

WYBRANE PROBLEMY USTROJÓW NADWOZI KOPAREK KOŁOWYCH W WARUNKACH GRUNTÓW TRUDNO URABIALNYCH ORAZ SPOSOBY ZARADZANIA IM

SELECTED PROBLEMS OF BUCKET-WHEEL EXCAVATORS BODY IN HARD MINING CONDITIONS AND WAYS OF SOLVING THEM

Weronika Huss - Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska

Obciążenia impulsowe, rezonanse, trudne warunki urabiania – to jedne z podstawowych utrudnień w pracy koparek w górnictwie odkrywkowym. Artykuł przybliża te zjawiska, ich skutki dla konstrukcji oraz wybrane rozwiązania umożliwiające ich łagodzenie.

Słowa kluczowe: koparki kołowe, grunty trudno urabialne

Impact loadings, resonance and hard mining conditions are one of the basic difficulties in operation of bucket-wheel excavators. The article brings closer those phenomena, their results and chosen solutions.

Keywords: bucket-wheel excavators, difficult ground conditions

Wpływ gruntu na specyfikę obciążeń eksploatacyjnych

Obszar Polski w okresie plejstocenu doświadczył oddziaływania kilku lądolodów. Poskutkowało to silnym zagęszczeniem gruntu i wgnieceniem /wtłoczeniem/ w niego różnej wielkości kamieni i głazów narzutowych. Sytuacja taka powoduje nie tylko wzrost oporów urabiania, ale również zwiększenie liczby obciążeń impulsowych i ich wartości. Według danych 13% awarii maszyn w polskim górnictwie odkrywkowym wynika z ekstremalnych warunków geologicznych i drugie tyle z niedostosowania techniki eksploatacji do aktualnych warunków [2]. Razem – aż 26% przyczyn wszystkich awarii. W warunkach trudno urabialnych (w IV i V klasie urabialności) kopanie pochłania do 50% mocy łącznie zużywanej przez koparkę. Na remonty i wymianę czerpaków - pracujących w takich warunkach - przypada również ok. 50% łącznych rocznych nakładów na remonty koparek. Sytuacja ta pogarsza się wraz ze wzrostem głębokości wydobywania (rys. 1). Dodatkowo większość koparek pracujących w polskich kopalniach odkrywkowych węgla brunatnego niejednokrotnie przekroczyła już przewidywany dla nich „czas życia”. W związku z tym zasób trwałościowy ich konstrukcji zmniejsza się w stosunkowo szybkim tempie. W tej sytuacji niepodjęcie prób zmniejszenia wpływu nadmiernych obciążeń będzie skutkowało wzrostem awaryjności koparek i spadkiem rentowności kopalń. Koszt zakupu nowych koparek jest ogromny, więc eksploatatorzy dążą raczej do utrzymania już istniejącego parku maszynowego w dalszej bezpiecznej eksploatacji.

Wspomniana niejednorodność urabianego gruntu powoduje również znaczne trudności w budowaniu modelu obciążeń. Ze względu na technologię wydobycia, wektory

obciążenia są losowe pod każdym względem – zmienna jest ich liczba, kierunki i wartości, a także punkty przyłożenia. Taki stan umożliwia modelowanie jedynie na wysokim stopniu uogólnienia. A co za tym idzie, z niezbyt wystarczającą precyzją można oszacować wpływ obciążeń eksploatacyjnych na trwałość poszczególnych podzespołów ustroju nośnego. Nie ma również pewności co do założenia o liniowości układu, jakim jest struktura koparki. Szczególnie w zakresie obciążeń ekstremalnych.

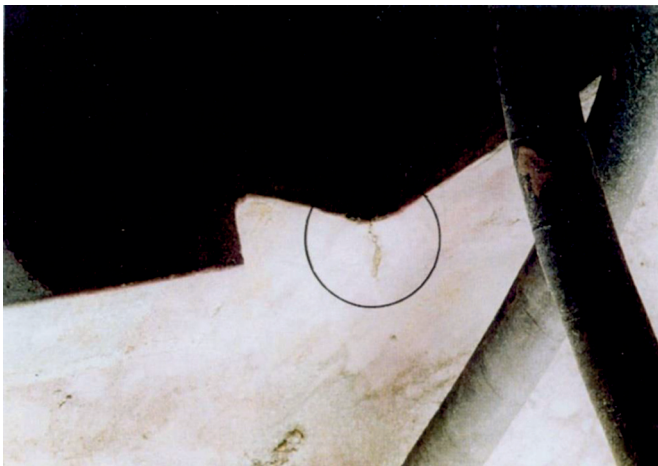
Artykuł przedstawia najważniejsze osiągnięcia polskich ośrodków (naukowych i przemysłowych) związanych z branżą górnictwa odkrywkowego, a będących rozwiązaniami problemów związanych z coraz trudniejszymi warunkami urabiania.



Rys. 1. Głazy wydobyte podczas eksploatacji odkrywki Józwin II w KWB Konin
Fig. 1. Boulders excavated in Józwin II field in Konin Lignite Mine

Rezonanse – najwcześniej zdiagnozowany problem wynikający z nadmiernych obciążeń

Na początku lat 90. ubiegłego wieku zauważono niepokojące zjawisko nadmiernej dynamiki nadwozi niektórych koparek [1]. Amplitudy drgań nie tylko pogarszały komfort pracy, ale były na tyle duże, że istotnie utrudniały sterowanie pracą maszyny. W ekstremalnych przypadkach niemożliwe wręcz było bezpieczne poruszanie się obsługi po wysięgnikach. W następnej kolejności pojawiały się liczne i szybko propagujące pęknięcia zmęczeniowe (rys. 2) [8,2]. Zmniejszenie drgań ustroju można oczywiście osiągnąć przez zmniejszenie intensywności eksploatacji. Nie leży to jednak w ekonomicznym interesie kopalni i nie może zostać przyjęte jako rozwiązanie docelowe.



Rys. 2. Pęknięcie górnej półki, dolnego skrzynkowego dźwigu wysięgnika koła czerpakowego w odległości ok. 2,1 m od przegubu jego podparcia na konstrukcji obrotnicy. Koparka SchRs-4000.37,5 [2]

Fig. 2. A crack of upper shelf of lower box girder in bucket wheel boom – ca. 2,1 m from support joint on turn-table structure. SchRs-4000.37,5 excavator [2]

Przed podjęciem działań zapobiegawczych należało jednak zidentyfikować przyczyny takiego stanu sprawy. W ten sposób stwierdzono, że przyczyną wzrostu amplitud było powstawanie drgań rezonansowych. Zastosowano specjalnie zaprojektowane przez profesora Dionizego Dudka (Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska) tensometryczne tory pomiarowe umożliwiające pomiar drgań w kierunkach ortogonalnych – zginanie pionowe, zginanie poziome oraz ściskanie. Następnie ustrój był pobudzany impulsami siły o zróżnicowanej wartości (rys. 3). Dzięki temu uzyskano przebiegi drgań własnych. Jedną z odczytanych z nich częstotliwości modalnych pokrywała się z częstotliwością wynikającą z wnikania czerpaków w urabianą skarpe. Rejestrowano również drgania podczas eksploatacji, które potwierdzały wysuniętą tezę o rezonansie [1].

Wobec takiej sytuacji zgodnie z powszechnie znanym wzorem:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t) \quad (1)$$

gdzie: m – masa, c – tłumienie, k – sztywność, $F(t)$ – wymuszenie zewnętrzne.

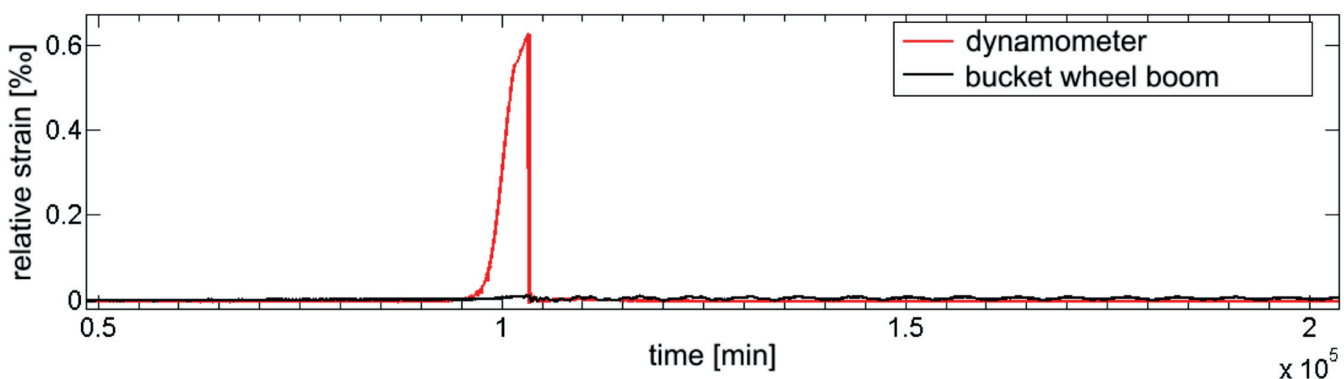
Wyprowadzenie maszyny z obszaru rezonansu można przeprowadzić na kilka sposobów: - zmianę częstotliwości wysypów, - zmianę masy nadwozia, - zwiększenie sztywności nadwozia.

Zmiana masy nadwozia z oczywistych względów nie jest preferowanym rozwiązaniem. Zwiększenie sztywności ustroju również jest kłopotliwe. Najprostszym i najczęściej stosowanym rozwiązaniem jest więc zmiana częstotliwości wymuszenia. Osiąga się to najczęściej przez zmianę przełożenia jednego ze stopni przekładni głównej napędu koła czerpakowego.

Opisaną procedurę z powodzeniem powtarzano na wielu innych maszynach. Od tamtej pory identyfikacja częstotliwości własnych indywidualnej maszyny stała się standardową procedurą wykonywaną przed dopuszczeniem (nowych, remontowanych lub modernizowanych) koparek do eksploatacji.

Obciążenia impulsowe i drgania niestabilne

Najniebezpieczniejszy rodzaj obciążenia eksploatacyjnego, gdyż dostarcza największej ilości energii i może powodować powstawanie drgań niestabilnych. Obciążenia te powstają podczas, gdy czerpak natrafi na dobrze osadzony w skarpie głąz, przekraczający jego wymiary lub w twardej przerost skalny. Jest to zjawisko losowe i mało przewidywalne. Normy zabezpieczają ustrój przed takimi obciążeniami poprzez pomnożenie siły kopania przez współczynnik dynamiczny. Podejście takie nie uwzględnia jednak odrębnego charakteru obciążeń dynamicznych. Skutki gwałtownego uderzenia poprzez połączenia między podzespołami przenoszą się na dalsze elementy ustroju. Zdarzało się niejednokrotnie, że doprowadzały one do poważnych awarii i katastrof koparek kołowych [2]. Przeprowadzone pod kierunkiem prof. Dionizego Dudka badania modelowe, potwierdzone również numerycznie wskazały, że maksymalne efekty udarowe w wysięgniku koła występują, gdy siła zostaje przyłożona pod kątem 60° do pionu. Największemu wyężeniu ulegają wówczas pręty ścisane kratownic głównych wysięgnika, przez co łatwo mogą ulec wyoboczeniu. Dla przykładu można podać, że dla wysięgników koła czerpakowego w koparkach SRs-1200 przy średnich naprężeniach dynamicznych 24 MPa,



Rys. 3. Przykład impulsu pobudzającego ustrój w celu otrzymania częstotliwości modalnych
Fig. 3. An example of impact exciting an excavator's structure in order to obtain modal frequencies

naprężenia impulsowe dochodziły do 64 MPa.

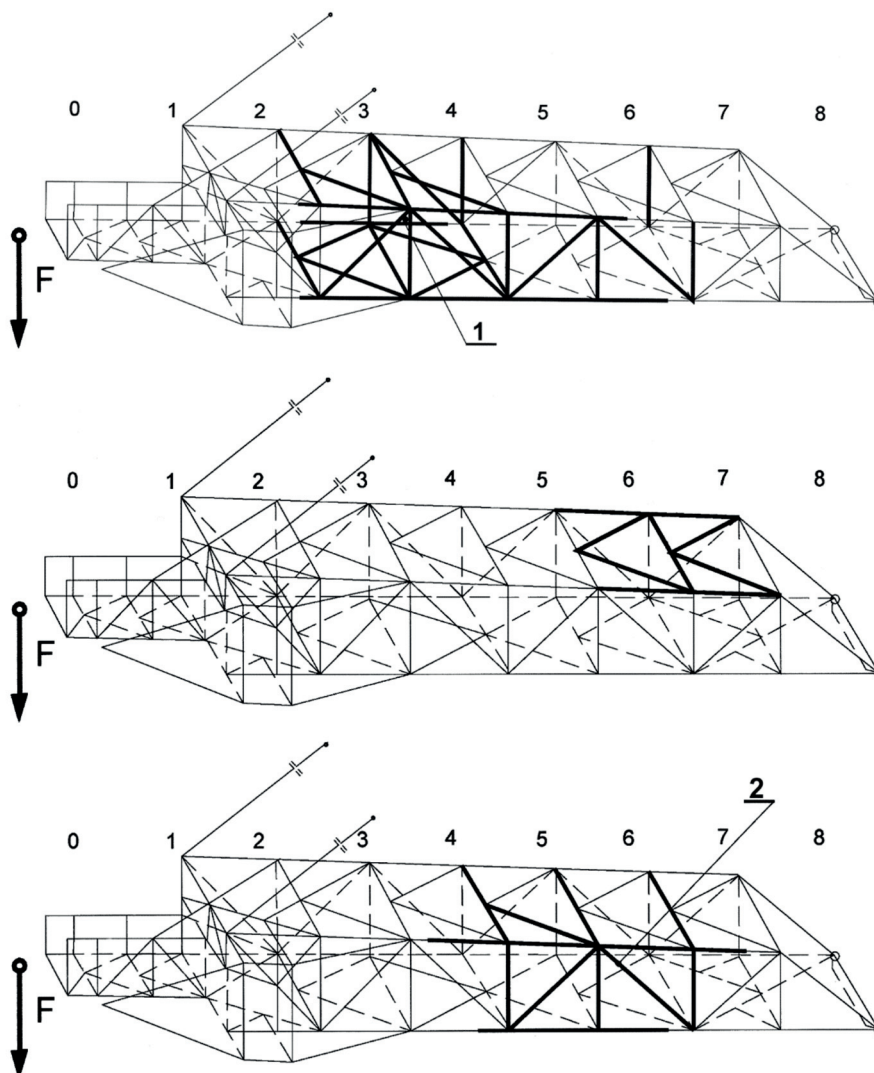
Zjawisku obciążeń uderowych podczas eksploatacji nie można zapobiec. Można jedynie zaproponować skuteczny sposób odcinania nadmiaru energii przed przenoszeniem się na ustrój nośny. Realizuje się to poprzez różnego rodzaju sprzęgła:

- cierne sprzęgła mechaniczne ulokowane na początkowych wałach przekładni – rozwiązanie tradycyjne, ale niepewne, wymaga częstej i uciążliwej regulacji i nie stanowi dobrego zabezpieczenia przed uderem,
- cierne sprzęgła mechaniczne wraz ze sprzęgłem hydrokinetycznym ulokowane między silnikiem a przekładnią – dobre do łagodzenia rozruchu, ale nie jako sprzęgło przeciążeniowe, a poza tym stanowi również dodatkową masę wirującą,
- hamowanie elektryczne „przeciwprądem” – bardzo gwałtownie zatrzymuje koło czerpakowe, ale bardzo przeciąża wszystkie elementy samej przekładni.

Jak do tej pory najbardziej skutecznym rozwiązaniem okazało się wprowadzenie tensometrycznej wagi przeciążeniowej. Odłącza ona napędy i silniki od wału koła czerpakowego wewnątrz obiegowej przekładni głównej. Doprowadziło to do znacznego zmniejszenia liczby awarii koparek typu SchRs-4000.

W historii użytkowania koparek kołowych w polskim górnictwie odnotowano kilka przypadków poważnych awarii, będących skutkiem obciążeń impulsowych. Najciekawszym jest przypadek dwóch koparek SRs-1200, z których jedna uległa takiej awarii dwa razy. Skutki uderzeń o gład we wszystkich przypadkach skupiały się na wysięgniku koła. Jednakże mimo takiej samej budowy nadwozia za każdym razem zniszczeniu ulegały elementy w innych przekrojach (rys. 4). Wszystkich zdarzeń o podobnym charakterze na koparkach typu SRs-1200, ale o mniejszych reperkusjach zarejestrowano 78. Uszkodzenia polegały na wyboczeniach prętów, luzowaniu i ścinaniu nitów i śrub oraz pękaniu spoin. Standardowe, cierne sprzęgło przeciążeniowe okazało się niewydolne. Pozostałe najpoważniejsze przypadki uszkodzeń wywołanych obciążeniami impulsowymi prezentują koparki SchRs-4000.50, SchRs-4600.30, SchRs-900 i SchRs-4000.37,5 (tab. 1).

W rezultacie dalszych badań okazało się, że niebezpieczeństwo wynikające z obciążeń impulsowych może być związane nie tylko z ich wysoką energetycznością. Najnowsze analizy wykazały, że niektórym takim zdarzeniom towarzyszy wzbudzenie się w ustrojach dodatkowych częstotliwości [5]. Badania te są obecnie kontynuowane w kierunku stwierdzenia sposobu ich dynamicznego oddziaływania na konstrukcję nadwozia. Wysłunięto bowiem hipotezę, że mają one związek z



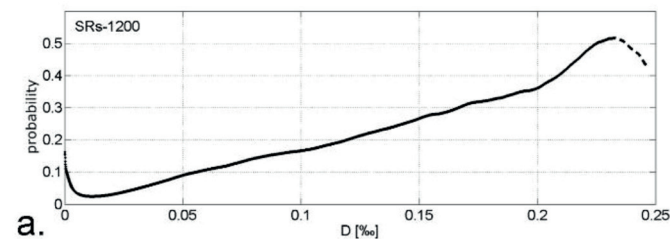
Rys. 4. Trzy przypadki uszkodzeń konstrukcji wysięgnika koła czerpakowego koparek SRs-1200 spowodowanych obciążeniami impulsowymi [2]
Fig. 4. Three cases of damages in bucket wheel boom caused by impact loadings in excavators SRs-1200 [2]

Tab. 1. Najistotniejsze uszkodzenia będące następstwem obciążeń impulsowych [2]

Tab. 1. The most important damages due to impact loadings in Polish open pit mines

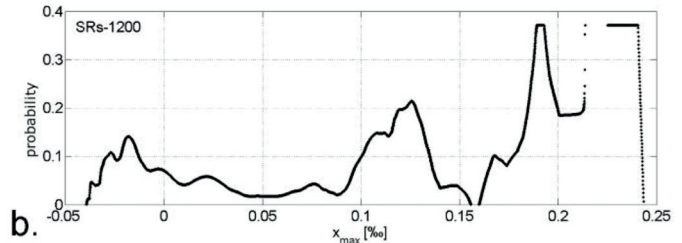
koparka	uszkodzenie
SchRs-4000.50	złamanie belki momentowej wylamanie kół zębatach przekładni głównej
SchRs-4600.30	zniszczenie wału napędowego koła czerpakowego
SchRs-900	deformacja całego nadwozia odkształcenie belek momentowych napędu głównego
SchRs-4000.37,5	pęknięcie wysięgników koła czerpakowego i masztów

drzganiami niestabilnymi, które mogą powodować powstawanie pęknięć zmęczeniowych w nieprzewidywalnych miejscach i przyspieszonym tempie. Ponadto zauważono, że zjawisko współzachodzenia obciążeń impulsowych i nietypowych drgań jest tym bardziej prawdopodobne, im bardziej wartość tego ekstremalnego obciążenia odstaje od pozostałych wartości w przebiegu w najbliższym jego otoczeniu (rys. 5 a). Nie jest to – jak przypuszczano wcześniej [4] – związane z bezwzględną wartością impulsów (rys. 5 b, szczegóły w [5]).



koparkę nowej generacji do urabiania złóż trudno urabialnych. Maszyna ta – koparka kołowa KWK-910 została zaprojektowana, wykonana i zmontowana całkowicie siłami polskich firm (rys. 6). Autorem projektu jest firma SKW Biuro Projektowo-Techniczne w Zgorzelcu, która sprawowała również nadzór nad wykonaniem maszyny.

Koparka ta została wyposażona w nowoczesny układ urabiania z możliwością „odcinania” udarowych nadwyżek dynamicznych co umożliwi urabianie wielu rodzajów skał



Rys. 5. Prawdopodobieństwo wystąpienia drgań niestabilnych towarzyszących obciążeniu impulsowym [5]

Fig. 5. Probability of appearance of transients accompanying impact loadings [5]



Rys. 6. Koparka KWK-910 w trakcie zjazdu z placu montażowego na poziom roboczy - widać wyraźne ślady jazdy po łukach o małym promieniu (25 m) [16]

Fig. 6. KWK-910 excavator during a passage from assembly site to working level – clear signs of driving along the curves of with a small radius (25 m)

Po przeprowadzeniu badań nad mechanizmami oddziaływania drgań nieustalonych na wytrzymałość konstrukcji koparek, na bazie wykresu analogicznego do rysunku 5 a, możliwe stanie się szacowanie trwałości resztkowej niewrażliwych przekrojów konstrukcji w aktualnych warunkach pracy.

Koparka kompaktowa KWK-910

Krajowa produkcja maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego została rozszerzona o istotną dla aktualnych i przyszłych potrzeb branży węgla brunatnego kompaktową

(o oporach liniowych do 200 kN/mb) bez potrzeby ich rozluźniającego strzelania lub rozluźniania dodatkowym sprzętem specjalistycznym.

Napęd koła czerpakowego 2x500 kW realizowany jest przez specjalnie zaprojektowaną przekładnię stożkowo-planetary, w której zabudowano specjalne sprzęgło przeciążeniowe szybko odcinające (0,1 - 0,15 s) udarowe nadwyżki dynamiczne przekraczające ustalone wartości. Jednym z najważniejszych celów doboru takiego napędu była również ochrona wytrzymałościowa tak czerpaków, jak i konstrukcji stalowej (głównie nadwozia) przed uszkodzeniami od sił dynamicznych procesu

urabiania. W tym celu zdecydowano się na koło czerpakowe z dużą ilością (16 szt.) czerpaków, zapewniające możliwość jednoczesnego udziału czterech czerpaków w procesie skrawania. W okresie od grudnia 2006 r. do grudnia 2008 r. odnotowano ponad 4000 wyłączeń od przeciążeń udarowych ≥ 460 kN. Mimo tak dużej ilości wyłączeń sprzęgła nie stwierdzono znaczącego zużycia tarczy hamulcowej.

Parametry układu urabiania (rys. 7, pozostałe parametry koparki w [7]):

- moc napędu urabiania: 2x500 kW,
- średnica koła czerpakowego: 10,2 m,
- ilość czerpaków: 16 szt.,
- nominalna pojemność czerpaka: 910 l,
- liczba wysypów: 66,5 1/min.



Rys. 7. Układ urabiania z zespołem napędowym 2x500 kW
Fig. 7. Mining system with 2x 500 kW power unit

Konstrukcja nośna nadwozia została zaprojektowana w sposób umożliwiający osiągnięcie wysokiej trwałości zmęczeniowej i prowadzenie jej eksploatacji według konkretnego zasobu projektowego w zakresie trwałości. Węzły konstrukcyjne zostały ukształtowane w taki sposób, aby uniknąć spiętrzenia naprężeń w rejonie złącz spawanych. W punktach połączeń głównych zespołów konstrukcyjnych wprowadzono przeguby eliminujące szkodliwe oddziaływanie momentów gnących w miejscach skokowej zmiany sztywności.

Sylwetka koparki została ukształtowana w taki sposób, aby uzyskać pożądaną charakterystykę dynamiczną ograniczającą zjawiska rezonansowe w wyniku procesu urabiania. Dodatkowo w istotnych punktach konstrukcji prowadzona jest ciągła rejestracja widm naprężeń, co pozwala na dokonanie bieżącej oceny zasobu trwałości projektowej (szczegóły w [6]).

Szczególnie mobilne są zalety gąsienicowego mechanizmu jazdy pokonującego transportowe pochylenia 1:15, przy możliwych małych promieniach skrętu ≥ 25 m oraz możliwość urabiania przy pochyłościach 1:20, a także duży (ca 11 m) zakres zwodzenia wysięgnika załadunkowego.

Współdziałając ściśle ze służbami: technicznymi i inwestycyjnymi Kopalni Turów wdrożono do eksploatacji nowoczesną, daleko zautomatyzowaną koparkę z wizualizacją procesu sterowania i diagnostyki, z telewizją przemysłową, instalacjami alarmowymi, p.poż. i innymi. Wprowadzenie w szerokim

zakresie rozwiązań przyjaznych dla obsługi (stanowiska pracy) i środowiska naturalnego (wyciszenie - istotne w porównaniu z maszynami np. z ostatnich 10 lat) stawia tę koparkę pośród najnowocześniejszych maszyn podstawowych dla górnictwa odkrywkowego.

Materiały w konstrukcji koparek wieloczerpakowych

Równocześnie z budową maszyn górniczych w Polsce podjęto inicjatywy dotyczące wprowadzania zmian materiałowych w nowo budowanych i modernizowanych obiektach. Badań w tym kierunku podjął się zespół pod kierownictwem dra inż. Grzegorza Pękalskiego z Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej.

Badania prowadzone w ramach teorii degradacji maszyn doprowadziły do wykazania, że stosowanie stali niestopowych, niskowęglowych i nieuspokojonych jest niebezpieczne dla ustrojów nadwozi koparek wieloczerpakowych. Natomiast dzięki zastosowaniu stali niskostopowych, przy jednoczesnym udoskonaleniu technologii spawalniczych, udało się wyeliminować wpływ procesów degradacyjnych na przebieg eksploatacji konstrukcji nadwozi.

Kolejnym czynnikiem podnoszącym ich trwałość było rozpoznanie [11] i zastosowanie [13] nowoczesnych metod ochrony przeciwkorozyjnej (nie tylko biernej, ale także poprzez rozwiązania konstrukcyjne poszczególnych węzłów).

Drugim przykładem dokonań materiałowych było wnikliwe rozpoznanie struktur i właściwości staliwa L35GSM [10] oraz opanowanie wielowariantowej technologii jego obróbki cieplnej (także austenitycznego staliwa L120G13). Mimo to zdarzają się jednak przypadki pękania (jeszcze w stanie przedeksplatacyjnym) uch ogniw gąsienicowych lub pękania zębów wieńca zębatego po krótkim okresie eksploatacji (np. 4 lata).

Wreszcie znaczący postęp zanotowano w strefie doboru składów chemicznych elektrod i technologii napawania powierzchni narażonych na zużywanie ściernie w warunkach obciążeń dynamicznych [9]. Niejako przy okazji grzebiąc mit, że napoina jest tym lepsza im twardsza.

Wprowadzono również materiały, które w zastosowaniach na elementy konstrukcyjne maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego mogą być nazwane „materiałami nowej generacji” – to niskostopowe, martenzytyczne stale Hardox.

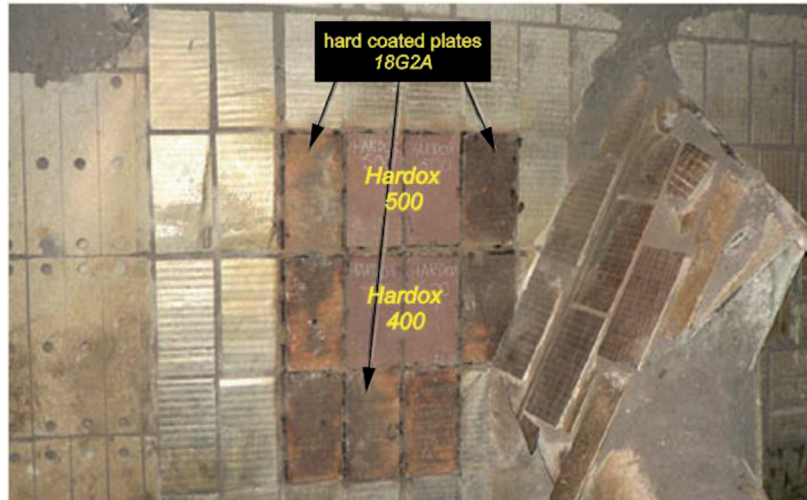
Stale Hardox są produkowane od 1970 roku (Hardox 400), a obecnie są już dostępne w sześciu gatunkach. Jednak w maszynach górnictwa odkrywkowego stosowane były incydentalnie. Ocena ich zachowań eksploatacyjnych albo nie była przeprowadzona, albo była negatywna. Poza informacjami producenta, brak było jakichkolwiek innych badań i informacji.

Producent określa je jako „wysokojakościowe stale odporne na ścieranie”. Charakteryzuje je wysoka odporność na zużywanie ściernie, możliwość obróbki skrawaniem specjalistycznymi narzędziami, dobra spawalność, wysokie właściwości mechaniczne i odporność na obciążenia udarowe.

Martenzytyczne stale grupy Hardox wykazują wytrzymałość na rozciąganie od 1250 MPa (Hardox 400) do 2000 MPa (Hardox 600). Ich mikrostruktury są uzyskiwane ze stanu normalizowanego przez hartowanie w wodzie i odpuszczanie w zakresie temperatur 200-700°C.

Przeprowadzono badania porównawcze stali Hardox 400 i Hardox 500 ze stalą 18G2A. W tym celu zamontowano płyty z tych stali na najbardziej obciążonym ściernie obszarze zsuwni

stałej koła czerpakowego (rys. 8). Następnie przez 595 godzin eksploatacji obserwowano je podczas zdejmowania nadkładu (zapiaszczony ił). Notowano również wymiany płyt, czas ich eksploatacji, stopień zużycia ściernego oraz miejsce montażu.



Rys. 8. Rozmieszczenie płyt ze stali Hardox w otoczeniu płyt ze stali napawanej 18G2A na powierzchni zsuwni stałej [3]
Fig. 8. Distribution of experimental plates on fixed chute surface [3]

Porównawcza ocena stanu zsuwni jest następująca:

- Stal 18G2A z napoiną - pęknięcia napoiny i starcie, w niektórych miejscach całkowite. Zaokrąglenia na krawędziach.
- Stale Hardox - zużycie ściernego do grubości ok. 3-4 mm w strefie o największej intensywności zużycia ściernego. Zachowują płaską i gładką (lustrzaną) powierzchnię bez pęknięć i wykruszeń. Zaokrąglenia na krawędziach.
- Płyty wykładzinowe ze stali Hardox 500 w warunkach przeprowadzonego eksperymentu wykazały znacznie mniejsze zużycie ściernego niż płyty ze stali Hardox 400.

Płyty ze stali 18G2A z napoiną są wymieniane po starcie ok. 50% powierzchni napoiny (utrata właściwości eksploatacyjnych). Płyty ze stali Hardox mogą być eksploatowane praktycznie do „pełnego starcia”, przy jednoczesnym zachowaniu właściwości eksploatacyjnych w całym okresie eksploatacji. Ich zachowanie eksploatacyjne z powodu równomiernego zużycia pozwalają bardziej efektywnie wykorzystać wykładziny ze stali Hardox (grubość stosowanej płyty ze stali Hardox odpowiada grubości warstwy trudno ścieralnej) niż wykładziny napawane, których grubość warstwy trudno ścieralnej wynosi 5 mm.

Zastosowanie technologii spawania przy montażu płyt ze stali Hardox do konstrukcji powoduje zwiększone ich zużycie

na krawędziach. Wadę tę można wyeliminować przez mocowanie za pomocą śrub (zaproponowano proste rozwiązanie) oraz wycinanie wykładzin wysokoenergetycznym strumieniem wody (metoda jest popularna, tania i nie powoduje nagrzewania

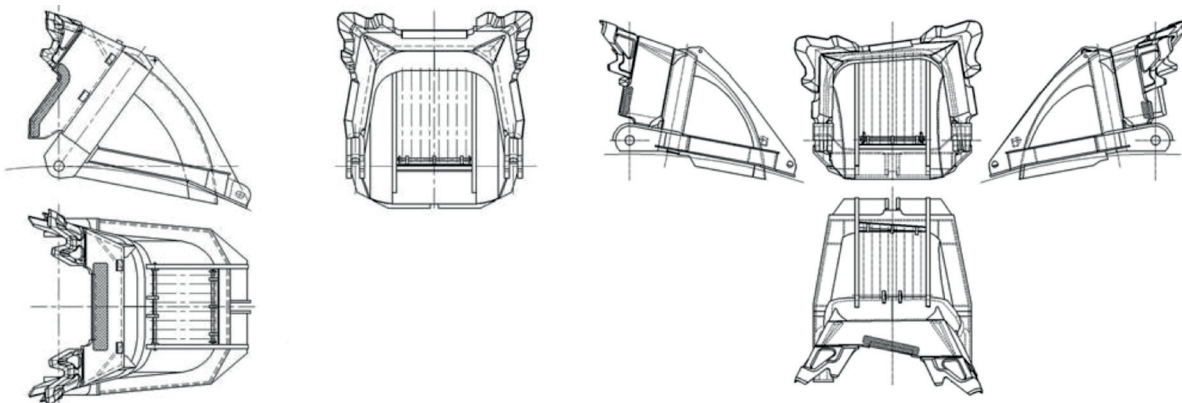
materiału).

Płyty ze stali Hardox wyraźnie lepiej „przyjmują” i tłumią obciążenia dynamiczne pochodzące od urobku, co może skutkować (tego jeszcze nie sprawdzono) zmniejszeniem obciążenia konstrukcji nadwozia.

Przeprowadzona analiza kosztów płyt z napawanej stali 18G2A i ze stali Hardox wykazała, że zastosowanie tych drugich może przynieść kilkudziesięcioprocentowe zmniejszenie kosztów eksploatacji zsuwni stałej.

Czerpaki

Na podstawie wieloletnich doświadczeń SKW Biuro Projektowo-Techniczne zaproponowało dwa projekty czerpaków przeznaczonych do skrawania utworów trudno urabialnych [14]. Pierwszy projekt przeznaczony jest do istniejących już koparek typu SchRs-1200 po modernizacji (KWK-1200, czerpak R12-N2). Drugi projekt powstawał specjalnie dla nowo projektowanej kompaktowej wówczas koparki KWK-910 (czerpak CK910-N3). Główną ideą przyświecającą obu projektom było obniżenie kosztów remontu i zwiększenie trwałości całego czerpaka. Zaproponowano zatem nowy kształt krawędzi skrawających – naroża oraz nóż (rys. 9).



Rys. 9. Czerpaki do utworów trudno urabialnych R12-N2 (po lewej) i CK910-N3 (po prawej)
Fig. 9. Buckets for hard geological formations R12-N2 (at left) and CK910-N3 (at right)



Rys. 10. Zużycie naroży czerpaków CK910-N3 – po ok. 136 h pracy w warunkach trudno urabialnych

Fig. 10. Wear of CK910-N3 bucket corners after ca. 136 hours of digging hard grounds

Trzy zęby ostrosłupowe w narożach usytuowano odpowiednio do trajektorii skrawania, tak aby zapewnić (w fazie początkowej zużycia) optymalny kąt skrawania 45° . Takie ukształtowanie ostrzy zapewnia mniejsze oddziaływanie sił oporu w całym procesie zużycia oraz pozwala na utrzymanie jeszcze korzystnego kąta skrawania $\leq 60^\circ$ w końcowej fazie zużycia i to z zachowaniem wymogu „samoostrzenia” (rys. 10). Specjalnie ukształtowana dolna powierzchnia przyłożenia naroża (za zębami) zapewnia zmniejszenie oddziaływania sił kopania. Jest to szczególnie ważne przy czerpakach pracujących w warunkach IV i V klasy urabiania.

Dla zminimalizowania wielkości brył w procesie odspajania, każdy z trzech zębów naroża kruszy niezależnie i to ze stosunkowo dużym wyprzedzeniem względem krawędzi skrawania noża „odciążając” w ten sposób nóż od intensywnego zużycia ściernego. Dlatego nie zużywa się on tak szybko jak przy czerpakach starego typu. Stąd remont czerpaków sprowadza się głównie do łatwej wymiany naroży. Dodatkowo, taka konstrukcja koncentruje naprężenia od obciążeń zewnętrznych na narożnej (szytywnej) części noża i przednoża (najbardziej wytrzymała część czerpaka).

Naroża czerpaków wykonane zostały ze specjalnego staliwa stopowego (chromowo-niklowo-molibdenowego) o wy-

sokich walorach wytrzymałościowych, spełniającego wymogi głębokiej hartowności (do ca 150 mm) oraz umożliwiającego wielokrotne spawanie styku naroża z nożem (wymiana zużytych naroży). W warunkach intensywnego ścierania i obciążeń udarowych napoiny na zębach kruszą się, deformują oraz powodują znaczny wzrost oporów urabiania, przyczyniając się często do przedwczesnego zniszczenia noża i całych czerpaków. Zatem napawanie, jako metoda zwiększenia trwałości przy czerpakach typu R12-N2 oraz CK910-N3 ograniczone być powinno jedynie dla powierzchni natarcia ostrzy noża. Przy tych czerpakach powierzchnie te narażone są na ścieranie z oddziaływania sił od urobku już uprzednio odspojonego przez zahartowane naroża, czyli na ścieranie mniej intensywne i mniej energochłonne. Udarowe oddziaływanie sił na napoinę noży jest kilkakrotnie niższe od takiego oddziaływania na końcówki zębów. Przy wymianie naroży nie jest również zalecane przeprowadzanie obróbki wyżarzania czerpaka. Zalecane jest jedynie podgrzanie styku naroża z nożem w procesie spawania do ok. 200°C .

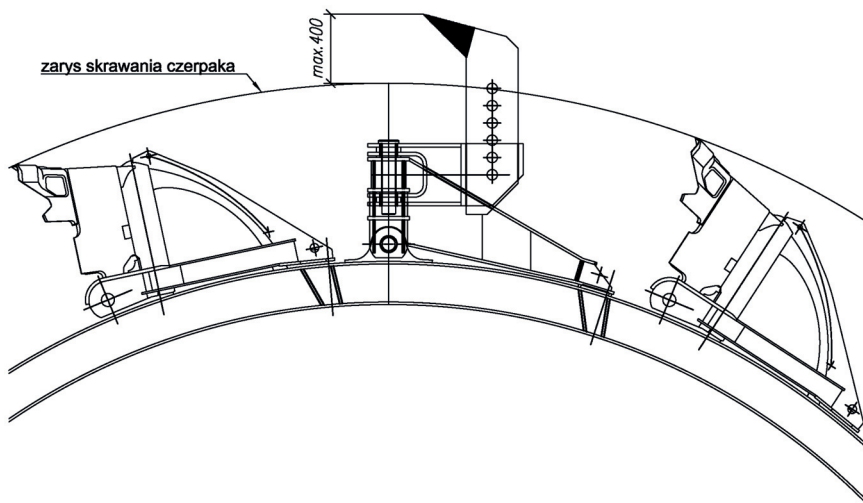
Konstrukcja naroży czerpaków R12-N2 i CK910-N3 umożliwia 10-15-krotną ich wymianę przez odpalenie starych i przyspawanie nowych, bez konieczności wymiany noża. Kształt naroża dobrano, tak aby z sił wynikających z procesu urabiania wynikały stosunkowo małe naprężenia w spoinie łączącej naroże z nożem.

W okresie ponad trzymiesięcznego urabiania czerpakami CK910-N3 w bardzo trudnych warunkach odnotowano bardzo nieliczne przypadki całkowitego „urywania” naroży na spoinach łączących je z nożem.

Trwałość geometryczna i wytrzymałościowa używających się ostrzy, niska awaryjność czerpaków, spełnienie wymogu „samoostrzenia” w procesie zużycia oraz minimalizacja oddziaływania sił odporowych stanowią zasadniczo o walorach technicznych i ekonomicznych czerpaków nowej konstrukcji.

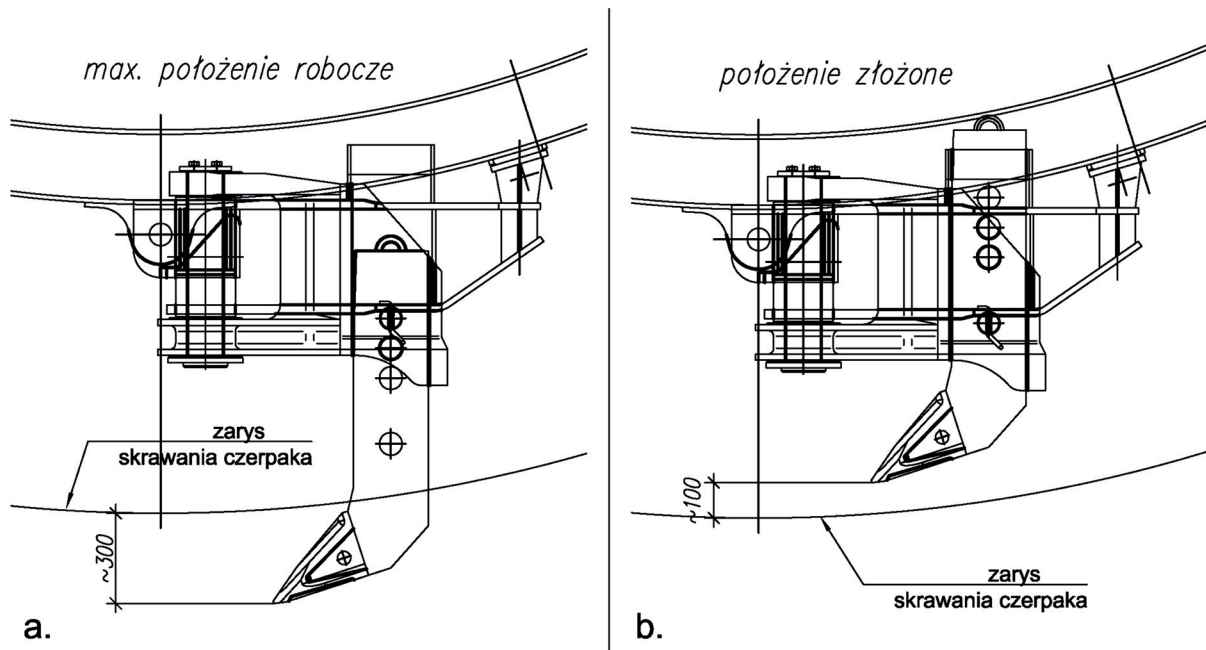
Zrywaki do utworów skalnych

Najnowszym rozwiązaniem mającym wspomagać prace przy urabianiu w górnictwie odkrywkowym są zrywaki do koparek kołowych, zaproponowane przez SKW Biuro Projektowo-Techniczne (rys. 11) [15]. Mają one stanowić wspomaganie tradycyjnego procesu skrawania za pomocą czerpaków poprzez kruszenie napotkanych utworów skalnych. U podstaw metody

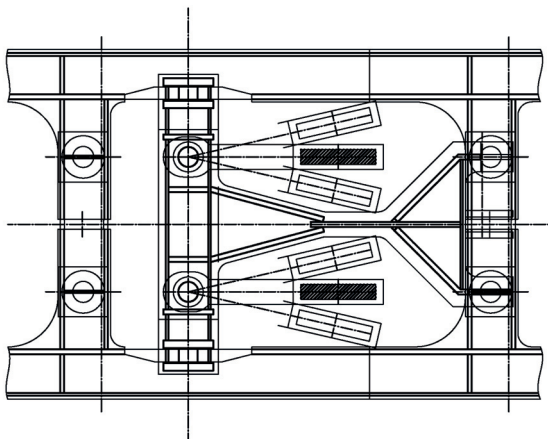


Rys. 11. Schemat zrywaka zamontowanego na kole koparki pomiędzy czerpakami [16]

Fig. 11. Scheme of ripper on bucket wheel between buckets [16]



Rys. 12. Regulacja wysunięcia zębów zrywaka [16], a. – ząb maksymalnie wysunięty, b. – ząb wyłączony z pracy
 Fig. 12. Regulation of teeth protrusion in ripper [16], a. – tooth at maximum protrusion, b. – tooth excluded from work



Rys. 13. Widok zrywaka od góry z zaznaczonymi skrajnymi wychyleniami zębów [16]
 Fig. 13. Top view of a ripper with rotation range of teeth [16]

leży założenie, że kruszenie jest bardziej efektywną formą urabiania skał zwięzłych, ze względu na przenoszenie energii w bardziej skupionej formie. Pojedynczy zrywak wyposażony jest w dwa zęby, a każdy z zębów posiada wymienny grot.

Do badań nad możliwością wykorzystania zrywaków wytypowano koparkę KWK-910 pracującą w kopalni Turów. Sposób mocowania zrywaków do koła czerpakowego jest zunifikowany z mocowaniem czerpaków, aby w ten sposób umożliwić ich łatwą wymianę. Analogicznie do wymiennych zębów w czerpakach, przewidziane jest uzbrojenie zrywaków w szybko wymienne groty. Liczba zrywaków na kole może być zwiększana lub zmniejszana stosownie do twardości ura-

bianego ośrodka.

Regulacja siły kruszenia jest możliwa za pomocą regulacji wysunięcia grotów poza obrys zębów czerpaków (rys. 12 a). W ten sposób możliwe jest również doraźne szybkie i całkowite wyłączenie czerpaków z procesu urabiania (rys. 12 b).

Całkowita siła obwodowa jest ograniczona istniejącymi na maszynie zabezpieczeniami przeciążeniowymi w mechanizmach urabiania i obrotu nadwozia (przy niezmienionych ich nastawach). W celu ograniczenia wyjątkowo szkodliwych dla maszyny sił bocznych, wprowadzono również wahliwość zębów zrywaków. W ten sposób zęby mogą dostosowywać swój kierunek do kierunku najmniejszej siły wypadkowej (rys. 13).

Bezpośrednim celem projektowanego rozwiązania było zmniejszenie i awaryjności czerpaków oraz zmniejszenie kosztów skrawania utworów trudno urabialnych (eliminacja dodatkowych robót jak np. spycharki ze zrywakami, roboty strzałowe itp.).

Podsumowanie

Niewątpliwym osiągnięciem działań podjętych przez polskich przedsiębiorców i badaczy jest przedłużenie „życia” maszynom pracującym już od ponad 30 lat. Niekorzystna sytuacja, w której znalazły się polskie kopalnie węgla brunatnego ze względu na uwarunkowania geologiczne, stała się zarazem bodźcem do rozwoju zarówno w zakresie projektowania urządzeń, ich eksploatacji oraz diagnozowania, jak i w zakresie badań materiałowych. Zagadnienia te oczywiście w dalszym ciągu są rozwijane i wprowadzane w życie.

Literatura

- [1] Augustynowicz J., Dudek K., Figiel A., *Problemy drgań rezonansowych nadwozi koparek kołowych*, XIV Konferencja Naukowa Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Zakopane 2001
- [2] Babiarczyk S., Dudek D., *Kronika awarii i katastrof maszyn podstawowych w polskim górnictwie odkrywkowym*, OWPWr, Wrocław 2007

- [3] Cegiel L., Konat Ł., Pawłowski T., Pękalski G., *Stale Hardox – nowe generacje materiałów konstrukcyjnych maszyn górnictwa odkrywkowego*, Węgiel Brunatny, nr 3/56, 2006
- [4] Dudek D., *Elementy dynamiki maszyn górnictwa odkrywkowego: Akwizycja sygnałów, analiza układów*, OWPWt, Wrocław 1994
- [5] Huss W., *Metoda identyfikacji stanów niustalonych ustroju nośnego koparki kołowej przy obciążeniach losowych, doktorat*, Politechnika Wrocławska 2012
- [6] Kowalczyk M., *Wymiarowanie spawanych konstrukcji nośnych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego w zakresie trwałości zmęczeniowej*, PhD thesis, Wrocław 2010
- [7] Kowalczyk M., Wocka N., *Koparka KWK-910 – koparka specjalna do pracy w pokładach trudnourabialnych w PGE Kopalnia Węgla Brunatnego Turów S.A.*, Węgiel Brunatny, nr 1/66, 2009
- [8] Muchaczow J., *Doświadczalno numeryczna metoda estymacji obszarów rezonansowych w ustrojach nośnych maszyn roboczych*, PhD thesis, Wrocław 2009
- [9] Napiórkowski J., Pękalski G., Sochadel U., *Optymalizacja doboru napoin w ujęciu materiałoznawczym*, Mat. VIII Forum Energetyków, Politechnika Opolska, 2002
- [10] Pękalski G., *Kształtowanie struktur i własności odlewów ze staliwa manganowo-krzemowego poprzez obróbkę cieplną*, Acta Metall. Slovaca, 2001
- [11] Pękalski G., *Przyczyny i skutki korozji koparek węgla brunatnego*, Górnictwo Odkrywkowe, nr 4, 2002
- [12] Waroch M., *Wybrane zagadnienia odtwarzania potencjału produkcyjnego w kopalniach węgla brunatnego – budowa i modernizacja maszyn podstawowych*, Węgiel Brunatny, nr 1/50, 2005
- [13] Wocka N., *Zwałowarka ZGOT-15400.120 - Maszyna nowej generacji przekazana do eksploatacji w BOT KWB Bełchatów SA o/Szczerców*, Węgiel Brunatny, nr 1/50, 2005
- [14] Wocka N., *Buckets for extracton of very hard for mining formations with Bucket Wheel Excavators*, Górnictwo Odkrywkowe, nr 5-6, 2007
- [15] Wocka N., Kaczerewski T., *Dostosowanie układów urabiania w koparkach kołowych do wymogów utworów trudnourabialnych występujących w nadkładzie kopalń odkrywkowych węgla brunatnego*, Węgiel Brunatny, 2014, nr 3/88
- [16] materiały SKW Biuro Projektowo-Techniczne sp. z o.o.



Fot. Sławomir Pała

Odstrzał bloku przy użyciu lontu detonującego