny są prostokątne

9. Wnioski

9.1. Podsumowanie głównej części rozprawy

W pracy zaprezentowano nowatorskie podejście doboru konstrukcji zastawy aktywnej o ruchu obrotowym oraz nastaw eksploatacyjnych urządzenia rozdzielczego, minimalizujących ryzyko uszkodzenia sortowanego obiektu dla określonej wydajności sortowania. Wyniki przedstawiono w szerokim zakresie długości zastawy oraz czasu jej ruchu roboczego skojarzonego z wydajnością sortowania. Z analizy badań numerycznych i eksperymentalnych przebiegu procesu sortowania wynika że:

- Wydłużenie zastawy i czasu cyklu roboczego powoduje zmniejszenie kąta maksymalnego wychylenia, a skrócenie cyklu roboczego i wydłużenie zastawy powoduje wzrost prędkości unoszenia przenośnika.
- Zastąpienie zastawy prostopadłościowej, lżejszą zastawą o przekroju ceowym i zarysie trapezowym pozwoliło na znaczne zmniejszenie oddziaływań dynamicznych wywieranych na sortowane obiekty. Dalsze zmniejszenie uzyskano stosując zastawę bardziej podatną.

- Zawodność zgarnięcia obserwowana była tylko wówczas, gdy zastawa o ustalonej konstrukcji była symulowana przy parametrach eksploatacyjnych wyznaczonych dla innej konstrukcji.
- Badania eksperymentalnie potwierdziły że Model BEB procesu sortowania pozwala na szybkie symulowanie ruchu paczki, potwierdzające poprawność doboru nastaw procesu sortowania.
- Model MES pozwala uzyskać zbliżone wartości reakcji dynamicznych wywieranych na zgarnianie obiekty do osiąganych podczas badań eksperymentalnych.
- Jeśli podatna zastawa jest odpowiednio lekka, tzn. lżejsza od sortowanego obiektu, to trajektoria obiektu nie zależy od jego sztywności w miejscu kontaktu, lecz jest kontrolowana sztywnością ogólną (sztywnością konstrukcji zastawy) oraz siłami tarcia.
- Konstrukcyjne odsunięcie γ_w płaszczyzny roboczej zastawy w kierunku prostopadłym względem jej osi obrotu, nie ma wpływu na uzyskiwane wartości maksymalnego przyspieszenia obiektu. Jednak, zbyt duża wartość konstrukcyjnego odsunięcia płaszczyzny roboczej zastawy ogranicza obszar rozwiązań spełniających ograniczenia optymalizacji, dlatego zbyt duża wartość nie jest zalecana.
- Obecność elementu podatnego w układzie napędowym lub podatność samego napędu wpływa korzystnie na złagodzenie uzyskiwanych przyspieszenia zwłaszcza, gdy sortowany obiekt porusza się środkiem przenośnika.
- W celu zminimalizowania masy zastawy, wymagane jest zastosowanie materiału o wysokim wskaźniku materiałowym $U_{rp}=R_e^2/(2\rho E)$ oraz takim rozkładzie masy w zarysie podłużnym i przekroju poprzecznym, by naprężenia średnie materiału zastawy były bliskie maksymalnym. Wówczas, materiał pochłania i rozprasza największą ilość energii zderzenia, bez zniszczenia konstrukcji. Można to osiągnąć, np. przez zastosowanie tworzywa sztucznego o wysokiej granicy plastyczności, niskim module Younga i gęstości oraz geometrii o wzdłużnym zarysie stałonaprężeniowym i koncentracji masy możliwie blisko brzegów przekroju poprzecznego, uwzględniając wówczas również naprężenia tnące w przekroju.
- Sformułowane na podstawie badań eksperymentalnych i symulacji komputerowych wnioski udowadniają przyjętą tezę badawczą oraz osiągnięcie celów naukowych rozprawy. Potwierdzeniem jest opracowanie modeli numerycznych procesu sortowania, które pozwalają wyznaczyć cechy geometryczno-materiałowo-dynamiczne podatnej zastawy aktywnej, zapewniając zminimalizowanie reakcji dynamicznych wywieranych na zgarniane obiekty, przy zachowaniu oczekiwanej wydajności i niezawodności procesu sortowania.

9.2. Perspektywa kontynuacji badań

W tej pracy, funkcja celu związana jest z modelem BEB, w którym szacowana jest siła dynamiczna działająca na paczkę, wynikająca ze sprężystego ugięcia zastawy oraz sił tarcia. Bardziej dokładne oszacowanie oddziaływań dynamicznych na sortowany obiekt pozwala uzyskać model MES. Ponieważ model BEB pozwala wyznaczyć prędkość zderzenia i chwilę czasową, w której do niego dochodzi, to symulację modelem MES można uruchomić tylko na czas pierwszego zderzenia obiektu z zastawą z predefiniowanymi na podstawie modelu BEB wartościami położenia oraz prędkości zastawy i sortowanego obiektu (zamiast symulować cały proces sortowania). Wówczas model MES pozwalałby uzyskać bardziej wiarygodną wartość funkcji celu, model BEB natomiast nadal pozwalałby na sprawdzenie realizacji ograniczeń optymalizacji.

W pracy założono równość czas cyklu roboczego i powrotnego zastawy, uzyskując maksymalną wydajność procesu sortowania $W_f=4500\text{szt./min}$. Dalsze zwiększenie wydajności można uzyskać formułując warunki dla napędu oraz konstrukcji zastawy, pozwalające do minimum skrócić czas cyklu powrotnego zastawy.