

AUTOREFERAT

Grzegorz Koszałka

Lublin, 2015

SPIS TREŚCI

| | |
|---|----|
| 1. INFORMACJE O WNIOSKODAWCY | 3 |
| 1.1. Imię i nazwisko | 3 |
| 1.2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe | 3 |
| 1.3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych | 3 |
| 2. OPIS OSIĄGNIĘCIA NAUKOWEGO | 4 |
| 2.1. Wskazanie osiągnięcia | 4 |
| 2.2. Wykaz publikacji wchodzących w skład osiągnięcia | 5 |
| 2.3. Omówienie celu naukowego i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania | 6 |
| 3. OMÓWIENIE POZOSTAŁYCH OSIĄGNIĘĆ NAUKOWO-BADAWCZYCH | 14 |
| 3.1. Działalność naukowa | 14 |
| 3.2. Działalność badawczo-rozwojowa | 17 |
| 4. PODSUMOWANIE | 19 |

1. INFORMACJE O WNIOSKODAWCY

1.1. Imię i nazwisko

Grzegorz Koszałka

1.2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe

mgr inż. Politechnika Lubelska, Wydział Mechaniczny, 1993.

Kierunek: Mechanika i budowa maszyn, specjalność: Samochody i ciągniki.

Tytuł pracy magisterskiej: Analiza pracy elektronicznych układów wtryskowych.

dr inż. Politechnika Lubelska, Wydział Mechaniczny, 2002.

Dyscyplina: Budowa i eksploatacja maszyn

Tytuł rozprawy doktorskiej: Analiza wpływu luzów pierścienia uszczelniającego na szczelność grupy tłokowej silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym.

Promotor: prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas.

1.3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

1993-2002 asystent w Katedrze Silników Spalinowych, Politechnika Lubelska

2002-2011 adiunkt w Katedrze Transportu i Silników Spalinowych, Politechnika Lubelska

2004-2012 wykładowca w Wyższej Szkole Ekonomii i Innowacji w Lublinie

od 2011 adiunkt w Zakładzie Silników Spalinowych Instytutu Transportu, Silników Spalinowych i Ekologii, Politechnika Lubelska

2. OPIS OSIĄGNIĘCIA NAUKOWEGO

2.1. 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.)

Jednotematyczny cykl publikacji nt.

Opracowanie nowego modelu szczelności zespołu TPC i jego zastosowanie do oceny eksploatacyjnych zmian stanu technicznego oraz prognozowania trwałości.

2.2. Wykaz publikacji wchodzących w skład osiągnięcia

Oświadczenia określające indywidualny wkład współautorów w przypadku prac zbiorowych zamieszczono w załączniku nr 6.

Kopie prac stanowiących osiągnięcie zamieszczono w załączniku nr 8.

1. Koszałka G.: Modelling the blowby in internal combustion engine, Part 1: A mathematical model. The Archive of Mechanical Engineering, Vol. LI (2004) No. 2, pp. 245-257.
2. Koszałka G.: Modelling the blowby in internal combustion engine, Part 2: Primary calculations and verification of the model. The Archive of Mechanical Engineering, Vol. LI (2004), No. 4, pp. 595-607.
3. Koszałka G., Niewczas A.: The Influence of Compression Ring Clearances on the Blowby in a Diesel Engine. SAE Paper 2006-01-3356.
4. Koszałka G., Guzik M., Niewczas A.: Model of compression ring twist in the piston groove of a diesel engine. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 13, No. 3, 2006, pp. 147-153.
5. Koszałka G., Hunicz J., Kordos P.: Research engine for investigation of the phenomena accompanying the ringpack performance in a diesel engine. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 13, No. 4, 2006, pp. 289-294.
6. Koszałka G., Niewczas A.: Experimental research of the influence of the second compression ring radial clearance on the blowby and oil consumption in a diesel engine. Silniki Spalinowe – Combustion Engines 2007-SC1, s. 139-144.
7. Koszałka G., Niewczas A.: Wear profile of the cylinder liner in a motor truck diesel engine. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 14, No. 4, pp. 183-190, 2007.
8. Koszałka G., Niewczas A., Guzik M.: Predicted and Actual Effect of Cylinder Liner Wear on the Blowby in a Truck Diesel Engine. SAE Paper 2008-01-1717.

9. Koszałka G., Niewczas A., Guzik M.: Effect of friction force determination method on results obtained from model of gas flow from combustion chamber to the crankcase. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 16, No. 4, 2009, pp. 233-239.
10. Koszałka G.: Heat transfer between gas and the surrounding walls in the model of gas flow from the combustion chamber to the crankcase. *Combustion Engines* 3/2009 (138), pp. 71-79.
11. Koszałka G.: Application of the piston-rings-cylinder kit model in the evaluation of operational changes in blowby flow rate. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* Nr 4(48)/2010, pp. 72-81.
12. Koszałka G.: Changes in the tightness of the combustion chamber of an diesel engine during long-term operation. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 17, No. 3, 2010, pp. 217-222.
13. Koszałka G.: Predicting the durability of the piston-rings-cylinder assembly of a diesel engine using a piston ring pack model. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 3(51)/2011, pp. 40-44.
14. Koszałka G., Suhecki A.: Durability prediction of a diesel engine piston-rings-cylinder assembly on the basis of test bench results. *SAE Paper* 2011-24-0130.
15. Koszałka G., Hunicz J., Kordos P.: A research stand for the testing of the sealing properties of the piston-rings-cylinder assembly in a combustion engine. *Combustion Engines*, 153(2), 2013, 54-62.
16. Koszałka G., Suhecki A.: Changes in blow-by and compression pressure of a diesel engine during a bench durability test. *Combustion Engines*, 154(3), 2013, 34-39.
17. Koszałka G., Guzik M.: Mathematical model of piston ring sealing in combustion engine. *Polish Maritime Research* 4(84) 2014, Vol. 21; 66-78.
18. Koszałka G., Gęca M., Suhecki A.: Simulation research into the influence of the combustion chamber blowby on the efficiency of a diesel engine. *Combustion Engines*, 2014, 158(3), 73-79.
19. Koszałka G.: Model of operational changes in the combustion chamber tightness of a diesel engine. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2014; 16(1): 133–139.
20. Koszałka G., Suhecki A.: The influence of tolerances of piston assembly elements on the blow-by variations in engines leaving the production line. In *Proceedings of 2014 International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance and Safety Engineering and The 5th International Conference on Maintenance Engineering*, Dalian, China, 22-25.07.2014.

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

Geneza i cel pracy

Mimo, że istota działania uszczelnienia pierścieniowego tłokowych silników spalinowych pozostaje niezmienna, konstrukcja zespołu tłok-pierścienie-cylinder (TPC) ulega ciągłemu rozwojowi. Wymuszone to jest rosnącymi wymaganiami dotyczącymi sprawności ogólnej silnika oraz toksyczności spalin. Zespół TPC decyduje o szczelności komory spalania oraz zużyciu oleju smarującego, które bezpośrednio wpływają na sprawność silnika i toksyczność spalin. Opory ruchu związane z działaniem zespołu TPC sięgają 50% strat mechanicznych silnika, a więc każda poprawa w tym zakresie daje wymierne korzyści dla całego silnika. Ponadto ciągły wzrost mocy i momentu obrotowego uzyskiwanych z danej objętości skokowej silnika powoduje coraz większe obciążenia cieplne i mechaniczne elementów zespołu TPC, co sprawia, że zapewnienie odpowiedniej trwałości i niezawodności zespołu TPC jest również obecnie bardzo dużym wyzwaniem.

Pracując w zespole prof. Andrzeja Niewczasa zajmowałem się doskonaleniem konstrukcji układu TPC, w szczególności zagadnieniami związanymi z jego trwałością i niezawodnością. Tworzone wówczas modele opisujące zmiany parametrów stanu technicznego silnika w czasie eksploatacji były modelami empirycznymi, opracowywanymi na podstawie badań, w których w czasie eksploatacji obserwowano wartości tych parametrów. Aby wyznaczyć zależności pomiędzy zużyciem elementów a spadkiem szczelności zespołu TPC, równoległe obserwowano także zużycie wybranych elementów. Należy podkreślić, że takie podejście jest do dzisiaj powszechnie stosowane. Wadą takich modeli jest to, że dostarczają wiedzy jedynie ilościowej. Nie pozwalają one odpowiedzieć na pytanie: co by było, gdyby postać zużycia była inna (inne proporcje zużycia między współpracującymi powierzchniami, inne profile zużycia powierzchni itd.).

Wówczas zrodził się pomysł, aby do oceny zmian parametrów stanu technicznego silnika, zamiast modelu empirycznego, wykorzystać model fizyczny, pozwalający wyznaczać wpływ zużycia poszczególnych elementów na działanie uszczelnienia TPC w oparciu o analizę procesów fizycznych zachodzących w uszczelnieniu. Przeprowadzona analiza literatury wykazała, że istniejące modele uszczelnienia TPC, mimo, że niekiedy bardzo zaawansowane, nie pozwalały na takie analizy.

Ze względu na dynamiczny charakter pracy i wpływ dużej liczby współzależnych czynników decydujących o działaniu uszczelnienia pierścieniowego, jego matematyczne modelowanie jest złożone. Trudności z odpowiednio adekwatnym opisem teoretycznym powodowały, że do lat 90. ubiegłego stulecia konstrukcję zespołu TPC, z punktu widzenia szczelności, optymalizowano prawie wyłącznie na drodze eksperymentalnej. Wówczas dokonał się znaczny postęp w matematycznym modelowaniu uszczelnienia TPC. Opracowane

zintegrowane modele przepływu gazu i przemieszczeń pierścieni w rowkach pozwalały dość wiernie, przynajmniej jakościowo, przewidywać przebiegi wielkości decydujących o szczelności zespołu TPC (chwilowe położenia pierścieni w rowkach, wartości ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych itd.). Modele te pozwoliły wyjaśnić przyczyny występowania pewnych obserwowanych doświadczalnie zjawisk, jak również umożliwiały analizowanie, nie uwzględnianych wcześniej, zjawisk mających duży wpływ na pracę uszczelnienia TPC. Na przykład pozwalały przewidywać warunki pracy silnika (prędkość obrotowa, obciążenie), w których mogą wystąpić drgania pierścieni oraz ocenić wpływ tych drgań na przepływ gazu przez uszczelnienie. Jednak modele te tworzone były z myślą o wykorzystywaniu ich w obszarze konstrukcji i nie były przystosowane do oceny zmian działania uszczelnienia w czasie eksploatacji silnika. W związku z powyższym postanowiłem opracować model, który pozwalałby na prowadzenie badań wpływu: zużycia elementów, odkładania się osadów na powierzchniach elementów itp. na skuteczność działania uszczelnienia.

Dotychczas prognozowanie trwałości opierało się na modelach empirycznych. Polegało ono na ekstrapolowaniu przebiegu zużycia (zwykle liniowym) i wyznaczeniu chwili, w której zużycie osiąga założoną wartość graniczną. Graniczne wartości zużycia elementów silnika wyznaczone były metodami statystycznymi, m.in. na podstawie obserwacji obiektów wycofanych z eksploatacji. Takie podejście nie pozwalało na uwzględnienie różnej i najczęściej nieliniowej zależności pomiędzy zużyciem elementów, a skutecznością działania uszczelnienia. W związku z powyższym uznałem, że opracowany model, uwzględniający wpływ zużycia, należy również wykorzystać do przewidywania zmian szczelności w czasie eksploatacji oraz prognozowania trwałości zespołu TPC.

Celem prac było opracowanie modelu uszczelnienia pierścieniowego pozwalającego na ocenę wpływu zarówno parametrów konstrukcyjnych, jak i eksploatacyjnych, na działanie uszczelnienia oraz opracowanie metody prognozowania trwałości zespołu TPC wykorzystującej badania symulacyjne prowadzone na ww. modelu.

Model uszczelnienia pierścieniowego

Po przeanalizowaniu konstrukcji zespołu TPC oraz literatury sprecyzowano założenia do matematycznego modelu uszczelnienia pierścieniowego i opracowano zintegrowany model przepływu gazu oraz osiowych przemieszczeń pierścieni w rowkach [1], jak również program komputerowy umożliwiający prowadzenie obliczeń [2].

Podobnie jak w innych istniejących zaawansowanych modelach, przyjęto szeregowo-równoległą strukturę labiryntu przez który przepływa gaz (przestrzenie międzypierścieniowe i zapierścieniowe stanowią oddzielne stopnie labiryntu), a chwilowe położenia osiowe pierścieni w rowkach decydują o przekrojach szczelin łączących przestrzenie międzypierścieniowe z zapierścieniowymi. Osiowe położenia pierścieni wyznaczano w

oparciu o bilans sił działających na pierścień w inercyjnym układzie współrzędnych związanym z tłokiem (w bilansie uwzględniono siły: ciśnienia gazu działającego na dolną i górną powierzchnię pierścienia, tarcia pierścienia o cylinder oraz bezwładności pierścienia).

W przeciwieństwie do powszechnie przyjmowanego w istniejących zintegrowanych modelach założenia, że temperatura gazu w poszczególnych stopniach uszczelnienia jest równa temperaturze otaczających go ścianek, w opracowanym modelu temperatura gazu obliczana jest z bilansu energetycznego, w którym uwzględniono entalpię czynnika dopływającego i wypływającego z danej przestrzeni międzypierścieniowej, wymianę ciepła pomiędzy gazem a otaczającymi go ściankami oraz pracę związaną ze zmianami objętości poszczególnych przestrzeni międzypierścieniowych, spowodowanych przemieszczeniami pierścieni w rowkach oraz przemieszczeniem tłoka z pierścieniami wzdłuż tulei cylindrowej o zmiennej średnicy. Takie podejście bardzo komplikowało model, jednak uznano, że powszechnie przyjmowane założenie o izotermicznym przepływie gazu w stopniach labiryntu (temperatura gazu równa temperaturze ścianek) jest zbyt dużym uproszczeniem. Należy zauważyć, że przyjęcie założenia o przepływie izotermicznym oznacza, że intensywność wymiany ciepła z otaczającymi ściankami jest bardzo duża, a stoi to w pewnej sprzeczności z innymi założeniami powszechnie przyjmowanymi w modelach, a mianowicie, że przepływ w stopniach jest laminarny. Kolejną przesłanką przemawiającą za uwzględnieniem intensywności wymiany ciepła było planowane przeznaczenie modelu, tj. ocena zmian działania uszczelnienia w czasie eksploatacji – powierzchnie elementów między którymi przepływa gaz mogą pokrywać się osadami (nagary, laki), a to wpływa na intensywność wymiany ciepła. Przeprowadzone badania symulacyjne potwierdziły słuszność przyjętych założeń [10]. W badaniach tych wykazano, że intensywność wymiany ciepła ma znaczący wpływ na wyniki obliczeń, a uzyskanie przepływu zbliżonego do przepływu izotermicznego możliwe byłoby tylko przy bardzo intensywnej wymianie ciepła, niekiedy o wiele rzędów większej, niż można by oczekiwać na podstawie informacji dostępnych w literaturze dla przepływów o zbliżonym charakterze.

Ponadto w opracowanym modelu uwzględniono wpływ odkształcenia i zużycia tulei cylindrowej na chwilowe wartości objętości przestrzeni międzypierścieniowych i pola przekrojów w zamkach – co było nowością, gdyż w istniejących zintegrowanych modelach nie uwzględniano wpływu ww. parametrów. Uwzględniono również uszczelniające działanie pierścienia zgarniającego, co było pomijane w istniejących zintegrowanych modelach, mimo, że dostępne wyniki badań empirycznych wskazywały, że ciśnienie nad tym pierścieniem może istotnie różnić się od ciśnienia panującego pod pierścieniem zgarniającym.

W następnych latach model ten był rozwijany poprzez uwzględnianie kolejnych zjawisk wpływających na działanie uszczelniania. Przestrzeń pomiędzy koroną tłoka a cylindrem, nad pierwszym pierścieniem uszczelniającym, potraktowano jako oddzielny stopień uszczelnienia, w którym przepływ gazu odbywa się z ograniczoną intensywnością wymiany ciepła [11, 17]. Powszechnie przyjmowano, że spadek ciśnienia gazu w tym obszarze jest pomijalnie mały, a gaz tuż nad i za pierwszym pierścieniem ma temperaturę tłoka. Jak wcześniej wspomniano,

jednoczesne przyjmowanie takich założeń uznano za niekonsekwentne, gdyż przy przepływie laminarnym wymiana ciepła jest relatywnie mało intensywna. Ponadto w czasie eksploatacji ta część tłoka szczególnie pokrywa się osadami, które ograniczają wymianę ciepła.

Kolejnym ważnym zjawiskiem, które uwzględniono w modelu, było skręcenie pierścieni tłokowych [4]. Kąt skręcenia pierścieni wpływa na pola przekroju szczelin pomiędzy bocznymi powierzchniami pierścienia i rowka. Ponadto skręcenia pierścienia mogą wpływać na rozkład ciśnień działających na pierścień, a więc i na jego przemieszczenia osiowe. Na obecnym etapie rozwoju modelu, przy wyznaczaniu położenia w rowku i kąta skręcenia pierścieni uwzględniane są siły i momenty sił: ciśnienia gazu działającego na wszystkie powierzchnie pierścienia, normalne i styczne siły generowane przez film olejowy znajdujący się pomiędzy czołem pierścienia a cylindrem, wyciskania oleju spomiędzy pierścienia i rowka oraz adhezji, bezwładności pierścienia, a także siła reakcji związana z dociskaniem pierścienia do rowka [17].

Opracowano również model filmu olejowego powstającego pomiędzy czołem pierścienia, a gładzią cylindrową. Należy podkreślić, że modelowanie filmu olejowego, i szerzej współpracy pierścieni z cylindrem, stanowi odrębny i bardzo złożony problem badawczy, którym zajmuje się wielu naukowców. Mimo, że wstępne obliczenia wskazywały na niewielki wpływ sposobu wyznaczania siły tarcia pierścienia o cylinder na wyniki obliczeń natężenia przedmuchów spalin [9], to opracowany model filmu olejowego zintegrowano z modelem przepływu gazu i skręceń pierścieni, uznając, że zależności empiryczne należy zastępować, tam gdzie to jest możliwe, opisem fizykalnym (przed integracją, siłę tarcia pierścienia o cylinder wyznaczano z zależności empirycznej [1]). W modelu filmu olejowego uwzględniono fakt, że przestrzeń między czołem pierścienia, a powierzchnią tulei cylindrowej nie musi być całkowicie wypełniona olejem. Zakres zwilżenia czoła jest zmienny i zależy od takich zjawisk jak: kumulacja oleju w przestrzeniach między pierścieniami, zgarnianie oleju przez poruszające się pierścienie, wyciskanie oleju spod czoła pierścieni wskutek przemieszczeń promieniowych, osadzanie mgły olejowej na powierzchni tulei po stronie skrzyni korbowej oraz odparowanie oleju z tej powierzchni po stronie komory spalania [17]. Badania symulacyjne prowadzone po zintegrowaniu modeli wykazały, że integracja ta może mieć większy wpływ na wyniki obliczeń, niż wcześniej sądzono, gdyż punkt przyłożenia wypadkowej siły ciśnienia oleju i gazu działających w kierunku promieniowym na powierzchnię czołową pierścienia może być znacznie przesunięty względem środka ciężkości pierścienia, co wpływa na kąt jego skręcenia, a to z kolei na działanie całego uszczelnienia (bez modelowania filmu olejowego punktu tego nie można było wyznaczyć i zakładano, że siły promieniowe działające na powierzchnię czołową pierścienia nie generują momentu skracającego pierścień).

Pola przekroju szczelin pomiędzy elementami układu TPC, którymi może płynąć gaz, jak również objętości przestrzeni między- i zapierścienowych mają kluczowe znaczenie z punktu widzenia działania uszczelnienia, a więc ich precyzyjne wyznaczanie w modelu jest niezwykle ważne. Stąd w kolejnych wersjach modelu zlikwidowano szereg założeń

upraszczających dotyczących kształtu elementów układu TPC. Poprawiano również funkcjonalność programu komputerowego służącego do obliczeń – udoskonalono algorytmy rozwiązania numerycznego, szczególnie tam, gdzie rozwiązanie szukane jest metodami iteracyjnymi, oraz udoskonalano interfejs użytkownika. Ostatnia wersja modelu szczegółowo przedstawiona została w pracy [17].

Badania doświadczalne i weryfikacja modelu

Model najpierw weryfikowano porównując wyniki obliczonych wartości natężenia przedmuchów spalin do skrzyni korbowej dla różnych wartości wybranego luzu w zespole TPC z wynikami pomiarów wykonanych na rzeczywistych obiektach. Przeprowadzono badania stanowiskowe silników, w których wyznaczono wpływ luzu osiowego pierwszego pierścienia uszczelniającego oraz luzu promieniowego drugiego pierścienia uszczelniającego na natężenie przedmuchów spalin [3, 6].

Jednak podczas normalnej eksploatacji silnika zmianom ulega jednocześnie wiele parametrów charakteryzujących uszczelnienie TPC. W celu pozyskania przebiegów zmian tych parametrów przeprowadzono długotrwałe badania eksploatacyjne, na podstawie których wyznaczono przebieg zużycia tulei cylindrowej oraz zmiany natężenia przedmuchów spalin do skrzyni korbowej [7, 12]. Następnie, przy użyciu opracowanego modelu, obliczono natężenia przedmuchów spalin dla wartości zużycia odpowiadających różnym przebiegom samochodu. Wyniki porównania wartości obliczonych ze zmierzonymi potwierdziły przydatność modelu do przewidywania zmian natężenia przedmuchów spalin spowodowanych eksploatacyjnym zużyciem silnika, dla silnika dotartego [8, 11].

Mimo, że natężenie przedmuchów spalin do skrzyni korbowej, z funkcjonalnego punktu widzenia, wydaje się być najlepszą miarą jakości działania uszczelnienia TPC, to wykorzystywanie go do weryfikacji modelu może nieść ze sobą pewne ryzyko. Wartość natężenia przedmuchów spalin w badaniach symulacyjnych otrzymuje się w wyniku całkowania chwilowych natężeń przepływu gazu przez kanały połączone bezpośrednio ze skrzynią korbową. A zatem obliczona wartość natężenia przedmuchów spalin jest uzależniona od wielu wyznaczanych w modelu wielkości, w różny sposób od siebie zależnych i w różnym stopniu wpływających na obliczane natężenia przepływu w kanałach. Oznacza to, że potencjalnie daną, zgodną z pomiarami, wartość natężenia przedmuchów spalin można uzyskać przy niepoprawnie wyznaczonych w symulacjach przebiegach ciśnień, położeniach pierścieni w rowkach itd. Danymi doświadczalnymi, które pozwalałyby lepiej zweryfikować model byłyby przebiegi tych wielkości, które są wyznaczane w modelu w funkcji kąta obrotu wału korbowego na podstawie przyjętych założeń, w tym praw fizycznych lub zależności empirycznych. Do wielkości tych należą: natężenia przepływu gazu przez poszczególne kanały, ciśnienia i temperatury gazu w poszczególnych stopniach labiryntu, położenia pierścieni w rowkach.

W związku z powyższym opracowano koncepcję i zbudowano bezprzewodowy układ do pomiaru i rejestracji chwilowych wartości ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych, położen osiowych pierścieni w rowkach oraz temperatury gazu przepływającego przez uszczelnienie w czasie pracy silnika [5]. Układ ten udoskonalono i przystosowano do zamontowania w tłoku o mniejszej średnicy, w porównaniu z pierwszą wersją układu. Zmodyfikowany układ, składający się z czujników pomiarowych, modułu przetwarzającego i rejestrującego sygnały pomiarowe oraz modułu zasilającego, zainstalowano w tłoku jednocylindrowego silnika badawczego o zmodyfikowanej konstrukcji. Modyfikacja silnika miała na celu zapewnienie bezkolizyjnej pracy przeciwiężarów wału korbowego i tłoka z zamontowanym układem pomiarowym. Wymaganą ilość miejsca uzyskano dzięki wydłużeniu korbowodu i podniesieniu tulei cylindrowej wraz z głowicą silnika. Silnik z tłokiem badawczym zamontowano na specjalnie zbudowanym stanowisku dynamometrycznym, m.in. wyposażonym w zewnętrzny układ chłodzenia i smarowania, który pozwala na wstępne podgrzanie i precyzyjne utrzymanie silnika w wymaganym stanie cieplnym [15].

Metoda prognozowania trwałości

Klasyczne metody prognozowania trwałości polegają na ocenie przebiegu zużycia wybranych elementów zespołu TPC na podstawie skróconych badań, a następnie ekstrapolowaniu tego przebiegu i wyznaczeniu czasu, po jakim zużycie osiągnie wartość graniczną. Warunkiem uzyskania wiarygodnych wyników jest poprawne wyznaczenie przebiegu zużycia oraz poprawne przyjęcie wartości zużycia granicznego. Stosowane obecnie metody pomiarowe oraz odpowiednio długie testy trwałościowe pozwalają na dostatecznie dokładne wyznaczenie intensywności zużycia. Również powszechnie zakładany liniowy przebieg zużycia, zwłaszcza w przypadku tulei cylindrowej, jest akceptowalny, gdyż doświadczenie pokazuje, że znaczne nieliniowości w przebiegu zużycia elementów układu TPC występują tylko w okresie docierania (w przypadku nowoczesnych silników okres ten jest krótki) oraz przy bardzo dużych wartościach zużycia (obecnie silniki są zwykle wycofywane z eksploatacji zanim rozpocznie się okres przyspieszonego zużycia).

Więcej trudności przysparza poprawne ustalenie wartości zużycia granicznego. Wartość ta ustalana jest metodami eksperckimi, biorąc pod uwagę doświadczenia z podobnymi obiektami wycofanymi już z eksploatacji. Jednak opieranie się na doświadczeniach z innymi konstrukcjami, zwykle o co najmniej jedną generację starszymi, może prowadzić do znacznych błędów, ponieważ nie ma stałej zależności pomiędzy wartością zużycia elementów, a spadkiem szczelności układu TPC. Spowodowane jest to złożonymi mechanizmami działania uszczelnienia pierścieniowego, w którym nawet niewielkie zmiany konstrukcyjne mogą powodować znaczne zmiany w efektywności jego działania.

Aby usunąć tę niedogodność, opracowano nową metodę prognozowania trwałości układu TPC silnika spalinowego [13]. W metodzie tej intensywności zużywania elementów wyznaczane są tradycyjnymi metodami, na podstawie wyników pomiarów zużycia

przeprowadzanych w badaniach stanowiskowych lub drogowych. Natomiast graniczna wartość zużycia wyznaczana jest z wykorzystaniem opracowanego modelu uszczelnienia pierścieniowego. Wymaga to jednak znajomości dopuszczalnego spadku szczelności układu TPC. Spadek ten przyjęty może być na podstawie założonych dopuszczalnych wartości wskaźników pracy silnika. Sposób wyznaczenia zależności pomiędzy wybranymi wskaźnikami pracy silnika, a spadkiem szczelności zespołu TPC przedstawiono w pracy [18].

Opracowaną metodę zastosowano do wyznaczenia trwałości dwóch silników ZS, przy czym intensywności zużycia w przypadku jednego z nich ustalono w oparciu o wyniki długotrwałych badań eksploatacyjnych [13], a w przypadku drugiego w oparciu o wyniki badań stanowiskowych [14]. Dzięki temu, że rzeczywiste trwałości analizowanych typów silników były znane, uzyskane prognozy pozwoliły uznać metodę za zweryfikowaną.

Podsumowanie i możliwości wykorzystania wyników

Opracowano model uszczelnienia pierścieniowego silnika spalinowego integrujący podmodele: przepływu gazu przez szczeliny uszczelnienia, przemieszczeń i skręceń pierścieni w rowkach pierścieniowych oraz filmu olejowego. Model, oprócz wielu parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych (prędkość obrotowa, obciążenie, temperatura silnika), pozwala analizować wpływ zużycia elementów na działanie uszczelnienia. Podczas obliczeń wyznaczone są, jako funkcja kąta obrotu wału korbowego silnika, przebiegi m.in. następujących wielkości: ciśnień i temperatur gazu w poszczególnych przestrzeniach międzypierścieniowych, położeń osiowych i kątów skręceń pierścieni tłokowych, natężeń przepływu gazu przez poszczególne szczeliny uszczelnienia pierścieniowego, minimalnych grubości filmu olejowego pomiędzy pierścieniami a tuleją cylindrową. Ponadto wyznaczone są średnie dla całego cyklu pracy silnika: natężenie przedmuchów spalin do skrzyni korbowej, natężenie zwrotnego przepływu gazu z uszczelnienia pierścieniowego w kierunku komory spalania (ang. blow-up) oraz masa oleju zgarnianego przez pakiet pierścieni w kierunku komory spalania. Daje to wiele możliwości prowadzenia badań symulacyjnych uszczelnienia pierścieniowego pod różnym kątem.

Opracowano metodę prognozowania trwałości zespołu TPC bazującą na symulacjach prowadzonych z wykorzystaniem modelu. Zaletą metody jest brak konieczności przyjmowania a-priori wartości zużycia granicznego. Metoda pozwala na programowe kształtowanie trwałości na etapie konstruowania – konstrukcyjne zabiegi zmierzające do minimalizacji zużycia tych powierzchni, które, jak wynika z obliczeń, najbardziej przyczyniają się do wzrostu nieszczelności.

Zaplanowano i wykonano szereg badań stanowiskowych i drogowych silników oraz wykonano stanowisko do badań zjawisk towarzyszących działaniu uszczelnienia pierścieniowego. Wyniki badań wykorzystano do identyfikacji i weryfikacji opracowanego modelu oraz metody prognozowania trwałości, a ponadto w oparciu o długotrwałe badania

drogowe i stanowiskowe opracowano empiryczne modele przebiegu zużycia oraz zmian stanu technicznego zespołu TPC silnika ZS [16, 19].

Opracowany model uszczelnienia pierścieniowego oraz metoda prognozowania trwałości mogą zostać wykorzystane jako narzędzia wspomagające proces projektowania i diagnozowania konstrukcji zespołu TPC. Model został już dwukrotnie wykorzystany praktycznie, w pracach rozwojowych oraz w analizie jakości produkcji.

Model wykorzystano w prowadzonych przez jeden ze światowych koncernów motoryzacyjnych pracach rozwojowych mających na celu opracowanie nowego silnika HDD. Celem zadania, w którym wykorzystywano model, było dopracowanie konstrukcji zespołu TPC (gł. kształt i wymiary tłoka pomiędzy pierwszym a drugim pierścieniem oraz luzy pierścieni uszczelniających) tak, aby ograniczyć do minimum odrywanie się pierwszego pierścienia uszczelniającego od powierzchni rowka w suwie pracy oraz przepływ gazu z części pierścieniowej w kierunku komory spalania (zdaniem producenta zjawiska te silnie wpływają na zużycie oleju silnikowego oraz toksyczność spalin), przy jednocześnie możliwie małych natężeniach przedmuchów spalin do skrzyni korbowej. Wyniki nie publikowane ze względu na klauzulę poufności.

Z wykorzystaniem modelu dokonano również oceny zakresu, w jakim może zmieniać się natężenie przedmuchów spalin w zależności od położenia poszczególnych wymiarów współpracujących elementów w polu tolerancji. Praca stanowiła jeden z etapów badań nad przyczynami przekraczania przyjętej przez producenta dopuszczalnej wartości natężenia przedmuchów spalin do skrzyni korbowej oraz ich dużych rozrzutów w nowo produkowanych silnikach. Wyniki częściowo opublikowano w pracy [20].

Opracowana metoda pomiarowa (bezprzewodowy pomiar szybkozmiennych wielkości za pomocą czujników umieszczonych w tłoku pracującego silnika), unikatowa w skali kraju, również będzie mogła być wykorzystana zarówno w dalszych badaniach naukowych jak i w badaniach na rzecz przemysłu. Metoda ta może znaleźć zastosowania w badaniach innych maszyn, gdzie istnieje potrzeba umieszczenia czujników w ruchomych elementach.

3. OMÓWIENIE POZOSTAŁYCH OSIĄGNIĘĆ NAUKOWO -BADAWCZYCH

3.1. Działalność naukowa

Pierwsze doświadczenia w pracy naukowej zdobyłem już w czasie studiów w „Kole Naukowym Samochodiarzy”, gdzie zajmowałem się zagadnieniami diagnostyki elektronicznie sterowanych układów wtryskowych benzyny (praca magisterska) oraz innych układów elektronicznych i elektrycznych pojazdu (publikacja naukowa).

Po zatrudnieniu na stanowisku asystenta w Katedrze Silników Spalinowych Politechniki Lubelskiej aktywnie uczestniczyłem w pracach badawczych prowadzonych w Katedrze. Byłem głównym wykonawcą w trzech, kierowanych przez prof. Andrzeja Niewczasa, projektach badawczych KBN (wykaz w zał. nr 5) poświęconych modelowaniu zużycia oraz prognozowaniu niezawodności silników spalinowych. Będąc odpowiedzialnym za realizację części eksperymentalnej projektów, zdobyłem doświadczenie w zakresie przygotowania i realizacji badań doświadczalnych silników, zarówno w warunkach eksploatacyjnych jak i stanowiskowych, oraz opracowania wyników pomiarów. Uczestniczyłem również w pracach teoretycznych, w których m.in. zweryfikowano opracowany stochastyczny model przebiegu zużycia trybologicznego, w sensie potwierdzenia zjawiska „gasnącej pamięci”, tzn. braku zależności pomiędzy intensywnością zużycia a wartością zużycia w dostatecznie odległej chwili w przeszłości, w tym stanie początkowym (wielkości luzów montażowych). Byłem również współautorem metody probabilistycznego prognozowania trwałości silnika, opartej na obserwacji przebiegu zużycia elementów zespołu TPC podczas krótkich badań. Metoda pozwala obliczać prawdopodobieństwo zużycia granicznego dla danej chwili czasu lub przebiegu eksploatacyjnego. Zaproponowano również sposób oceny błędu prognozy. Badania powyższe pozwoliły mi na przygotowanie rozprawy doktorskiej, którą obroniłem, z wyróżnieniem, w styczniu 2002 roku, oraz kilku publikacji naukowych.

Drugim obszarem moich zainteresowań naukowych były ekologiczne aspekty rozwoju motoryzacji (był to okres gwałtownego wzrostu liczby pojazdów samochodowych eksploatowanych na terenie Polski). Brałem udział w wieloletnich badaniach toksyczności spalin pojazdów samochodowych prowadzonych na terenie Lublina przez Katedrę Silników Spalinowych oraz w innych pracach z tego zakresu zleconych przez przemysł. Wynikiem tych prac było również kilka publikacji naukowych. Łącznie przed uzyskaniem stopnia naukowego doktora nauk technicznych byłem współautorem 14 publikacji naukowych oraz kilku niepublikowanych raportów i opracowań o charakterze naukowym.

Po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych kontynuowałem badania nad przebiegiem degradacji i doskonaleniem konstrukcji zespołu TPC. Brałem udział, jako główny wykonawca, w dwóch kierowanych przez prof. Niewczasa projektach badawczych oraz byłem kierownikiem projektu badawczego własnego (wykaz w zał. nr 5). W pracy naukowej

skoncentrowałem się głównie na fizykalnym modelowaniu uszczelnienia pierścieniowego oraz różnych możliwościach wykorzystania opracowanego modelu. Wynikiem tych prac jest monotematyczny cykl publikacji będący podstawą niniejszego wniosku.

Tematyka prac prowadzonych w ww. projektach była szersza. Brałem udział w badaniach nad wpływem czynników eksploatacyjnych na przebieg zużycia silnika, w szczególności nad wpływem rozruchu. W badaniach wyznaczono typowe warunki pracy silników samochodów dostawczych i ciężarowych eksploatowanych w różnych warunkach, w tym wyznaczono gęstość czasową i warunki temperaturowe rozruchów. Z kolei w warunkach laboratoryjnych wyznaczono zużycie towarzyszące rozruchowi silnika w różnych temperaturach. Byłem współautorem: metody wyznaczania udziału rozruchów w całkowitym zużyciu silnika, stochastycznego modelu zużycia uwzględniającego składową zużycia związaną z rozruchem oraz metody prognozowania trwałości silnika w oparciu o stanowiskowy test rozruchów.

Korzystając z wyników ww. badań eksploatacyjnych i stanowiskowych, zidentyfikowałem model przebiegu zużycia, w którym uwzględniono składową okresową związaną z rozruchami silnika. W modelu tym założono, że zużycie tulei cylindrowej silnika samochodowego jest sumą przeciętnego zużycia wyznaczonego dla długiego przedziału czasu oraz okresowych odchyłeń od przebiegu przeciętnego, wynikających z różnych temperatur rozruchów silnika w różnych porach roku (w analizowanym przypadku intensywność zużycia w okresie zimowym była o 16% większa, niż w okresie letnim). Wskazałem również na konsekwencje opisanego zjawiska, które wcześniej nie były brane pod uwagę, tj. błędy jakie mogą być popełniane przy wyznaczaniu intensywności zużycia silników eksploatowanych w normalnych warunkach na podstawie pomiarów mikrometrycznych przeprowadzanych w przypadkowych porach roku.

Przeprowadziłem stanowiskowe badania, na podstawie których wyznaczyłem wpływ przebiegu nagrzewania oraz stanu cieplnego silnika na wybrane wskaźniki jego pracy (moment obrotowy, zużycie paliwa, sprawności silnika, natężenie przedmuchów spalin do skrzyni korbowej, ilościowe zużycie oleju silnikowego, zadymienie spalin oraz obciążenia cieplne elementów silnika).

Wykorzystując wyniki pomiarów uzyskane w eksploatacyjnych badaniach samochodów w zakresie przebiegów 0-400 tys. km, opracowałem modele zmian parametrów diagnostycznych charakteryzujących szczelność komory spalania silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym. Modele określają tendencje rozwojowe wartości średniej oraz pola rozproszeń rozpatrywanych parametrów w funkcji przebiegu samochodu. Zaletą modeli jest fakt, że powstały na podstawie długotrwałej obserwacji jednorodnej próby obiektów, a nie na podstawie obserwacji tzw. prób warstwowych, jak to ma najczęściej miejsce.

Byłem również współautorem sposobu określania charakterystyk niezawodnościowych silnika w oparciu o badanie małej liczby obiektów. Do oceny niezawodności wykorzystano analizę Kaplana-Meiera, która pozwala uwzględnić przypadki obiektów wycofanych z analizy (wycofanie samochodu z eksploatacji z innych przyczyn, niż stan graniczny silnika lub

przerwana obserwacja, np. spowodowana sprzedażą samochodu). Bazując na danych z pomiarów szczelności komory spalania, wyznaczono empiryczną funkcję przetrwania typu Kaplana–Meiera oraz dopasowaną do empirycznej ciągłą funkcję niezawodności i funkcję intensywności uszkodzeń silnika (w sensie osiągnięcia przyjętego stanu granicznego).

Oprócz zagadnień związanych z prognozowaniem niezawodności oraz fizykalnym modelowaniem szczelności zespołu TPC, dalej interesowałem się ekologicznymi aspektami stosowania silników spalinowych. Byłem głównym wykonawcą i osobą odpowiedzialną za pomiary drogowe w badaniach (wykaz w zał. 5), których celem była ocena zagrożeń dla środowiska ze strony różnych grup pojazdów oraz sformułowanie proekologicznych przesłanek w stosunku do polityki motoryzacyjnej kraju (mechanizmy ekonomiczne i prawne regulujące: import pojazdów używanych, wycofywanie starych pojazdów z eksploatacji, egzekwowanie przepisów o stanie technicznym samochodów). Na podstawie badań, którym łącznie poddano kilka tysięcy pojazdów, określono rzeczywisty stan techniczny, w zakresie toksyczności spalin, pojazdów samochodowych eksploatowanych w województwie lubelskim, w tym udział pojazdów nie spełniających wymagań technicznych w tym zakresie. Określono wpływ: wieku, pochodzenia (samochód kupiony w kraju, sprowadzony z zagranicy), objętości skokowej silnika itp. na stężenie składników toksycznych w spalinach lub zadymienie spalin. Porównano samochody zasilane benzyną oraz gazem propan-butan. Zebrano informacje o sposobie eksploatacji pojazdów, w tym o sposobie obsługi. Określono rzetelność przeprowadzania okresowych badań technicznych oraz związek pomiędzy jakością przeprowadzanych badań oraz sposobem serwisowania pojazdu, a jego stanem technicznym. Wyznaczono również różnice w strukturze parku samochodów osobowych oraz sposobie ich eksploatacji pomiędzy dużym miastem (Lublin), a obszarem o niskim poziomie urbanizacji (obszary wiejskie i małe miasta leżące w znacznej odległości od dużych miast).

Brałem również udział w badaniach stanu „ekologicznego” autobusów komunikacji miejskiej w Lublinie. W badaniach określono rzeczywisty stan techniczny, w tym: liczby pojazdów niespełniających wymagań dotyczących zadymienia spalin, wpływ: typu i wieku (przebiegu) silnika, marki pojazdu, stosowanego paliwa (zwykły olej napędowy, Citidiesel, Ekodiesel) na zadymienie spalin. Określono także trendy zmian na przestrzeni 8 lat (badania prowadzono przez kilka lat).

Byłem również inicjatorem i współwykonawcą badań, których celem była ocena skutków stosowania dostępnego na stacjach paliwowych paliwa typu biodiesel. Porównano parametry użytkowe, zadymienie spalin i stężenia składników toksycznych w spalinach silnika zasilanego takim paliwem i klasycznym olejem napędowym oraz ich mieszaniną.

3.2. Działalność badawczo-rozwojowa – współpraca z przemysłem

Pierwsze doświadczenia we współpracy z przemysłem zdobyłem już w czasie realizacji pierwszego projektu badawczego, w jakim brałem udział (9S604 047 06), gdyż badania prowadzono wspólnie z Zakładem Transportu Samochodowego Poczty Polskiej oraz z ZS Star SA (badania doświadczalnie wykonywano głównie w ZS Star w Starachowicach). Z zakładami tymi współpracowano również przy realizacji kolejnego projektu 9T12D 019 13. W okresie tym byłem również głównym wykonawcą prac badawczo-rozwojowych oraz kierownikiem pracy rozwojowej zleconych z przemysłu (wykaz prac w załączniku nr 5). W wyniku zrealizowania ww. prac: wprowadzono zmiany w technologii wykonywania otworów pod tuleje cylindrowe w bloku silnika 359M, wdrożono nowy program docierania technologicznego silników w ZS Star SA, dopuszczono polskiej produkcji olej silnikowy Jasol 9 do stosowania w samochodach Star oraz wydłużono zalecany przez producenta samochodów okres między wymianami oleju, wprowadzono zmiany w konstrukcji uszczelnienia pierścieniowego sprężarki.

Niezwykle cenny był dla mnie półroczny staż w zakładach Federal Mogul w Gorzycach. Pracując w Dziale Konstrukcji i Badań Tłoków zdobyłem dużą wiedzę z zakresu konstrukcji, produkcji oraz badań tłoków do silników spalinowych (brałem udział w prowadzonych tam badaniach hamownianych). Zapoznałem się również z organizacją i specyfiką pracy nowoczesnego zakładu motoryzacyjnego.

Po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych duży nacisk kładłem na badania o charakterze użytkowym oraz współpracę z przemysłem. Współpracując z firmą Intrall przygotowałem wniosek o projekt celowy, który był realizowany w latach 2005-2006. W wyniku realizacji tego projektu (*Samochód dostawczy ze zmodernizowanym układem napędowym o podwyższonych własnościach użytkowych i ekologicznych oraz zwiększonym poziomie bezpieczeństwa*), którego byłem kierownikiem, opracowano konstrukcję i wdrożono do produkcji zmodernizowany samochód dostawczy Lublin 3Mi. Dzięki modernizacji samochód spełniał normy Euro IV oraz wyposażony został m.in. w system ABS i nowy układ oświetlenia. Ponadto wyniki uzyskane w projekcie wykorzystane zostały przy opracowaniu prototypu nowego samochodu dostawczego o roboczej nazwie Lubo (m.in. układ poduszek powietrznych, nie wdrożony w produkowanych seryjnie Lublinach 3Mi ze względów ekonomicznych).

Następnie byłem kierownikiem dwóch projektów celowych realizowanych w latach 2007-2008 i 2010-2011 przez firmę Wielon SA (największy w Polsce, i jeden z największych w Europie, producent naczep i przyczep) wspólnie z Wydziałem Mechanicznym Politechniki Lubelskiej. W wyniku realizacji pierwszego projektu pn. *Naczepa do przewozu ładunków specjalnych, ciężkich ponadnormatywnych i ponadgabarytowych* opracowano konstrukcję i przygotowano dokumentację technologiczną uniwersalnej naczepy do przewozu ładunków nienormatywnych o masie do 45 t (dmc naczepy do 58 t), w tym zbudowano i przebadano prototyp naczepy. Naczepa została w 2008 roku wdrożona do produkcji seryjnej w firmie

Wielton SA i jest do dzisiaj sprzedawana w kilku wersjach pod nazwami handlowymi NJ4 i NJ5. Opracowana naczepa może przewozić ładunki cięższe od normatywnych dzięki zastosowaniu większej liczby osi, natomiast ponadgabarytowe dzięki możliwości jej wydłużania oraz poszerzania. Zaletą pojazdu jest to, że w stanie „złożonym” spełnia on wymagania stawiane pojazdom standardowym, a więc może poruszać się po drogach bez specjalnych pozwoleń.

W ramach realizacji drugiego projektu pn. *Naczepa specjalistyczna niskopodłogowa do transportu maszyn, urządzeń i elementów konstrukcji wielkogabarytowych* opracowano konstrukcję i przygotowano dokumentację technologiczną modułowej naczepy o dmc 84 t, zbudowano i przebadano prototyp naczepy oraz wyprodukowano egzemplarz serii próbnej. Naczepę w 2012 roku wdrożono do produkcji w firmie Wielton SA i dostępna jest pod nazwą handlową NJ5M. Modułowa konstrukcja umożliwia konfigurowanie naczepy w zależności od przewożonego ładunku: pojazd można konfigurować jako 2, 3 lub 5 osiowy, ponadto istnieje możliwość wydłużenia i poszerzenia obniżonej platformy ładunkowej oraz możliwość przewożenia ładunków bez tej platformy – na platformach wózków jezdnych.

4. PODSUMOWANIE

Oryginalne osiągnięcia będące wkładem autora w rozwój dyscypliny naukowej Budowa i eksploatacja maszyn

- Opracowanie matematycznego modelu uszczelnienia pierścieniowego integrującego podmodele: przepływu gazu, dynamiki pierścieni tłokowych oraz filmu olejowego. Model ten stanowi rozwinięcie istniejących modeli dzięki zastosowaniu oryginalnego opisu parametrów termodynamicznych przepływającego gazu w oparciu o bilans energetyczny oraz uwzględnieniu wpływu zużycia elementów na działanie uszczelnienia.
- Wykorzystanie ww. modelu w badaniach eksploatacyjnych, w tym do przewidywania zmian stanu technicznego zespołu TPC w czasie eksploatacji; autor nie zna przypadków wcześniejszego wykorzystania modeli analitycznych do tego celu.
- Opracowanie oryginalnej metody prognozowania trwałości zespołu TPC, której zaletą jest brak konieczności przyjmowania zużycia granicznego a-priori.
- Opracowanie probabilistycznego modelu zmian parametrów szczelności komory spalania podczas eksploatacji silnika ZS.

Dorobek publikacyjny

Jestem autorem lub współautorem 8 artykułów w czasopismach wyróżnionych w Journal Citation Reports (JCR), wszystkie po uzyskaniu stopnia doktora, 55 artykułów w innych recenzowanych czasopismach naukowych, w tym 51 po uzyskaniu stopnia doktora, oraz 29 publikacji w innych czasopismach i materiałach konferencyjnych, w tym 18 po uzyskaniu stopnia doktora.

Sumaryczny *impact factor* publikacji naukowych wg **Journal Citation Report JCR**,

zgodnie z rokiem opublikowania – 5,413

(uwaga: dla artykułów opublikowanych w 2014 roku przyjęto ostatnie ogłoszone wartości *IF*, tj. za rok 2013)

Dorobek publikacyjny wg bazy **Web of Science**:

liczba indeksowanych publikacji – 9

indeks Hirsha – 4

liczba cytowań – 35 (w tym bez autocytowań – 29)

Dorobek publikacyjny wg bazy **Scopus**:

liczba indeksowanych publikacji – 14

indeks Hirsha – 4

liczba cytowań – 41

Dorobek publikacyjny wg **Google Scholar**:

liczba publikacji – 48

indeks Hirsha – 7

liczba cytowań – 117

Inne osiągnięcia naukowo-badawcze

Wyniki swoich prac badawczych, po uzyskaniu stopnia doktora, przedstawiłem na 39 konferencjach naukowych, w tym 17 zagranicznych i 15 międzynarodowych odbywających się na terenie Polski.

Byłem recenzentem kilkunastu artykułów zgłoszonych do czasopism naukowych, w tym 2 czasopism zagranicznych z listy JCR, oraz publikacji SAE.

Jestem członkiem komitetu naukowego zagranicznej konferencji (QR2MSE, Chiny), prowadziłem również sesję na zagranicznej konferencji (Power Transmissions 2006, Serbia).

Byłem kierownikiem jednego projektu badawczego oraz głównym lub pierwszym wykonawcą w 5 projektach badawczych, w tym 2 po uzyskaniu stopnia doktora. Byłem kierownikiem 3 projektów celowych – wszystkie zakończyły się wdrożeniami. Byłem również kierownikiem lub głównym wykonawcą kilku innych prac zleconych o charakterze badawczo-rozwojowym.

W mojej pracy zawodowej szczególne miejsce zajmowała współpraca z przemysłem. Współpracowałem z wieloma przedsiębiorstwami oraz instytucjami badawczymi pracującymi na rzecz przemysłu. Brałem udział w wielu pracach, które znalazły praktyczne zastosowanie oraz bezpośrednio zleconych przez przemysł. Między innymi byłem współautorem projektu i liderem zespołu, który opracował konstrukcję ramy naczepy do przewozu ładunków ponadnormatywnych umożliwiającą łatwą zmianę jej długości oraz konstrukcję platformy ładunkowej umożliwiającą zwiększenie jej szerokości, wraz z systemami ułatwiającymi załadunek i mocowanie przewożonego ładunku. Byłem również współautorem koncepcji modułowej naczepy oraz liderem grupy opracowującej konstrukcję jej struktur nośnych. Obie naczepy zostały wdrożone do produkcji w firmie Wielton SA.

Za działalność naukową trzykrotnie otrzymałem nagrodę Rektora Politechniki Lubelskiej.

Pełny wykaz projektów i prac w których brałem udział, wykaz konferencji naukowych, nagród, szkoleń i innych osiągnięć zamieszczono w załączniku nr 5.

Dorobek dydaktyczny i organizacyjny

Prowadziłem zajęcia z zakresu silników spalinowych, podstaw budowy maszyn, podstaw eksploatacji maszyn oraz termodynamiki dla studentów kierunków: Mechanika i budowa maszyn, Transport, Mechatronika, Zarządzanie i inżynieria produkcji oraz Inżynieria produkcji. Prowadziłem również wykłady (w ramach Erasmus) i seminarium na uczelniach zagranicznych.

Byłem promotorem 29 prac dyplomowych (magisterskich lub inżynierskich). Jestem autorem 2 rozdziałów skryptu akademickiego. Jestem autorem programu nauczania do kilku przedmiotów. Ponadto brałem udział w tworzeniu programów studiów na kierunkach Transport, Mechanika i budowa maszyn oraz Zarządzanie i inżynieria produkcji.

Byłem członkiem komitetu organizacyjnego dwóch konferencji oraz współorganizatorem wielu seminariów naukowych. Jestem członkiem dwóch towarzystw naukowych (PTNSS i PNTTE). Nominowany zostałem na członka Zespołu Systemów Eksploatacji Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN oraz powołany zostałem do Komisji II Podstaw i Zastosowań Fizyki i Chemii w Technice, Rolnictwie i Medycynie przy Oddziale PAN w Lublinie, gdzie zostałem wybrany na Sekretarza Naukowego tej Komisji. Za działalność organizacyjną otrzymałem nagrodę Rektora Politechniki Lubelskiej.

Szczegółowo moje osiągnięcia dydaktyczne i organizacyjne zostały przedstawione w załączniku nr 5.

