

# Wpływ strat mechanicznych w siłowniku teleskopowym zespołu zagęszczającego w pojeździe do usuwania odpadów z pojemników na skuteczność prasowania odpadów

## The influence of mechanical losses in a telescopic hydraulic actuator of a compacting press in a refuse collection vehicle on the effectiveness of refuse compression effectiveness

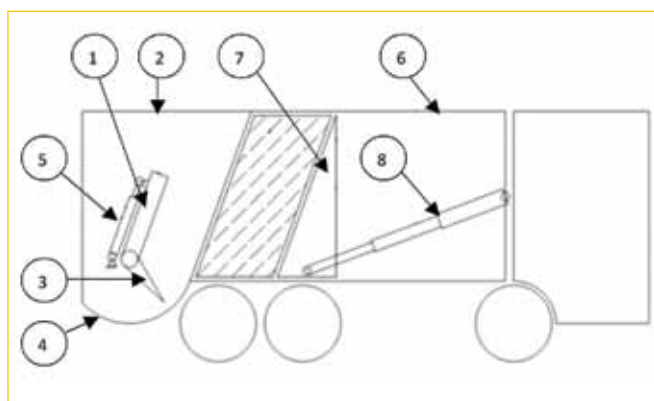
Jacek Czyżewicz, Jacek Łubiński, Tomasz Zajdziński

Analizy gospodarki odpadami w Europie wskazują na systematyczny wzrost ilości śmieci, bez względu na źródło ich pochodzenia, porę roku czy standard życia mieszkańców. Jednocześnie można zaobserwować spadek gęstości nasypowej odpadów oraz coraz większe rozproszenie lokalizacji miejsc zbiórki. Wiąże się to ze wzrostem wymagań stawianych pojazdom do usuwania odpadów z pojemników (PUOP), szczególnie w zakresie możliwości załadunkowych i efektywności. Stanowi to duże wyzwanie dla konstruktorów, gdyż udoskonalenie budowy śmieciarek jest ograniczone przez wiele czynników. Głównymi z nich są: dopuszczalna masa całkowita i gabaryty pojazdu, wytrzymałość elementów mechanicznych, biorących udział w kompresji odpadów, oraz zapewnienie odpowiedniego rozkładu nacisków na osie, koniecznego do zachowania sterowności i wymaganego przez przepisy homologacyjne. Wiele z produkowanych obecnie modeli PUOP pracuje na granicy tych ograniczeń – ich konstrukcje wykorzystują całkowicie przestrzeń dostępną na podwoziu, a objętość skrzyni i stopień zgniotu odpadów pozwalają osiągnąć po załadunku dopuszczalną masę całkowitą pojazdu. Tym samym zwiększenie ładowności wymaga w wielu przypadkach redukcji masy zabudowy, przy jednoczesnym zwiększeniu stopnia zgniotu i zapewnieniu wymaganej wytrzymałości mechanicznej składowych elementów konstrukcji. Złożoność problemu zmusza konstruktorów PUOP do uwzględniania na etapie projektowym czynników, które jeszcze do niedawna były zupełnie pomijane [1].

Prace badawczo-rozwojowe dotyczą w szczególności najbardziej rozpowszechnionej odmiany PUOP z tylnym załadunkiem, wyposażonej w łopatowy mechanizm załadunkowy (rys. 1). Mechanizm ten składa się z płyty nośnej (1), zamocowanej w odwłoku (2), płyty ugniatającej (3) oraz kosza zasypowego (4). Całość napędzana jest

siłownikami hydraulicznymi (5) i wykonuje sekwencję ruchów, polegającą na nabieraniu odpadów z kosza zasypowego, przemieszczaniu ich do wnętrza skrzyni zbiorczej (6) i ich prasowaniu oraz ruchach pomocniczych. Wewnątrz skrzyni znajduje się ruchoma ściana wypychająca (7), napędzana siłownikiem teleskopowym (8), zamocowanym do przedniej ściany skrzyni.

Główną funkcją ściany wypychającej jest zapewnienie odpowiednich warunków prasowania, bez względu na stopień napełnienia pojazdu, poprzez generowanie siły utrudniającej

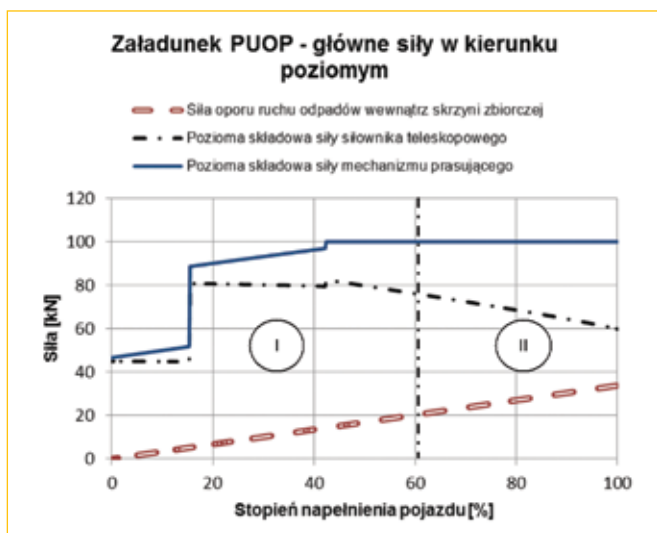


Rys. 1 Schemat śmieciarki z tylnym załadunkiem wyposażonej w łopatowy mechanizm załadunkowy; 1 – płyta nośna, 2 – odwłok, 3 – płyta ugniatająca, 4 – kosz zasypowy, 5 – siłowniki mechanizmu prasującego, 6 – skrzynia zbiorcza, 7 – ściana wypychająca, 8 – siłownik teleskopowy

przemieszczanie odpadów do wnętrza skrzyni zbiorczej. Przed rozpoczęciem zbiórki odpadów ściana jest przesuwana do tylnej części skrzyni. Podczas załadunku mechanizm prasujący musi pokonać opory związane z zagęszczaniem odpadów i przemieszczaniem ich w stronę kabiny oraz siłę reakcji ściany wypychającej. Siła w siłownikach prasy zależy od stopnia

napelnienia pojazdu, warunkującego siłę oporów ruchu odpadów, oraz ciśnienia w siłowniku teleskopowym. Ciśnienie to determinuje bezpośrednio siłę reakcji ściany wypychającej i jest jedynym parametrem nastawianym podczas procesu napelniania pojazdu.

Dobór właściwej wartości granicznego ciśnienia w siłowniku teleskopowym podczas sterowania wymaga analizy poziomych składowych sił działających w układzie prasa – ściana. Największy wpływ na przebieg procesu załadunku mają: pozioma składowa siły prasującej, pozioma składowa siły w siłowniku teleskopowym oraz opory ruchu odpadów wewnątrz skrzyni [2]. Dodatkowo rozróżnić można opory ruchu siłownika teleskopowego oraz tarcie prowadnic ściany wypychającej. Należy przy tym uwzględnić dodatkowe tarcie klocków ślizgowych ściany, wynikające z masy odpadów na niej spoczywających, oraz pionowej składowej siły oporowej siłownika teleskopowego, zwiększającej nacisk ściany na prowadnice. Zależność pomiędzy wybranymi siłami na przebieg procesu załadunku przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2 Główne siły wpływające na proces załadunku PUOP

Algorytm sterowania (rys. 2) ma na celu uzyskanie stałej siły prasującej przez cały czas pracy zabudowy. Realizacja tego założenia jest niemożliwa na początku załadunku (obszar I), ponieważ siła, wynikająca z powierzchni czynnej siłownika teleskopowego i maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia roboczego, nie wystarcza do uzyskania wymaganej siły w siłownikach mechanizmu prasującego. W dalszej części załadunku (obszar II) uzyskanie założonej, w przybliżeniu stałej siły prasującej wymaga dopasowania ciśnienia w siłowniku teleskopowym do jego powierzchni czynnej i szacowanej siły oporów ruchu odpadów wewnątrz skrzyni zbiorczej.

Trudność w doborze wartości ciśnienia w siłowniku teleskopowym polega na tym, że nie wszystkie z sił, wpływających na proces załadunku, można dokładnie wyznaczyć. Nieznane pozostają wartości współczynnika tarcia klocków ślizgowych o prowadnice oraz opory ruchu odpadów wewnątrz skrzyni. Z dotychczasowych doświadczeń autorów wynika, że nie można skorzystać z danych katalogowych dla wykorzystanych materiałów par trących. Spowodowane jest to zmiennością warunków pracy, wynikającą z czynności serwisowych, polegających na czyszczeniu i smarowaniu prowadnic,

oraz kontaktem prowadnic z odpadami. Siła oporu ruchu odpadów jest wartością równie trudną do określenia, gdyż zależy od wielu czynników, m.in. składu morfologicznego, temperatury i stopnia zawilgocenia. Przeprowadzone badania pozwalają na oszacowanie obu tych wartości, jednak z dokładnością daleką od zadowalającej. Kolejną niewiadomą są opory ruchu siłownika teleskopowego, które zwiększają rzeczywistą siłę, potrzebną do przesunięcia ściany wypychającej. Czynnikiem ten nie był uwzględniany w dotychczasowych pracach nad układem sterowania. Ze względu na to, że zagadnienie to nie jest dogłębnie opisane w literaturze [3] ani w katalogach producentów, podjęta została próba zbadania oporów ruchu w siłownikach teleskopowych, stosowanych do napędu ścian wypychających w śmieciarkach.

Skonstruowane stanowisko pomiarowe (rys. 3) składa się z ramy (1), trzech jednakowych siłowników teleskopowych (2, 3), zamontowanych na wózku (4), który przemieszcza się po szynach z wykorzystaniem klocków ślizgowych. Dwa z siłowników (2), zwane dalej siłownikami mechanizmu prasującego, generują poziomą siłę wymuszającą. Trzeci siłownik (3) nazywany jest dalej siłownikiem ściany wypychającej i symuluje jej działanie. Siłownik ściany wypychającej mocowany jest w jednym z czterech uchwytów, co pozwala zmieniać kąt jego nachylenia względem prowadnic. W celu rozróżnienia wyników uchwytom zostały nadane numery 1, 2, 3, 4 (rys. 5). Zamocowanie siłownika do najwyższego uchwytu (4) odpowiada geometrycznie sposobowi jego mocowania wewnątrz rzeczywistego pojazdu.



Rys. 3 Stanowisko pomiarowe: 1 – rama, 2 – siłowniki mechanizmu prasującego, 3 – siłownik ściany wypychającej, 4 – wózek

Wielkościami badanymi podczas próby są: ciśnienia po obu stronach siłowników mechanizmu prasującego i ściany oporowej. Mierzone jest również położenie wózka, które pozwala wyznaczyć powierzchnię czynną siłownika teleskopowego (zależną od aktywnego stopnia), oraz siły w siłownikach ściany oporowej i mechanizmu prasującego.

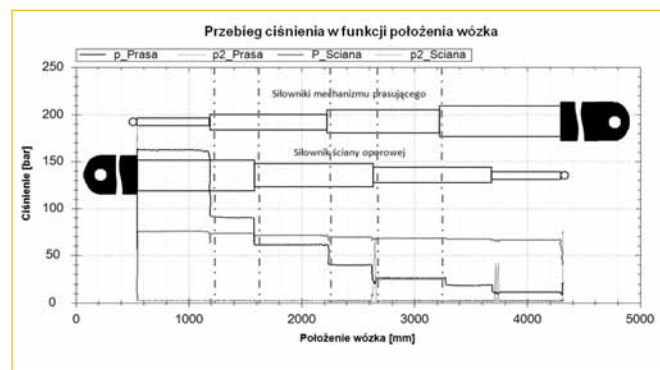
Na rys. 4 przedstawiono przykładowy przebieg zmiennych wartości ciśnienia w funkcji położenia wózka podczas próby na pierwszym uchwycie. Ciśnienie w siłowniku ściany zależy od przepływu i zmienia się nieznacznie, co spowodowane jest sterowaniem w pętli otwartej. Ponieważ długości wysuwu poszczególnych stopni siłownika teleskopowego nie są jednakowe, podczas próby można rozróżnić 7 kombinacji stopni siłowników ściany oporowej i mechanizmu prasującego. Obrazuje to przebieg ciśnienia w siłownikach mechanizmu prasującego, które rośnie podczas próby przy każdej zmianie stopnia siłowników: zwiększaniu powierzchni czynnej

siłownika ściany oporowej i zmniejszaniu tej powierzchni w siłownikach mechanizmu prasującego.

Z punktu widzenia zastosowania wyników przeprowadzonych pomiarów do modyfikacji algorytmu sterowania nie jest potrzebna znajomość udziału strat mechanicznych i hydraulicznych w wypadkowej sile oporu ruchu siłowników. Przy

w jednej z prób, z siłą tarcia przewidywaną na podstawie założonego modelu.

Wyniki przeprowadzonych badań pokazują, że pomijana dotychczas siła oporów ruchu siłownika teleskopowego jest czynnikiem, który może w zauważalny sposób pogarszać

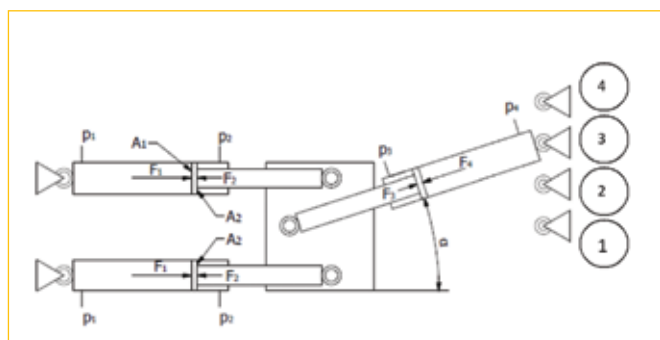


Rys. 4 Ciśnienie w siłownikach podczas próby

założeniu, że dominującymi stratami w układzie są opory ruchu siłowników teleskopowych i zależą one głównie od stopnia siłownika, można opisać równowagę sił dla poszczególnych kombinacji stopni [4]:

$$T = 2F_1 - 2F_2 + F_3 \cos \alpha - F_4 \cos \alpha - \mu(F_4 - F_3) \sin \alpha \quad (1)$$

Wyniki pomiarów przeprowadzonych podczas zamocowania w pierwszym uchwycie (rys. 6) pokazują, że całkowita siła oporów ruchu w stanach ustalonych zmienia się w przedziale 6-9 kN. Zmiany jej wartości związane ze zmianą stopni siłowników teleskopowych są proporcjonalne do rozmiaru stopnia



Rys. 5 Schemat stanowiska pomiarowego:  $T$  – wypadkowa siła oporów ruchu;  $F_1, F_2, F_3, F_4$  – siły w siłownikach;  $\mu$  – współczynnik tarcia klocków ślizgowych;  $\alpha$  – kąt nachylenia siłownika ściany do poziomu

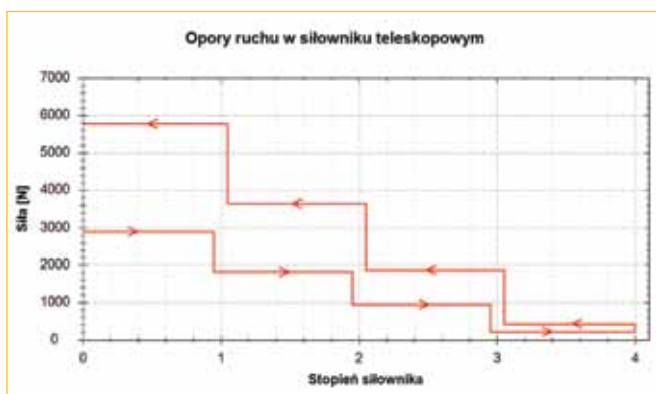
– pierwszy wzrost (3700 mm) odpowiada zmianie stopnia siłowników ściany oporowej z 4 na 3, a pierwszy spadek (3250 mm) zmianie stopnia siłowników mechanizmu prasującego z 1 na 2. Chwilowe skoki wartości siły zmierzonej na granicach kolejnych stopni siłowników wynikają z nieustalonego stanu pracy układu, na co największy wpływ ma zmiana prędkości wózka.

Uzyskane wyniki można przedstawić w postaci pętli histerezy (rys. 7) – wykresu oporów w siłowniku teleskopowym na poszczególnych stopniach w zależności od kierunku ruchu. Na rys. 6 przedstawiono porównanie siły tarcia, zmierzonej



Rys. 6 Wyniki pomiarów na pierwszym sworzniu

efektywność algorytmu sterowania pracą zabudowy. Pozioma składowa siły mechanizmu prasującego jest w rzeczywistości większa od przedstawionej na rys. 2, gdyż opory ruchu siłownika teleskopowego zwiększają opór ściany wypychającej.



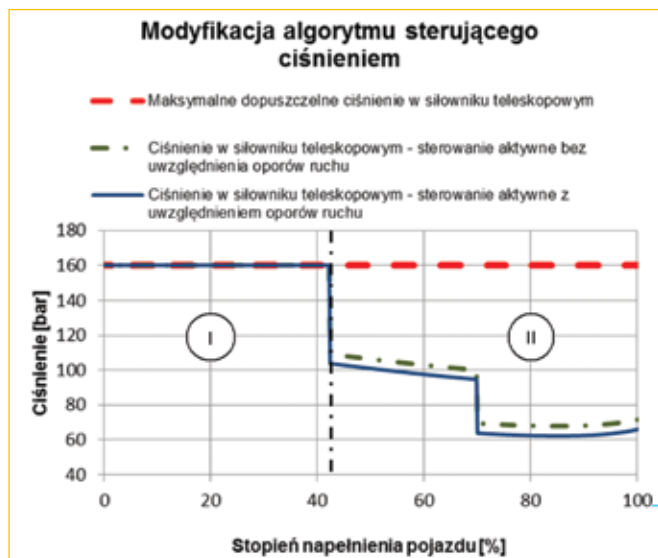
Rys. 7 Opory ruchu w siłowniku teleskopowym

W obszarze I (rys. 2 i 8) uwzględnienie strat w siłowniku teleskopowym nie wpłynie na zmianę algorytmu sterowania, gdyż ciśnienie w siłowniku teleskopowym przyjmuje maksymalną dopuszczalną wartość, a możliwa do uzyskania siła oporu ściany wypychającej jest znacznie mniejsza od jej założonej, stałej wartości. W obszarze II (rys. 2 i 8), w którym ciśnienie w siłowniku teleskopowym jest ograniczone przez algorytm sterujący, pomijanie siły oporów ruchu siłownika teleskopowego prowadzi do wzrostu rzeczywistej siły oporu ściany wypychającej. W efekcie również wartość poziomej składowej siły mechanizmu prasującego jest większa od założonej. W celu uzyskania oczekiwanej charakterystyki oporu ruchomej ściany należy wprowadzić do algorytmu sterującego poprawkę przedstawioną na rys. 8.

### Abstract

Hydraulic telescopic cylinders are used to power the moving wall of rear loader garbage trucks equipped with the traditional “sweep and slide” system. As the garbage compression force





Rys. 8 Modyfikacja algorytmu sterującego ciśnieniem

is directly dependent on the resistance force of the moving wall, losses in the hydraulic telescopic cylinder influence the compaction process. Taking them into account in the control system may improve the operation of the compaction mechanism. ■

Literatura

[1] Czyżewicz J.: *Badania procesu załadunku śmieci i modyfikacja układu sterowania mechanizmu załadunkowego śmieciarki*, Praca doktorska, Politechnika Gdańska, Gdańsk 2011.  
 [2] Czyżewicz J., Wasilczuk M.: *Wpływ oporów ruchu odpadów w skrzyni zbiorczej śmieciarki na parametry pracy mechanizmu prasującego*, *Tribologia*, nr 1/2015 (259), s. 25-36.  
 [3] Drumea P., Cristescu, C., Fatu A., Hajjam M.: *Experimental research for measuring friction forces from rod sealing at the hydraulic cylinders*. *The Annals of "DUN-REA DE JOS" University of Galati Fascicle VIII*, 2010 (XVI).  
 [4] Papatheodorou T., Igers W.: *Friction optimization on hydraulic piston rod seals*, Parker Hannifin GmbH Prädifa Packing-Division.

dr inż. Jacek Czyżewicz  
 dr inż. Jacek Łubiński  
 mgr inż. Tomasz Zajdziński  
 Politechnika Gdańska

