

Rzówj energooszczędnyc napędzów hydrostatycznych z odzyskiem energii

Development of energy efficient hydrostatic drives with energy recovery

RYSZARD DINDORF
PIOTR WOŚ*

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2017.8-9.114>

Podczas hamowania odzyskowego możliwy jest odzysk energii kinetycznej i jej magazynowanie w akumulatorach hydraulicznych, a dwukierunkowy przepływ energii pozwala na realizację całego cyklu ruchu pojazdu. Przedstawiono modele dynamiczne, wyniki symulacji i testów eksperymentalnych elektrohydraulicznego układu hydrostatycznego z regulacją wtórną, który nadaje się do zastosowania w hydraulicznych układach napędów hybrydowych. Dobór parametrów regulacji jednostki wtórnej ma kluczowe znaczenie w kwestii poprawy efektywności hydraulicznych napędów hybrydowych. Obecnie napędy hydrostatyczne mają dużo większą moc na jednostkę masy od maszyn elektrycznych, dlatego znacznie korzystniejsze jest ich zastosowanie w szeregowych napędach hybrydowych.

SŁOWA KLUCZOWE: rekuperacja energii, akumulacja energii, hamowanie odzyskowe, hydrostatyczny układ napędowy, hydrauliczny napęd hybrydowy

Recovery of kinetic energy for its subsequent storage in hydraulic accumulators may be performed due to employment of regenerative braking. It is due to two-directional energy flow that the whole cycle of vehicle movement is made possible. Dynamic models, simulation results, and experimental tests of a electro-hydraulic hydrostatic systems with secondary control are presented, which can be used in hydraulic hybrid powertrains. Selection of control parameters of the secondary unit has the decidedly key meaning for improvement of efficiency of the hydraulic hybrid drives. Today's hydrostatic drives can handle much more power per unit mass than electric machines, which implies a considerable advantage of series hydraulic hybrids.

KEYWORDS: energy recuperation, energy accumulation, recuperative braking, hydrostatic powertrains, hydraulic hybrid drives

Od wielu lat trwają poszukiwania energooszczędnych rozwiązań w hydrostatycznych napędach pojazdów osobowych, komunalnych i wojskowych, busów, maszyn roboczych i budowlanych, urządzeń dźwigowych i innych. Rozwiązania te uwzględniają: zmniejszenie masy pojazdu, aerodynamiczny kształt nadwozia, stosowanie elektronicznych urządzeń zapłonowych lub wtryskowych, a także systemów odzysku i akumulacji energii oraz napędów hybrydowych. Takie rozwiązania prowadzą do obniżenia hałasu oraz redukcji zużycia paliwa i emisji szkodliwych składników spalin do otoczenia: tlenków azotu (NO_x), tlenku węgla i węglowodorów (CO/HC) oraz cząstek stałych (PM – *particulate matter*).

W konwencjonalnych napędach pojazdów energia hamowania jest bezpowrotnie tracona, a silnik spalinowy

musi pokryć zapotrzebowanie na moc w całym cyklu ruchu pojazdu. To wskazuje jednoznacznie na potrzebę uwzględnienia w ruchu pojazdów odzysku (rekuperacji) i magazynowania (akumulacji) energii hamowania, a następnie jej wykorzystania do przyspieszania pojazdu. W takich napędach można wykorzystać silnik spalinowy dostosowany do pokrycia średniego zapotrzebowania na moc podczas ruchu. Przy tym można zmniejszyć moc układu chłodzenia silnika. Głównym celem budowy pojazdów hybrydowych jest poprawa efektywności zużycia paliwa i redukcja emisji spalin z myślą o korzyściach dla środowiska naturalnego.

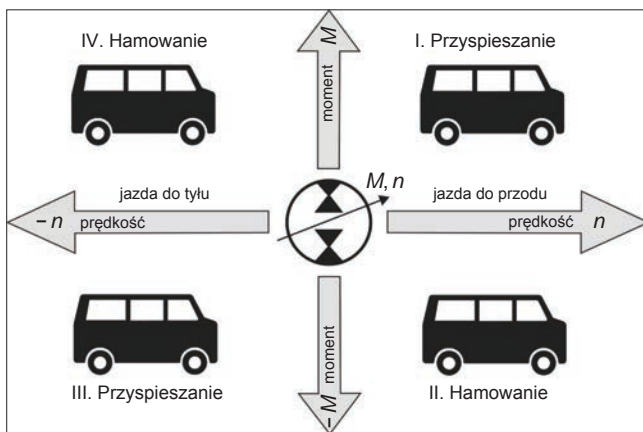
Od 2000 r. – po zaostrzeniu norm dotyczących emisji spalin i wzroście cen paliw – zaczęto dostrzegać zalety takich napędów. Pojazdy hybrydowe klasyfikuje się na podstawie konfiguracji układu przeniesienia napędu i sposobu akumulacji energii. Pierwszy hybrydowy samochód elektryczny na świecie (HEV – *hybrid electric vehicle*) o nazwie Lohnerporsche powstał w 1900 r. Pierwotnie hydrauliczna technologia hybrydowa została zaprojektowana z myślą o pojazdach wojskowych, samochodach ciężarowych, dostawczych i busach. Koncepcja hydraulicznego busa Hydro-Bus pojawiła się w Hanowerze na początku lat osiemdziesiątych ubiegłego stulecia, a następnie była badana na Politechnice Łódzkiej [16]. Do ciężkich pojazdów komunalnych (śmieciarek), urządzeń załadowniczych i maszyn budowlanych pracujących w krótkich cyklach roboczych (z częstymi zatrzymaniami) firma Bosch Rexroth opracowała równoległy napęd hybrydowy z hydrostatycznym odzyskiem energii hamowania (HRB – *hydrostatic regenerative braking system*) [13].

Historia nowoczesnej technologii hybrydowej w samochodach rozpoczęła się około 30 lat temu – przykładem są napędy hybrydowe zastosowane w Toyocie Prius (1997 r.) i Hondzie Insight (1999 r.). Badania dotyczyły też hydraulicznych napędów hybrydowych w SUV-ach, takich jak: Hummer H3, Nissan Titan, Pathfinder, Dodge Durango, Ford Explorer i GMC Yukon [1]. Jednym z pierwszych hydraulicznych równoległych napędów hybrydowych wprowadzonych do pojazdów miejskich był system CBED (*cumulo brake energy drive*) firmy Parker Hannifin [19]. Natomiast pierwszym hydraulicznym szeregowym napędem hybrydowym tej firmy był system CHD (*cumulo hydrostatic drive*). Najnowsze rozwiązanie hydraulicznego napędu hybrydowego powstało w wyniku współpracy firmy Bosch Rexroth z koncernem PSA Peugeot Citroën [10]. System ten – nazwany *hybrid air* – wykorzystano w samochodzie Peugeot 2008, który był prezentowany podczas salonu samochodowego w Genewie w 2013 r.

Zastosowanie hydraulicznego napędu hybrydowego (HHD – *hydraulic hybrid drive*) w pojazdach jest najbardziej uzasadnione wtedy, gdy pojazd porusza się w powtarzalnym cyklu (przyspieszanie – ruch ustalony – hamowanie – postój), przy tym istnieje możliwość

* Prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf (dindorf@tu.kielce.pl), dr inż. Piotr Woś (wos@tu.kielce.pl) – Katedra Technologii Mechanicznej i Metrologii, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn Politechniki Świętokrzyskiej

wykorzystania dużej mocy chwilowej z wysoką sprawnością energetyczną oraz występują małe straty energii. W wielu przypadkach ruch pojazdów samochodowych miejskich, komunalnych i dostawczych charakteryzuje się taką cykliczną jazdą. W energooszczędnych hydrostatycznych układach napędowych wykorzystuje się pompę jako pierwotne źródło energii, a akumulator jako wtórne źródło energii i odwracalną jednostkę napędową z regulacją wtórną, która w zależności od kierunku przeniesienia napędu pracuje jak silnik lub pompa. W takich układach możliwy jest dwukierunkowy przepływ energii: energia przekazywana jest z pompy i akumulatora do odwracalnej jednostki napędowej pracującej jak silnik, a energia odzyskana z hamowania (podczas tzw. hamowania odzyskowego) przekazywana jest z odwracalnej jednostki napędowej, pracującej jak pompa, do akumulatora hydraulicznego, gdzie gromadzona jest energia potencjalna. W zamkniętych układach hydrostatycznych możliwe jest sterowanie prędkością obrotową n i momentem M odwracalnej jednostki napędowej w całym zakresie ruchu pojazdu, czyli podczas przyspieszania i hamowania w trakcie jazdy do przodu i do tyłu. Schemat zakresu regulacji prędkości obrotowej n i momentu M odwracalnej jednostki napędowej w zależności od fazy ruchu pojazdu pokazano na rys. 1.



Rys. 1. Schemat zakresu regulacji hydrostatycznego układu napędowego w zależności od fazy ruchu pojazdu

Napędy hydrostatyczne z rekuperacją i akumulacją energii hamowania

Rekuperacja (odzyskiwanie) i akumulacja (gromadzenie) energii hamowania (hamowanie odzyskowe) to najważniejsze cechy układów hydrostatycznych stosowanych w napędach hybrydowych. W tabl. I zestawiono schematy podstawowych zamkniętych układów hydrostatycznych z rekuperacją i oddawaniem energii do sieci trakcyjnych oraz akumulatorów elektrochemicznych, inercyjnych i hydraulicznych.

Napęd hydrostatyczny z rekuperacją energii hamowania i oddawaniem jej przez silnik trakcyjny (pracujący jak prądnica) do sieci trakcyjnej może mieć zastosowanie w pojazdach trakcyjnych (tramwajach, trolejbusach) wykorzystywanych w komunikacji miejskiej. Autobusy i tramwaje ze zdolnością do hamowania odzyskowego mogą zmniejszyć zużycie energii w trakcji miejskiej. Aby przekazać energię hamowania do trakcji elektrycznej, trzeba spełnić dwa warunki [2]: napięcie wygenerowane przez pojazd podczas hamowania musi być wyższe od napięcia sieci trakcyjnej w miejscu zwrotu energii oraz musi istnieć odbiorca energii wygenerowanej podczas hamowania, np. inny pojazd trakcyjny pobierający energię elektryczną.

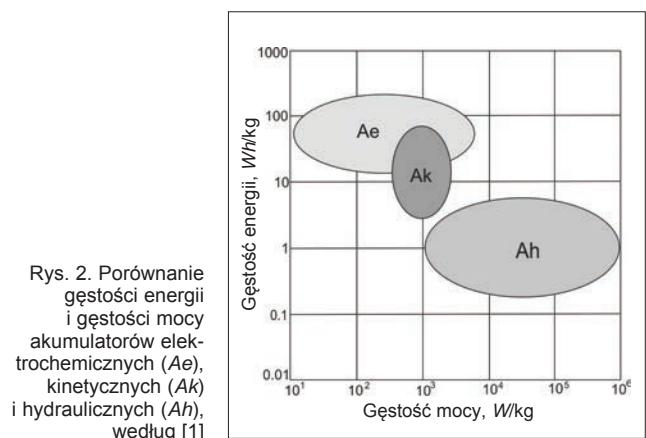
TABLICA I. Zestawienie napędów hydrostatycznych z rekuperacją i akumulacją energii hamowania

Rodzaj napędu	Schemat napędu
Rekuperacja i oddawanie energii hamowania do sieci trakcyjnej: 1 – odwracalna jednostka pompa-silnik, 2 – odwracalna jednostka napędowa, 3 – silnik trakcyjny (prądnica)	
Rekuperacja i akumulacja energii hamowania w akumulatorze elektrochemicznym: 1 – odwracalna jednostka pompa-silnik, 2 – odwracalna jednostka napędowa, 3 – silnik (generator), 4 – akumulator elektrochemiczny	
Rekuperacja i akumulacja energii hamowania w akumulatorze inercyjnym: 1 – odwracalna jednostka pompa-silnik, 2 – odwracalna jednostka napędowa, 3 – silnik elektryczny, 4 – bezwładnik	
Rekuperacja i akumulacja energii hamowania w akumulatorze hydraulicznym: 1 – pompa, 2 – odwracalna jednostka napędowa, 3 – silnik elektryczny, 4 – akumulator hydrauliczny	

Napęd hydrostatyczny z rekuperacją energii hamowania i magazynowaniem energii w **akumulatorach elektrochemicznych** jest uzasadniony wtedy, gdy akumulatory te mają dużą gęstość energii w stosunku do masy (J/kg) [11]. Aby wykorzystać całkowitą pojemność akumulatora i zachować dużą sprawność, potrzebny jest jednak długi czas ładowania. Akumulatory elektrochemiczne mają ograniczoną liczbę ładowań ze względu na zmniejszanie się ich sprawności podczas kolejnego ładowania.

Napęd hydrostatyczny z rekuperacją energii hamowania i akumulacją energii kinetycznej w **akumulatorze inercyjnym** polega na wprawieniu w ruch obrotowy elementu bezwładnikowego [9]. Do zwiększenia gęstości energii akumulatora inercyjnego stosuje się: specjalne bezwładniki i ich obudowy, odpowiednie ułożyskowania oraz urządzenia pomocnicze mające na celu zmniejszenie strat energii. Takie akumulatory stwarzają zagrożenia związane z dużą prędkością mas wirujących.

Napęd hydrostatyczny z rekuperacją energii hamowania i akumulacją energii potencjalnej w **akumulatorze hydraulicznym** (pęcherzowym lub tłokowym) przystosowany jest do magazynowania energii czynnika gazowego (azotu, powietrza) [15]. Akumulacja energii odbywa się przez sprężanie gazu, natomiast oddawanie energii odbywa się przez rozprężanie gazu. Magazynowanie energii w akumulatorach gazowych jest opłacalne tylko wtedy,



gdy układ napędowy pracuje w odpowiednim cyklu oraz jest możliwość wykorzystania dużej mocy chwilowej podczas przyspieszania pojazdu. Sprawność akumulatora gazowego zależy od przemian termodynamicznych i strat cieplnych.

Na rys. 2 zestawiono gęstość energii i gęstość mocy akumulatorów elektrochemicznych, kinetycznych i hydraulicznych. Akumulatory hydrauliczne w porównaniu z akumulatorami elektrochemicznymi litowo-jonowymi, stosowanymi w samochodach elektrycznych, mają wprawdzie mniejszą pojemność przekładając się na mniejszy zasięg pojazdu, ale za to znacznie szybciej się ładują i mogą być bardziej efektywne. Z danych [18] wynika, że sprawność odzysku energii w elektrycznych napędach hybrydowych wynosi $\eta_{Rel} = 0,53$, a w hydraulicznych napędach hybrydowych $\eta_{Rhyd} = 0,69$. Sprawność odzysku (rekuperacji) energii hamowania dla hydrostatycznego układu napędowego z akumulatorem hydraulicznym oblicza się ze wzoru [8]:

$$\eta_R = \eta_a \eta_s^2 \eta_n^2 \eta_m^2 \quad (1)$$

gdzie: η_a – sprawność akumulatora hydraulicznego, η_s – sprawność systemu sterowania, η_n – sprawność wtórnej jednostki napędowej, η_m – sprawność układu mechanicznego.

Hydrauliczne napędy hybrydowe

Podstawowe rozwiązania hydraulicznych (hydrostatycznych) napędów hybrydowych zamieszczono w tabl. II.

W **równoległym hydraulicznym napędzie hybrydowym** (PHH – *parallel hydraulic hybrid*) silnik spalinowy jest połączony mechanicznie z kołami pojazdu. Gdy potrzebna jest duża moc pojazdu, silnik spalinowy i silnik hydrauliczny mogą pracować równolegle. Podczas hamowania silnik hydrauliczny pracuje jak pompa i przekazuje odzyskaną energię hamowania do wysokociśnieniowego akumulatora hydraulicznego.

W **szeregowym hydraulicznym napędzie hybrydowym** (SHH – *series hydraulic hybrid*) silnik spalinowy cały czas w optymalnym zakresie obrotów napędza pompę hydrauliczną, która przekazuje energię hydrauliczną do silnika połączonego z mechanizmem różnicowym napędu kół pojazdu, a nadmiarowa energia jest gromadzona w akumulatorach gazowych. W razie potrzeby akumulatory mogą wspomagać układ napędowy. Podczas hamowania silnik pracuje jak pompa i przekazuje odzyskaną energię do wysokociśnieniowego akumulatora hydraulicznego.

Szeregowy pełny hydrauliczny napęd hybrydowy (SFHH – *series full hydraulic hybrid*) różni się od układu SHH tym, że koła pojazdu połączone są bezpośrednio z hydraulicznymi jednostkami napędowymi.

Szeregowy zaawansowany hydrauliczny napęd hybrydowy (ASHH – *advanced series hydraulic hybrid*) firmy Parker Hannifin [19] opiera się na koncepcji rozdzielenia mocy (*powersplit concept*). Przy małych prędkościach pojazdu w zakresie od 0 do 65 km/h wykorzystuje się napęd hydrauliczny. Przy prędkościach od 65 do 100 km/h stosowany jest bezpośredni napęd mechaniczny, a napęd hydrauliczny jest odłączony. Te dwa rodzaje napędów zapewniają wysoką wydajność w całym zakresie prędkości pojazdu. Hydrauliczny system rekuperacji energii hamowania przejmuje energię kinetyczną pojazdu od prędkości 65 do 0 km/h.

TABLICA II. Hydrostatyczne napędy hybrydowe

Rodzaj napędu hybrydowego	Schemat napędu hybrydowego
Równoległy hydrauliczny napęd hybrydowy (PHH): 1 – odwracalna jednostka pompa-silnik, 2 – wysokociśnieniowy akumulator, 3 – niskociśnieniowy akumulator, 4 – silnik spalinowy, 5 – przekładnia mechaniczna, 6 – mechanizm różnicowy	
Szeregowy hydrauliczny napęd hybrydowy (SHH): 1 – odwracalna jednostka pompa-silnik, 2 – odwracalna jednostka silnik-pompa, 3 – wysokociśnieniowy akumulator, 4 – niskociśnieniowy akumulator, 5 – blok zaworowy, 6 – silnik spalinowy, 7 – mechanizm różnicowy	
Szeregowy pełny hydrauliczny napęd hybrydowy (SFHH): 1 – odwracalna jednostka pompa-silnik, 2, 3 – wtórna jednostka napędowa (silnik-pompa), 4 – wysokociśnieniowy akumulator, 5 – niskociśnieniowy akumulator, 6 – blok zaworowy, 7 – silnik spalinowy	
Szeregowy zaawansowany hydrauliczny napęd hybrydowy (ASHH): 1 – odwracalna jednostka pompa-silnik, 2 – wtórna jednostka napędowa (silnik-pompa), 3 – niskociśnieniowy akumulator, 4 – wysokociśnieniowy akumulator, 5 – blok zaworowy, 6 – silnik spalinowy, 7, 8 – przekładnia mechaniczna, 9 – mechanizm różnicowy	
Szeregowy hydrauliczny napęd hybrydowy (Hybrid Air): 1 – odwracalna jednostka pompa-silnik, 2 – wtórna jednostka napędowa (silnik-pompa), 3 – akumulator niskociśnieniowy pneumatyczny wyrównawczy, 4 – akumulator wysokociśnieniowy, 5 – silnik spalinowy, 6, 7 – przekładnia Powersplit, 8 – mechanizm różnicowy	

Szeregowy hydrauliczny napęd hybrydowy (*hybrid air*) składa się z dwóch silników (spalinowego i hydraulicznego) oraz hydropneumatycznego akumulatora ciśnieniowego. Taki układ zapewnia najwyższą możliwą sprawność niezależnie od warunków jazdy [10]. Układ hydrauliczny wspomagany akumulatorami pokrywa zwiększone zapotrzebowanie na energię podczas ruszania i przyspieszania, ale może także całkowicie zastąpić silnik spalinowy. Konstrukcja tego napędu hybrydowego wykorzystuje efekt *boost*, czyli dodatkowego chwilowego zwiększenia mocy przy większym zapotrzebowaniu. Z kolei koncepcja przekładni *powersplit* pozwala na korzystanie z różnych rodzajów napędu: krótkie odcinki można pokonywać tylko z napędem hydraulicznym zasilanym energią z akumulatorów hydraulicznych.

Stałościśnieniowe układy hydrostatyczne

Stałościśnieniowe układy hydrostatyczne – stosowane w energooszczędnych napędach hydrostatycznych – są wyposażone w odwracalne jednostki napędowe z regulacją wtórną. Układy te montuje się w pojazdach kołowych (autobusach miejskich, maszynach roboczych), pojazdach gąsienicowych (ciągnikach, maszynach roboczych, czołgach, sprzęcie wojskowym), pojazdach szynowych (lokomotywach manewrowych, pojazdach górniczych), a także w stacjonarnych urządzeniach roboczych typu

TABLICA III. Elektrohydrauliczne układy regulacji wtórnej odwracalnej jednostki napędowej

Rodzaj regulacji	Schemat układu regulacji	Charakterystyka regulacji
$n = const$		
$M = const$		
$P = const$		

dźwignice i podnośniki. Zaletą hydraulicznych i elektrohydraulicznych układów regulacji wtórnej jest możliwość sterowania odwracalną jednostką napędową przy stałym ciśnieniu $p = const$ w układzie hydrostatycznym, co jest niemożliwe w napędach konwencjonalnych. W tabl. III [12] zamieszczono schematy podstawowych elektrohydraulicznych układów regulacji wtórnej i ich charakterystyki regulacyjne przy stabilizacji prędkości obrotowej $n = const$, momentu obrotowego $M = const$ i mocy $P = const$ wtórnej jednostki napędowej. Te parametry mechaniczne są przetwarzane na parametry elektryczne u (napięcie z generatora tachometrycznego G i przetworników pomiarowych) oraz i (natężenie prądu ze wzmacniacza na cewkę zaworu regulacyjnego). W takich układach regulacji sygnałem wejściowym jest napięcie u_0 opowiadające zadanemu parametrowi mechanicznemu: n_0 , M_0 , P_0 .

W układach stałociśnieniowych ($p = const$) z regulacją wtórną zmienia się objętość robocza V_r jednostki napędowej w zakresie: $V_{rmin} < V_r < V_{rmax}$. Zależność między momentem obrotowym M a objętością roboczą V_r przy stałej różnicy ciśnień $\Delta p = p - p_T \approx p = const$ (gdzie p_T – ciśnienie w zbiorniku odpowiadające ciśnieniu atmosferycznemu) określa się ze wzoru [7]:

$$M = \frac{p}{2\pi} V_r \quad (2)$$

$$M_{max} = \frac{p}{2\pi} V_{rmax} \quad (3)$$

Porównując wzory (2) i (3) z uwzględnieniem warunku $\Delta p = const$, otrzymuje się zależność momentu obrotowego od zmiany objętości roboczej:

$$\frac{M}{M_{max}} = \frac{V_r}{V_{rmax}} \quad (4)$$

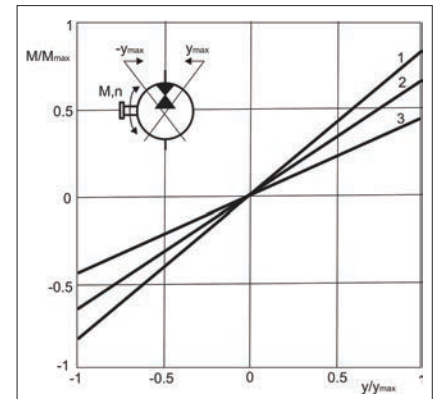
Objętość robocza V_r odwracalnej jednostki napędowej zależy od wielkości nastawy y w zakresie: $y_{min} < y < y_{max}$, która jest parametrem regulacji; wtedy:

$$\frac{V_r}{V_{rmax}} = \frac{y}{y_{max}} \quad (5)$$

Po porównaniu wzorów (4) i (5) otrzymuje się zależność momentu M od nastawy y wtórnej jednostki napędowej:

$$\frac{M}{M_{max}} = \frac{y}{y_{max}} \quad (6)$$

Charakterystyki statyczne $M/M_{max} = f(y/y_{max})$ regulacji wtórnej jednostki napędowej określone ze wzoru (6) dla różnych wartości różnicy ciśnień Δp zamieszczono na rys. 3. Jak widać, regulacja wtórna jednostki napędowej charakteryzuje się tym, że zmiana momentu obrotowego M wynika tylko ze sterowania objętością roboczą $V_r(y)$, czyli jest związana ze sterowaniem objętościowym.



Rys. 3. Charakterystyki statyczne $M/M_{max} = f(y/y_{max})$ regulacji wtórnej jednostki napędowej przy różnych wartościach różnicy ciśnień Δp : 1–21 MPa, 2–14 MPa, 3–7 MPa

Regulacja wtórna wpływa jednocześnie na zmianę natężenia przepływu q_v (chłonność dla silnika lub wydajność dla pompy), którą oblicza się ze wzoru [6]:

$$q_v = V_r n \quad (7)$$

Po podstawieniu do wzoru (7) objętości roboczej V_r ze wzoru (2) otrzymuje się:

$$q_v = V_r n = 2\pi \frac{n}{\Delta p} M = k_n M \quad (8)$$

gdzie k_n jest współczynnikiem prędkości obrotowej wtórnej jednostki napędowej:

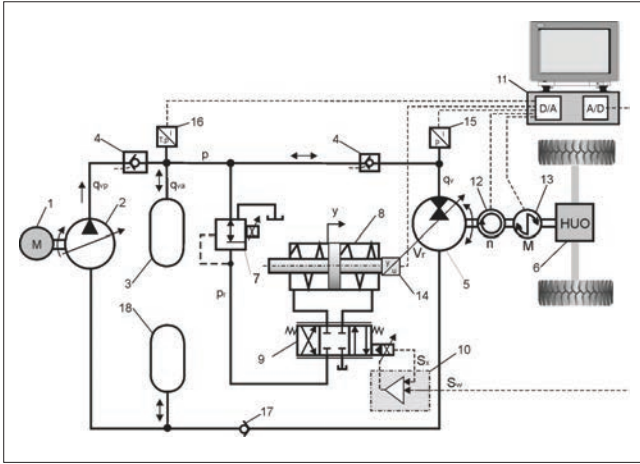
$$k_n = 2\pi \frac{n}{p} \quad (9)$$

Warto zwrócić uwagę, że dla $q_v > k_n M$ występuje tzw. rozbieganie, a dla $q_v < k_n M$ – samohamowanie wtórnej jednostki napędowej. Takie zjawiska mogą wystąpić przy niekontrolowanych zmianach ciśnienia.

Badania modelowe hydrostatycznego układu napędowego

Przeprowadzono badania modelowe (symulacyjne i fizyczne) hydrostatycznego układu z jednostką napędową regulowaną wtórną, który może mieć zastosowanie w szeregowych napędach hybrydowych z rekuperacją i akumulacją energii hamowania. Jest to układ o dwukierunkowym przepływie strumienia energii (mocy), który umożliwia transformację energii hydraulicznej do układu napędowego podczas ruchu ustalonego i przyspieszania oraz transformację energii kinetycznej podczas hamowania z układu napędowego do układu hydrostatycznego i jej magazynowanie w akumulatorze hydraulicznym.

Na tym etapie badań modelowych symulacyjnych i fizycznych przeanalizowano układ regulacji wtórnej odwracalnej jednostki napędowej w zamkniętym układzie hydrostatycznym, którego schemat funkcjonalny zamieszczono na rys. 4. Dobór parametrów regulacji wtórnej odwracalnej jednostki napędowej ma kluczowe znaczenie



Rys. 4. Schemat funkcjonalny stanowiska badawczego układu hydrostatycznego z regulacją wtórną: 1 – silnik elektryczny (M), 2 – pompa hydrauliczna z regulacją ciśnienia, 3 – akumulator hydrauliczny wysokociśnieniowy, 4 – zawór zwrotny sterowany, 5 – odwracalna jednostka napędowa, 6 – hydrauliczny układ obciążający (HUO), 7 – proporcjonalny regulator ciśnienia, 8 – siłownik, 9 – zawór rozdzielający proporcjonalny, 10 – regulator zaworu, 11 – komputerowe karty pomiarowe i sterujące, 12 – czujnik prędkości obrotowej, 13 – czujnik momentu obrotowego, 14 – czujnik przemieszczenia tłoczyska siłownika, 15 – przetwornik ciśnienia, 16 – przetwornik temperatury i ciśnienia w akumulatorze, 17 – zawór zwrotny, 18 – akumulator hydrauliczny niskociśnieniowy

dla poprawy efektywności hydraulicznych układów przeniesienia napędu. Analizowany hydrostatyczny układ napędowy składa się z pompy wielotłoczkowej nastawnej 2 typu A4VG40 napędzanej silnikiem elektrycznym 1, odwracalnej jednostki napędowej 5 typu A2V107, zespołu akumulatorów hydraulicznych wysokociśnieniowych typu pęcherzowego oraz hydraulicznego układu obciążającego HUO (hamującego i napędowego) składającego się z pompy A4VG40 i silnika A6VM28, zbiornika, chłodnicy oraz filtrów. Siłownik 8 sterujący odwracalną jednostką napędową 5 zasilany jest strumieniem cieczy sterowanym zaworem rozdzielającym proporcjonalnym 9. Ciśnienie p_r przed zaworem rozdzielającym proporcjonalnym 9 ustalone jest proporcjonalnym zaworem regulacyjnym (redukcyjnym) 7. Na rys. 4 widoczne są również przetworniki pomiarowe i system sterowania [4].

Celem badań modelowych był optymalny dobór parametrów układu hydrostatycznego, parametrów regulacji i akumulatora hydraulicznego. Układ regulacji wtórnej odwracalnej jednostki napędowej powinien umożliwić dostosowanie prędkości obrotowej n i momentu M do obciążenia i cyklu pracy układu napędowego, np. przy przyspieszaniu i ruchu ustalonym odwracalna jednostka napędowa pracuje jak silnik ($M > 0$, $q_v > 0$), a przy hamowaniu pracuje jak pompa ($M < 0$, $q_v < 0$). W przypadku modeli i badań symulacyjnych zamieszczonych w pracach [3] i [5] uwzględniono akumulator hydrauliczny wysokociśnieniowy. W modelowaniu akumulatora hydraulicznego uwzględniono zmiany objętości, temperatury i ciśnienia w zależności od przemian termodynamicznych, ale pominięto wymianę ciepła z otoczeniem (zastosowano tzw. osłonę adiabatyczną).

W modelu dynamicznym elektrohydraulicznego układu regulacji wtórnej odwracalnej jednostki napędowej przyjęto następujące parametry stanu: ω – prędkość kątowa jednostki napędowej, y – przemieszczenie tłoka siłownika pracującego jak tzw. waga hydrauliczna, x – przemieszczenie suwaka sterującego zaworu proporcjonalnego, Δp – różnica ciśnień w siłowniku, p – ciśnienie w układzie hydrostatycznym, T – temperatura przemian gazowych w akumulatorze.

Model dynamiczny hydrostatycznego układu z regulacją wtórną jednostki napędowej i akumulatorem hydraulicznym zapisano w postaci układu równań różniczkowych zwyczajnych:

$$\begin{cases} \dot{\omega} = a_1 p y - a_2 \omega - a_3 M_h - a_4 p \\ \dot{y} = -a_{11} \dot{y} - a_{12} y - a_{13} \Delta p - a_{14} F_y \\ \ddot{x} = -a_{20} S_w - a_{16} \dot{x} - a_{17} x - a_{19} y + a_{18} p_r \\ \Delta \dot{p} = -a_{23} \Delta p - a_{22} \dot{y} + a_{21} f_1 \\ \dot{p} = \frac{1}{k_a} [q_v - q_{vp} + k_r \sqrt{p - p_r}] \\ \dot{T} = \frac{1}{\tau} (T_0 - T) \end{cases} \quad (10)$$

gdzie: a_i – stałe współczynniki,

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{1}{J} \frac{V_{r \max}}{2\pi y_{\max}}, & a_2 &= \frac{1}{J} f_{\omega}, & a_3 &= \frac{M_h}{J}, & a_4 &= \frac{1}{J} \frac{V_r}{2\pi \eta_{hm}}, \\ a_{11} &= \frac{f_y}{m_y}, & a_{12} &= \frac{c_y}{m_y} + \frac{K_y}{y_{\max}}, & a_{13} &= \frac{A_y}{m_y}, & a_{14} &= \frac{1}{m_y}, \\ a_{16} &= \frac{f_x}{m_x}, & a_{17} &= \frac{c_x}{m_x}, & a_{18} &= \frac{A_x}{m_x}, & a_{19} &= \frac{c_{xy}}{m_x}, & a_{20} &= \frac{K_m}{m_x}, \\ a_{21} &= \frac{K_x}{C_{hc}}, & a_{22} &= \frac{2A_y}{C_{hc}}, & a_{23} &= \frac{2K_w}{C_{hc}}, \end{aligned}$$

f_1 – funkcja nieliniowa:

$$f_1 = (x_0 - x) \sqrt{\frac{1}{2}(p_r - \Delta p)} \quad (11)$$

W stałych współczynnikach a_i występują następujące parametry:

- J – moment bezwładności zredukowany na wale odwracalnej jednostki napędowej,
- f_{ω} – opór na wale odwracalnej jednostki napędowej wynikający z tarcia lepkiego,
- y_{\max} – maksymalne położenie nastawcze,
- $V_{r \max}$ – maksymalna objętość robocza odwracalnej jednostki napędowej,
- M_h – moment jednostki hamującej,
- η_{hm} – współczynnik sprawności hydromechanicznej jednostki napędowej,
- m_y – masa zredukowana na tłoku siłownika,
- f_y – współczynnik tarcia lepkiego między tłokiem a cylindrem,
- c_y – całkowita sztywność sprężyny siłownika,
- K_y – współczynnik wzmocnienia wyznaczony z charakterystyki $F_y = f(y/y_{\max})$,
- F_y – siła siłownika,
- A_y – powierzchnia tłoka siłownika,
- K_m – współczynnik wzmocnienia sprzężenia od układu pomiarowego,
- c_{xy} – sztywność sprężyny siłowego sprzężenia zwrotnego,
- A_x – powierzchnia suwaka sterującego,
- m_x – masa suwaka serwowaworu,
- f_x – współczynnik tarcia lepkiego pary suwakowej,
- c_x – całkowita sztywność sprężyny serwowaworu,
- K_x – współczynnik przepływu, $K_x = C_d \pi d_x \sqrt{\frac{1}{\rho}}$,
- x_0 – przekrycie suwaka sterującego,
- C_d – współczynnik oporu przepływu,
- d_x – średnica suwaka sterującego,

- ρ – gęstość cieczy roboczej,
 C_{hc} – pojemność hydrauliczna w obszarze między zaworem a siłownikiem,
 K – moduł sprężystości cieczy,
 V_c – objętość obszaru między zaworem a siłownikiem,
 K_w – współczynnik przecieków,
 τ – stała czasowa termiczna akumulatora,
 T_0 – temperatura otoczenia,
 k_a – współczynnik akumulatora gazowego,
 p_r – ciśnienie w układzie regulacji,
 k_r – współczynnik natężenia przepływu w zaworze regulacyjnym,
 q_{vp} – wydajność pompy,
 q_v – chłonność/wydajność odwracalnej jednostki napędowej (6).

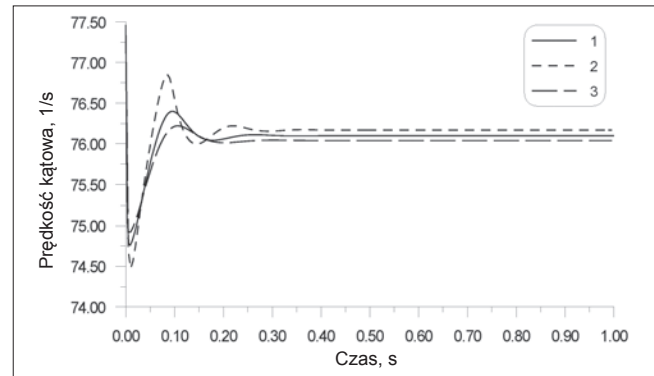
Wartości stałych współczynników układu regulacji wynoszą:

- $a_1 = 0,025 \text{ m}/(\text{Ns}^2)$, $a_2 = 97,006 \text{ 1/s}$, $a_3 = 0,001 \text{ m}^2/(\text{Ns}^2)$,
 $a_4 = 1,073 \times 10^{-4} \text{ m}^2/(\text{Ns}^2)$, $a_{11} = 653,333 \text{ Ns}/(\text{kgm})$,
 $a_{12} = 1,28 \times 10^4 \text{ N}/(\text{kgm})$, $a_{13} = 4,667 \times 10^4 \text{ m}^2/\text{kg}$,
 $a_{14} = 0,667 \text{ 1/kg}$, $a_{15} = 0,667 \text{ 1/kg}$, $a_{16} = 525 \text{ Ns}/(\text{kgm})$,
 $a_{17} = 7,5 \times 10^5 \text{ N}/(\text{kgm})$, $a_{18} = 0,0015 \text{ m}^2/\text{kg}$,
 $a_{19} = 2,85 \times 10^{10} \text{ N}/(\text{kgm})$, $a_{21} = 1,021 \times 10^{10} \text{ N}^{1/2}/(\text{m}^2\text{s})$,
 $a_{22} = 9,589 \times 10^9 \text{ N}/\text{m}^3$, $a_{23} = 45,205 \text{ 1/s}$, $a_{24} = 45,205 \text{ m}^2$.

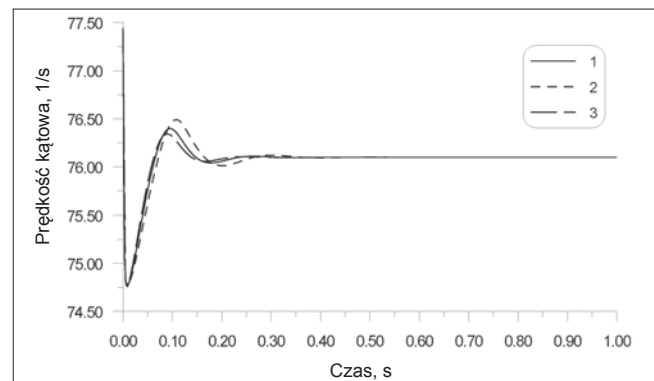
Podczas modelowania dynamicznego wprowadzono początkowe wartości ciśnienia $p_0 = 15 \text{ MPa}$ i momentu jednostki hamującej $M_{h0} = 25 \text{ Nm}$ oraz stałe parametry regulacji: ciśnienie $p_r = 4 \text{ MPa}$ i siłę siłownika $F_y = 85 \text{ N}$.

W trakcie badań symulacyjnych przeprowadzonych w środowisku Matlab/Simulink analizowano wpływ parametrów napędu hydrostatycznego, wyrażonych współczynnikami a_i , na stabilność układu regulacji po wprowadzeniu skokowego sygnału wymuszającego S_w , odpowiadającego momentowi obciążającemu odwracalną jednostkę napędową. Otrzymywano dwa rodzaje odpowiedzi skokowych: albo silnie tłumione, albo niestabilne. Podczas symulacji zmieniano kolejno tylko jeden współczynnik a_i – zwiększano i zmniejszano go o 30%. Zmiana parametrów układu regulacji skutkowałą głównie zmniejszeniem lub wzrostem amplitudy i okresem pulsacji w stanie przejściowym charakterystyk dynamicznych. Po analizie wpływu różnych współczynników na stabilność hydrostatycznego układu napędowego stwierdzono, że niektóre z tych współczynników destabilizują przebieg parametrów stanu układu hydrostatycznego. Do tych współczynników można zaliczyć: a_1 , a_2 , a_7 , a_8 , a_9 , a_{18} i a_{19} . Inne współczynniki wpływają przede wszystkim na przebieg poszczególnych parametrów układu, np. prędkości kątowej $\omega(t)$, dla której największe znaczenie mają współczynniki $a_5 \pm 30\%$ i $a_{20} \pm 30\%$. Przykładowe charakterystyki dynamiczne $\omega(t)$ współczynników a_5 i $a_5 \pm 30\%$ przedstawiono na rys. 5, a współczynników a_{20} i $a_{20} \pm 30\%$ – na rys. 6. Wynika z nich, że po zmniejszeniu współczynnika a_5 o 30% wzrosły przeregulowanie δ_p o 0,46% i oscylacyjność δ_o o 17,6%, natomiast po zwiększeniu współczynnika a_5 o 30% zmniejszyły się przeregulowanie δ_p o 0,3% i oscylacyjność δ_o o 6,33%. Z kolei po zmniejszeniu współczynnika a_{20} o 30% oscylacyjność wzrosła o 6,8%, a po jego zwiększeniu o 30% oscylacyjność spadła o 4,18%.

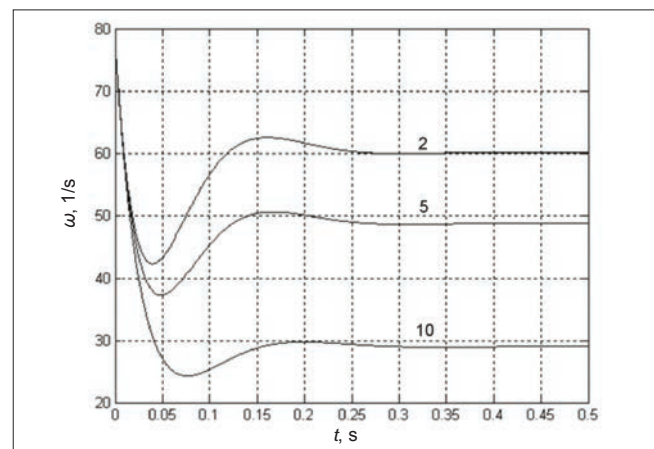
Kolejne badania modelowe na stanowisku badawczym polegały na analizie charakterystyk skokowych prędkości kątowej $\omega(t)$ wtórnej jednostki napędowej przy różnych względnych wartościach sygnałów sterujących S_w/S_{w0} oraz różnych względnych wartościach momentu hamującego M_h/M_{h0} , co pokazano na rys. 7 i 8.



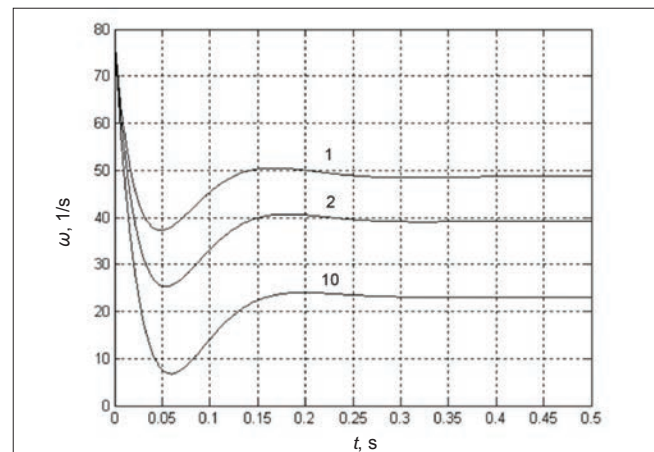
Rys. 5. Charakterystyki prędkości obrotowej $\omega(t)$ dla współczynników: a_5 (1), $a_5 - 30\%$ (2), $a_5 + 30\%$ (3)



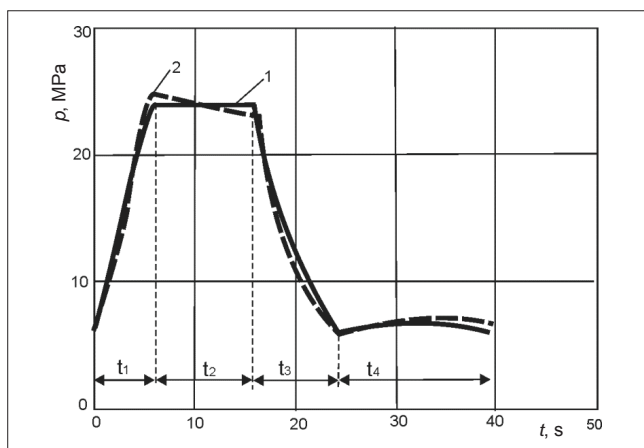
Rys. 6. Charakterystyki prędkości obrotowej $\omega(t)$ dla współczynników: a_{20} (1), $a_{20} - 30\%$ (2), $a_{20} + 30\%$ (3)



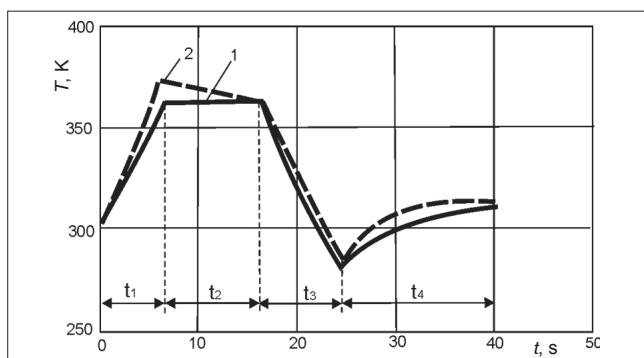
Rys. 7. Charakterystyki skokowe prędkości kątowej $\omega(t)$ wtórnej jednostki napędowej dla różnych wartości $S_w/S_{w0} = 2, 5, 10$ oraz dla $M_h/M_{h0} = 1$



Rys. 8. Charakterystyki skokowe prędkości kątowej $\omega(t)$ wtórnej jednostki napędowej dla różnych wartości $M_h/M_{h0} = 1, 2, 10$ oraz dla $S_w/S_{w0} = 5$



Rys. 9. Zmiana ciśnienia $p(t)$ w akumulatorze hydraulicznym podczas jednego cyklu jazdy: 1 – symulacja, 2 – test eksperymentalny



Rys. 10. Zmiana temperatury $T(t)$ w akumulatorze hydraulicznym podczas jednego cyklu jazdy: 1 – symulacja, 2 – test eksperymentalny

Przeprowadzono także badania modelowe akumulatora hydraulicznego w trakcie jednego cyklu ruchu wirtualnego pojazdu, dla którego założono: odcinek ruchu $L = 1,5$ km, czas jednego cyklu $T_c = 40$ s, czas fazy hamowania $t_1 = 15\%$, czas fazy postoju $t_2 = 25\%$, czas fazy przyspieszania $t_3 = 20\%$, czas fazy jazdy ustalonej $t_4 = 40\%$. Dla tak przyjętego cyklu wyznaczono charakterystyki zmiany ciśnienia $p(t)$ i temperatury $T(t)$ w akumulatorze hydraulicznym (gazowym) pęcherzowym o objętości $V_0 = 10 \cdot 10^{-3}$ m³, które zamieszczono na rys. 9 i 10. Z przedstawionych charakterystyk wynika stała czasowa termiczna $\tau = 10$ s oraz stosunek ciśnień $p_2/p_1 = 4$ ($p_2 = 24$ MPa, $p_1 = 6$ MPa). Rzeczywiste charakterystyki $p(t)$ i $T(t)$ wskazują na straty ciepła występujące w akumulatorze hydraulicznym. Metodę optymalnego doboru akumulatora gazowego zamieszczono w pracy [6].

Podsumowanie

Z przeglądu układów przeniesienia napędu oraz sposobów rekuperacji i akumulacji energii hamowania w napędach hybrydowych wynika, że hydrauliczne szeregowo napędy hybrydowe budzą coraz większe zainteresowanie w kontekście ich zastosowania w pojazdach lekkich (samochodach osobowych i środkach transportu bliskiego). Nie ma jeszcze wielu badań układów hydrostatycznych stosowanych w szeregowych napędach hybrydowych, a zwłaszcza badań elektrohydraulicznych układów regulacji odwracalnych jednostek napędowych (jednostek wtórnych – silnik/pompa). Świadczy to o licznych barierach technicznych, które wymagają dokładnego poznania i pokonania. Bariery te występują przede wszystkim w sferze właściwości dynamicznych układów hydrostatycznych z regulacją wtórną jednostek napędowych i aku-

mulacją energii w akumulatorach hydraulicznych, których poznanie ułatwi przedstawiony w pracy model symulacyjny i fizyczny.

Na tym etapie badań skupiono się na analizie dynamicznej elektrohydraulicznego układu regulacji wtórnej odwracalnej jednostki napędowej w zamkniętym układzie hydrostatycznym z akumulatorem wysokociśnieniowym. Podstawowym celem badań symulacyjnych i doświadczalnych było wyznaczenie charakterystyk dynamicznych odwracalnej jednostki napędowej w zależności od parametrów układu hydrostatycznego. Uzyskane wyniki dają podstawę do dalszych badań nad opracowaniem elektrohydraulicznych adaptacyjnych układów regulacji wtórnej w hydrostatycznych szeregowych napędach hybrydowych [20]. Badania będą ukierunkowane także na zastosowanie hydrostatycznego układu przeniesienia napędu w hybrydowych maszynach rolniczych (do układu napędu maszyn i napędu narzędzi rolniczych). Jest to uzasadnione tym, że maszyny rolnicze zużywają dużo paliwa, a w sezonie pracują często nawet po 20 h na dobę. Napędy hybrydowe w tych maszynach nie są jeszcze stosowane, chociaż w Finlandii na uniwersytecie w Aalto podjęto takie badania.

LITERATURA

1. Baseley S., Ehret C., Greif E., Kliffken M. "Hydraulic Hybrid Systems for Commercial Vehicles". *SAE Technical Paper* (2007).
2. Bartłomiejczyk M., Połom M. „Napięcie sieci trakcyjnej jako wyznacznik możliwości zwiększenia odzysku energii”. *Eksploatacja*. 4 (2013).
3. Dindorf R., Woś P. "Development of hydraulic power systems". *Monografie, Studia, Rozprawy M63*. Kielce: Politechnika Świętokrzyska, 2016.
4. Dindorf R., Woś P. „Przetworniki i układy pomiarowe w systemach hydraulicznych i pneumatycznych”. *Monografie, Studia, Rozprawy M63*. Kielce: Politechnika Świętokrzyska, 2014.
5. Dindorf R. "Dynamic modelling of hydrostatic transformation with secondary control". *Monography: Selected Problems of Modeling and Control in Mechanics. Monografie, Studia, Rozprawy M19*. Kielce: Politechnika Świętokrzyska, 2011.
6. Dindorf R. „Napędy płynowe. Podstawy teoretyczne i metody obliczania napędów hydrostatycznych i pneumatycznych. Podręcznik akademicki”. Kielce: Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, 2009.
7. Dindorf R. „Modelowanie i symulacja nieliniowych elementów i układów regulacji napędów płynowych”. Monografia 44. Kielce: Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, 2004.
8. Do H.T., Dinh Q.T., Ahn K.K., Ho T.H. "Development of a novel hydrostatic transmission system for braking energy regeneration". *Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power*. Okinawa, 25 października 2011.
9. Han T.-R. "On a flywheel-based regenerative braking system for regenerative energy recovery". *Proceedings of Green Energy and Systems Conference 2013*. Long Beach, CA, USA, 2013.
10. "Hybrid Air: An innovative full-hybrid patrol solution for the car of the future". PSA Group, 2013.
11. Ibrahim M.S.A. "Investigation of Hydraulic Transmissions for Passenger Cars". Aachen: Diss. RWTH Aachen University, Shaker Verlag, 2011.
12. Kordak R. "Hydrostatic drives with secondary control". *The Hydraulic Trainer*. 6. Lohr am Main: Rexroth, 1996.
13. Lindzus E. "HRB – Hydrostatic Regenerative Braking System: The Hydraulic Hybrid Drive from Bosch Rexroth". www.boschrexroth.com.
14. Murrenhof H., Wallentowitz H. "Fluidtechnik für mobile Anwendungen". Aachen: RWTH, 1995.
15. Nikolaus H.W. "Hydrostatische Antriebe mit Sekundärgeregelter und Energiegewinnung". Lohr am Main: Rexroth, 1996.
16. Pawelski Z. „Napęd hybrydowy dla autobusu miejskiego”. Łódź: Politechnika Łódzka, 1986.
17. Petrič J. "Modeling of hydro-pneumatic energy storage system". *8th EUROSIM Congress on Modelling and Simulation*. Cardiff, Wales UK, 10–13 września 2013.
18. Rydberg K.-E. "Energy efficient hydraulic hybrid drives". *The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power – SICFP'09*. 2–4 czerwca 2009, Linköping, Sweden.
19. Schärlund L. „Hydraulic Hybrids, Parker PMDE Trollhättan. Presentation at IFS meeting in Eskilstuna” 5 listopada 2008.
20. Woś P., Dindorf R. "Adaptive control of the electro-hydraulic servo-system with external disturbances". *Asian Journal of Control*. 15, 4 (2013).