

PIOTR CHELUSZKA
MARIAN DOLIPSKI
PIOTR SOBOTA

Znaczenie parametrów procesu urabiania w aspekcie poprawy stanu dynamicznego kombajnu chodnikowego oraz minimalizacji zapotrzebowania mocy

Proces urabiania mechanicznego (zwłaszcza skał zwięzłych) cechuje się dużą dynamiką. Skutkiem tego jest silne obciążenie i drgania w układzie urabiania kombajnu chodnikowego, napędach mechanizmów związanych z realizacją tego procesu oraz ustroju nośnym kombajnu. Niekorzystny stan dynamiczny wynikający z nadmiernego obciążenia dynamicznego czy nawet przeciążeń będzie prowadzić do zwiększonej awaryjności kombajnu, niskiej efektywności realizowanego przezeń procesu roboczego (wysokiej energochłonności, małej wydajności), a przez to – wysokich kosztów drążenia wyrobisk korytarzowych lub tuneli techniką kombajnową. W artykule zaprezentowano wybrane wyniki obszernych badań komputerowych wpływu warunków realizacji procesu urabiania na stan dynamiczny wysięgnikowego kombajnu chodnikowego oraz moc zużywaną do realizacji procesu urabiania. Warunki realizacji tego procesu wynikają z jednej strony z własności urabialnego ośrodka skalnego, z drugiej zaś – z wartości parametrów procesu, zadanych w trakcie urabiania powierzchni czoła przodku. Przeprowadzone badania symulacyjne z wykorzystaniem zweryfikowanych doświadczalnie modeli matematycznych umożliwiły określenie relacji wiążących obciążenie dynamiczne nadwozia wysięgnikowego kombajnu chodnikowego i moc na urabianie z parametrami procesu urabiania skał o różnej wytrzymałości na ściskanie. Uzyskane w ten sposób charakterystyki regulacyjne wskazują możliwości redukcji obciążeń dynamicznych kombajnu chodnikowego w wyniku odpowiedniego sterowania parametrami procesu urabiania, w tym – prędkością kątową głowic urabiających. Dzięki wyposażeniu kombajnu w napęd przekształtnikowy głowic urabiających możliwe jest dostosowanie (regulacja) tej prędkości do warunków realizacji procesu urabiania przez zmianę częstotliwości napięcia zasilania silnika asynchronicznego zainstalowanego w układzie urabiania kombajnu chodnikowego.

Słowa kluczowe: kombajn chodnikowy, proces urabiania, dynamika, badania symulacyjne

1. WPROWADZENIE

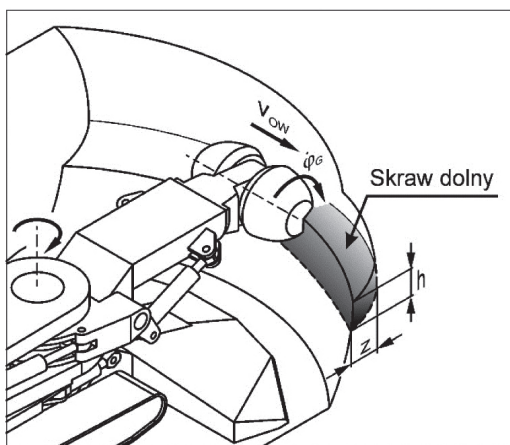
Od wielu lat realizowane są prace badawczo-rozwojowe w kierunku automatyzacji (robotyzacji) procesu drążenia wyrobisk korytarzowych w kopalniach podziemnych oraz tuneli w budownictwie inżynierskim [1–3, 8, 9, 16, 17]. Robotyzacja robót górniczych prowadzić ma do ograniczenia czy wręcz wyeliminowania obecności człowieka w miejscu ich realizacji, co ma się przyczynić do poprawy bezpieczeństwa

pracy. Optymalizacja procesu roboczego możliwa do realizacji dzięki automatycznemu sterowaniu pracą maszyn będzie przy tym gwarantować zwiększenie efektywności pracy oraz lepsze wykorzystanie potencjału technicznego maszyn i urządzeń. Zapewni to w efekcie możliwość osiągania dużych wydajności (postępów drążenia) oraz obniżenie kosztów tego rodzaju robót górniczych. Dzięki wykorzystaniu autonomicznych robotów górniczych rola człowieka będzie ograniczać się do zdalnego monitorowania pracy maszyn i urządzeń oraz nadzorowania prawidłowości

realizowanego przezeń procesu roboczego, względnie – zdalnego sterowania jedynie niektórymi operacjami technologicznymi na zasadzie teleoperatora [10–13].

Wysięgnikowe kombajny chodnikowe stosowane są do drażenia wyrobisk korytarzowych w kopalniach podziemnych węgla kamiennego oraz innych skał o podobnych do węgla własnościach (w górnictwie soli kamiennej, potasowej czy rud metali – na przykład miedzi [18]). Wykorzystywane są one również, choć w ograniczonym zakresie do drażenia tuneli komunikacyjnych oraz innych podziemnych obiektów inżynierskich, jak na przykład garaży podziemnych czy tuneli w elektrowniach wodnych [14, 19, 20]. Istotnym zagadnieniem w zakresie automatyzacji pracy tego rodzaju maszyn jest odpowiednie (optymalne) sterowanie procesem urabiania w zmieniających się w funkcji czasu warunkach środowiskowych. Zmienność ta wynika z budowy geologicznej górotworu w miejscu prowadzenia robót górniczych – zróżnicowanej urabialności skał w przekroju drażonego wyrobiska spowodowanej budową warstwową górotworu oraz zmienności urabialności skał na długości drażonego wyrobiska korytarzowego lub tunelu.

Ze względu na konstrukcję układu urabiania wysięgnikowego kombajnu chodnikowego, wyposażonego w głowice urabiające o relatywnie małych wymiarach w stosunku do wymiarów czoła przodku drażonego wyrobiska, umieszczonych na końcu ruchomego wysięgnika, urabianie odbywa się zazwyczaj równoległe do powierzchni spągu [11]. W trakcie wychylania wysięgnika w tej płaszczyźnie głowice urabiające wykonują skrawki o określonej wielkości pola poprzecznego przekroju wynikającego z wielkości zabioru z oraz wysokości skrawu h (rys. 1). Proces skrawania



Rys. 1. Parametry procesu urabiania powierzchni czoła przodku kombajnem wysięgnikowym: z – zabiór; h – wysokość skrawu, $\dot{\varphi}_G$ – prędkość kątowa głowic urabiających, v_{OW} – prędkość przemieszczania głowic urabiających w ruchu roboczym

realizowany jest przy tym z określoną prędkością wynikającą ze złożenia prędkości kątowej głowic urabiających $\dot{\varphi}_G$ oraz prędkości ich przemieszczania w ruchu roboczym v_{OW} .

W stosowanych dotychczas kombajnach wysięgnikowych zabior, wysokość skrawu oraz prędkość przemieszczania głowic urabiających zadawane są ręcznie przez operatora sterującego pracą maszyny ze stanowiska na kombajnie, względnie ze stanowiska zdalnego. Nie może być zatem mowy o optymalnym doborze ich wartości. Prędkość kątowa głowic urabiających wynikająca z prędkości kątowej wirnika silnika napędowego oraz przełożenia przekładni zębatej w układzie urabiania jest stała. W niektórych konstrukcjach kombajnów wysięgnikowych istnieje wprawdzie możliwość wyboru jednej z dwóch prędkości kątowych głowic urabiających – w wyniku przełączenia dwubiegowego silnika napędowego lub przełączenia dwubiegowej przekładni zębatej. Brak jest jednak jak dotąd możliwości dostosowania (sterowania) wartości tej prędkości do warunków procesu urabiania w trakcie jego realizacji. Bezstopniowa regulacja prędkości kątowej głowic urabiających byłaby możliwa na przykład przez zastosowanie przemiennika częstotliwości zasilającego silnik napędowy w układzie urabiania kombajnu chodnikowego.

Jak wskazują wyniki zrealizowanych badań eksperymentalnych i komputerowych opisanych na przykład w pracach [4, 7], redukcja obciążeń dynamicznych i drgań w napędach kombajnu wysięgnikowego oraz jego ustroju nośnym, a także minimalizacja zapotrzebowania mocy i energochłonności urabiania wymaga odpowiedniego sterowania wartościami parametrów tego procesu. Możliwe jest to jednak jedynie w przypadku wyposażenia kombajnu w układ automatycznego sterowania. Punktem wyjścia dla opracowania skutecznego algorytmu pracy takiego układu jest określenie stanu dynamicznego kombajnu podczas procesu urabiania przy różnych skojarzeniach wartości parametrów tego procesu. Tego rodzaju badania możliwe są w zasadzie jedynie z wykorzystaniem adekwatnych modeli symulacyjnych. Stanowią one podstawę wnioskowania w zakresie możliwości redukcji obciążeń dynamicznych, drgań i energochłonności.

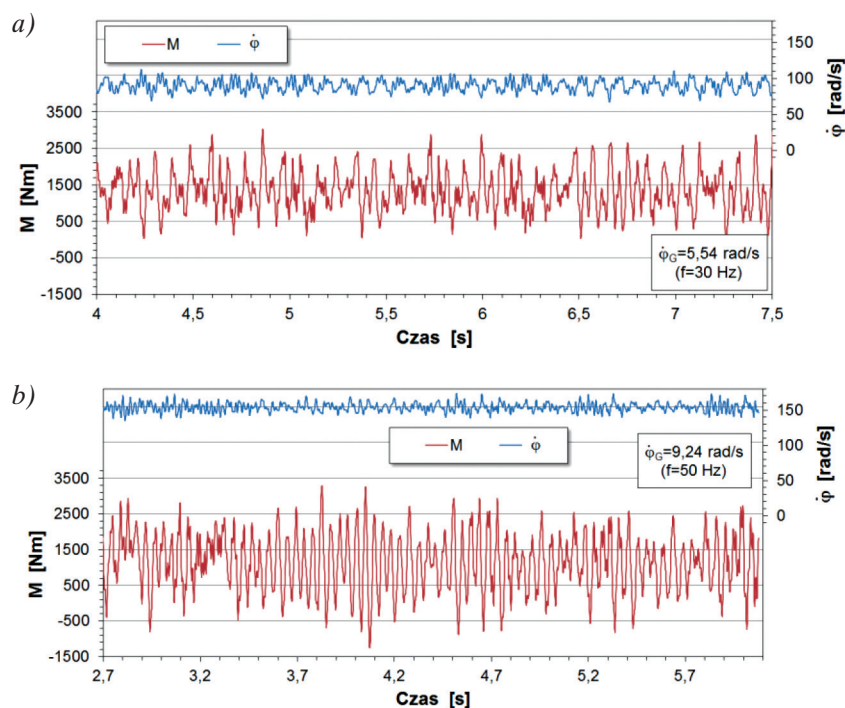
W artykule przedstawiono wybrane wyniki obszernych badań symulacyjnych przeprowadzonych z wykorzystaniem zweryfikowanych doświadczalnie, oryginalnych modeli matematycznych odwzorowujących dynamikę nadwozia wysięgnikowego kombajnu chodnikowego oraz realizowanego przezeń procesu roboczego. W wykorzystanym do badań komputerowych

modelu matematycznym zostało odwzorowane działanie przekształtnikowego układu napędowego głowic urabiających. Możliwe stało się dzięki temu określenie wpływu prędkości kątowej głowic urabiających na przebieg procesu urabiania, obciążenie dynamiczne kombajnu, zapotrzebowanie mocy na urabianie oraz energochłonność. Uzyskane na podstawie symulacji komputerowych charakterystyki regulacyjne wiążą wielkości opisujące stan obciążenia dynamicznego kombajnu chodnikowego oraz efektywność realizacji procesu urabiania z parametrami tego procesu.

2. KOMPUTEROWA SYMULACJA OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH W UKŁADZIE URABIANIA KOMBAJNU WYSIĘGNIKOWEGO

Badania symulacyjne obejmowały realizację procesu urabiania kombajnem wysięgnikowym wyposażonym w napęd przekształtnikowy poprzecznych głowic urabiających. Rozpatrzono urabianie skał o różnej wytrzymałości na ściskanie, mieszczącej się w granicach od 20 MPa do 70 MPa oraz liczbie kruchości $\kappa = 15$. Symulowano przy tym wykonywanie skrawu dolnego, równoległe do spągu, przy różnych wartościach parametrów tego procesu (rys. 1).

Ponieważ rozważa się możliwość sterowania prędkością kątową głowic urabiających w zależności od warunków realizacji procesu urabiania, analizowano przebiegi obciążenia dynamicznego na wale silnika w układzie urabiania oraz prędkości kątowej jego wirnika uzyskane dla różnych częstotliwości napięcia zasilania (różnych prędkości kątowych głowic urabiających). Symulowano przy tym urabianie skały o wytrzymałości na ściskanie $R_c = 60$ MPa podczas wykonywania skrawu o wysokości $h = 200$ mm z zabiorem $z = 100$ mm. Prędkość przemieszczania głowic urabiających v_{OW} wynosiła około 150 mm/s. Na rysunku 2 pokazano wymienione wyżej charakterystyki czasowe dla dwóch różnych prędkości kątowych głowic urabiających. Jak widać, prędkość ta ma istotny wpływ na wielkość i charakter przebiegu obciążenia dynamicznego. W przypadku mniejszej z rozpatrywanych prędkości kątowych ($\dot{\phi}_G = 5,54$ rad/s odpowiadającej częstotliwości napięcia zasilania silnika $f = 30$ Hz), w pokazanym 3,5-sekundowym interwale czasowym głowice urabiające wykonały trzy obroty (okres obrotu głowic urabiających $T_G = 1,13$ s). Wartość średnia obciążenia dynamicznego na wale silnika (M) wyniosła tu 1344 Nm (rys. 2a – linia czerwona). Była ona zatem o blisko 60% większa od wartości nominalnej momentu obrotowego rozwijanego przez silnik w napędzie głowic urabiających badanego kombajnu chodnikowego ($M_n = 851$ Nm).

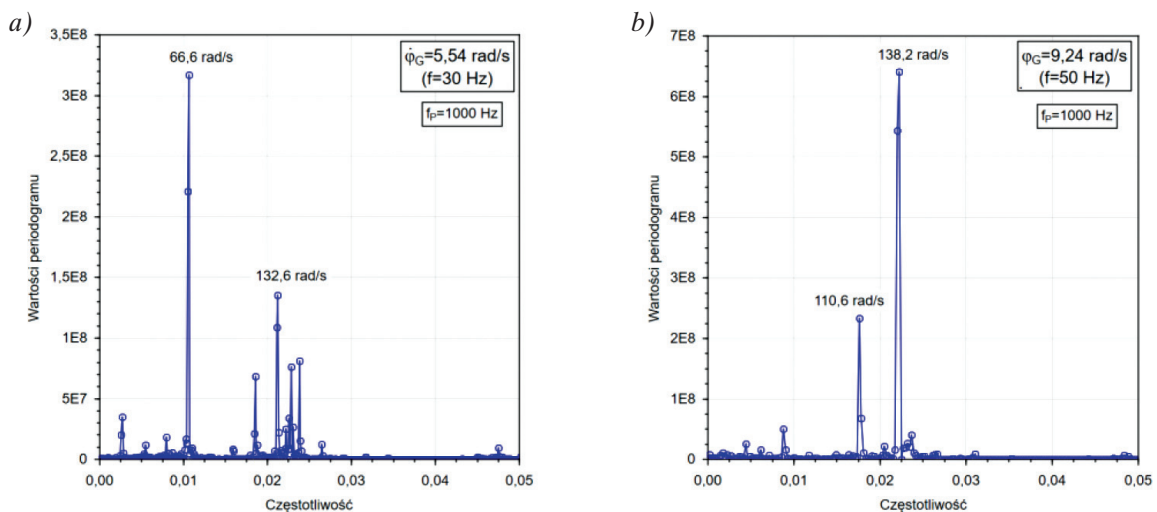


Rys. 2. Przebiegi obciążenia dynamicznego napędu głowic urabiających uzyskane z symulacji komputerowej urabiania skały o wytrzymałości na ściskanie $R_c = 60$ MPa przy prędkości kątowej głowic urabiających: a) 5,54 rad/s ($f = 30$ Hz); b) 9,24 rad/s ($f = 50$ Hz)

Wartość szczytowa oraz amplituda tego obciążenia (rozumiana jako zakres zmienności obciążenia dynamicznego) były przy tym odpowiednio równe: 3035 Nm i 3305 Nm. Prędkość kątowna wirnika silnika ($\dot{\phi}$) oscylowała w granicach od 67 rad/s do 112 rad/s, przy wartości średniej wynoszącej około 90 rad/s (linia niebieska). Zwiększenie prędkości kątowej głowic urabiających do 9,24 rad/s ($f = 50$ Hz), przy utrzymaniu wartości pozostałych parametrów procesu urabiania na niezmiennym poziomie, skutkowało spadkiem o około 15% wartości średniej momentu obrotowego na wale silnika w układzie urabiania (rys. 2b). Pomimo mniejszego obciążenia średniego zwiększeniu uległ zakres zmienności obciążenia dynamicznego. Wartość szczytowa i amplituda wyniosły bowiem odpowiednio: 3282 Nm (+8%) oraz 4544 Nm (+38%). Prędkość kątowna wirnika silnika napędowego wykonywała przy tym drgania w zakresie od 135 rad/s do 174 rad/s, przy wartości średniej wynoszącej 154 rad/s. W czasie analizowanych 3,5 s symulacji głowice urabiające wykonały ponad pięć obrotów (okres obrotu głowic urabiających wynosił $T_G = 0,68$ s).

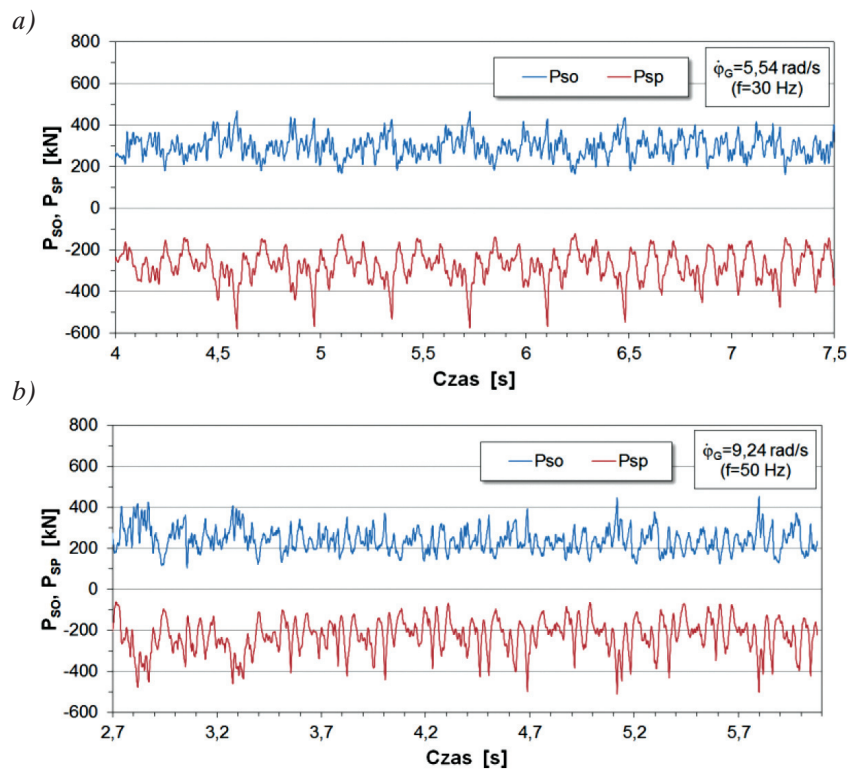
Jak wskazują pokazane przykładowe przebiegi, prędkość kątowna głowic urabiających wpływa nie tylko na wielkość, lecz również na charakter obciążenia dynamicznego. Przebieg momentu obrotowego na wale silnika podczas urabiania jest rezultatem sumowania się przebiegów obciążenia wywołanego oddziaływaniem noży na urabianą caliznę. Obciążenie to zależy przy tym od geometrii skrawania (wielkości, kształtu i następstwa skrawów) wynikającej między innymi z prędkości ruchu noży. W przypadku większej z dwóch rozpatrywanych prędkości kątowych głowic

urabiających ($\dot{\phi}_G = 9,24$ rad/s) na wykresie drgań uwidacznia się wyraźnie zjawisko dudnienia. Z efektem tym mamy do czynienia w wyniku nakładania się drgań o niewiele różniących się częstościach [15]. Przeprowadzona analiza widmowa przebiegów obciążenia dynamicznego na wale silnika w układzie urabiania w przypadku obu badanych prędkości kątowych głowic urabiających ujawniła występowanie dwóch głównych składowych drgań (rys. 3). Przy prędkości kątowej głowic urabiających $\dot{\phi}_G$ wynoszącej 5,54 rad/s składowe te mają częstość: 66,6 rad/s i 132,6 rad/s (rys. 3a). Częstość pierwszej z nich jest dwunastokrotnie większa od częstości kołowej głowic urabiających (ich prędkości kątowej). Wynika ona ze sposobu rozmieszczenia noży na głowicy urabiającej (noże ułożone są wzdłuż dwunastu linii śrubowych o małym kącie zwicia). Jest to zatem częstość śrubowa. Częstość drugiej z wyodrębnionych składowych drgań momentu obrotowego na wale silnika jest natomiast zbliżona do jednej z częstości drgań własnych badanego układu. Zwiększenie prędkości kątowej głowic urabiających (w wyniku zmiany częstotliwości napięcia zasilania silnika w napędzie głowic urabiających) spowodowało zwiększenie częstości śrubowej (rys. 3b). W przypadku bowiem, gdy $\dot{\phi}_G = 9,24$ rad/s częstość ta wynosi 110,6 rad/s. Częstość drugiej składowej drgań (138,2 rad/s) odpowiada, podobnie jak poprzednio, częstości drgań własnych układu urabiania badanego kombajnu chodnikowego. Jak widać, różnica pomiędzy częstościami obu składowych drgań wynosi w tym przypadku jedynie 27,6 rad/s (~ 4 Hz). Skutkiem zbliżenia się do siebie częstości obu dominujących składowych drgań jest obserwowane na rysunku 2b zjawisko dudnienia.



Rys. 3. Charakterystyki amplitudowo-częstościowe obciążenia dynamicznego na wale silnika w napędzie głowic urabiających uzyskanego z symulacji komputerowej urabiania skały przy prędkości kątowej głowic urabiających:

a) 5,54 rad/s ($f = 30$ Hz); b) 9,24 rad/s ($f = 50$ Hz) (f_p – częstość próbkowania sygnału)



Rys. 4. Przebiegi obciążenia dynamicznego siłowników obrotu i podnoszenia wysięgnika uzyskane z symulacji komputerowej urabiania skały o wytrzymałości na ściskanie $R_c = 60 \text{ MPa}$ przy prędkości kątowej głowic urabiających: a) $\dot{\varphi}_G = 5,54 \text{ rad/s}$ ($f = 30 \text{ Hz}$); b) $\dot{\varphi}_G = 9,24 \text{ rad/s}$ ($f = 50 \text{ Hz}$)

Dynamiczny charakter procesu urabiania skały sprawia, że nadwozie kombajnu chodnikowego (wysięgnik, obrotnica, rama główna), a także mechanizmy wychylania wysięgnika podlegają działaniu silnych wymuszeń drgań przenoszonych przez więzy łączące poszczególne podzespoły kombajnu (rys. 4). Szczególnie dużą zmiennością cechuje się obciążenie dynamiczne siłowników podnoszenia wysięgnika P_{SP} odpowiedzialnych za utrzymanie głowic urabiających na zadanej wysokości podczas ich przemieszczania równoległe do spągu. W czasie urabiania przy prędkości kątowej głowic urabiających $\dot{\varphi}_G = 5,54 \text{ rad/s}$ (linia czerwona na rys. 4a) obciążenie to zawierało się w granicach od -580 kN do -123 kN (minus oznacza, iż siłowniki te są rozciągane, co ma miejsce podczas wykonywania skrawu dolnego). Wartość średnia tego obciążenia wyniosła przy tym -276 kN . Zwiększenie prędkości kątowej głowic urabiających do $9,24 \text{ rad/s}$ spowodowało spadek obciążenia dynamicznego siłowników podnoszenia wysięgnika o około 20% (rys. 4b). W tym bowiem przypadku obciążenie to zmieniało się w przedziale od -510 kN do -61 kN , przy czym wartość średnia była równa -225 kN .

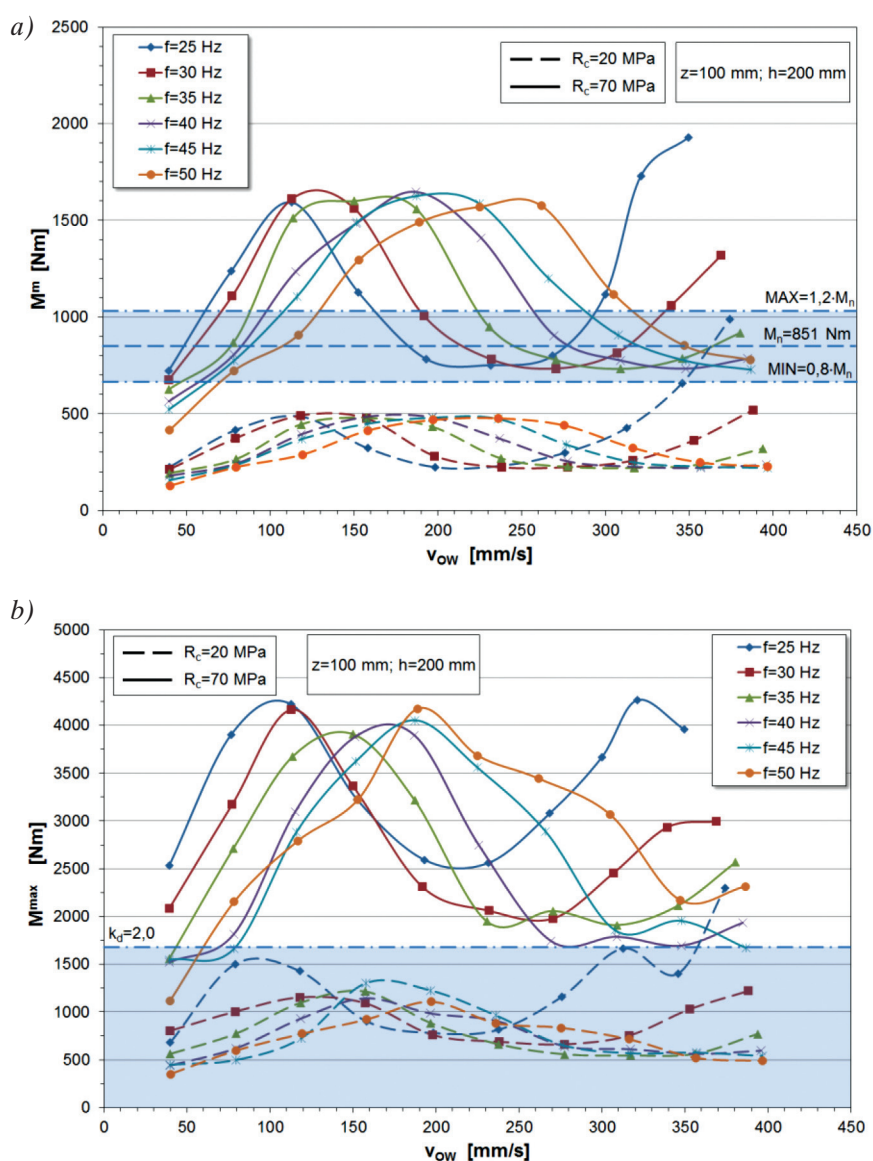
Podobnie jak to ma miejsce w przypadku siłowników podnoszenia wysięgnika, prędkość kątowa gło-

wic urabiających wpływa istotnie na obciążenie dynamiczne siłownika w mechanizmie obrotu wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu P_{SO} (linie w kolorze niebieskim na rys. 4). Dla mniejszej z rozpatrywanych prędkości kątowych głowic urabiających wartość średnia tego obciążenia wyniosła 296 kN (rys. 4a). Zwiększenie prędkości kątowej głowic urabiających do $9,24 \text{ rad/s}$ spowodowało spadek wartości średniej tego obciążenia o blisko 20% (rys. 4b). Mimo to wartość szczytowa obciążenia dynamicznego siłownika obrotu wysięgnika nie uległa większej zmianie, gdyż wynosiła 468 kN dla $\dot{\varphi}_G = 5,54 \text{ rad/s}$ oraz 454 kN dla $\dot{\varphi}_G = 9,24 \text{ rad/s}$ (-3%). Amplituda drgań obciążenia dynamicznego siłownika w mechanizmie obrotu wysięgnika wyniosła natomiast odpowiednio: 307 kN dla $\dot{\varphi}_G = 5,54 \text{ rad/s}$ i 350 kN dla $\dot{\varphi}_G = 9,24 \text{ rad/s}$. Widać więc, że zwiększenie prędkości kątowej głowic urabiających skutkowało wzrostem zakresu zmienności obciążenia dynamicznego tego mechanizmu. Podobnie jak w przypadku obciążenia dynamicznego napędu głowic urabiających, również i tutaj widoczny jest wpływ prędkości kątowej głowic urabiających na charakter przebiegu obciążenia dynamicznego mechanizmów wychylania wysięgnika.

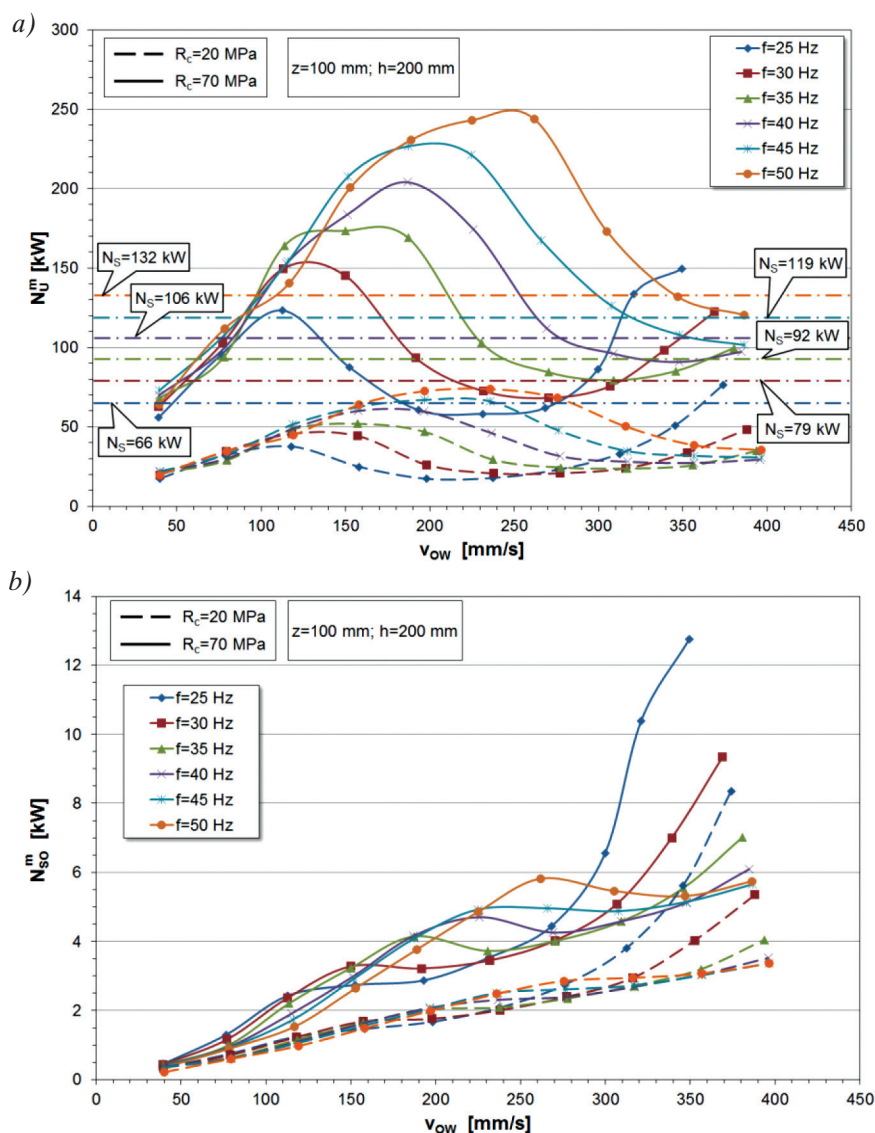
3. WPŁYW WARUNKÓW REALIZACJI PROCESU URABIANIA NA OBCIĄŻENIE DYNAMICZNE KOMBAJNU WYSIĘGNIKOWEGO ORAZ MOC ZUŻYWANĄ NA URABIANIE

W niniejszym rozdziale zajęto się zagadnieniem doboru prędkości ruchu głowic urabiających podczas urabiania skał o określonej wytrzymałości na ściskanie z zadaniem zabiorem i wysokością wykonywanego skrawu. Prędkość kątowna głowic urabiających ϕ_G oraz prędkości ich przemieszczania v_{OW} mają bowiem silny wpływ na obciążenie dynamiczne układu urabiania kombajnu chodnikowego oraz moc zużywaną przezeń na urabianie (rys. 5 i 6). W celu pokazania

wpływu urabialności skały na to obciążenie rozpatrzone urabianie skał o dość mocno zróżnicowanej wytrzymałości na ściskanie ($R_c = 20$ MPa i 70 MPa). Symulacje komputerowe obejmowały przy tym wykonywanie skrawu dolnego o wysokości $h = 200$ mm z zabiorem $z = 100$ mm przy sześciu różnych prędkościach kątowych głowic urabiających ϕ_G oraz prędkości ich przemieszczania v_{OW} mieszczącej się w szerokim zakresie, bo od 40 mm/s do 390 mm/s (wynikającym z możliwości technicznych badanego kombajnu wysięgnikowego). Ponieważ badania symulacyjne dotyczyły napędu przekształtnikowego (wyposażonego w przemiennik częstotliwości), prędkość kątowna głowic urabiających wynika z częstotliwości zadanej napięcia zasilania silnika w ich napędzie f .



Rys. 5. Zależność wartości średniej (a) oraz wartości szczytowej (b) obciążenia dynamicznego silnika w układzie urabiania od prędkości kątowej głowic urabiających (charakteryzowanej za pomocą częstotliwości napięcia zasilania silnika) oraz ich prędkości przemieszczania



Rys. 6. Zależność mocy średniej zużywanej na urabianie (a) oraz mocy średniej zużywanej do wychylania wysięgnika w ruchu roboczym (b) od prędkości kątowej głowic urabiających (charakteryzowanej za pomocą częstotliwości napięcia zasilania silnika) oraz prędkości ich przemieszczania

Przyjętemu zakresowi częstotliwości f od 25 Hz do 50 Hz odpowiadają prędkości kątowe głowic urabiających mieszczące się w granicach od 4,62 rad/s do 9,24 rad/s (tab. 1). Ze względu na sposób regulacji prędkości kątowej głowic urabiających poszczególnym jej wartościom odpowiadają różne wartości mocy rozwijanej przez silnik napędowy. W badanym przypadku moc silnika w układzie urabiania N_s zawierała się w przedziale od 66 kW do 132 kW, przy czym moment nominalny rozwijany przez ten silnik był we wszystkich przypadkach jednakowy i wynosił $M_n = 851$ Nm.

Zależności wartości parametrów charakteryzujących obciążenie dynamiczne w układzie urabiania (wartości średniej M^m i wartości szczytowej M^{\max}) od prędkości ruchu głowic urabiających (prędkości kątowej oraz prędkości ich przemieszczania) są skomplikowane (rys. 5).

Tabela 1

Zestawienie wartości częstotliwości zadanych napięcia zasilania silnika w układzie urabiania oraz odpowiadających im prędkości kątowych głowic urabiających i mocy silnika w przekształtnikowym napędzie głowic urabiających kombajnu chodnikowego

| Częstotliwość zadana napięcia zasilania silnika, f [Hz] | Prędkość kątowa głowic urabiających, ϕ_G [rad/s] | Moc silnika w układzie urabiania, N_s [kW] |
|--|--|---|
| 25 | 4,62 | 66 |
| 30 | 5,54 | 79 |
| 35 | 6,47 | 92 |
| 40 | 7,39 | 106 |
| 45 | 8,32 | 119 |
| 50 | 9,24 | 132 |

Przebiegi badanych funkcji cechują się występowaniem ekstremów lokalnych w postaci maksimum i minimum. Występują tu obszary, w których napęd głowic urabiających jest nadmiernie obciążony dynamicznie, a nawet silnie przeciążony. W pewnych przedziałach prędkości v_{OW} obciążenie dynamiczne jednak może osiągać również relatywnie niski poziom. Szerokość tych przedziałów zależy przy tym od wartości prędkości kątowej głowic urabiających $\dot{\phi}_G$ (częstotliwości napięcia zasilania silnika w napędzie głowic urabiających f). O wielkości tego obciążenia decydują przy tym w dużym stopniu własności mechaniczne urabiającej skały.

Z punktu widzenia optymalizacji wykorzystania mocy kombajnu korzystny jest taki dobór wartości parametrów procesu urabiania, dla których wartości średnie obciążenia dynamicznego napędu głowic urabiających M^m (wyznaczane w kolejnych interwałach czasowych, na przykład co obrót głowic urabiających) będą zbliżone do wartości nominalnej M_n zainstalowanego w układzie urabiania silnika napędowego. Ponieważ urabianie nie jest procesem stacjonarnym, wartości średnie momentu obrotowego na wale silnika powinny zawierać się w pewnym otoczeniu wartości nominalnej, na przykład w przedziale od $0,8 \cdot M_n$ do $1,2 \cdot M_n$. Gdy $M^m > 1,2 \cdot M_n$, napęd głowic urabiających należy uznać za przeciążony, zaś gdy $M^m < 0,8 \cdot M_n$, napęd ten jest niedociążony [6]. Ze względu na dynamiczny charakter przebiegu procesu urabiania operowanie wyłącznie wartością średnią obciążenia jest niewystarczające. Niezbędne jest bowiem określenie dopuszczalnego przeciążenia dynamicznego napędu. Charakteryzowane jest ono za pomocą liczby przeciążenia dynamicznego k_d determinującej dopuszczalny poziom wartości szczytowej obciążenia dynamicznego w odniesieniu do wartości nominalnej momentu obrotowego rozwijanego przez silnik napędowy [5]. Biorąc pod uwagę charakterystykę mechaniczną silnika w napędzie głowic urabiających badanego kombajnu chodnikowego, przyjęto $k_d = 2$.

W przypadku urabiania skały o wytrzymałości na ściskanie $R_c = 20$ MPa wartość średnia obciążenia dynamicznego napędu głowic urabiających jest w zasadzie mniejsza od $0,8 \cdot M_n$ w całym zakresie zmienności prędkości przemieszczania głowic urabiających v_{OW} oraz wszystkich rozpatrywanych ich prędkości kątowych (rys. 5a – linie przerywane). Dla przyjętego zabioru oraz wysokości skrawu układ urabiania jest zatem mocno niedociążony. Wartości szczytowe tego obciążenia dynamicznego nie przekraczają przy tym

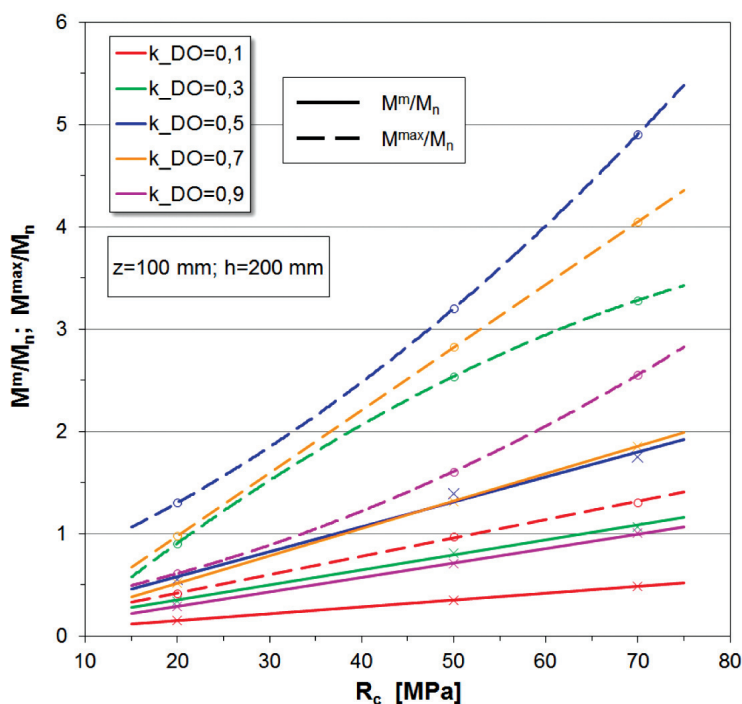
poziomu dopuszczalnego określonego za pomocą liczby przeciążenia dynamicznego k_d (rys. 5b – linie przerywane). Wyjątkiem jest przypadek odpowiadający najniższej z badanych prędkości kątowych (linia ciemnoniebieska) oraz prędkości v_{OW} większej od 300 mm/s, kiedy to wartość szczytowa obciążenia dynamicznego osiąga, a nawet przekracza wartość dopuszczalną. Moc średnia zużywana na urabianie przez napęd głowic urabiających nie przekracza przy tym 80 kW przy największej ich prędkości kątowej (linia przerywana w kolorze pomarańczowym na rys. 6a). W przypadku tej prędkości kątowej moc nominalna silnika $N_S = 132$ kW. Na uwagę zasługuje fakt, że ze wzrostem prędkości przemieszczania głowic urabiających v_{OW} moc średnia na urabianie początkowo rośnie, a po osiągnięciu maksimum – maleje. Maksimum mocy średniej zużywanej podczas urabiania odpowiada przy tym różnym wartościom prędkości v_{OW} w zależności od prędkości kątowej głowic urabiających. Prędkości przemieszczania głowic urabiających, którym odpowiada to maksimum zawierają się przy tym w granicach od 120 mm/s dla $\dot{\phi}_G = 4,62$ rad/s ($f = 25$ Hz) do około 240 mm/s dla $\dot{\phi}_G = 9,24$ rad/s ($f = 50$ Hz). Moc średnia niezbędna do wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu, w zakresie prędkości v_{OW} mniejszych od 270 mm/s, rośnie w przybliżeniu liniowo ze wzrostem tej prędkości (rys. 6b – linie przerywane). Wpływ prędkości kątowej głowic urabiających jest przy tym pomijalnie mały. Ujawnia się on dopiero dla $v_{OW} > 270$ mm/s. W zakresie prędkości $v_{OW} < 270$ mm/s moc średnia niezbędna do wychylania wysięgnika nie przekracza 3 kW. Przy większych prędkościach przemieszczania głowic urabiających dochodzi ona do 8,5 kW (dla najmniejszej z badanych prędkości kątowych głowic urabiających).

Podczas urabiania skały o wytrzymałości na ściskanie wynoszącej 70 MPa obciążenie dynamiczne układu urabiania jest znacznie większe (linie ciągłe na rys. 5). Jak widać, dla pewnych skojarzeń prędkości kątowej głowic urabiających oraz ich prędkości przemieszczania obciążenie to znacznie przekracza założone poziomy dopuszczalne. Dotyczy to zwłaszcza wartości szczytowej momentu obrotowego na wale silnika w układzie urabiania M^{\max} . Poszczególne prędkości kątowe głowic urabiających odpowiadają przedziałom zmienności prędkości v_{OW} , w których wartość średnia tego obciążenia mieści się w założonych granicach od $0,8 \cdot M_n$ do $1,2 \cdot M_n$ (rys. 5a). Przykładowo, dla $\dot{\phi}_G = 4,62$ rad/s ($f = 25$ Hz) wartość średnia momentu obrotowego na wale silnika spełnia

wyżej wymieniony warunek, gdy prędkość przemieszczania głowic urabiających nie przekracza 60 mm/s oraz zawiera się w przedziale od 165 mm/s do 290 mm/s (linia ciągła w kolorze ciemnoniebieskim). Z kolei w przypadku największej z rozpatrywanych prędkości kątowych głowic urabiających (pomarańczowa linia ciągła), prędkości przemieszczania głowic urabiających, dla których obciążenie średnie mieści się w dopuszczalnym zakresie są wyższe. Zawierają się one bowiem w granicach od 65 mm/s do 125 mm/s oraz od 310 mm/s do prędkości maksymalnej, przy której możliwe jest urabianie. Zupełnie inaczej wygląda sytuacja w odniesieniu do wartości szczytowej (rys. 5b – linie ciągłe). Nie przekracza ona założonego poziomu dopuszczalnego ($k_d = 2$) w zasadzie jedynie dla prędkości przemieszczania głowic urabiających $v_{OW} < 80$ mm/s oraz relatywnie dużych ich prędkości kątowych (dla $f \geq 35$ Hz). Dla większych od wymienionej wartości prędkości v_{OW} napęd głowic urabiających jest silnie przeciążony dynamicznie. W praktyce oznaczać to może, że urabianie powierzchni czoła przodku w takich warunkach nie będzie możliwe. Wskazują na to również przebiegi mocy średniej zużywanej na urabianie przez napęd głowic urabiających (rys. 6a – linie ciągłe). Przykładowo bowiem, w przypadku największej z badanych prędkości kątowych głowic urabiających (linia pomarańczowa), w zakresie prędkości ich przemieszczania od 110 mm/s

do 350 mm/s moc średnia na urabianie przewyższa moc rozwijaną przez silnik nawet blisko dwukrotnie (przy prędkości $v_{OW} = \sim 250$ mm/s). Wzrost mocy średniej niezbędnej do wychylania wysięgnika w ruchu roboczym (równoległe do spągu) nie jest przy tym aż tak silny (rys. 6b – linie ciągłe). W rozpatrywanym przypadku moc średnia zużywana przez napęd wychylania wysięgnika, przy prędkości v_{OW} nieprzekraczającej 270 mm/s, dochodzi do 6 kW (jest ona dwukrotnie większa w porównaniu z mocą zużywaną podczas urabiania skały o wytrzymałości na ściskanie $R_c = 20$ MPa). W zakresie większych wartości prędkości v_{OW} oraz małych prędkości kątowych głowic urabiających moc średnia zużywana przez ten napęd dochodzi do 13 kW (przy mocy nominalnej silnika napędzającego pompę w układzie hydraulicznym badanego kombajnu wynoszącej 11 kW). Aby możliwe było urabianie, niezbędne jest zatem zmniejszenie pola powierzchni przekroju poprzecznego wykonywanego skrawu (w wyniku zmniejszenia jego wysokości, względnie – wielkości zabioru).

Wpływ wytrzymałości urabianej skały na ściskanie na wartość średnią oraz wartość szczytową obciążenia dynamicznego napędu głowic urabiających pokazano na rysunku 7. Wartości parametrów charakteryzujących wielkość obciążenia dynamicznego odniesiono tu do wartości nominalnej momentu obrotowego rozwijanego przez silnik napędowy (M^m/M_n i M^{max}/M_n).



Rys. 7. Wpływ wytrzymałości urabianej skały na ściskanie na wartość średnią i wartość szczytową obciążenia dynamicznego silnika w napędzie głowic urabiających dla różnych prędkości przemieszczania głowic urabiających (określonej za pomocą współczynnika k_{DO}) przy ich prędkości kątowej $\phi_G = 9,24$ rad/s ($f = 50$ Hz)

Jak widać, wraz ze wzrostem wytrzymałości na ściskanie urabianego ośrodka skalnego wartość średnia obciążenia dynamicznego rośnie liniowo (linie ciągłe). Nachylenie prostych odwzorowujących przebieg badanych tu funkcji zależy przy tym od prędkości przemieszczania głowic urabiających v_{OW} , przy której realizowany jest proces urabiania (charakteryzowanej za pomocą współczynnika k_{DO} określającego wielkość otwarcia rozdzielacza hydraulicznego doprowadzającego ciecz do siłownika obrotu wysięgnika). Wpływ urabialności skały na wartość szczytową obciążenia dynamicznego napędu głowic urabiających jest przy tym nieliniowy (linie przerywane). Przykładowo, dla $\dot{\varphi}_G = 9,24 \text{ rad/s}$ ($f = 50 \text{ Hz}$), w zależności od prędkości przemieszczania głowic urabiających v_{OW} (wartości współczynnika k_{DO}), stosunek M^m/M_n zawiera się w granicach od $(0,15 \div 0,5)$ dla $R_c = 20 \text{ MPa}$ do $(0,5 \div 1,9)$ dla $R_c = 70 \text{ MPa}$. Z kolei wartość szczytowa tego obciążenia zmienia się w granicach od $(0,4 \div 1,3) \cdot M_n$ dla $R_c = 20 \text{ MPa}$ do $(1,3 \div 4,9) \cdot M_n$ dla $R_c = 70 \text{ MPa}$. Wzrostowi wytrzymałości urabianej skały na ściskanie w badanym zakresie towarzyszył zatem nawet blisko czterokrotny wzrost obciążenia dynamicznego napędu głowic urabiających.

4. PODSUMOWANIE

Zaprezentowane w niniejszej pracy wybrane wyniki obszernych badań komputerowych wskazują na niezwykle złożony wpływ parametrów procesu urabiania poprzecznymi głowicami urabiającymi wysięgnikowego kombajnu chodnikowego na obciążenie dynamiczne wysięgnikowego kombajnu chodnikowego. Przeprowadzone badania symulacyjne umożliwiły powiązanie parametrów procesu urabiania poprzecznymi głowicami urabiającymi z wielkością obciążenia dynamicznego w układzie urabiania oraz związanych z nim podzespołów wysięgnikowego kombajnu chodnikowego, mocą zużywaną na urabianie oraz energochłonnością tego procesu. Istotnym efektem zrealizowanych badań jest określenie wpływu prędkości kątowej głowic urabiających oraz ich prędkości przemieszczania po powierzchni czoła przodku na obciążenie dynamiczne kombajnu oraz zapotrzebowanie mocy na urabianie. Opracowane na tej podstawie charakterystyki regulacyjne kombajnu wysięgnikowego wskazują na możliwość redukcji obciążeń dynamicznych kombajnu, zapotrzebowania mocy oraz energochłonności urabiania skał o określonych własnościach mechanicznych przez sterowanie parametrami

procesu urabiania, w tym – przez dobór skojarzenia prędkości kątowej głowic urabiających oraz ich prędkości przemieszczania. Dzięki odpowiedniemu sterowaniu tymi prędkościami możliwe stanie się skuteczne ograniczenie występowania przeciążeń dynamicznych węzłów konstrukcyjnych nadwozia kombajnu oraz zapewnienie dużej wydajności urabiania warunkującej minimalizację energochłonności tego procesu. Przyczyni się to w efekcie do wzrostu skuteczności pracy tego rodzaju maszyn roboczych oraz poprawy ich trwałości i niezawodności.

Podziękowanie

Praca zrealizowana w ramach projektu pt. „Sterowanie ruchem głowic urabiających kombajnu chodnikowego dla potrzeb obniżenia energochłonności urabiania i obciążeń dynamicznych” dofinansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w ramach Programu Badań Stosowanych (umowa nr PBS3/B2/15/2015).

Literatura

- [1] Bartoszek S.: *Pozycjonowanie kombajnu chodnikowego w wyrobisku korytarzowym*, „Maszyny Górnicze” 2016, 1: 22–35.
- [2] Bickel J.O., Kuesel T.R., King E.H. et al.: *Tunnel Engineering Handbook*, Kluwer Academic Publishers, Boston – Dordrecht – London 2004.
- [3] Catalina J.C., Artieda J., García A.E., Orteu J.J., Devy M., Mañana R.: *Recent developments on the use of computer vision as a face mapping tool*, w: *Mine Mechanization and Automation*, red. Almgren G., Kumar U., Vagenas N. et al., Wydawnictwo Balkema, Rotterdam 1993: 555–564.
- [4] Cheluszka P., Sobota P., Bujnowska A.: *Bench testing of the influence of operating parameters of cutting heads on energy consumption of cutting with roadheader*, „Technická Diagnostika” 2017, 1: 75–86.
- [5] Dolipski M., Cheluszka P.: *Dynamika układu urabiania kombajnu chodnikowego*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [6] Dolipski M., Cheluszka P., Sobota P.: *Investigating the simulated control of the rotational speed of roadheader cutting heads, relating to the reduction of energy consumption during the cutting process*, „Journal of Mining Science” 2015, 2: 298–308.
- [7] Dolipski M., Cheluszka P., Sobota P., Bujnowska A.: *Komputerowe badania wpływu parametrów ruchowych głowic urabiających na obciążenie układu urabiania kombajnu chodnikowego*, „CUPRUM – Czasopismo Naukowo-Techniczne Górnictwa Rud” 2015, 3: 131–142.
- [8] Jasiulek D., Stankiewicz K., Świder J.: *An adaptive control system of roadheader with intelligent modelling of mechanical features of mined rock*, „Journal of KONES Powertrain and Transport” 2011, 2: 197–203.
- [9] Jonak J., Gajewski J.: *Robotyzacja maszyn roboczych na przykładzie kombajnu chodnikowego*, „Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze” 2011, 4: 66–69.
- [10] Karaś H.: *Why robotics in mining?*, International Conference on New Technologies and Policies for Mining and Mining Products „Pushing boundaries beyond – Circular by 2020?”, Dublin; 9th March 2015, <http://www.euromines.org/system/files/events/pushing-boundaries-beyond-circular-2020/08-henryk-karas.pdf>.

- [11] Kotwica K., Klich A.: *Maszyny i urządzenia do drążenia wyrobisk korytarzowych i tunelowych*, ITG KOMAG, Gliwice 2011.
- [12] Larsson J., Appelgren J., Marshall J., Barfoot T.: *Atlas Copco Infrastructureless Guidance System for High-Speed Autonomous Underground Trammig*, Proceedings of 5th International Conference and Exhibition on Mass Mining, 2008: 585–594.
- [13] Nanda S.K., Dash A.K., Acharya S., Moharana A.: *Application of robotics in mining industry: A critical review*, „The Indian Mining & Engineering Journal” 2010: 108–112.
- [14] Ocak I., Bilgin N.: *Comparative studies on the performance of a roadheader, impact hammer and drilling and blasting method in the excavation of metro station tunnels in Istanbul*, „Tunnelling and Underground Space Technology” 2010, 2: 181–187.
- [15] Starczewski Z.: *Drgania mechaniczne*, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2010.
- [16] Su Hang, Ning Shurong, Gao Jun: *Application of Approximate Iterative Method on Section Precision Forming of Boom – type Roadheader*, „The Open Automation and Control Systems Journal” 2015, 7: 1421–1428.
- [17] Vogt D.: *A review of rock cutting for underground mining: past, present, and future*, „Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy” 2016, 116, 11: 1011–1026.
- [18] Ziętkowski L., Młynarczyk J.: *Mechaniczne urabianie skał zwięzłych kombajnami w kopalniach KGHM Polska Miedź S.A.*, „Inżynieria Maszyn” 2014, 19, 2: 17–27.
- [19] <http://www.power-technology.com/projects/tapovan-vishnugad-hydroelectric-power-plant-uttarakhand/>.
- [20] http://www.nvfnorden.org/library/Files/Utskott-och-tema/Tunnlar/Seminarier-2012-2016/ITA-Island-2015/NF_Oct%2029_Canada_%20East%20and%20West%20Overview.pdf.

dr hab. inż. PIOTR CHELUSZKA, prof. nadzw. Pol. Śl.

prof. dr hab. inż. MARIAN DOLIPSKI

dr inż. PIOTR SOBOTA

Katedra Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa

Wydział Górnictwa i Geologii

Politechnika Śląska

ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice

{Piotr.Cheluszka, Marian.Dolipski,

Piotr.Sobota}@polsl.pl