

AUTOREFERAT

Dr inż. Marcin Kowalczyk

W dokumencie zamieszczono:

- Rozdziały 1 do 4 – Autoreferat przedstawiający osiągnięcia wynikające z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. oraz opis dorobku i osiągnięć naukowych.
- Rozdział 4 – Wykaz opublikowanych prac naukowych (jednotematyczne cykle publikacji, monografia) związanych z przedmiotem wniosku.
- Rozdział 5 – Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo – badawczych, zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 1 września 2011 r. w sprawie kryteriów oceny osiągnięć osoby ubiegającej się o nadanie stopnia doktora habilitowanego § 4 oraz § 5.

AUTOREFERAT

1. **Imię i Nazwisko:** Marcin Kowalczyk

2. **Posiadane dyplomy, stopnie naukowe – z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej.**

2005 - stopień doktora nauk technicznych, Wydział Mechaniczny, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, temat pracy:

„Metoda diagnozowania maszyn w stanach przeciążeń awaryjnych”, promotor prof. dr hab. inż. Franciszek W. Przystupa.

2001 – tytuł mgr. inż., Wydział Mechaniczny Politechniki Wrocławskiej, studia magisterskie, kierunek: mechanika i budowa maszyn, temat pracy:

„Projekt konstrukcji nośnej samochodu osobowego typu roadster”, promotor prof. dr hab. inż. Eugeniusz Rusiński.

1996 - technik mechanik, Technikum Zawodowe w Namysłowie.

3. **Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych/ artystycznych.**

Miejsce zatrudnienia:

Politechnika Wroclawska

Wydział Mechaniczny

Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn

Wybrzeże Wyspiańskiego 27

50-370 Wrocław

Historia zatrudnienia:

od **2007 adiunkt** na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej.

2006-2007 asystent na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej.

4. Wskazanie osiągnięcia* wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U.nr 65, poz. 595 ze zm.):

a) tytuł osiągnięcia naukowego/artystycznego

Osiągnięcia naukowe w rozumieniu Ustawy o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki z dnia 14 marca 2003 r. z późniejszymi zmianami, art. 16 pkt 2. stanowią jednotematyczne cykle publikacji pt.

1. „Metoda identyfikacji i ograniczania przeciążeń ekstremalnych napędów głównych koparek wielonaczyniowych”

oraz zbiór **oryginalnych wdrożonych osiągnięć projektowych**, które powstały w wyniku opracowanej metody:

2. „Innowacyjne mechatroniczne układy zabezpieczające dla koparek SchRs4600 i KWK1500.1” – 3 patenty (wymienione w punkcie 5 wniosku), wdrożenia na 4 koparkach Kopalni Węgla Brunatnego (KWB) Bełchatów i KWB Turów, Nagroda Prezesa Rady Ministrów 2015,

3. „Oryginalne na skalę światową połączenie przekładni z kołem czerpakowym poprzez wał dwuczęściowy scalany klejem kompozytowym” – 2 patenty (wymienione w punkcie 5 wniosku), wdrożenie KWB Turów.

Na jednotematyczne cykle publikacji powyższych osiągnięć składają się publikacje współautorskie. W publikacjach, w których wnioskodawca jest współautorem, udział merytoryczny realizowany był na każdym etapie przygotowania publikacji w tym również redakcję artykułów. Udział procentowy w publikacjach współtworzonych przez wnioskodawcę wynosi od 15% do 95% i jest potwierdzony przez współautorów w Załączniku A do niniejszego referatu.

b) Wykaz autorów, tytuły publikacji, rok wydania, nazwa wydawnictwa

Spis tworzących jednotematyczny cykl publikacji pt.: 1. **„Metoda identyfikacji i ograniczania przeciążeń ekstremalnych napędów głównych koparek wielonaczyniowych”**:

B1. Jerzy Czmochoński, Marcin Kowalczyk, Eugeniusz Rusiński: Identification of extreme loadings of mining mechanism of multibucket wheel excavator, 25th Danubia-Adria Symposium on Advances in Experimental Mechanics, Česke Budejovice, Český Krumlov, Czech Republic, September 24-27, 2008. Prague : Czech Technical University. Faculty of Mechanical Engineering, 2008. s. 51-52,

B2. Eugeniusz Rusiński, Marcin Kowalczyk, Jerzy Czmochowski: Modelowanie dynamiki układu napędowego koła czerpakowego z uwzględnieniem podatności ustroju nośnego wysięgnika / Eugeniusz Rusiński, Marcin Kowalczyk, Jerzy Czmochowski. Przegląd Mechaniczny. 2008, R. 67, nr 10, s. 15-20,

B3. Marcin Kowalczyk, Eugeniusz Rusiński: Diagnostowanie i działanie w stanach przeciążeń uderowych mechanizmu urabiania koparki, Górnictwo Odkrywkowe. 2009, R. 50, nr 4/5, s. 66-70,

B4. Marcin Kowalczyk, Jerzy Czmochowski, Eugeniusz Rusiński: Construction of diagnostic models of the states of developing fault for working parts of the multi-bucket excavator, Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability. 2009, nr 2, s. 17-24,

B5. Marcin Kowalczyk, Eugeniusz Rusiński: Metoda diagnostowania w stanie przeciążenia układu napędowego urabiania koparki, Górnictwo Odkrywkowe. 2010, R. 51, nr 4, s. 277-282,

B6. Marcin Kowalczyk, Eugeniusz Rusiński: Patent. Polska, nr 213899. Sposób zabezpieczania mechanizmu urabiania koparki i układ zabezpieczający mechanizm urabiania koparki : Int. Cl. E02F 3/26. Zgłosz. nr 388852 z 21.08.2009. Opubl. 31.05.2013 / Politechnika Wrocławska, Wrocław, PL,

B7. Marcin Kowalczyk, Eugeniusz Rusiński: Dobór charakterystyk sprzęgieł przeciążeniowych w głównych układach napędowych koparek wielonaczyniowych kołowych, Elbląskie przekładnie zębate : teoria i praktyka, Elbląg, Wydawnictwo Państwowej Wyższej Szkoły Zawodowej, 2013. s. 15-31,

B8. Eugeniusz Rusiński, Jerzy Czmochowski, Przemysław Moczko, Marcin Kowalczyk, Damian P. Pietrusiak, Grzegorz Przybyłek, Tadeusz Smolnicki, Mariusz Stańco: Ocena stanu technicznego maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego, Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2015. 313 s., Rodzaj pracy: Monografia,

B9. Jerzy Czmochowski, Marcin Kowalczyk, Damian P. Pietrusiak, Grzegorz Przybyłek, Eugeniusz Rusiński: Metodyka oceny stanu technicznego maszyn górniczych w kopalniach odkrywkowych, Problemy rozwoju maszyn roboczych / red. Andrzej Kosucki. Łódź : Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, 2015. s. 65-76, Rodzaj pracy: Rozdział w monografii,

B10. Marcin Kowalczyk, Eugeniusz Rusiński: Patent. Polska, nr 223498. Sprzęgło przeciążeniowe rozłączne mechatronicznego systemu bezpieczeństwa maszyny : Int. Cl. F16D 13/00, F16D 13/22. Zgłosz. nr 399617 z 27.06.2012. Opubl. 31.10.2016,

B11. Marcin Kowalczyk, Jerzy Czmochocki, Przemysław Moczko, Eugeniusz Rusiński: Method for determining bucket chain drive loads during excavation of the bucket chain excavator, Proceedings of the 13th International Scientific Conference : Computer Aided Engineering, Springer, cop. 2017. s. 249-258.

c) Omówienie celu naukowego ww. prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania.

1. Metoda identyfikacji i ograniczania przeciążeń ekstremalnych napędów głównych koparek wielonaczyniowych

Osiągnięcie naukowe autora powyższego wniosku (wnioskodawcy), w rozumieniu Ustawy o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki z dnia 14 marca 2003 r. z późniejszymi zmianami, stanowi **opracowanie metody identyfikacji i ograniczania przeciążeń ekstremalnych napędów głównych koparek wielonaczyniowych**. Wyniki tych prac przedstawione są w jednotematycznym cyklu publikacji wymienionych w punkcie B wniosku. Wkład wnioskodawcy w opracowanie metody dotyczy wszystkich etapów jej realizacji, rozwoju i wykorzystania, zwłaszcza w zakresie:

- opracowywania układów pomiarowych, a w tym układów pomiarowych i diagnozujących w układach zabezpieczających wg projektu wnioskodawcy,
- planowania badań na obiektach rzeczywistych i wykonywania pomiarów długoterminowych,
- projektowania zespołów maszynowych i kompleksowo układów zabezpieczających,
- opracowania algorytmów obliczeniowych na etapach przetwarzania danych pomiarowych oraz w autorskich układach mikroprocesorowych i systemach wbudowanych,
- wykonywania symulacji numerycznych przeciążeń uderowych i realizacji działania w układach zabezpieczających.

Realizacja prac wymagała do wnioskodawcy wiedzy, doświadczenia nie tylko w zakresie budowy i eksploatacji maszyn, ale również elektroniki, informatyki, mikroprocesorowych układów pomiarowych, analizy sygnałów.

Metoda związana jest z identyfikacją przeciążeń ekstremalnych o charakterze uderowym i ich ograniczaniem poprzez wczesną identyfikację stanów przeciążeń uderowych i realizację działań w mechatronicznych układach zabezpieczających. Własną metodę identyfikacji i ograniczania

obciążeń ekstremalnych napędów głównych koparek wielonaczyniowych wnioskodawca urzeczywistnił wielokrotnie [B3-B8, B10] w formie zaprojektowanych i wykonanych przez siebie układów zabezpieczających od kilku lat działających (nr koparki - rok dopuszczenia do eksploatacji) w 4 koparkach typów KWK1500.1 KWB Turów (K18 – 2013) i SchRs4600 (rys. 1) KWB Bełchatów (K43 – 2009, K42 – 2010, K41 – 2011). Zastosował własną metodę optymalizując algorytmy identyfikacji stanów przeciążeń uderowych. Stosując własne układy wykonawcze o rekordowo krótkim czasie działania $<0,03s$ i własną metodę identyfikacji przeciążeń urzeczywistnił ideę diagnozowania i działania w trakcie wzrostu obciążenia w przypadkach kolizji narzędzi z wtrąceniami nieurabialnymi – jedynie układy zabezpieczające wg projektu wnioskodawcy są w stanie zrealizować skutecznie proces identyfikacji stanu przeciążenia uderowego i działania prowadzącego do zmniejszenia poziomu wartości ekstremalnych w trakcie tego wzrostu. **Wszystkie wyniki prezentowane przez wnioskodawcę są efektem jego badań.**



Rys. 1. Przykładowe obiekty badań, na których wnioskodawca zrealizował metodę identyfikacji i ograniczania przeciążeń napędów głównych i ustroju nośnego: SchRs4600 KWB Bełchatów K41, K42 i K43

Wnioskodawca wykazał bardzo istotną rolę czasu diagnozowania stanu przeciążenia i opracował metodę, która umożliwia skrócenie tego czasu, przewidywanie skutków realizacji metody identyfikacji przeciążenia i działania w układzie zabezpieczającym już na etapie projektowania układu oraz doskonalenia działającego układu. W metodzie zastosował symulacje numeryczne [B2, 6, 9, 10] do wyznaczania czasów wykonania działań w układach wykonawczych, wartości ekstremalnych przeciążeń.

Wnioskodawca zastosował metodę wielokrotnie do ocen stanów technicznych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego. Oceny różnych typów koparek były prowadzone również

pod kątem wyróżnienia maszyn zdolnych do dalszej eksploatacji w mniej korzystnych warunkach geologicznych [B8, B9, B11]. Wykonywał on liczne badania na większości eksploatowanych obecnie koparkach w 3 kopalniach węgla brunatnego. Realizował długoterminowe pomiary obciążeń napędów głównych, jazdy i obrotu nadwozi. Wyróżniony wkład naukowy ograniczono do napędów głównych. Wnioskodawca stosując zaprojektowane przez siebie mobilne mikroprocesorowe układy pomiarowe i własne układy diagnozujące stany przeciążeń dokonał wielotygodniowych lub wieloletnich ciągłych rejestracji obciążeń na większości koparek [B1, B3, B7, B8, 7, 8]. Następnie analizował wyniki pomiarów wskazując kluczowe symptomy i cechy przeciążeń udarowych [B1, B3, B5-B7]. W przypadku większości typów koparek zarejestrował skrajnie ekstremalne przeciążenia i określono czasy wzrostów przeciążeń [B7]. Wyniki badań przedstawiono w wyróżnionych publikacjach [B1, B2, B3, B5, B7, B8, B11], pozostałych publikacjach wnioskodawcy [7, 8, 17] i licznych raportach wykonywanych we współpracy z przemysłem i w ramach realizacji projektów celowych, badawczych i rozwojowych (rozdział 5).

Metoda identyfikacji i ograniczania przeciążeń ekstremalnych napędów głównych koparek wielonaczyniowych dotyczy przeciążeń wywołanych kolizjami narzędzi roboczych koparek wielkogabarytowych (rys. 1) z wtrąceniami nieurabialnymi jak głązy narzutowe. Podstawowymi maszynami urabiającymi w polskich kopalniach węgla brunatnego są koparki wielonaczyniowe kołowe [1].

Tabela 4. Charakterystyka maszyn i przeciążeń udarowych opracowana na podstawie wieloletnich pomiarów wnioskodawcy w latach 2007-2018

Koparka	KWK1500s (KWK1500.1)	KWK1200M	SchRs4600	SchRs4000	SRs1800
Nominalna siła obwodowa kopania [kN]	215	150	510	700	349
Średnica koła czerpakowego [m]	8,4	9,5	17,5	17,3	11,4
Liczba czerpaków /pojemność czerpaka [dm ³]	12/1120	10/1200	11/4600	16/4000	20/850
Czas wzrostu obciążenia do wartości ekstremalnej [s]	0,16	0,15	<0,12	0,15	0,15
Stwierdzona maksymalna krotność obciążenia nominalnego – siły obwodowej na kole czerpakowym	4,4 (2,5)	5,0	4,0	3,5	6,1

Przeciążenia udarowe w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego są najbardziej energetyczne i krótkotrwałe. W trakcie kolizji następuje bardzo szybkie zmniejszenie prędkości koła czerpakowego i transformacja energii kinetycznej mas wirujących mechanizmu urabiania głównie na energię odkształcenia elementów zespołu urabiania i ustroju nośnego maszyny [1, 16-19, B1, B2, B3].

Przeciętny czas narastania obciążenia od początku kolizji do osiągnięcia wartości ekstremalnej wynosi 0,15s, a stopnie przeciążenia mechanizmów urabiania (tab. 4) w zależności od typu maszyny dochodzą do 6,1 krotności obciążenia nominalnego [1, 4, 6-9, 18, 19, 22, 23, B1-3, B7, B8].

Przeciążenia uderowe były powodem wielu poważnych awarii [B8, 1, 2, 17, 19, 25]. Do typowych skutków działania przeciążeń uderowych na koparkach bez skutecznych układów zabezpieczających należą:

- zmniejszenie trwałości mechanizmu urabiania [18, B8], w tym koła czerpakowego i konstrukcji nośnej koparki,
- zmniejszenie trwałości czerpaków nawet poniżej 8h,
- uszkodzenia w mechanizmie urabiania, w okolicach węzła obrotu nadwozia i wysięgnika koła czerpakowego,
- postoje awaryjne zwykle 2...30 tygodni,
- postoje na bieżące naprawy 4...48h,
- zwiększone koszty eksploatacji.

Identyfikacja przeciążeń uderowych ekstremalnych

Przedemną do 2002r. i później problemowi przeciążeń uderowych poświęcali uwagę inni badacze. Wiedzieli jaka jest bezpośrednia przyczyna przeciążenia w wyniku kolizji narzędzia z wtrąceniem nieurabialny [1, 4, 15, 25], wielokrotnie badali skutki przeciążeń. Niektórzy próbowali wyznaczyć wartości ekstremalne obciążeń w tego typu przypadkach poprzez symulacje numeryczne [5, 15], ale nie dysponowali wynikami precyzyjnych pomiarów zawierających liczne przypadki przeciążeń uderowych o największym stopniu przeciążenia. Opierali swoje założenia na przypuszczeniach. Nie było publikacji, które jednoznacznie wskazywały zasady budowy modelu, określania warunków początkowych i brzegowych, sposobu zadawania wymuszenia przeciążenia uderowego. Nie było także eksperymentalnych potwierdzeń prawidłowości w sposobie zadawania wymuszenia przeciążenia – zadaniem przebiegiem siły obwodowej na kole czerpakowym czy o charakterze kinematycznym. Publikowane wyniki pomiarów były mało precyzyjne i obarczone błędem wynikającym z pomiaru odkształceń niebezpośrednio na elemencie najbardziej obciążonym mechanizmu urabiania na wyjściu przekładni głównej. **Publikowane przez innych badaczy wartości ekstremalnych przeciążeń [1], w porównaniu z moimi wynikami (tab. 4) [B7] są zaniżone głównie z powodu zbyt krótkiego czasu obserwacji i miejsca pomiaru.**

Problemem przeciążeń uderowych zajmuję się od 2002r. i wykonałem wielokrotnie symulacje numeryczne przypadków przeciążeń uderowych również na modelach MES zawierających

powłokowy model wysięgnika koła czerpakowego [B2, B4, 10, 25], wykazałem istotną rolę jego podatności. Nie było publikowanych wyników pomiarów do czasu **wykonania przeze mnie pomiarów** od 2007, które **precyzyjnie ukazują przebieg przeciążenia** mechanicznego mechanizmu urabiania w przypadkach skrajnie ekstremalnych przeciążeń [B1, B3, B7].

Mój **wkład naukowy** polega m.in. na pozyskaniu bardzo bogatego materiału badawczego ukazującego charakter przeciążeń uderowych na większości typów koparek eksploatowanych w Polsce, przeanalizowaniu go pod różnymi kątami: scharakteryzowania zjawiska i symptomów do modelowania i zastosowania w układach zabezpieczających przed przeciążeniem. Wyniki były przedstawiane w publikacjach [B1, B2, B3, B7, B8, B11], raportach merytorycznych projektów badawczych i rozwojowych oraz raportach wykonywanych we współpracy z polskimi kopalniami węgla brunatnego (załącznik 5). Początkowo wykorzystując swoją wiedzę i umiejętności z zakresu elektroniki i informatyki wykonałem własne mobilne urządzenia pomiarowe [B1], za pomocą których dokonałem pomiaru na tulei napędowej koła czerpakowego koparki typu SchRs4600 KWB Bełchatów nr K43 w 2007r. i na wale koła czerpakowego KWK1200M KWB Turów nr K28 przed modernizacją połączenia przekładni z kołem czerpakowym wg mojego projektu. Problem z identyfikacją przeciążeń ekstremalnych polega na rzadkości przypadków przeciążeń uderowych. Trzeba długo mierzyć przynajmniej kilka tygodni lub mieć dużo szczęścia jak w przypadku pomiaru na koparce K28 [B1].

Realizując projekt celowy w 2006r. skonstruowałem nowe połączenie przekładni z kołem czerpakowym bazując na wynikach własnych symulacji numerycznych [3, 12, 16]. Wyniki moich symulacji numerycznych [10] wskazywały na ekstremalny stopień przeciążenia 5 jako krotność nominalnego momentu na wyjściu przekładni. Nie było wówczas opublikowanych wyników badań potwierdzających moje założenia projektowe. Rok później dokonałem pomiaru momentów skręcającego i gnącego bezpośrednio na wale koła czerpakowego [B1, B2], które potwierdziły słuszność założenia odnośnie stopnia przeciążenia ekstremalnego. Pomiar odbył się w warunkach wyjątkowo ciężkich. Przez kilka tygodni niemal co zmianę na koparce K28 KWB Turów wymieniano komplet czerpaków. Po dwugodzinnym czasie rejestracji na połowie czerpaków nie było większości zębów. W tym samym okresie w KWB Bełchatów alarmowano o postępującej przyspieszonej degradacji mechanizmów urabiania koparek SchRs4600. Co kilka tygodni na zębach przekładni występowały odpryski na powierzchniach zębów. Podjęto decyzję o potrzebie zmodernizowania układów zabezpieczających napędy kół czerpakowych [B3, B5].

Znaczenie metody identyfikacja przeciążeń uderowych w projektowaniu układów zabezpieczających

Przystępując do zadania projektowego opracowania skutecznego układu zabezpieczającego napęd główny koparki typu SchRs4600 w 2008 roku zauważyłem brak kompleksowej metody identyfikacji

i ograniczania obciążeń ekstremalnych w projektowaniu, modyfikacji i optymalizacji nastaw mechatronicznych układów zabezpieczających mechanizmy urabiania i ustroje nośne koparek wielonaczyniowych. Występowały ogólne zalecenia odnośnie lokalizacji sprzęgieł przeciążeniowych [1, 20, 21]. Zagadnienie diagnozowania stanu, czasu jego wykonania w układach zabezpieczających mechanizmy urabiania nie było rozwiązane, a w przypadku badaczy i inżynierów zajmujących się przeciążeniami mechanizmów urabiania problem czasu identyfikacji stanu przeciążenia był niedoceniony lub ignorowany. Brakowało skutecznych metod diagnozowania stanu optymalnie wykorzystujących potencjał układu zabezpieczającego w czasie rzeczywistym.

Przedemną inni badacze i inżynierowie doszli do wniosku, że najskuteczniejszą metodą ograniczania obciążeń ekstremalnych jest stosowanie sprzęgieł przeciążeniowych [1, 20, 21]. Do 2007 roku zrealizowano kilka odmiennych układów zabezpieczających przed przeciążeniem [1, 4, 20-23]. Pod koniec XX wieku B. Schlecht po opracowaniu układu zabezpieczającego dla koparek SchRs4000 KWB Bełchatów o numerach K44-46 sformułował *kryteria oceny idealnego sprzęgła*:

A. Powinno ono być umiejscowione możliwie blisko koła czepakowego, aby w momencie wystąpienia przeciążenia nastąpiło odłączenie elementów, które zgromadziły jak największą energię kinetyczną, aby ona nie oddziaływała na wartość obciążenia impulsowego.

B. Po przeciążeniowym zadziałaniu, bez ingerencji z zewnątrz powinno szybko powracać do stanu pracy.

C. Musi ono mieć wysoką selektywność działania, aby nie przerywać pracy koparki, kiedy występujące przeciążenie nie jest groźne dla maszyny.

D. Całość urządzenia musi działać bezobsługowo, zachowywać niezmiennie w czasie pierwotne wartości parametrów i mieć dużą trwałość.

Schlecht w swoich postulatach nawiązuje do energii mas wirujących transformowanej na energię odkształcenia, ale nie wskazuje czasowego kryterium odłączania mas o największej energii. Wyniki moich symulacji wskazują, że po przekroczeniu pewnego czasu wysprzęglania układ zabezpieczający nie powoduje spadku ekstremalnych wartości obciążenia.

Schlecht w publikacjach do 1998 stwierdza, że nie ma sprzęgieł spełniających wszystkie kryteria jego oceny. Profesor D. Dudek w książce [1] opublikowanej w 2007 roku opisuje 4 szczególne układy zabezpieczające pomijając układy mechatroniczne praktycznie wówczas nieistniejące. W mojej opinii bazując na wynikach własnych symulacji przeciążeń uderowych (od 2002) i wynikach własnych długoterminowych pomiarów, wyników symulacji wykonywanych przez innych badaczy jak W. Szepietowski (2011), E. Rusiński i A. Iluk (1997), w odniesieniu do przytoczonych szczególnych układów:

- cierne sprzęgła mechaniczne lokalizowane na początkowych wałach przekładni łącznie i bez sprzęgła hydrokinetycznego nie spełniają kryteriów czasowych, niekorzystnie podwyższają moment bezwładności i ogólnie nie są dobrym rozwiązaniem nawet w układzie mechatronicznym,
- „wagi momentowe” – ich czasy realizacji odłączania mas wirujących przekraczają czasu wzrostu przeciążeń i działają głównie na zasadzie poślizgu za wyjątkiem układów na koparkach SchRs4600, które do czasu zamontowania autorskich mechatronicznych układów inicjujących wysprzęglenie działały wadliwie, niepewnie, zbyt późno,
- hamowanie przeciwwprądem [4] – tylko ogranicza skutki przeciążeń – czas hamowania 1s umożliwia tylko uniknięcie kolejnej kolizji czerpaka z kamieniem i zmniejszenie drgań wysięgnika przeciwwagi.

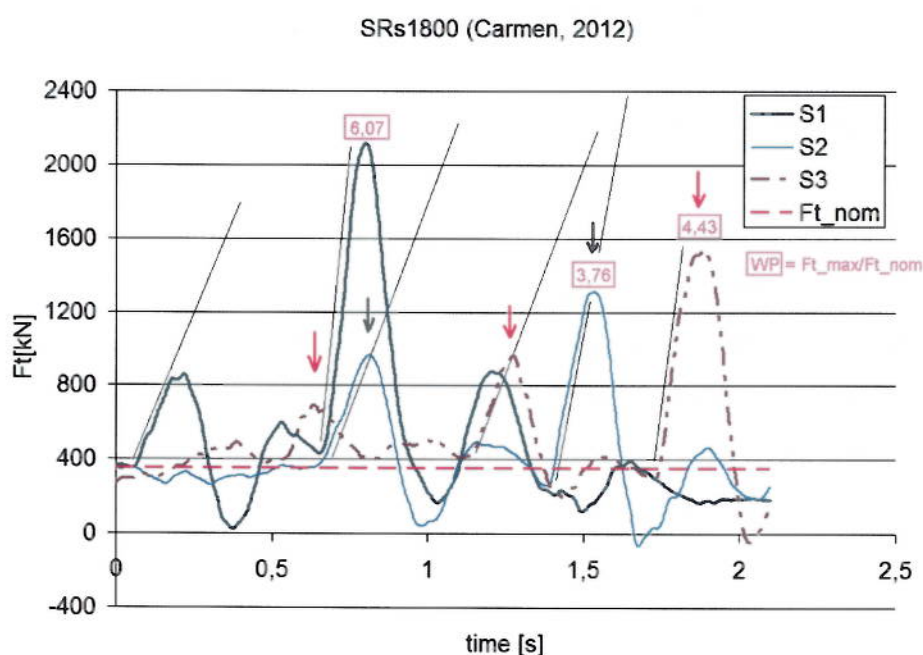
W publikacjach [B2, B3, B6, B7] przedstawiłem koncepcje środków zmniejszania przeciążeń udarowych.

Bazując na wynikach własnych symulacji [25, 10, B2] i długoterminowych pomiarów na większości typów krajowych koparek wielonaczyniowych [B1, B3, B7-9, B11, 8] uważam, że w symulacjach należy zadawać zmiany prędkości narzędzia roboczego, a przebiegi obciążeń powinny być wynikiem symulacji, a nie odwrotnie [5, 23]. Najskuteczniejsze w ograniczaniu przeciążeń są układy aktywne z sprzęgłami poślizgowymi i/lub rozłącznymi umiejscowionymi jak najbliżej koła czerpakowego. Bardzo dobre rezultaty otrzymałem umieszczając sprzęgło pomiędzy stopniem stożkowym o relatywnie wysokiej energii kinetycznej i stopniem planetarnym [B10] bliżej koła czerpakowego – dopiero wtedy możliwe jest zmniejszenie do zera sztywności połączenia z najbardziej energetycznymi masami wirującymi w stanie poślizgu w sprzęgle lub po jego rozłączeniu.

Porównując bardzo podobne koparki KWK1500s i KWK1500.1 w tych samych warunkach pracy KWB Turów **zmniejszyłem maksymalny poziom przeciążeń** z 4,4 do 2,5 na koparce KWK1500.1 **realizując własną metodę** i stosując opracowane przez siebie rozwiązania techniczne [B7]. Dalsze ograniczanie nie jest możliwe ze względu na dynamikę siły kopania w trakcie urabiania utworów trudnourabialnych. Podane w tabeli 4 współczynniki przeciążeniowe dotyczą wartości ekstremalnych przebiegów obciążeń, a nie ich średnich poziomów, od których zależy wydajność koparki. Na koparkach SchRs4600 **zatrzymałem proces degradacji mechanizmów urabiania** skracając czas identyfikacji stanu przeciążenia i wykonania działania w układach wykonawczych [B3, B5, B7].

Identyfikacja przeciążeń uderowych

Mój wkład naukowy polega na opracowaniu metody, która umożliwi dobór optymalnych i niezbędnych cech układu zabezpieczającego w tym metod diagnozowania stanu zarówno na etapie projektowania jak i eksploatacji. Metoda (rys. 4) umożliwia wydajną analizę długoterminowych przebiegów obciążeń również pod kątem oceny układu napędowego z zastosowanymi zabezpieczeniami w ramach ocen stanu technicznego maszyny, przewidywania jej dalszej eksploatacji oraz wskazywania sposobów dostosowania maszyny do warunków pracy z uwzględnieniem jej degradacji [B8, B9, B11]. Swoje wnioski, zalecenia i uwagi opieram na wyjątkowo bardzo obszernym materiale badawczym pozyskanym przeze mnie w wyniku długoterminowych pomiarów (tab. 4) na elementach mechanizmów urabiania najbardziej obciążonych wszystkich eksploatowanych obecnie koparkach wielonaczyniowych KWB Bełchatów (rys. 1, 3, 6, 7, 9 i 10) i częściowo KWB Turów (rys. 8) i KWB Konin (rys. 2 i 5) oraz wynikach własnych symulacji.



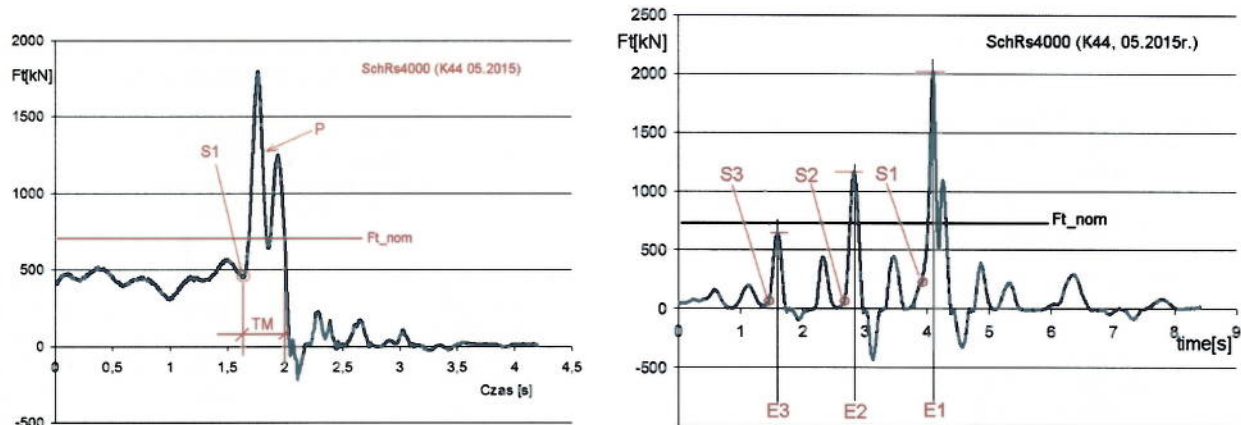
Rys. 2. Trzy przebiegi siły obwodowej S1, S2 i S3 na kole czerpakowym koparki SRs1800 KWB Konin w trakcie przeciążeń uderowych z zaznaczonymi liniami trendu i stopniami przeciążeń napędu głównego

Przeciążenia uderowe są wyjątkowe i cechują się tym, że:

- występują w nich relatywnie bardzo szybkie wzrosty obciążenia $>1500\%/s$ odnosząc się do obciążenia nominalnego napędu [B1, B2, B7],
- w ich przebiegach występują zazwyczaj wyraźne symptomy początku kolizji (rys. 2, 3, 5-10) związane z uderzeniami i zwiększeniem nachylenia linii trendu [B7],

- prędkość wzrostu obciążenia nie jest stała lecz zależy od przypadku kolizji, jest ona w przybliżeniu proporcjonalna do przyrostu obciążenia od początku kolizji do maksimum obciążenia i stopnia zmniejszenia prędkości koła czepakowego [B2],

czas narastania obciążenia [B1, B2, B7] niewiele zmienia się i przeciętnie wynosi ok. 0,15s za wyjątkiem koparek SchRs4600 gdzie jest $<0,12s$.

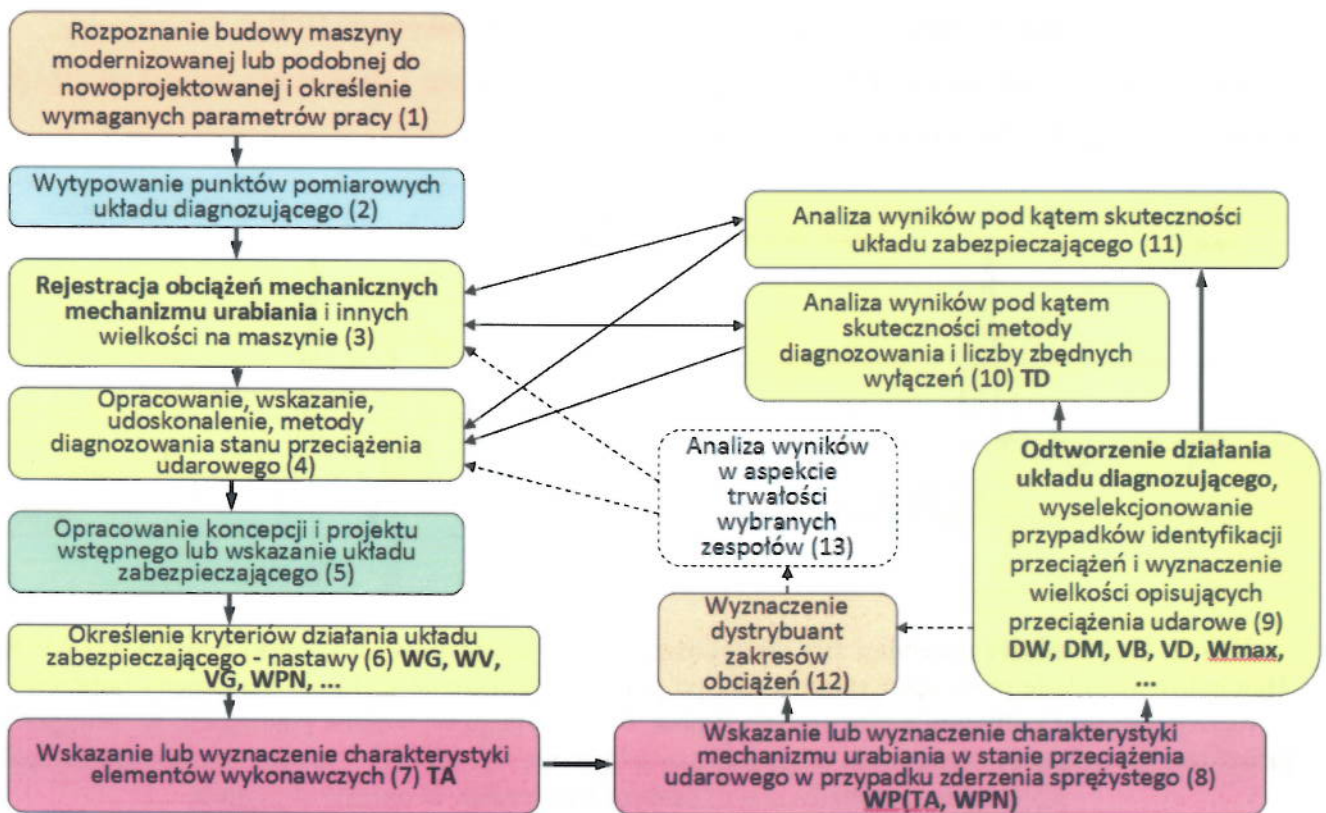


Rys. 3. Przykładowe przebiegi siły obwodowej na kole czepakowym koparki SchRs4000 KWB Bełchatów w trakcie przeciążeń uderowych, po prawej przeciążenie wyłączające napędy poprzedzone wcześniejszymi kolizjami z okresem wysypów, P – oscylacja wywołana poślizgiem w sprzęgłach przeciążeniowych przy skróconym okresie drgań własnych, S1, S2 i S3 – symptomy początków kolizji kolejnych czepaków z tym samym kamieniem w okresie wysypów

Metoda i jej realizacja

Opracowana przeze mnie metoda identyfikacji i ograniczania przeciążeń ekstremalnych koparek wielonaczyniowych, której schemat blokowy przedstawiłem na rysunku 3, zawiera niezbędne kroki do realizacji celów badawczych i projektowych. Można ją stosować na etapie projektowania układu zabezpieczającego i realizować ją w tym układzie w zredukowanej liczbie kroków. Zrealizowałem ją projektując i budując własne układy zabezpieczające (rys. 13-17), dokonując ocen stanu technicznego różnych typów maszyn [B8, B9, B11, 17] i rozwiązując problemy techniczne w mechanizmach urabiania. Urzeczywistniłem jej działanie w układach zabezpieczających wg własnego projektu. Stwierdzenie, że moją metodę można zastosować w projektowaniu, badaniu i urzeczywistnić wynika ze sposobu jej realizacji w krokach 3 i 9 (rys. 5). Ogólne założenie metody polega na rejestrowaniu przebiegów obciążeń w kroku 3 w tym samym miejscu gdzie dokonuje się to lub planowo ma dokonywać układ diagnozujący (diagnozer), a następnie przetworzeniu wyników pomiarów identycznie jak układ diagnozujący w kroku 9. W kroku 9 stosowane są funkcje umożliwiające zidentyfikowanie stanu przeciążenia [B5, B7] w punkcie D1 (rys. 5). Krok 9 umożliwia

wyselekcjonowanie w przebiegu obciążenia przeciążeń o charakterze uderowym z zastosowania metody diagnozowania stanu takiej jak w diagnozrze.



Rys. 4. Graficzne przedstawienie metody identyfikacji i ograniczania przeciążeń napędów głównych koparek wielonaczyniowych

Mechatroniczny układ zabezpieczający napęd:

- dokonuje pomiaru na obiekcie w punkcie wskazanym w kroku 2,
- realizuje kroki 3 i 9 w każdym kroku diagnostycznym z częstotliwością próbkowania wg metody wskazanej w kroku 4 stosując kryteria określone w kroku 5,
- realizuje działanie w czasie TA określonym w kroku 7,
- ogranicza przeciążenia wg charakterystyk wyznaczonych w kroku 8,
- potencjalnie może optymalizować swoje nastawy i dobierać metodę diagnozowania stanu pod warunkiem cyklicznego realizowania algorytmu odtwarzającego czynności dokonywane przez projektanta lub badacza we wszystkich krokach począwszy do 3.

Jako badacz i konstruktor wielokrotnie zrealizowałem wszystkie kroki metody. Jako projektant-konstruktor i wykonawca układów zabezpieczających osiągałem zamierzone cele dzięki wykonaniu kroków od (1) do (11).

Na etapie projektowania wykonałem kluczowe kroki metody:

- Wstępnie sprawdzałem i optymalizowałem metodę diagnozowania stanu minimalizując czas TD i przewidywałem nastawy (rys. 5 i 8).
- Wykonywałem symulacje numeryczne działania projektowanych urządzeń wykonawczych wyznaczając czas TA (rys. 12).
- Wyznaczałem charakterystyki stopnia przeciążenia mechanizmu urabiania WP w funkcji nastaw mechanicznych sprzęgła przeciążeniowego WPN i czasu realizacji działania TA (rys. 11).
- Sprawdzałem jakie będą efekty działania układu zabezpieczającego jeśli w czasie realizacji działania uwzględni się czas diagnozowania stanu TD jako sumę $TM = TA + TD$ (rys. 9 i 11).

Analiza wyników pomiarów, identyfikacja stanu przeciążenia, wybór lokalizacji punktu pomiarowego

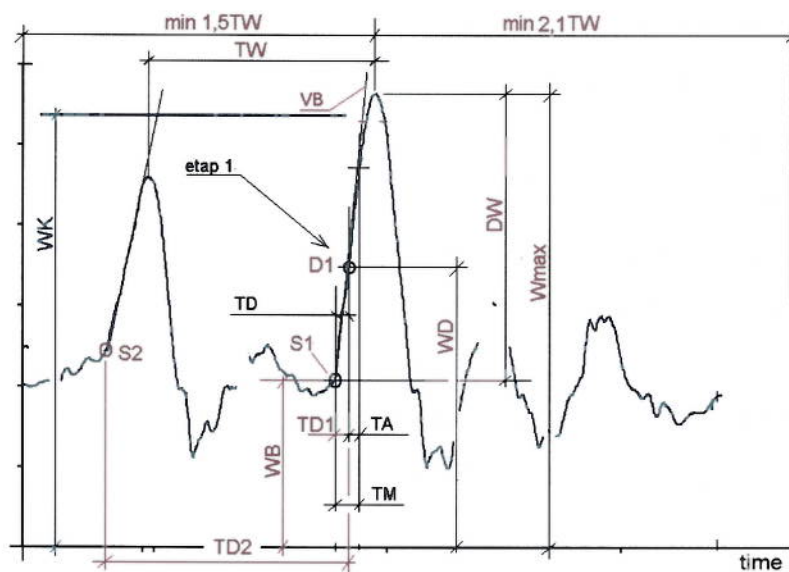
Analiza przebiegu obciążenia w kroku 9 (rys. 4) polega na odtworzenie identyfikacji stanu przeciążenia identycznie jak w układzie diagnozującym [B7]. W swoich pracach wyróżniłem kryteria (rys. 7) identyfikacji stanu przeciążenia [B3, B5, B7]:

- przekroczenia wartości granicznej chwilowego obciążenia napędu $W > W_G$ – najczęściej stosowane, niezbędne i możliwe do zrealizowania w układzie mechanicznym,
- przekroczenia wartości granicznej prędkości narastania obciążenia $dW/dt > VG$.

W przypadku stosowania kryterium trendu wartość graniczna VG powinna być uzależniona od poziomu obciążenia. Tylko wtedy możliwe jest identyfikowanie stanów przeciążenia udarowego poniżej obciążenia nominalnego.

W przypadku optymalizacji metody diagnozowania stanu kryterium trendu umożliwia wyselekcjonowanie z przebiegu najistotniejszych przypadków przeciążeń udarowych (rys. 5), które później poddaje się szczegółowej analizie w krokach 10 i 11 (rys. 4). Wyróżniony przebieg (rys. 5 i 12) powinien mieć taki okres, aby mogły w im wystąpić losowe symptomy:

1. przeciążenia wyprzedzającego od punktu S2,
2. przeciążenia następnego po okresie wysypów TW mierząc od punktu S1,
3. przeciążenia następnego po okresie 2TW mierząc od punktu S1.

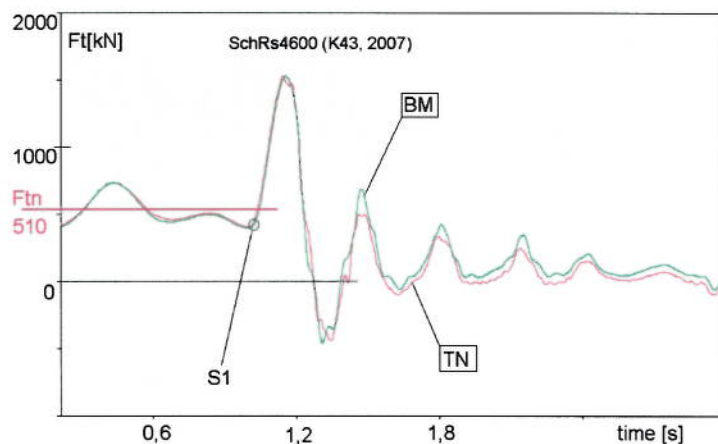


Rys. 5. Wielkości opisujące wyselekcjonowany fragment przebiegu zawierającego przeciążenie udarowe poddawanego analizie pod kątem skuteczności metody diagnozowania stanu, D1 – punkt na przebiegu, w którym podczas wstępnej analizy kompletnego przebiegu zidentyfikowano stan przeciążenia udarowego, S1 i S2 symptomy początków kolizji, DW – wzrost obciążenia przy prędkości VB, TW – okres wysypów, TA – czas realizacji działania, TD1 – czas identyfikacji stanu przeciążenia w trakcie jego wzrostu, TD2 – możliwy czas identyfikacji z zastosowaniem symptomów wyprzedzających, WK – wartość do oceny skuteczności układu zabezpieczającego, która nie powinna być przekraczana

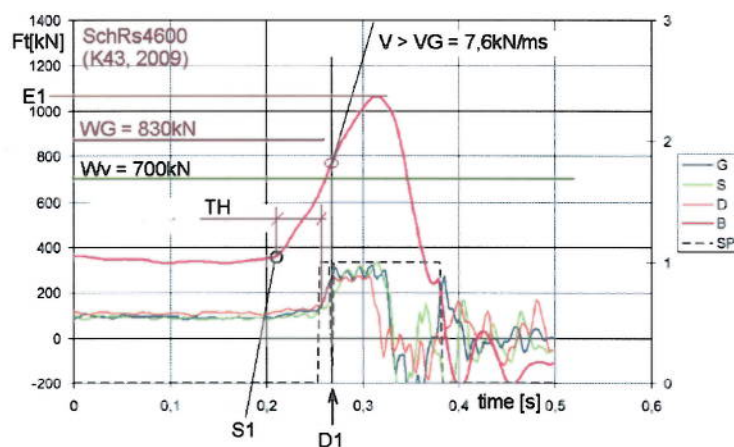
Optymalizując metodę diagnozowania stanu zwiększa się liczba identyfikacji w czasie wzrostu obciążenia od S2. Wówczas czas w dyspozycji na wykonanie działania jest tak długi, że praktycznie każdy układ wykonawczy jest w stanie skutecznie ograniczyć ekstremalną wartość obciążenia. Układy zabezpieczające wg własnego projektu zintegrowałem z układami sterowania napędami obrotu nadwozia [B7, B8]. Wystąpienie symptomu przeciążenia wyprzedzającego powoduje nakaz zwalnia biegu obrotu nadwozia w tempie 20%/s nastawionej prędkości. Praktycznie obrót nadwozia na koparkach wielonaczyniowych kołowych można zatrzymać w czasie 3,5-4s za pomocą napędów obrotu nadwozia. Przykładowo na koparkach SchRs4600 okres wysypów TW stanowi ok. 42% czasu zatrzymania nadwozia. Stosując relatywnie niepewne symptomy przeciążeń udarowych do zwalniania obrotu nadwozia [B7] stwarza się korzystniejsze warunki kolizji w przypadku przeciążenia wyłączającego napęd główny lub unika się przeciążeń wyłączających napęd.

W mojej metodzie należy posłużyć się przebiegiem obciążenia na najbardziej obciążonym elemencie mechanizmu urabiania związanym z wyjściem przekładni (rys. 6), przy czym najdogodniej mierzyć na belce momentowej przekładni. Przeniesienie punktu pomiarowego w stronę silnika powoduje wydłużenie czasu diagnozowania TD o czas opóźnienia symptomu stanu przeciążenia TH (rys. 7) – m.in. z tego powodu układy zabezpieczające na koparkach KWK910 i SchRs4000 nie są

w stanie dokonać rozłączenia w sprzęgłach przeciążeniowych w czasie wzrostu przeciążenia uderowego. W ich przypadku czas wykonania działania $>0,09s$ jest zbyt długi. Pomiar na zasadzie kontroli poślizgu w sprzęgle hydrokinetycznym przy silniku obciążony jest największym czasem opóźnienia symptomu TH. Na koparkach SchRs4600 oraz KWK1500.1 punkt pomiarowy (rys. 16) do diagnozowania stanu znajduje się na belce momentowej przekładni [B7].



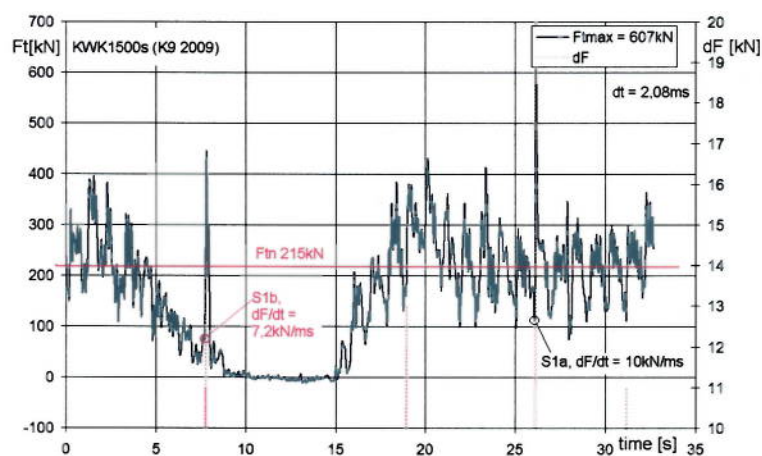
Rys. 6. Przebiegi siły obwodowej w trakcie przeciążenia uderowego na koparce SchRs4600 K43 KWB Bełchatów mierzonej na belce momentowej przekładni BM i tulei napędowej koła czerpakowego TN



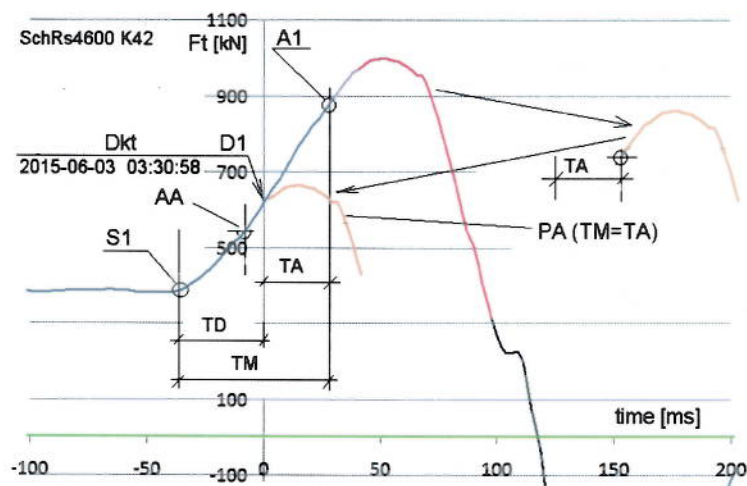
Rys. 7. Przykładowe przebiegi obciążeń mierzonych na belce momentowej przekładni B i zawieszeniach hamulców przeciążeniowych D, S i G zarejestrowane w autorskim mechatronicznym układzie zabezpieczającym na koparce SchRs4600 K43 KWB Bełchatów, TH – czas opóźnienia symptomu początku kolizji między wyjściem przekładni i bębnami stopni preselekcyjnych

W przypadku projektowania układu na maszynie jeszcze nie istniejącej jak to miało miejsce w przypadku koparki KWK1500.1 w latach 2011-2012 można posłużyć się przebiegiem obciążenia na podobnej koparce pracujących w tych samych warunkach geologicznych (rys. 8). Większość typów maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego ma cechy prototypów. Rzadko zdarza się

wykonanie serii identycznych maszyn powyżej 3, niemniej jednak na etapie projektowania bazuje się na rozwiązaniach poprzednich.



Rys. 8. Przykładowy fragment 2-tygodniowego przebiegu siły obwodowej na kole czerpakowym koparki KWK1500s K9 KWB Turów poddany analizie na etapie projektowania układu zabezpieczającego dla koparki KWK1500.1 K18 KWB Turów



Rys. 9. Przedstawienie idei ograniczania przeciążeń udarowych poprzez skracanie czasu identyfikacji stanu przeciążenia TD na przykładzie przebiegu zarejestrowanego w autorskim układzie zabezpieczającym koparki SchRs4600 K42 KWB Bełchatów, PA – przybliżony alternatywny przebieg przeciążenia w przypadku zastosowania idealnego diagnozera, Dkt – punkt zdiagnozowania stanu przeciążenia w rzeczywistym układzie, A1 – punkt odpowiadający zakończeniu realizacji działania na hamulcach przeciążeniowych

Metoda diagnozowania powinna spełniać kryterium *C* oceny idealnego sprzęgła, a jednocześnie umożliwiać uzyskiwanie jak najkrótszych czasów diagnozowania stanu TD (rys. 5, 7 i 9) o ile wymagane jest rozłączanie przed poślizgiem w sprzęgle. Analizując wyniki symulacji przeciążeń pod kątem oceny skuteczności układu zabezpieczającego nie można ignorować czasu TD, który wydłuża czas działania TA. Oceniając wyniki na bazie charakterystyki (rys. 11) lub przebiegu obciążenia

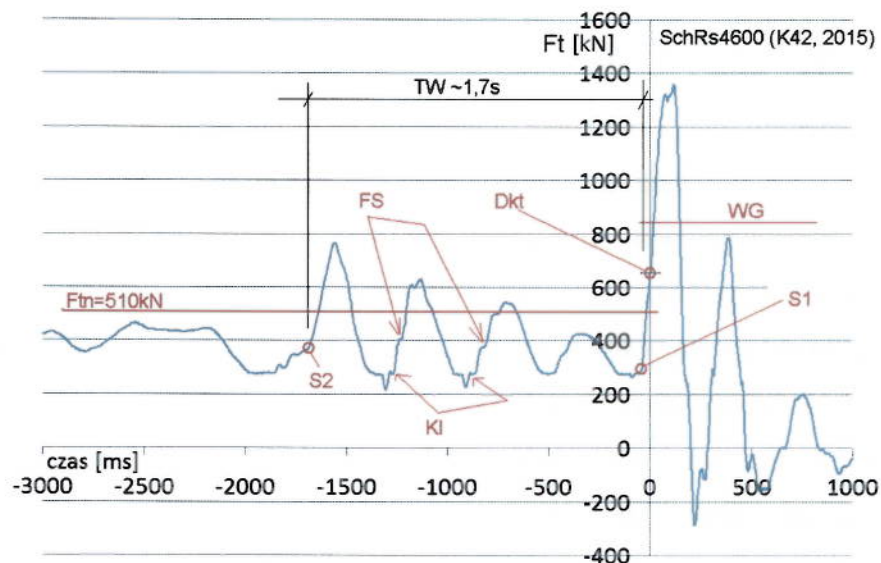
(rys. 9) należy odmierzyć czas TM od symptomu początku kolizji na elemencie związanym z wyjściem przekładni.

Optymalizacji metody diagnozowania dokonałem m.in. w swoich układach zabezpieczających koparek SchRs4600 (rys. 9). Dane pomiarowe i parametry pracy są w nim zapisywane w sposób ciągły i archiwizowane. Opracowane przeze mnie oprogramowanie na komputerze rejestrującym PC (rys. 14) na każdej maszynie analizuje pakiety danych wysyłanych przez układ diagnozujący UD. W przypadku stwierdzenia stanu przeciążenia w pliku wykazu wyłączeń zapisuje każdorazowo przebiegi z okresu 4s (rys. 10). To samo wykonuje urządzenie PI (rys. 14) zapisując wybrane dane na karcie SD. Do oceny stanu technicznego maszyn [B8] typu SchRs4600 i optymalizacji metody diagnozowania wykorzystałem zapisane dane. Dane wyselekcjonowane w stanach przeciążenia są odpowiednikami wybieranych przebiegów w kroku 9 (rys. 4). Optymalizacji metody diagnozowania wstępnie dokonywałem na wyselekcjonowanych przebiegach. Modyfikując algorytm identyfikacji stanu przeciążenia i nastawy uzyskiwałem skrócenie czasu TD. Następnie przeanalizowałem kilkumiesięczny przebieg sprawdzając liczbę zbędnych wyłączeń - takich, po których wykryciu nie wystąpi przekroczenie wartości granicznej obciążenia WG (rys. 7) i wyłączenie napędu.

Znaczenie czasów identyfikacji i realizacji działania w układzie zabezpieczającym

Efekty działania układu zabezpieczającego zależą od czasu TM (rys. 11). W układzie o zbyt wydłużonych czasach diagnozowania i/lub realizacji działania ograniczenie ekstremalnych obciążeń wyrażonych stopniem przeciążenia WP można uzyskać co jedynie poprzez zastosowanie sprzęgła poślizgowego i obniżanie jego nastawy WPN. W układzie gdzie sprzęgło przeciążeniowe jest zbyt blisko silnika nawet w ten sposób nie da się zredukować ekstremalnych wartości obciążeń uderowych. Dysponując dostatecznie szybkim sprzęgłem rozłącznym można ograniczyć przeciążenia poprzez optymalizację metody diagnozowania stanu w trakcie tego stanu (rys. 9).

Tylko w układach wnioskodawcy diagnozowanie i działanie może zakończyć się w czasie wzrostu obciążenia (rys. 9). W większość układów zabezpieczających czas TM przekracza 0,3s, przy czasie wzrostu obciążenia na poziomie 0,15s. Przykładowo na koparkach SchRs4000 dochodzi do 0,5s (rys. 3) i za każdym razem występuje symptom poślizgu w sprzęgłach przeciążeniowych (rys. 3). W 10-miesięcznym okresie rejestracji zaobserwowałem na tych maszynach przeciążenia o stopniu przeciążenia dochodzącym do 3,5. Spośród wszystkich koparek w największym stopniu powyżej 6 przeciążane były koparki SRs1800 (tab. 4).

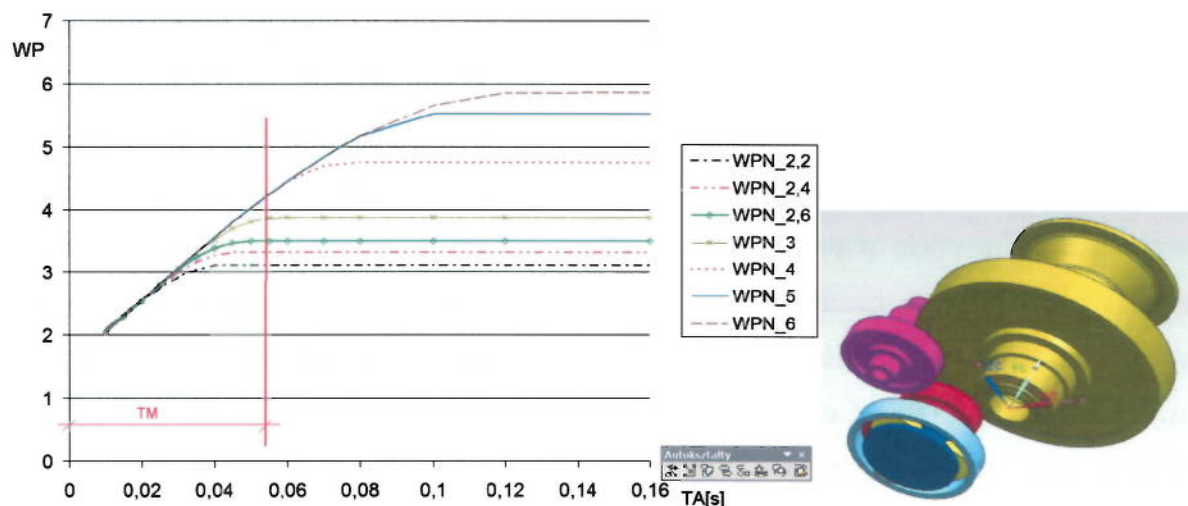


Rys. 10. Zarejestrowany w autorskim układzie zabezpieczającym przebieg siły obwodowej na kole czerpakowym koparki SchRs4600 K42 KWB Bełchatów w trakcie przeciążenia udarowego zakończonym rozłączeniem w hamulcach przeciążeniowych zidentyfikowanego na podstawie kryterium trendu w czasie 0, S1 i S2 – symptomy początku kolizji dwóch czerpaków z kamieniem, FS – fałszywe symptomy wynikające z kasowania luzów w mechanizmie urabiania KI, TW – okres wysypów, WG – nastawa wartości granicznej obciążenia

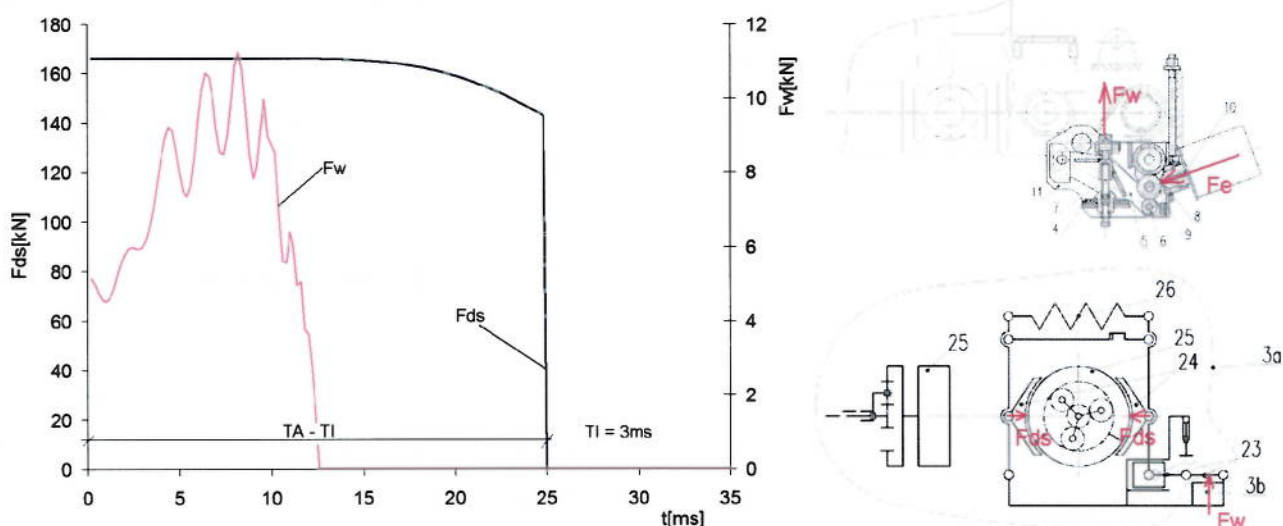
Rysunek 9 przedstawia graficznie istotną rolę czasu diagnozowania i jednocześnie metodę ograniczania przeciążeń poprzez takie optymalizowanie metody diagnozowania i nastaw, aby czas TD był jak najkrótszy. Niestety analizowane przebiegi obciążenia mechanizmu urabiania zawierają fałszywe symptomy FS (rys. 10). Są one związane z uderzeniami w mechanizmie w skutek kasowania luzów, np. po zmianie znaku siły w łączniku belki momentowej z ustrojem nośnym koparki. Występują losowo symptomy związane z wcześniejszymi kolizjami czerpaków z okresem wysypów TW (rys. 2, 3, 5 i 10).

Wyznaczanie charakterystyk układu zabezpieczającego i napędu

Wyznaczając czasy realizacji działania w elementach wykonawczych – czasu rozłączenia TA – na etapie projektowania należy wykonać symulację numeryczną działania mechanizmu. W czasie TA należy uwzględnić opóźnienie realizacji działania TI (rys. 12) w mechanizmie wynikające z zastosowania elementów indukcyjnych. Skrócenie czasu TI można uzyskać poprzez zasilanie elementów indukcyjnych w stanie przepięcia [B6] – praktycznie jest to warunek uzyskania dostatecznie krótkiego czasu TA.



Rys. 11. Przykładowa charakterystyka projektowanego układu napędowego dla koparki SRs1800 KWB Konin z planowanymi sprzęgłami przeciążeniowymi na wałkach słonecznych stopni obiegowych – stopień przeciążenia napędu WP w funkcji stopnia przeciążenia wywołującego poślizg w sprzęgle WPN i czasu rozłączania od początku przeciążenia udarowego



Rys. 12. Przebiegi jako wyniki symulacji działania elementów wykonawczych w autorskim układzie zabezpieczającym koparki SchRs4600: Fds – siły docisku szczęk hamulca przeciążeniowego koparki SchRs4600 i Fw – siły mechanizmu inicjującego rozłączenie hamulca, TI – czas opóźnienia wzrostu siły Fe w elektromagnesie mechanizmu od chwili wysłania sygnału sterującego z układu diagnozującego, elektromagnes EMSG63-12VDC, początkowe napięcie zasilania 150V, pojemność zasilacza pojemnościowego 880 μ F

Budowa charakterystyki układu napędowego w kroku 8 (rys. 4) polega na wykonaniu wielu symulacji przeciążeń zmieniając czas rozłączania TA w sprzęgle rozłącznym i nastawę stopnia przeciążenia w sprzęgle poślizgowym. Charakterystyka WP(TA, WPN) ukazuje ekstremalne wartości stopnia przeciążenia napędu (rys. 8). Dzięki niej można szybko określić wymagania odnośnie układu zabezpieczającego lub przewidzieć skutki założeń projektowych. W przypadku sprzęgieł

poślizgowych nastawa WPN musi umożliwić uzyskanie żądanej wydajności [B8]. Zastosowanie sprzęgła poślizgowego dostatecznie blisko wyjścia przekładni umożliwia uzyskanie dopuszczalnych stopni przeciążenia nawet bez rozłączania, ale wówczas sprzęgło musi być wyjątkowo skutecznie aktywnie zabezpieczone przed przegrzaniem [B7]. Zastosowanie sprzęgła zbyt blisko silnika uniemożliwia osiągnięcie poprawy sytuacji nawet z zastosowaniem idealnego diagnozera. Użycie sprzęgła rozłącznego bez możliwości poślizgu wymaga zastosowania wyjątkowo skutecznej metody diagnozowania stanu i szybkiego sprzęgła jak najbliżej koła czerpakowego – w mojej ocenie takie rozwiązanie nie gwarantuje skutecznej ochrony układu głównego.

Wyniki prac stanowiących osiągnięcie naukowe były prezentowane m.in. w wyróżnionych publikacjach [B1-B12]. W pracach B3-B7 przedstawiono szczegóły dotyczące metody identyfikacji i ograniczania przeciążeń ekstremalnych. W pracach B1, B2, B8, B9, B11 przedstawiono elementy metody związane z identyfikacją przeciążeń ekstremalnych i ocenami stanów technicznych koparek wielonaczyniowych. W pracach B2, B4, B12 przedstawiono elementy metody związane z modelowaniem i symulacjami numerycznymi. Prace B3, B4, B6-B8, B10 zawierają opisy realizacji metody i uzyskane wyniki na obiektach technicznych wyposażonych w układy zabezpieczające wg projektów wnioskodawcy. Prace B1, B3, B8 przedstawiają problematykę degradacji mechanizmów urabiania, identyfikacji uszkodzeń i analiz ich przyczyn.

2. Innowacyjne mechatroniczne układy zabezpieczające dla koparek SchRs4600 i KWK1500.1

Osiągnięcie naukowe autora powyższego wniosku (wnioskodawcy), w rozumieniu Ustawy o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki z dnia 14 marca 2003 r. z późniejszymi zmianami, stanowią osiągnięcia techniczne w postaci innowacyjnych mechatronicznych układów zabezpieczające dla koparek SchRs4600 i KWK1500.1.

Układy zabezpieczające dla koparek SchRs4600 i KWK1500.1 są różne i dotyczą różnych typów maszyn o odmiennych budowach mechanizmów urabiania i ustroju nośnego. Podobieństwo między nimi polega na zastosowaniu:

- mikroprocesorowych układów pomiarowych diagnozujących stan przeciążenia napędu głównego bazując na pomiarze mechanicznych obciążeń na belkach momentowych przekładni głównych,
- metody ograniczania przeciążeń ekstremalnych poprzez sterowanie napędami obrotu nadwozia, co umożliwia w wielu przypadkach przeciążeń wyłączenia napędów głównego i pomocniczych,
- sprzęgieł przeciążeniowych wbudowanych w przekładnię.

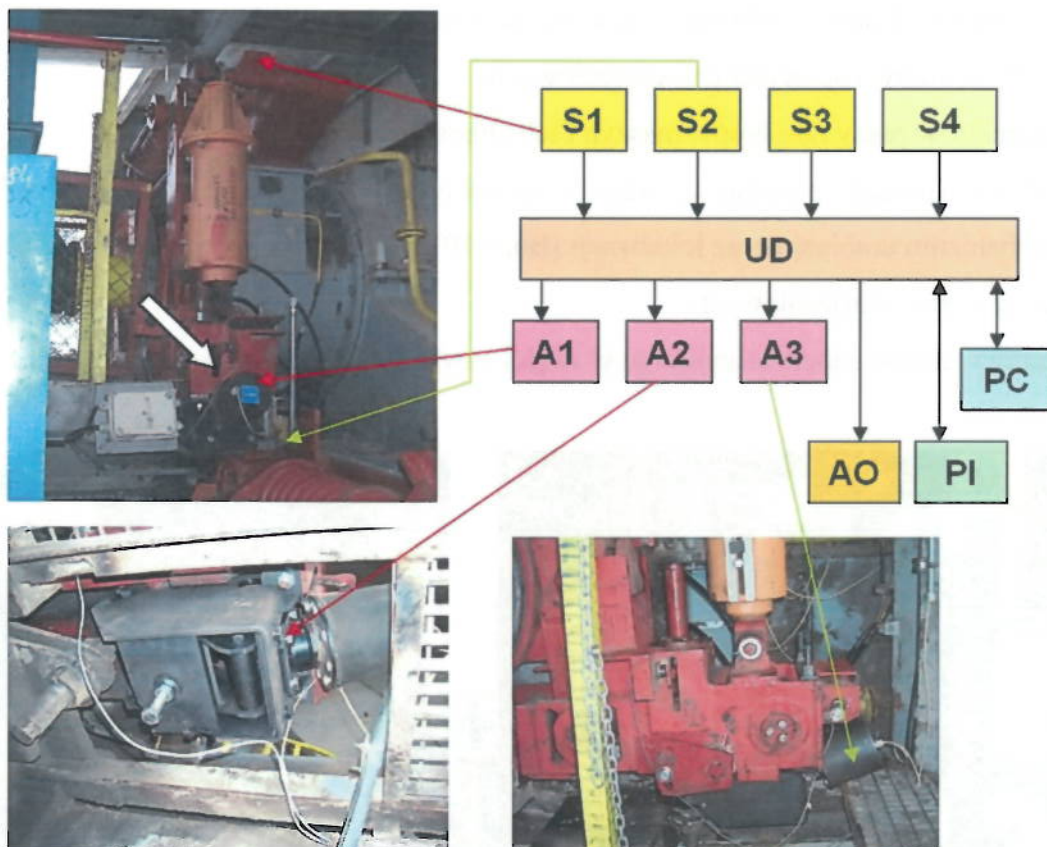
Różnice między układami zabezpieczającymi na koparkach SchRs4600 i KWK1500.1 wynikają z:

- liczby silników i sprzęgieł przeciążeniowych,
- parametrów pracy obu typów maszyn i ich charakterystyk,
- budowy sprzęgła przeciążeniowego i sposobu jego połączenia z pozostałymi elementami mechanizmu urabiania oraz lokalizacji [B6, B10],
- zakresu prac wdrożeniowych,
- budowy układu zabezpieczającego w części zawierającej elementy automatyki.



Rys. 13. Elementy układu zabezpieczającego na koparce K41: UD – układ sterujący, A1 i A2 – układy wykonawcze na hamulcach przeciążeniowych górnym (G) i środkowym (S), M – modyfikator prędkości zadanej w kabinie operatora tylko na K41 pośredniczy w sterowaniu analogowym układem sterowania napędami obrotu nadwozia, na K42 i K43 układy sterowania są programowalne i sterowane bezpośrednio z UD

Wkład wnioskodawcy w projekt i wykonanie układów zabezpieczających, dotyczy wszystkich etapów jego realizacji, od opracowania koncepcji i projektu wstępnego poprzez badania numeryczne, modelowe i doświadczalne na koparkach, opracowanie projektu technicznego, nadzór nad produkcją elementów mechanicznych, kontrola jakości, osobisty montaż urządzeń wykonawczych i badania stanowiskowe, projekt, wykonanie i oprogramowanie wszystkich elementów automatyki, opracowanie sposobu realizacji wszystkich funkcji, montaż na maszynach, uruchomienie, optymalizacja nastaw, szkolenie służb kopalnianych, serwis, wykonywanie komponentów rezerwowych, doskonalenie rozwiązań w cyklach kolejnych wdrożeń i lat eksploatacji, rozbudowy układów o urządzenia do ciągłej rejestracji, przetwarzania danych i analizy. Procentowy udział w opracowaniu rozwiązania technicznego przekracza 80% na wszystkich etapach.



Rys. 14. Mechatroniczny autorski układ zabezpieczenia napędu na koparce SchRs4600 K43 KWB Bełchatów: UD – układ sterowania (diagnozer), S1, S2, S3 – czujniki pomiaru obciążenia na hamulcach przeciążeniowych G, S i D, S4 – czujnik pomiaru obciążenia na belce momentowej przekładni głównej, AO – układ sterowania obrotem nadwozia koparki, PI – panel informacyjny w kabinie operatora do ręcznej inicjalizacji rozłączenia w sprzęgłach, PC – komputer archiwizacji i przetwarzania danych pomiarowych połączony z siecią przemysłową

Metodę identyfikacji i ograniczania przeciążeń ekstremalnych zrealizowałem w układzie zabezpieczającym, który zaprojektowałem dla koparek typu SchRs4600. Na 3 tego typu koparkach pracujących na Polu Szczerców KWB Bełchatów przed wdrożeniem moich układów zabezpieczających obserwowano bardzo szybki proces degradacji mechanizmów urabiania [B3, B7, B8]. Na nowo powstałej odkrywcze na początku XXI w. stwierdzono występowanie bardzo dużej liczby głazów narzutowych poniżej pierwszego poziomu. Od 2006r. wykonywałem dla KWB Bełchatów wiele innych prac związanych z rozwiązywaniem problemów technicznych i ocenami stanów technicznych. W 2007r. sytuację na koparkach SchRs4600 oceniono na wyjątkowo poważną mimo, że mechanizmu urabiania tych maszyn od początku zawierały stopnie preselekcyjne z hamulcami przeciążeniowymi sterowanymi mechanicznie. Co kilka tygodni w przekładniach głównych stwierdzano nowe uszkodzenia. Podejrzenia przyczyn degradacji dotyczyły: jakości wykonania kół zębatach, nastaw mechanicznych sprzęgieł i ich zmienności, odchyłek korpusów przekładni i ich sztywności. W trakcie przeciążeń często 1 lub 2 silniki pozostawały stale sprzężone

z przekładnią główną. W roku 2008 podjąłem się opracowania i wykonania układu zabezpieczającego dla koparek SchRs4600. Po opracowaniu koncepcji, prezentacji wstępnych rozwiązań i założeń projektowych w ramach konsultacji z inżynierami podjęliśmy decyzję, że nie będzie zmian w obrębie przekładni, a zmiany na hamulcach przeciążeniowych będą dotyczyły zabudowy elementów wykonawczych nowego układu zabezpieczającego. Wstępne wyniki symulacji rozłączeń na hamulcach przeciążeniowych wskazywały, że jest możliwe zrealizowanie działania inicjowanego elektrycznym sygnałem sterującym na hamulcu w czasie poniżej 0,04s. Bazując na ówczesnych własnych doświadczeniach z badań na koparkach i na modelach numerycznych stwierdziłem, że poprawę sytuacji uzyska się poprzez:

- ujednolicenie czasów rozłączeń na wszystkich hamulcach przeciążeniowych i uniezależnienie ich od precyzji regulacji przez służby kopalnianie,
- obniżenie poziomu obciążenia, od którego możliwe jest zdiagnozowanie stanu przeciążenia – skrócenie czasu diagnozowanie.

W 2008r. opracowałem projekt i kompletną dokumentację techniczną części mechanicznej układu, zmontowałem mechanizmy, zamontowałem na hamulcach przeciążeniowych. Do połowy lutego 2009r. opracowałem projekt, wykonałem wszystkie elementy automatyki (rys. 13, 14), napisałem oprogramowanie układowe, przetestowałem na koparce K43 i wyskalowałem tory pomiarowe. Z założenia układ zabezpieczający miał zachować możliwość zadziałania w sposób mechaniczny. Mechanizm urabiania nie zawiera sprzęgieł hydrokinetycznych, zatem brak rozłączenia w dowolnym sprzęgle z powodu awarii części układu mechatronocznego w przypadku przeciążenia udarowego miałby skutki potencjalnie katastrofalne.

Po kilkumiesięcznym okresie testowym w 2009r. podjęto decyzję o dopuszczeniu nowego układu do ruchu. Równolegle ustaliłem nastawy w warunkach eksploatacji (rys. 7), przeszkoliłem służby kopalnianie różnych działów i napisałem Dokumentację Techniczną Ruchową UZNKC koparek SchRs4600, która przedstawia i rozwiązuje wszystkie aspekty eksploatacji układu zabezpieczającego. W tym samym roku pierwsze wyniki przedstawiłem na konferencji [B3], gdzie moja praca została wyróżniona. W 2009 roku rozpocząłem kolejne wdrożenie układu na bliźniaczej koparce K42.

Wstępne badania czasu realizacji rozłączenia w hamulcach od zadania elektrycznego sygnału sterującego wskazywały czas T_A 36ms. W trakcie stanowiskowych testów mechanizmów z elektromagnetycznymi urządzeniami wg własnego projektu dokonałem modyfikacji powodującej skrócenie czasu T_A do 26ms (-28%) [B7, B5].

W 2011r. zrealizowałem funkcję sterowania napędem obrotu nadwozia [B7]. W latach 2009-2011 wykonywałem szereg przez siebie zaplanowanych badań w których na 3 koparkach SchRs4600 dokonywałem synchronicznego pomiaru przyspieszeń na ustroju nośnym (zazwyczaj powyżej 16.

torów pomiarowych) i parametrów pracy układu zabezpieczającego i maszyny. W latach 2010-2013 realizowałem projekty badawczy i rozwojowy związane z tematyką przeciążeń m.in. na koparkach SchRs4600. W roku 2011 zakończyłem wdrażanie układu zabezpieczającego na wszystkich SchRs4600 z funkcją sterowania obrotem nadwozia. Koparka K41 (rys. 1) zawiera taki sam mechanizm urabiania jak koparki K42 i K43, ale:

- realizowany jest na niej proces urabiania w obu kierunkach obrotu koła czerpakowego – układ diagnozujący musi działać niezależnie od znaku obciążenia,
- zawiera analogowy układ sterujący napędami obrotu nadwozia – stąd potrzeba opracowania modyfikatora prędkości zadanej M (rys. 12),
- ma nadwozie pełnowymiarowe od innej charakterystyce niż nadwozia mniejszych koparek jak K42 – wymaga innych nastaw dotyczących kryteriów działania w układzie mechatronicznym.

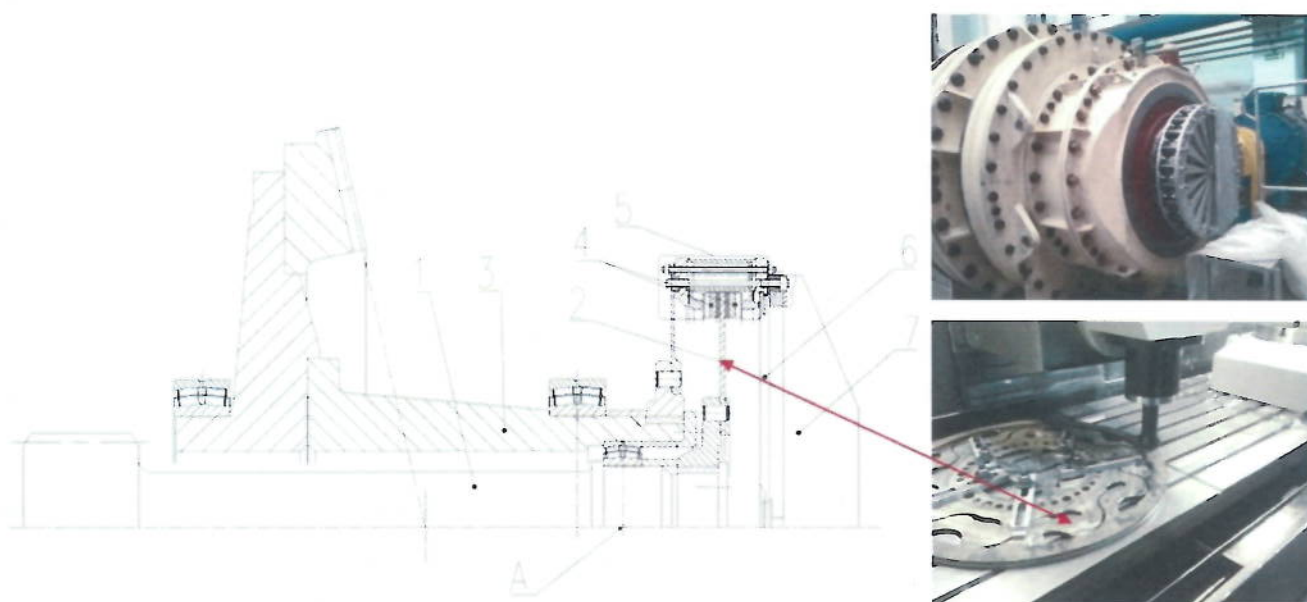
Efekty wdrożenia układu zabezpieczającego wg mojego projektu były natychmiastowe:

- **zatrzymanie procesu przyspieszonej degradacji mechanizmu urabiania** (nawet na kołach zębatach z ubytkami na powierzchniach czynnych zębów dochodzących do 50%),
- polepszenie jakości obsługi świadczonej przez służby kopalniane w obszarze sprzęgła przeciążeniowych i napędu obrotu nadwozia,
- zmniejszenie liczby wyłączeń (czas powrotu gotowości pracy 25-40s),
- zwiększenie wygody i bezpieczeństwa pracy operatorów – operator może wykonywać mniej czynności niż wcześniej i posiada możliwość zainicjowania wyłączenia wszystkich sprzęgła w celu przyspieszenia wznowienia procesu technologicznego – nie musi tego robić na przekładni. maszyny uzyskują wydajności teoretyczne, a na górnych poziomach nawet powyżej 170%,
- ułatwiono i przyspieszono ok. 10-krotnie realizowanie okresowych nastaw mechanicznych w części oryginalnej sprzęgła,
- w sprzęgłach przeciążeniowych napędu głównego i obrotu nadwozia przywrócono nastawy zgodnie z DTR koparek – nie dotyczy nastaw w układzie mikroprocesorowym UD, który przyspiesza działanie.

Zdegradowane koła zębate przekładni głównych koparek K41-43 wymieniono do 2013r.. Na koparkach K42 i K41 zastosowano koła wg projektu biura konstrukcyjnego KWB Bełchatów podwyższając ich momenty bezwładności. W mojej ocenie była to błędna zmiana. Koła szczególnie na stopniach szybkobieżnych powinny być optymalizowane z uwzględnieniem ich momentu bezwładności. Polepszając rozkłady sztywności wieńców kół zębatach poprzez zwiększenie grubości wieńców zwiększa się trwałość tych kół, ale jednocześnie zwiększa obciążenia ekstremalne elementów bliżej koła czerpakowego.

Odnosząc się do konkurencyjnych rozwiązań, to mają one co najmniej 4 razy szybsze, a tamte [20, 21] nie zapewniają możliwości rozłączenia w czasie wzrostu przeciążenia. Ich działanie praktycznie jest takie jak w sprzęgłach poślizgowych i rozłączaniem dopiero po przeciążeniu udarowym (rys. 3).

W latach 2008-2009 w KWB Bełchatów zmodernizowano pierwszą z koparek SRs2000 [14] i zastosowano układ konkurencyjny, który nie spełnia kryterium czasowego przewidzianego dla sprzęgła rozłącznych. Zarówno czas diagnozowania i jaki czas rozłączania $>0,15s$ są zbyt długie (łącznie $>0,3s$), aby możliwe było działanie w stanie przeciążenia udarowego. W latach 2014-2015 wykonywałem badania długoterminowe obciążeń mechanizmu urabiania na wszystkich koparkach SRs2000, które urabiają złożę węgla i nie stwierdziłem na nich przeciążeń udarowych.



Rys. 15. Sprzęgło przeciążeniowe SKPB214 wg projektu wnioskodawcy na zmodernizowanej przekładni KPB214-194-SP i tarcza sprzęgłowa 2, A – punkt obrotu wałka słonecznego w wyniku przemieszczeń promieniowych zębniaka słonecznego 1, 5 – zacisk sprzęgła

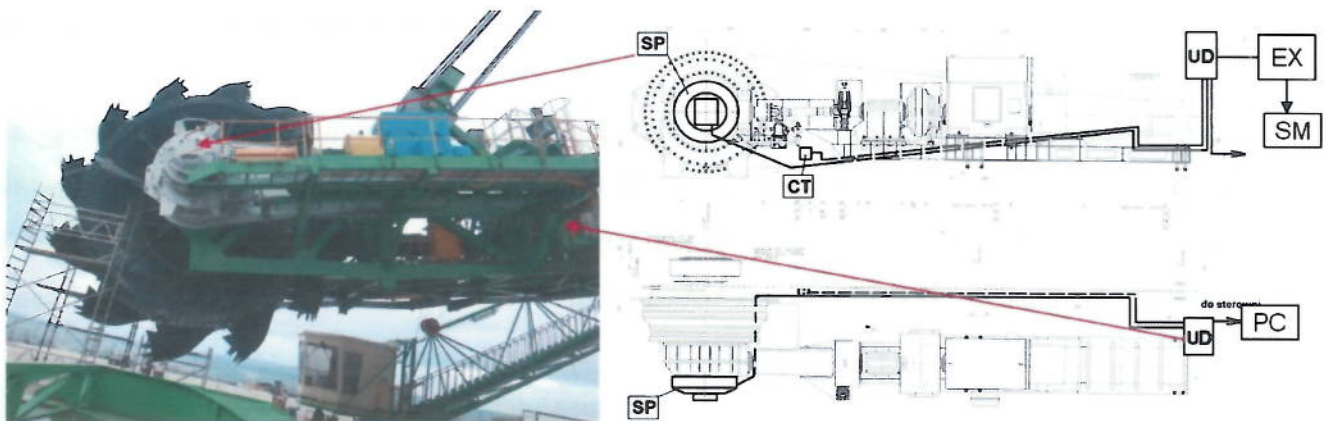
Realizacja układu zabezpieczającego na koparce KWK1500.1

Kolejną realizacją układu zabezpieczającego wg mojego projektu dotyczy zupełnie inne koparki KWK1500.1. Osiągnięty sukces w KWB Bełchatów zachęcił inżynierów KWB Turów do umieszczenia w warunkach zamówienia nowej koparki K18 wymogu zastosowania sprzęgła przeciążeniowego. Z założenia koparka KWK1500.1 miała mieć podobną sylwetkę do koparek KWK1500s i dziedziczyć wiele rozwiązań poprzednich. Mechanizmy urabiania koparek KWK1500s zawierają przekładnię stożkowo-planetarną KPB214-194 i sprzęgło hydrokinetyczne rozruchowe. Nowy układ miał zawierać dodatkowo sprzęgło przeciążeniowe. Moja koncepcja realizacji układu zabezpieczającego zawierającego nowe sprzęgło [B10] umiejscowione pomiędzy stopniem stożkowym

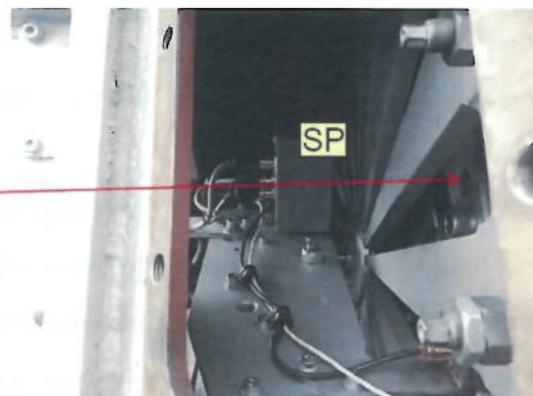
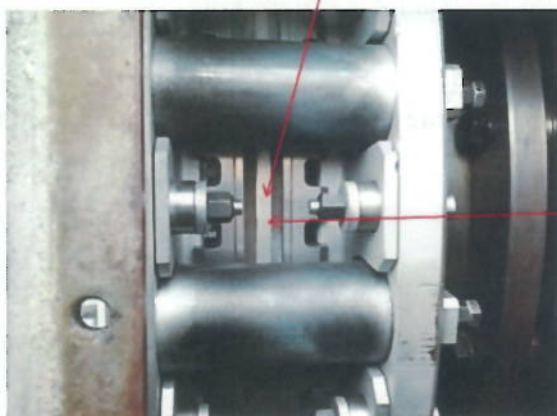
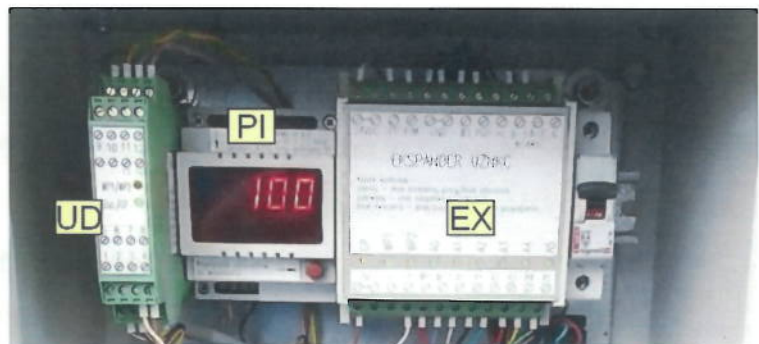
i planetarnym została zrealizowana (rys. 15-17). Nowy układ zabezpieczający zaprojektowałem od podstaw. Sprzęgło przeciążeniowe mechatronicznego systemu bezpieczeństwa maszyny opracowałem dla nowej koparki KWK1500.1 KWB Turów. Nowa koparka jest konstrukcyjnie podobna koparek KWK1500s. Sprzęgło jest zabudowane wewnątrz przekładni KPB214-194-SP (rys. 1.2, 1.3), która ma takie same parametry jak przekładnia KPB214-194 bez sprzęgła przeciążeniowego.

Oryginalność rozwiązania [B10] wynika stąd, że:

- sprzęgło umiejscowione jest pomiędzy stopniem stożkowym i planetarnym bez zastosowania dodatkowych sprzęgieł wprowadzających stopnie swobody lub zwiększających podatność połączeń,
- wałek słoneczny poprzez kołnierz jest zamocowany do tarczy sprzęgłowej o relatywnie bardzo małym momencie bezwładności (rys. 15),
- zacisk sprzęgła jest zamocowany do tulei koła stożkowego,
- modernizacja przekładni nie wymagała zmian przełożeń,
- sprzęgło suche znajduje się w komorze poza właściwym korpusem przekładni, co ułatwia prace serwisowe,
- sprzęgło może pracować w trybie poślizgowym i rozłącznym,
- zacisk sprzęgła charakteryzuje się sztywnością umożliwiającą rozłączanie w czasie poniżej 0,02s,
- wałek słoneczny jest łożyskowany wewnątrz tulei koła stożkowego możliwie blisko tarczy sprzęgłowej, jednakże bicie zębniaka słonecznego wywołuje przemieszczenia centralnej części tarczy sprzęgłowej względem zacisku sprzęgła, co wymagało odpowiedniego ukształtowania tarczy sprzęgłowej, która musi zapewnić podatność głównie w kierunku promieniowym,
- sprzęgło wraz z kontrolerem sprzęgła wiruje i jest przez magistralę danych połączone z układem diagnozującym stan pracy napędu, diagnozowanie stanu, wymiana danych w tym sygnały sterujące odbywa się cyklicznie w częstotliwością ok. 500Hz, która jest wystarczająca do szybkiej identyfikacji stanu zagrożenia przeciążeniem,
- układ diagnozujący posiada dodatkową funkcję ograniczania liczby wyłączeń poprzez zwalnianie obrotu nadwozia koparki na podstawie symptomów poprzedzających przeciążenie.



Rys. 16. Elementy mechatronicznego układu zabezpieczającego napęd główny i ustrój nośny koparki KWK1500.1 K18 w trakcie jej budowy w 2013r.: SP – sprzęgło przeciążeniowe z kontrolerem sprzęgła, UD – układ diagnozujący, CT – tensometryczny punkt pomiaru obciążenia na bece momentowej przekładni, EX – układ pośredniczący w komunikacji z układem sterowania maszyną SM, a w tym do sterowania obrotem nadwozia, PC – układ do ciągłej rejestracji danych pomiarowych z UD połączony z internetem



Rys. 17. Sprzęgło przeciążeniowe z kontrolerem sprzęgła SP na przekładni i pozostałe urządzenia układu zabezpieczającego wg projektu wnioskodawcy, PI – panel informacyjny w skrzynce układu zabezpieczającego

Zamontowanie tarczy sprzęgłowej na wałku słonecznym spowodowało występowanie bicia promieniowego ok. 0,1mm centralnej części tarczy sprzęgłowej względem jej okładzin. Bicie to wynika z bicia zębniaka słonecznego na poziomie 0,8mm w ramach wyrównywania obciążeń kół obiegowych. Kształt [13] tarczy sprzęgłowej (rys. 17, 15) wynika z potrzeby uzyskania wymaganej

podatności i wytrzymałości w zakresie zmęczeniowym. To szczególne rozwiązanie tarczy sprzęgłowej jest opublikowane w opisie patentu [13].

Układ mechatroniczny zawiera w części elektrycznej takie urządzenia jak: kontroler sprzęgła na sprzęgle SP (rys. 16, 17), układ diagnozujący UD dokonujący diagnozowania stanu na podstawie sygnału z czujnika tensometrycznego na belce momentowej przekładni (rys. 16), ekspander EX pośredniczący pomiędzy systemem sterowania maszyny i systemem bezpieczeństwa napędu głównego.

Zastosowanie układu zabezpieczającego z sprzęgłem przeciążeniowym wg wynalazku spowodowało obniżenie poziomu ekstremalnych wartości siły obwodowej na kole czerpakowym w stosunku 4,4/2,5 (tab. 4).

Sprzęgło przeciążeniowe posiada szersze zastosowanie w podobnych lokalizacjach w przekładniach napędów kół czerpakowych, np. koparek SRs1800 i innych napędach jak napędy obrotu koparek SchRs4600.

Dotąd powstały 3 egzemplarze sprzęgła typu SKPB214 przewidzianego do zabudowy w przekładni KPB214-194-SP, w tym 2 w ramach umowy dostawy do PGE GiEK S.A. O. KWB Turów.

Zakres prac wdrożeniowych obejmował:

- Opracowanie i wprowadzenie zmian konstrukcyjnych w przekładni KPB214-194 pod kątem dostosowania do zabudowy sprzęgła przeciążeniowego w wyniku czego powstał nowy typ przekładni z dodatkowo zmienionym połączeniem przekładni z wałem koła czerpakowego wg autorskich patentów [11 i 12].
- Wykonanie sprzęgła przeciążeniowego SKPB214 wraz z mikroprocesorowym układem kontroli i sterowania.
- Montaż sprzęgła, zainstalowanie i regulację układu.

Przekładnia była wyprodukowana jako nowa w ramach zamówienia na nową koparkę.

Mój wkład w powstaniu nowego układu zabezpieczającego dla koparki KWK1500.1 obejmował:

- określenie wymaganych parametrów układu zabezpieczającego z sprzęgłem i jego lokalizacji,
- opracowanie metody diagnozowania stanu i sposobu realizacji działań zapobiegających przeciążeniu mechanizmu urabiania i ustroju nośnego,
- kompleksowy projekt układu we wszystkich jego częściach,
- konstruowanie wspomagane MES, opracowanie pełnej dokumentacji technicznej sprzęgła, połączenia sprzęgła z elementami przekładni (połączenia kołkowe), obudowy sprzęgła,

- nadzór nad wykonaniem elementów mechanicznych, osobisty montaż sprzęgła, wykonane na nim tensometrycznych punktów pomiarowych wspomagane analizą pól odkształceń na modelach MES, wykonanie badań sprzęgła na stanowiskach badawczych,
- zaprojektowanie mikroprocesorowych układów automatyki, wykonanie komponentów, opracowanie protokołu komunikacji między urządzeniami w cyklu diagnostycznym, opracowanie oprogramowania wbudowanego,
- montaż, uruchomienie i wyregulowanie układu na maszynie, kontrola prawidłowości działania z systemem maszyny,
- optymalizacja nastaw, metody diagnozowania stanu i sposobów realizacji działania.

W przeciwieństwie do układu zabezpieczającego na koparkach SchRs4600 układ zabezpieczający koparki KWK1500.1 warunkuje działanie maszyny – musi zgłaszać pełną gotowość pracy i bez stanów awaryjnych, aby koparka mogła pracować. Między układem zabezpieczającym i systemem sterowania maszyną musi być niezawodna komunikacja. Sprzęgło wymaga aktywnej ochrony przed przeciążeniem termicznym. Ze względu na relatywnie wysoką dynamikę siły kopania zastosowałem rozwiązania umożliwiające czasowe przebywanie w stanie przeciążenia dopuszczalnego, unikanie wyłączeń napędów.

Rozwiązania układu zabezpieczającego na koparkach SchRs4600 i KWK1500.1 są pod ochroną patentową i opisane w publikacjach patentów [B7, B10, 13],

Opracowanie i wdrożenie nowego sprzęgła dla koparki KWK1500.1 spowodowało:

- ograniczenie maksymalnym przeciążeń działających w mechanizmie urabiania koparki KWK1500.1 i na konstrukcję nośną maszyny od strony koła czepakowego z stopnia 4,4 do 2,5 – zwiększenie trwałości przekładni, pozostałych elementów mechanizmu urabiania, koła czepakowego, konstrukcji nośnej koparki. Ekstremalne wartości siły obwodowej nie przekraczają maksymalnej projektowej wartości siły działającej na konstrukcję nośną,
- ograniczenie możliwości swobodnego przeciążania maszyny powyżej dopuszczalnych wartości oraz zwiększyło bezpieczeństwo maszyny. Układ napędowy podlega limitowanym przeciążeniom w mniejszym stopniu zależnych od operatora,
- powstanie nowego rozwiązania, które w tej samej lub podobnej postaci może być wdrożone w innych, konstrukcyjnie zbliżonych przekładniach koparek, np. KWK1500s, SRs1800. Pogarszające się warunki urabiania utworów w istniejących kopalniach i nowych lokalizacjach wymuszają potrzebę dostosowania układów napędowych, a sprzęgło wg wynalazku spełnia wymagania i dopasowane jest do wiodących rozwiązań przekładni.

Awarie powodowane przeciążeniami uderowymi obejmują mechanizm urabiania i konstrukcję nośną. Należy spodziewać się zmniejszenia kosztów remontów.

Koszt przekładni KPB214 wynosi ~25mln PLN. W przypadku koparek SchRs4600 koszt remontu przekładni jest większy, przykładowo całkowity koszt remontu przekładni z wymianą kompletu kół zębatach na nowe wg dokumentacji oryginalnej na koparce K43 sięgnął 10mln PLN.

W roku 2015 za sprzęgło przeciążeniowe otrzymałem Nagrodę Prezesa Rady Ministrów.

3. Oryginalne na skalę światową połączenie przekładni z kołem czepakowym poprzez wał dwuczęściowy scalany klejem kompozytowym

Kolejne osiągnięcie naukowe autora powyższego wniosku (wnioskodawcy), w rozumieniu Ustawy o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki z dnia 14 marca 2003 r. z późniejszymi zmianami, stanowi osiągnięcie techniczne w postaci oryginalnego połączenia przekładni z kołem czepakowym z dwuczęściowym wałem scalanym klejem kompozytowym.

Połączenie przekładni z kołem czepakowym z oryginalnym rozwiązaniem wału koła czepakowego opracowałem dla koparki KWK1500.1 (rys. 16). W warunkach zamówienia koparki K18 dla KWB Turów istniał zapis wymagający wykonanie połączenia przekładni w kołem czepakowy wg mojej dokumentacji, co oznaczało modernizację przekładni KPB214-194 przynajmniej od strony jej wyjścia niezależnie od wyboru głównego wykonawcy (rys. 18). Połączenie opracowane dla koparek KWK1500s i KWK1500.1 posiada wiele cech wspólnych z innym podobnym połączeniem [12, 13], które opracowałem dla koparek KWK1200M i nich było 4-krotnie wdrażane. Geneza projektu i potrzeba opracowania nowych połączeń była publikowana [3]. Weześniej było stosowane połączenie dociskowe. Celem modernizacji połączeń było:

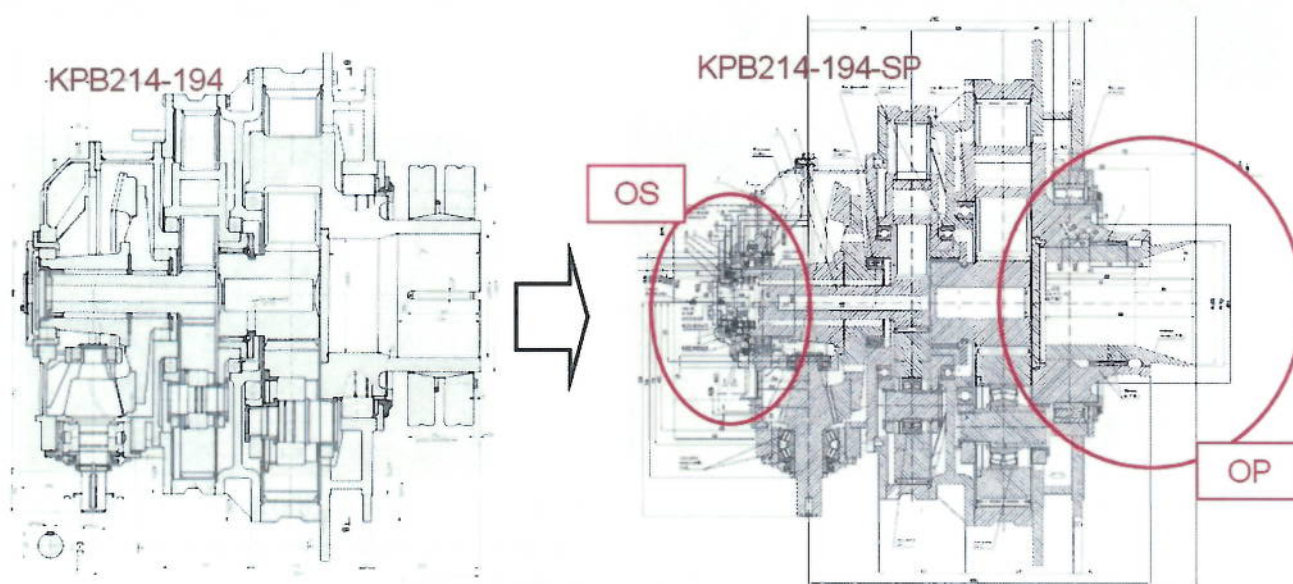
- skrócenie czasu montażu/demontażu przekładni na wale koła czepakowego z tygodnia do kilku godzin,
- umożliwienie demontażu bez start materiałów – bywały przypadki zatarcia połączeń dociskowych w stopniu wymagającym przecięcia wału koła czepakowego.

Zastosowane rozwiązania są pod ochroną patentową i opisane w ich publikacjach [11, 12]. W roku 2011 za tego typu połączenia otrzymałem Nagrodę Prezesa Rady Ministrów, rozwiązania były nagradzane też na zagranicznych wystawach. Połączenie kształtowe przewidziane dla koparek KWK1500s zostało wdrożone na koparce KWK1500.1 K18 KWB Turów. Zrealizowano w nim śmiałą koncepcję zastosowania kleju kompozytowego do połączenia dwóch detali wału koła czepakowego:

1. precyzyjnie wykonanej tulei uzębionej z materiału o lepszych własnościach wytrzymałościowych i dopasowanej do jarzma przekładu przez producenta przekładni,

2. właściwego wału koła czepakowego o długości ok. 6m i średnicy czopa pod łożysko główne $\varnothing 670$ wykonywanego z materiału o gorszych właściwościach wytrzymałościowych u innego dostawcy.

Ograniczenia rozmiarów połączenia kształtowego powodują wymóg zastosowania materiałów o właściwościach wytrzymałościowych znacznie przekraczające właściwości odkuwek, z których wykonuje się wały kół czepakowych. Opracowałem kilka koncepcji realizacji połączenia, wstępnie obliczyłem i zwymiarowałem. Po ich przedstawieniu wybraliśmy rozwiązanie z zastosowaniem kleju kompozytowego, które wymagało przeprowadzenia badań kompozytu dotąd nie stosowanego w tego typu aplikacjach i warunkach eksploatacji, co wymagało rozwiązania kilku problemów konstrukcyjnych i technologicznych.

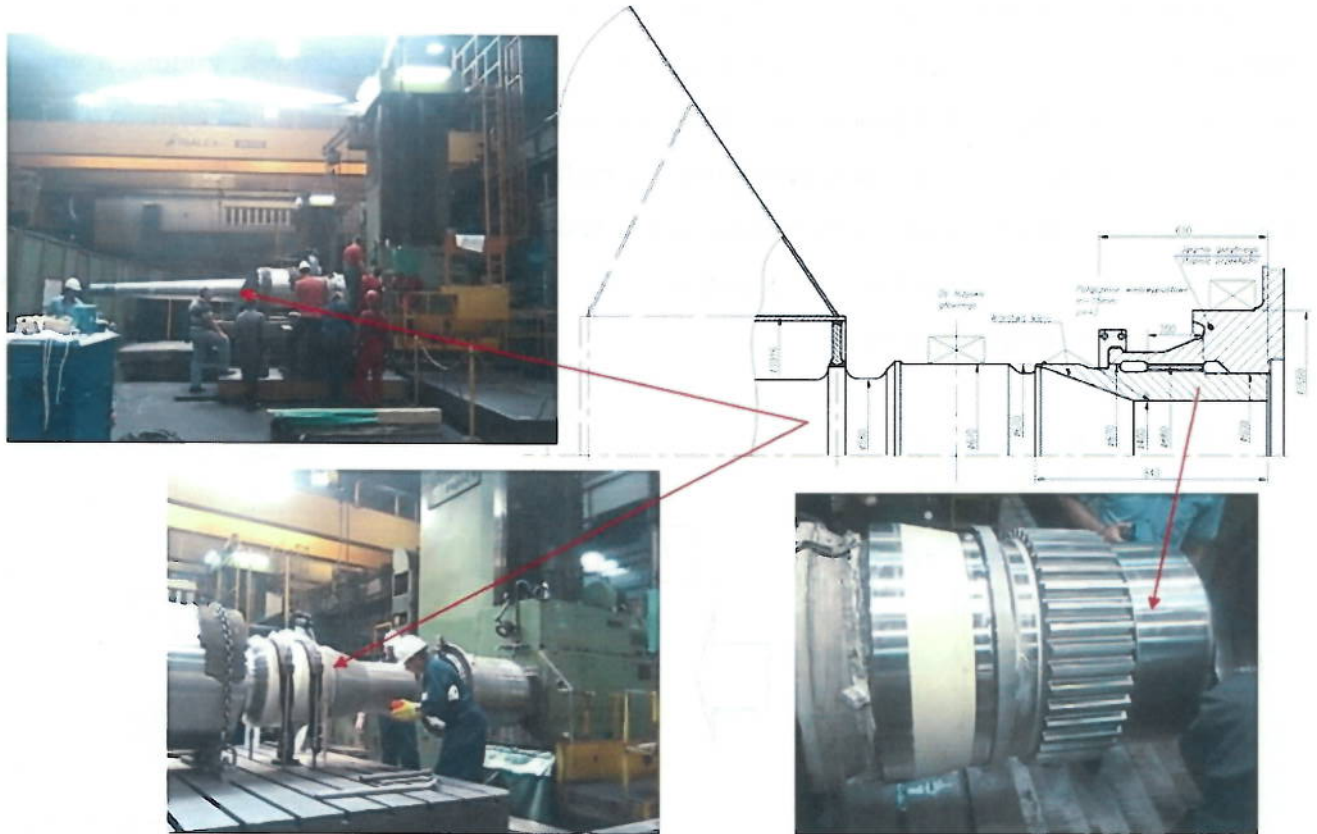


Rys. 18. Zmiany dokonane w przekładni napędu głównego koparki KWK1500.1 K18 KWB Turów przy współdziale wnioskodawcy: OS – w celu zamocowania sprzęgła przeciążeniowego, OP – w ramach modernizacji połączenia z kołem czepakowym wg projektu wnioskodawcy

W porównaniu z rozwiązaniem dla koparki KWK1200M w połączeniu przekładni z kołem czepakowym koparki KWK1500.1 występują:

- połączenie wielowypustowe z tym samym modulem, ale większą liczbą zębów,
- ten sam sposób zabezpieczenia przekładni przed zsunięciem z wału i podobieństwo budowy w obrębie połączenia tulei jarzma z wałem,
- odmienne rozwiązanie połączenia z kołem czepakowym – na KWK1200M występuje uzębiony wał drażony z membraną połączoną bezpośrednio z kołem czepakowym [12], z kolei na KWK1500.1 obszar zmian w odniesieniu rozwiązania oryginalnego z połączeniem dociskowym kończy się przed łożyskiem głównym (rys. 19) [11],

- wykonanie wału koła czerpakowego jest oryginalne na skalę światową i zawiera połączenie klejowe z klejem kompozytowym dostosowane do przeciążeń uderowych na poziomie 6-krotności obciążenia nominalnego ok. 6e6Nm.



Rys. 19. Połączenie przekładni z kołem czerpakowym koparki KWK1500.1 K18 wg projektu wnioskodawcy z wałem dwuczęściowym koła czerpakowego scalanym za pomocą kleju kompozytowego w Kopex Famago

Zakres prac przeze mnie wykonanych obejmował:

- opracowanie różnych koncepcji połączeń, ich wstępne wymiarowanie i scharakteryzowanie,
- wykonanie obliczeń połączenia kształtowego i klejowego na modelach bryłowych MES, ukształtowanie obu połączeń,
- opracowanie próbek, metodyki badań i stanowisk do badań kompozytu na próbkach, w których panuje zbliżony do docelowego stan naprężenia,
- współudział w wykonaniu badań kompozytu i określenie jego nietypowych właściwości wytrzymałościowych – zastosowany kompozyt nie był wcześniej stosowany w zamkniętej przestrzeni jako spoiwo w połączeniu obciążonym uderowo,
- ukształtowanie połączenia klejowego i określenie dopuszczalnych odchylek wymiarowych, kształtu i położenia wspomagane MES tak, aby w żadnym miejscu w warstwie kompozytu nie były przekroczone dopuszczalne naprężenia,

- zbadanie własności kompozytu i opracowanie modelu kompozytu do wyznaczenia maksymalnej siły wymaganej do przemieszczenia tulei uzębionej względem wału w trakcie wykonywania połączenia klejowego (rys. 19) i określenie wymagań technologicznych,
- opracowanie pełnej dokumentacji wykonawczej połączenia przekładni z kołem czerpakowym,
- opracowanie dokumentacji techniczno ruchowej połączenia.

W połączeniu klejowym bardzo istotną rolę odgrywają:

- stosunek modułów sprężystości kleju i podłoża – im mniejszy tym lepiej,
- ukształtowanie połączenia,
- grubość warstwy kleju – im większa tym większa równomierność rozkładu naprężeń.

Zwiększanie grubości kleju jest możliwe z zastosowaniem klejów kompozytowych. W połączeniu na wale koła czerpakowego wynosi ona 4-6mm.

Zastosowanie oddzielnej tulei uzębionej o wymiarach $\varnothing 670/800$ umożliwiło ulepszenie ciepłnej odkuwki, uzyskanie wymaganych własności wytrzymałościowych, precyzyjną obróbkę mechaniczną i kontrolę jakości u dostawcy przekładni. Wybór koncepcji połączenia klejowego wiązał się z wieloma niewiadomymi. Kompozyt w nietypowych warunkach w trakcie późniejszych badań wykazywał większe własności wytrzymałościowe o przynajmniej 25%. Kształt połączenia klejowego i zmienna grubość warstwy są tak dobrane, aby spełnić warunki wytrzymałościowe w warunkach ekstremalnych przeciążeń. Określone zostały wszystkie wymagana technologiczne m.in. dotyczące czasów wykonania poszczególnych operacji i zabiegów. Od rozpoczęcia łączenia składników kompozytu należało nanieść i uformować warstwy kompozytu na obu detalach wału, a następnie precyzyjnie nasunąć na siebie w czasie do 45 minut. Wykonałem badania kompozytu w próbie wyciskania kompozytu z różnymi prędkościami, opisałem zjawiska i obliczyłem wymaganą siłę do przemieszczenia tulei względem wału gdy warstwa na części stożkowej jest najcieńsza. Opracowując model kompozytu zauważyłem, że zgodność wyników badań i obliczeń uzyskuje się dopiero po uwzględnieniu statycznego ciśnienia w kompozycie, przy którym kompozyt przestaje płynąć w obszarach zmniejszania się jego objętości – jak w części stożkowej połączenia klejowego.

Podsumowanie osiągnięć naukowych:

1. Opracowałem metodę wczesnej identyfikacji stanów przeciążeń udarowych w koparkach wielonaczyniowych szczególnie dla układów napędowych z sprzęgłami rozłącznymi

- i zrealizowałem ją wielokrotnie. Udoskonaliłem metodę diagnozowania stanu przeciążenia udarowego w trakcie 8-letniej eksploatacji układów wg swojego projektu.
2. Wykonałem długoterminowe na 17 maszynach pomiary obciążeń w mechanizmach urabiania większości typów koparek i jako jedyny zidentyfikowałem skrajnie ekstremalne wartości przeciążeń udarowych większości z nich. Dokonałem szczegółowej analizy sygnałów pomiarowych i wskazałem symptomy stanów przeciążeń udarowych.
 3. Zaprojektowałem w pełnym zakresie mechatroniczne układy o rekordowo krótkim czasie działania, które działają obecnie na kilku koparkach. Opracowałem układy do różnych układów napędowych koparek SchRs4600 i KWK1500.1, a w tym nowe sprzęgło przeciążeniowe. Współdziałałem w modyfikacji przekładni KPB214-194 dostosowując ją do zabudowy sprzęgła. Dokonałem wdrożenia wszystkich układów i zbadałem efekty ich działania.
 4. Opracowałem i zrealizowano na 4 koparkach metodę limitowania poziomu obciążeń poprzez integrację układów zabezpieczających napędy kół czerpakowych z systemami maszynowymi i sterowanie napędami obrotu z wykorzystaniem wczesnych symptomów poprzedzających przeciążenia wyłączające napędy.
 5. Zaprojektowałem, wykonałem i oprogramowałem urządzenia pomiarowe i automatyki przemysłowej, które realizują metody diagnozowania stanu przeciążenia, kontroli i sterowania napędami. Wyposażyłem je w układy ciągłej rejestracji. Baza danych zgromadziła materiał badawczy z okresu kilku lat pozwalający na doskonalenie metody diagnozowania stanu i badanie stanów przeciążeń na maszynach.
 6. Opracowałem innowacyjne rozwiązanie połączenia przekładni z kołem czerpakowym koparki KWK1500.1 i wdrożono na nowej maszynie. Po raz pierwszy zastosowano w nietypowy sposób kompozyt klejący w budowie wału koła czerpakowego.

Wykazano, że w przypadku układów napędowych poddanych przeciążeniom udarowym konieczne jest wykonanie procedury weryfikującej efekty działania układu napędowego wyposażonego w układ zabezpieczający wg autorskiej metody. W układzie z sprzęgłem przeciążeniowym rozłącznym kluczową rolę odgrywa suma czasów diagnozowania i realizacji rozłączenia w sprzęgle. W przypadku zastosowania sprzęgła nierozłącznego istotne jest wyznaczenie charakterystyki ukazującej stopnie przeciążenia napędu w funkcji nastaw momentu poślizgu w warunkach ekstremalnego przeciążenia gdy narzędzie robocze zatrzymuje się na nieruchomej przeszkodzie. Wyznaczenie tej charakterystyki może odbyć się poprzez wielokrotne symulacje numeryczne na modelu, w którym uwzględniono sumę podatności mechanizmu urabiania i wysięgnika koła czerpakowego.

Literatura

- [1] Stanisław Babiarz, Dionizy Dudek: Kronika awarii i katastrof maszyn podstawowych w polskim górnictwie odkrywkowym. Wrocław: Oficyna Wydaw. PWroc, 2007. 582 s.
- [2] Andrzej Figiel, Artur Górski, Tomasz Zając: Numeryczno-doświadczalna analiza stanu wyężenia i deformacji układu napędowego koparki SRs-1200. Przegląd Mechaniczny. 2000, R. 59, nr 23/24, s. 11-15.
- [3] Jerzy Czmochoowski, Eugeniusz Rusiński, Marcin Kowalczyk: Analiza wytrzymałościowa połączenia wału koła czerpakowego z przekładnią planetarną, Problemy rozwoju maszyn roboczych, XX Konferencja naukowa, Zakopane, 22-25.01.2007.
- [4] Figiel A., Sztorch S.: Sposób zmniejszania oddziaływania wirujących mas bezwładności na zespół urabiający koparki SRs-1200. Górnictwo Odkrywkowe. 2003, R. 45, nr 2/3, s. 105-108.
- [5] Iluk A., Rusiński E., Woronowicz M.: Badania symulacyjne obciążeń dynamicznych elementów koparki kołowej. Przegląd Mechaniczny 7/1997.
- [6] Marcin Kowalczyk: Diagnostowanie bezpieczeństwa maszyn w stanach rozwijającej się awarii. Systems 2004.
- [7] Marcin Kowalczyk, Przemysław Moczko, Eugeniusz Rusiński: Wybrane zagadnienia z pomiaru obciążeń działających na elementy układu napędowego koparek kołowych. W: Maszyny i pojazdy dla budownictwa i górnictwa skalnego : konferencja naukowo-techniczna, Wrocław, 25-26 września 2008.
- [8] Marcin Kowalczyk, Jerzy Czmochoowski, Przemysław Moczko, Eugeniusz Rusiński: Metoda wyznaczania obciążeń układu napędowego mechanizmu urabiania koparki wieloczerpakowej łańcuchowej, Problemy rozwoju maszyn roboczych, XXIX konferencja naukowa, Zakopane, 25-27 stycznia 2016; Instytut Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego, cop. 2016. s. 1-10.
- [9] Marcin Kowalczyk, Jerzy Czmochoowski, Eugeniusz Rusiński: Diagnostowanie stanów rozwijającej się awarii w układzie napędowym organu roboczego koparki wieloczerpakowej, Problemy eksploatacji techniki bojowej oraz kompetencje oficerów logistyki Wojsk Lądowych, EKSPLOLOG 2008 : III Sympozjum naukowo-techniczne, [Wrocław-Karłów, 19-21.11.2008] / pod red. Kazimierza Kowalskiego. Wrocław : Wyższa Szkoła Oficerska Wojsk Lądowych im. gen. Tadeusza Kościuszki, 2008. s. 140-149.
- [10] Marcin Kowalczyk, Jerzy Czmochoowski, Franciszek Przystupa: Zastosowanie metod numerycznych przy szacowaniu obciążeń układów napędowych poddanych oddziaływaniom uderowym, Górnictwo Odkrywkowe. 2006, R. 48, nr 5/6, s. 198-202.
- [11] Kowalczyk Marcin, Rusiński Eugeniusz: Patent. Polska, nr 213536. Wał napędowy organu roboczego : Int. Cl. E02F 9/20. Zgłosz. nr 389375 z 26.10.2009. Opubl. 29.03.2013.
- [12] Kowalczyk Marcin, Rusiński Eugeniusz: Patent. Polska, nr 213336. Połączenie koła czerpakowego z przekładnią mechanizmu urabiania : Int. Cl. E02F 3/24. Zgłosz. nr 383031 z 30.07.2007. Opubl. 28.02.2013.

- [13] Marcin Kowalczyk, Eugeniusz Rusiński: Patent. Polska, nr 223691. Tarcza sprzęgłowa : Int. Cl. F16D 65/12, F16D 65/847. Zgłosz. nr 399616 z 21.06.2012. Opubl. 31.10.2016.
- [14] Zbigniew Mizerski, Matthias Gnilke: Nowy napęd koła czerpakowego na koparkach kołowych SRs 2000 w o/Belchatów, Górnictwo i Geoinżynieria, 2011, Zeszyt 3/1.
- [15] Rusiński E., Iluk A., Woronowicz M.: Untersuchung der dynamischen Belastung des Schaufelradantriebs eines Baggers mit Hilfe von Simulationen. Braunkohle 1/98.
- [16] Eugeniusz Rusiński, Marcin Kowalczyk, Jerzy Czmochocki: Wybrane zagadnienia modernizacji połączenia wału koła czerpakowego z przekładnią planetarną, Górnictwo i Geoinżynieria. 2007, R. 31, z. 2, s. 533-542.
- [17] Eugeniusz Rusiński, Jerzy Czmochocki, Marcin Kowalczyk, Przemysław Moczko, Grzegorz Przybyłek: Ocena stanu technicznego maszyn górnictwa odkrywkowego po wieloletniej eksploatacji wspomagana metodami numeryczno-eksperymentalnymi, Górnictwo Odkrywkowe. 2014, R. 55, nr 4/5, s. 7-12.
- [18] Eugeniusz Rusiński, Marcin Kowalczyk, Przemysław Moczko: Numeryczno-doświadczalna metoda oceny sztywności korpusu przekładni napędu koła czerpakowego koparki kołowej, Górnictwo Odkrywkowe. 2010, R. 51, nr 4, s. 181-186.
- [19] Eugeniusz Rusiński, Przemysław Moczko, Marcin Kowalczyk: Niektóre aspekty przyczyn awarii elementów i ustrojów nośnych koparek kołowych / Eugeniusz Rusiński, Przemysław Moczko, Marcin Kowalczyk. W: Maszyny i pojazdy dla budownictwa i górnictwa skalnego : konferencja naukowo-techniczna, Wrocław, 25-26 września 2008.
- [20] SCHLECHT B.: Effektive Überlastsicherung in Schaufelradantrieben. "Braunkohle Surface Mining", nr 1/1998.
- [21] Schlecht B.: Planetengetriebe mit integrierter Überlastsicherung im Schaufelradantrieb eines Tagebaugroßgerätes. Vortrag anlässlich der VDI-Fachtagung "Planetengetriebe '99" Wiesloch, 10. und 11. März 1999.
- [22] SZEPIETOWSKI S.W.: Sprzęgła przeciążeniowe w napędzie koła czerpakowego koparek wielonaczyniowych. "Napędy i Sterowanie" nr 3, 2009.
- [23] SZEPIETOWSKI S.W.: Obciążenie przy udarowym zatrzymaniu ruchu koła czerpakowego na przykładzie koparki SRs 1200. "Napędy i Sterowanie" nr 7/8, 2011.
- [24] Wocka N.: Dynamika procesu urabiania i jej wpływ na obciążalność elementów zespołu urabiania przy koparkach kołowych pracujących w utworach urabialnych. Węgiel Brunatny 3/2001.
- [25] Tomasz Zajac, Franciszek Przystupa, Marcin Kowalczyk: Badania plastycznej deformacji membran sprzęgieł wielkogabarytowych, Czasopismo Techniczne. M, Mechanika. 2006, R. 103, z. 1-M, s. 1897-6328.

5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo - badawczych (artystycznych).

W punkcie numer 4 wniosku wymienione zostały jednotematyczne serie publikacji związanych przedstawionymi osiągnięciami. W tabeli 5.1 zestawiono sumaryczną liczbę wszystkich publikacji wnioskodawcy po uzyskaniu stopnia doktora, z podziałem na typ publikacji.

Tabela 5.1. Zestawienie publikacji wnioskodawcy po uzyskaniu stopnia doktora

Typ publikacji	Liczba publikacji
Autorstwo lub współautorstwo publikacji naukowych z tzw. "listy filadelfijskiej" (źródło: Web of Science)	8
Autorstwo lub współautorstwo publikacji naukowych z Impact Factor (baza JCR)	2
Autorstwo lub współautorstwo publikacji naukowych na liście czasopism MNiSW	29
Artykuły ogółem:	29
Międzynarodowe:	4
Krajowe:	25
Referaty konferencyjne ogółem:	14
Międzynarodowe:	2
Krajowe:	12
Rozdziały w książkach ogółem:	2
Międzynarodowe:	0
Krajowe:	2
Monografie:	1
Międzynarodowe:	0

Liczba punktów MNiSW prac na dzień publikacji: 360.

Wnioskodawca jest współautorem 5 patentów:

1. Nr 213536 PL. Wał napędowy organu roboczego : Int. Cl. E02F 9/20. Zgłosz. nr 389375 z 26.10.2009. Opubl. 29.03.2013. Udział: 60%.

2. Nr 213336 PL. Połączenie koła czerpakowego z przekładnią mechanizmu urabiania : Int. Cl. E02F 3/24. Zgłosz. nr 383031 z 30.07.2007. Opubl. 28.02.2013. Udział: 60%.

3. Nr 223691 PL. Tarcza sprzęgłowa : Int. Cl. F16D 65/12, F16D 65/847. Zgłosz. nr 399616 z 21.06.2012. Opubl. 31.10.2016. Udział: 60%.

4. Nr 213899 PL. Sposób zabezpieczania mechanizmu urabiania koparki i układ zabezpieczający mechanizm urabiania koparki : Int. Cl. E02F 3/26. Zgłosz. nr 388852 z 21.08.2009. Opubl. 31.05.2013. Udział: 60%.

5. Nr 223498 PL. Sprzęgło przeciążeniowe rozłączne mechatronicznego systemu bezpieczeństwa maszyny : Int. Cl. F16D 13/00, F16D 13/22. Zgłosz. nr 399617 z 27.06.2012. Opubl. 31.10.2016. Udział: 60%.

Wszystkie wynalazki zostały wielokrotnie wdrożone w polskich kopalniach węgla brunatnego.

Wskaźniki wnioskodawcy związane z dorobkiem zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 1 września 2011 r. w sprawie kryteriów oceny osiągnięć osoby ubiegającej się o nadanie stopnia doktora habilitowanego § 4. pkt. 3-8 oraz § 5 wynoszą (stan na dzień 22.04.2019):

- § 4. pkt. 3: sumaryczny impact factor publikacji naukowych według listy Journal Citation Reports (JCR), zgodnie z rokiem opublikowania: **1.54**,
- § 4. pkt. 4: liczba cytowań publikacji według bazy Web of Science (WoS): **83**
- § 4. pkt. 5: indeks Hirsch'a opublikowanych publikacji według bazy Web of Science (WoS): **3**
- § 4. pkt. 6: kierowanie międzynarodowymi lub krajowymi projektami badawczymi lub udział w takich projektach: spis projektów **przedstawiono w tabeli 5.2**

Tabela 5.2. Zestawienie projektów badawczych

Tytuł projektu	Charakter udziału
Program INNOTECH – K1/IN1/29/159061/NCBR/12 „System monitoringu i regulacji układów zawieszenia elementów kotła energetycznego” 2012	Główny wykonawca
Projekt rozwojowy, nr NR03 – 0068 – 10/2010, Opracowanie projektu nowej generacji układu urabiającego koparki kołowej	Wykonawca
Projekt badawczy, Metodyka oceny stanu technicznego maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego po wieloletniej eksploatacji	Wykonawca
Projekt badawczy 4 T07 C 041 28; Numeryczne modelowanie elementów maszyn w układach obciążonych dynamicznie.	Wykonawca
Projekt badawczy N R03 0040 06; Opracowanie układu zabezpieczającego mechanizm urabiania i ustrój nośny koparki	Główny wykonawca
Projekt badawczy, N N501 120436, Identyfikacja obciążeń uderowych mechanizmów urabiania i ustrojów nośnych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego	Kierownik projektu
Projekt celowy, 6 T07 2004 C/06342 Budowa prototypowej chłodnicy śrubowej odbioru popiołów dennych z kotłowa energetycznych	Wykonawca
Projekt celowy, 6 T12 2004 C/06356 Budowa specjalistycznej maszyny do mechanizacji prowadzenia wybranych robót w podziemiach kopalń o szczególnie niskich wyrobiskach	Wykonawca
INNOTECH -K1/IN1/29/1591143/NCBR/12 „ Opracowanie prototypu Lekkiego Wozu Transportowego do eksploatacji w ekstremalnych warunkach podziemnych kopalń minerałów i rud metali nieżelaznych” 2012	Wykonawca
Projekt celowy, 6 ZR8 2009C/07268, Innowacyjny wirnik wentylatora promieniowego nowej generacji do układów głównego przewietrzania kopalń	Wykonawca
Projekt celowy, 6 ZR8 2005 C/06639 Modernizacja połączenia wału koła czepakowego z przekładnią planetarną w napędzie układu urabiania koparek KWK 1500 i KWK 1200M	Główny wykonawca
Projekt celowy, 6 ZR8 2005 C/06690 Opracowanie technologii pomiaru i optymalizacji sił naciągu w ciągnach zawieszenia oraz sił podparcia komór paleniskowych, cyklonów i ciągów konwekcyjnych kotłów fluidalnych	Wykonawca

Projekt badawczy, N501 027 32/2432 Numeryczno doświadczalna identyfikacja modeli dynamicznych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego	Wykonawca
Projekt rozwojowy, R03 004 02 Opracowanie układu zwiększającego bezpieczeństwo kierowcy ciężarówki podczas zderzenia	Wykonawca
INNOTECH-K3/IN3/27/227700/NCBR/14 Wysoko depresyjny, innowacyjny zespół wirujący do wentylatorów promieniowych wielko-gabarytowych 2016	Wykonawca

- § 4. pkt. 7: międzynarodowe lub krajowe nagrody za działalność odpowiednio naukową albo artystyczną:
 - **Nagroda Prezesa Rady Ministrów 2011r.,**
 - **Nagroda Prezesa Rady Ministrów 2015r.,**
 - **Nagroda I stopnia w konkursie FSNT NOT „Za wybitne osiągnięcia w dziedzinie techniki”** zrealizowane w 2013r.
 - **Brązowy medal** na Światowej wystawie wynalazczej International Invention Show and Technomart TAIPEI odbyła się 26-29 września 2013 r, na Tajwanie.
 - **Złoty medal** z wyróżnieniem na 61 Targach Wynalazczości, Badań Naukowych i Nowych Technik „BRUSSELS INNOVA 2012”.

- § 4. pkt. 8: wygłoszenie referatów na międzynarodowych lub krajowych konferencjach tematycznych:

Wyniki prowadzonych przez wnioskodawcę prac, przedstawione zostały na 25 konferencjach (14 międzynarodowych, 11 krajowych).

- § 5. pkt. 1: uczestnictwo w programach europejskich i innych programach międzynarodowych lub krajowych:

Udział w realizacji programu strategicznego „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii”, zadanie nr 1 - „Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin”, finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju – 2010÷2014.

- § 5. pkt. 2: udział w międzynarodowych lub krajowych konferencjach naukowych lub udział w komitetach organizacyjnych tych konferencji:

Udział w konferencjach naukowych przedstawiono w § 4. pkt. 8. Dodatkowo wnioskodawca brał udział w komitecie organizacyjnym konferencji:

COMPUTER AIDED ENGINEERING, Polanica Zdrój 2004, 2006, Szklarska Poręba 2008. organizacyjny.

- § 5. pkt. 3: otrzymane nagrody i wyróżnienia:
 - **Wyróżnienie** za pracę na IV Sympozjum Naukow-Technicznym Exsplolog 2010.

- § 5. pkt. 4: udział w konsorcjach i sieciach badawczych:
Wnioskodawca brał lub bierze udział w **trzech Konsorcjach Naukowo-Badawczych w ramach programu INNOTECH dotyczącego wsparcia nauki i przedsiębiorstw w zakresie realizacji innowacyjnych przedsięwzięć z różnych dziedzin nauki i branż przemysłu.**

- § 5. pkt. 5: kierowanie projektami realizowanymi we współpracy z przedsiębiorcami, w ramach prac naukowo-badawczych:

Spis projektów obejmujących lata 2008-2016 przedstawiono w tabeli 5.3.

Tabela 5.3. Prace naukowo-badawcze i badania stosowane realizowane we współpracy z przedsiębiorcami przez wnioskodawcę w charakterze Kierownika

Tytuł projektu, rok realizacji	Charakter Udziału
Analiza technologii stalowych rurociągów z uwzględnieniem ich budowy, remontów, zabezpieczenia i kontroli jakości na OUOW ŻELAZNY MOST, KGHM O/ZH, 2019 w realizacji	Kierownik projektu
Prace B+R w firmie Gniotpol dotyczące innowacyjnej serii ultralekkich nadwozi i przyczep samochodowych, Gniotpol, 2017-2018	Kierownik projektu
Obliczenia oraz optymalizacja ostatniego członu wysuwnego wysięgnika holowniczego w jego węźle łożyskowym oraz współpracującą z nim trawersą obrotową nowego typu, CARGOTEC, 2016	Kierownik projektu
Wykonanie badań metalograficznych, zbudowanie przestrzennego modelu, wykonanie pomiarów odkształceń, opracowanie wytycznych do naprawy doraźnej bębnow, nadzór nad realizacją czynności modernizacyjnych, BDI, 2016	Kierownik projektu
System przetwarzania danych z Układu Zabezpieczenia Napędu Koła Czerpakowego koparek K-41, K-42 i K-43, PGE KWB Bełchatów, 2014	Kierownik projektu
Dostawy sprzęgła przeciążeniowego typ SKPB214 do napędu koła czerpakowego koparki KWK1500.1, PGE KWB Turów, 2014	Kierownik projektu
Analiza przyczyn przemieszczeń i uszkodzeń węzłów kompensacyjnych rur nawrotu w kotłach K1-K3, PGE Elektrownia Turów, 2010	Kierownik projektu
Zaprojektowanie mechatronicznego układu zabezpieczającego napęd koła czerpakowego koparki KWK1500.1 ze wszystkimi elementami wykonawczymi i sterującymi, w tym sprzęgła przeciążeniowego, układu sterującego, pomiarowego i diagnozującego. Wykonanie elementów wykonawczych i sterujących układu zabezpieczającego. KOPEX-Famago, 2011-2013	Kierownik projektu
Badania umożliwiające zaprojektowanie szybkodemontowalnego połączenia przekładni pojazdu koparek z wałem koła zabierakowego, PGE KWB Turów, 2012	Kierownik projektu
Obliczenia wytrzymałości ustroju nośnego i elementów zabudowy pojazdu zabezpieczenia technicznego KWZT1, CARGOTEC, 2011	Kierownik projektu
Opracowanie funkcji sterowania napędem obrotu głównego w układzie zabezpieczającym napęd koła czerpakowego koparek SchRs4600: K41, K42, K43, PGE KWB Bełchatów, 2011	Kierownik projektu
Opracowanie projektu i wykonanie układu zabezpieczającego napęd koła czerpakowego koparki SchRs4600.50 nr 41 przed przeciążeniem, PGE KWB Bełchatów, 2010-2011	Kierownik projektu
Opracowanie projektu i wykonanie układu zabezpieczającego napęd koła czerpakowego koparki SchRs4600.30 nr 42 przed przeciążeniem, PGE KWB Bełchatów, 2009-2010	Kierownik projektu
Opracowanie projektu i wykonanie układu zabezpieczającego napęd koła czerpakowego koparki SchRs4600 nr 43 przed przeciążeniem, PGE KWB Bełchatów, 2008-2009	Kierownik projektu
Analiza wytrzymałościowa ramy naczepy HDK 24 P. Firma Kempf, 2008	Kierownik projektu
Analiza wytrzymałościowa ramy naczepy PLATEK N 100, TRIUMPH EKSPORT, 2008	Kierownik projektu
Przeprowadzenie analizy pęknięć w stężeniach konstrukcji stalowej wysięgnika przeciwwagi oraz wysięgnika koła czerpakowego w koparkach KWK 1200 M (K-26 i K-28), PGE KWB Turów, 2011	Kierownik projektu

- § 5. pkt. 8: osiągnięcia dydaktyczne i w zakresie popularyzacji nauki lub sztuki:

Wnioskodawca **opracował programy kursów, cykli wykładów oraz materiałów dydaktycznych** do zajęć ćwiczeniowych, laboratoryjnych i projektowych prowadzonych przez niego na Wydziale Mechanicznym na nowym kierunku Mechatronika:

- MCM041111P – „Modelowanie i symulacje komputerowe zespołów mechatronicznych”,
- MCM041103W – „Mikroprocesorowe układy pomiarowe”,
- MCM041103L – „Mikroprocesorowe układy pomiarowe”
- MCM041021P „MES w modelowaniu układów mech”

oraz na Wydziale Elektroniki Mikrosystemów i Fotoniki PWr., na kierunku Mechatronika/Elektronika i Telekomunikacja, w ramach kursów:

- MCM021006W – „Modelowanie i symulacje komputerowe zespołów mechatronicznych”,
- MCM021006L – „Modelowanie i symulacje komputerowe zespołów mechatronicznych”.

- § 5. pkt. 9: opieka naukowa nad studentami:

Wnioskodawca był **promotorem 16 prac magisterskich i inżynierskich**.

- Opieka naukowa nad doktorantami w charakterze opiekuna naukowego lub promotora pomocniczego:

Wnioskodawca jest obecnie **promotorem pomocniczym doktoranta** mgr. inż. Jędrzeja Więckowskiego, otwarty przewód p.t. „Sterowanie parametrami wiatroizolacji kabin operatorów maszyn podstawowych”.

- § 5. pkt. 12: wykonanie ekspertyz lub innych opracowań na zamówienie organów władzy publicznej, samorządu terytorialnego, podmiotów realizujących zadania publiczne lub przedsiębiorców:

Wnioskodawca **zrealizował około 90 prac na zamówienie przedsiębiorców krajowych i zagranicznych. Wielokrotnie występował w roli eksperta (29 ekspertyz)** w analizach przyczyn awarii i katastrofy, ocen poprawności projektów i wykonania, ocen stanów technicznych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego.

We współpracy z przemysłem odbył staż badawczy:

Macedonia – TITAN, w charakterze konsultanta – 1 tydzień.

Wnioskodawca był wielokrotnie odpowiedzialny za realizację prac projektowych i wdrożeniowych z obrębie:

- obliczania, projektowania/konstruowania, badania prototypów i typoszeregów pojazdów użytkowych i wojskowych zabezpieczenia technicznego, jak nowe zestawy pojazdów systemu BDF w wersjach standardowej i lekkiej dla firmy Gniotpol (2017-2018),
- obliczania, projektowania/konstruowania, badania ustrojów nośnych i mechanizmów maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego, m.in.: ustrój nośny nadwozia zwałowarki Z48 (2006-2008), mechanizm urabiania i układ pomiaru sił w elementach tocznych wielkogabarytowego węzła łożyskowego koparki KWK1500.1 (2010-2013), obliczenia sprawdzające i opracowanie nowego układu podparcia i skrętu koparki KWL800 (2017),

- kompleksowego projektowania i wykonania (łącznie z urządzeniami pomiarowymi) układów pomiarowych do badań, m.in.: sił w elementach tocznych wielkogabarytowych węzłów łożyskowego zwałowarki Z48 i koparki K18 KWB Turów, sił w zawiesiach, przemieszczeń komór spalania kotłów K1, K2 i K3 Elektrowni Turów, do ciągłej rejestracji wielkości mierzonych i parametrów pracy w układach zabezpieczających koparek K18, K41-43 oraz długoterminowych pomiarów do wyznaczania obciążeń projektowych maszyn roboczych i pojazdów.

Marcin Kowalczyk