



Politechnika Wroclawska

AUTOREFERAT
O PRZEBIEGU PRACY NAUKOWEJ,
DYDAKTYCZNEJ I ORGANIZACYJNEJ



Piotr Osiński

Wroclaw 2015

Spis treści

1.0	Dane osobowe.....	4
2.0	Posiadane dyplomy i stopnie naukowe.....	4
3.0	Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych.....	4
4.0	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.).....	5
5.0	Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo – badawczych.....	17
5.1	Zestawienie prac publikowanych i niepublikowanych wykonanych przed i po uzyskaniu stopnia doktora z wyszczególnieniem publikacji naukowych w czasopismach znajdujących się w bazie Journal Citation Reports	17
5.2	Autorstwo zrealizowanego oryginalnego osiągnięcia projektowego, konstrukcyjnego lub technologicznego.....	19
5.3	Udzielone patenty międzynarodowe lub krajowe.....	34
5.4	Wynalazki, wzory użytkowe i przemysłowe, które uzyskały ochronę i zostały wystawione na międzynarodowych lub krajowych wystawach lub targach.....	35
5.5	Kierowanie międzynarodowymi lub krajowymi projektami badawczymi lub udział w takich projektach.....	35
5.6	Międzynarodowe lub krajowe nagrody i wyróżnienia za działalność naukową, badawczą oraz osiągnięcia w dziedzinie techniki.....	36
5.7	Udział w międzynarodowych lub krajowych konferencjach naukowych lub udział w komitetach organizacyjnych tych konferencji.....	37
5.8	Wygłoszenie referatów na międzynarodowych lub krajowych konferencjach tematycznych.....	38
5.9	Uczestnictwo w programach europejskich i innych programach międzynarodowych lub krajowych.....	39
5.10	Udział w konsorcjach i sieciach badawczych.....	39
5.11	Kierowanie projektami realizowanymi we współpracy z naukowcami z innych ośrodków polskich i zagranicznych, a w przypadku badań stosowanych we współpracy z przedsiębiorcami.....	40
5.12	Członkostwo w międzynarodowych lub krajowych organizacjach i towarzystwach naukowych.....	41
5.13	Osiągnięcia dydaktyczne i w zakresie popularyzacji nauki, opieka naukowa nad studentami oraz doktorantami w charakterze opiekuna naukowego lub promotora pomocniczego.....	41

5.14	Staże w zagranicznych lub krajowych ośrodkach naukowych lub akademickich.....	42
5.15	Wykonanie ekspertyz lub innych opracowań na zamówienie organów władzy publicznej, samorządu terytorialnego, podmiotów realizujących zadania publiczne lub przedsiębiorców.....	42
5.16	Udział w zespołach eksperckich i konkursowych, recenzowanie projektów międzynarodowych lub krajowych oraz publikacji w czasopiśmie międzynarodowych i krajowych.....	44
Załącznik I	Pełen wykaz dorobku naukowego z dn. 31 marca 2015 r. wraz z określeniem udziału habilitanta dla prac opublikowanych po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych.....	45
Załącznik II	Oświadczenia współautorów o braku zastrzeżeń do podanego udziału w pracy nad przygotowaniem artykułów napisanych po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych.....	59
Załącznik III	Opieka naukowa nad doktorantami w charakterze promotora pomocniczego – zawiadomienia o wszczęciu przewodu doktorskiego...	78
Załącznik IV	Kopie wybranych publikacji.....	80
Załącznik V	Kopia dyplomu doktora nauk technicznych.....	153
Załącznik VI	Decyzje o udzieleniu patentu na wynalazek wg zgłoszenia P394893, P397539, P398436 i P398437.....	155
Załącznik VII	Wykaz prac cytowanych wg bazy Web of Science potwierdzone przez Centrum Wiedzy i Informacji Naukowo Technicznej Politechniki Wrocławskiej oraz wykaz prac cytowanych wg bazy Scopus.....	160
Załącznik VIII	Projekt prototypu pompy z kompensacją luzu obwodowego	165

1.0 Dane osobowe

- 1) Imię i Nazwisko : **Piotr Osiński**
- 2) Stopień naukowy : **doktor inżynier nauk technicznych**
- 3) Adres zatrudnienia : **Politechnika Wroclawska
Wydział Mechaniczny
Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych
Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych
ul. Ign. Łukasiewicza 7/9
50 – 371 Wrocław**

2.0 Posiadane dyplomy i stopnie naukowe

- | | |
|------|--|
| 2007 | doktor nauk technicznych; praca doktorska pt.: „Wpływ podcięcia stopy zęba na właściwości hydrauliczne i akustyczne pompy zębatej”, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska |
| 1997 | magister inżynier; praca magisterska pt.: „Numeryczna optymalizacja zespołu pompującego nowej generacji pomp typu PZ4”, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska |
| 1992 | technik żeglugi śródlądowej, Technikum Żeglugi Śródlądowej we Wrocławiu |

3.0 Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

- | | |
|-----------|---|
| od 2014 | w wyniku restrukturyzacji zatrudnienie na etacie adiunkta w Katedrze Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska; |
| 2014-2014 | w wyniku restrukturyzacji zatrudnienie na etacie adiunkta w Katedrze Maszyn i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska; |
| od 2013 | powołanie na stanowisko Kierownika Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn; |
| 2012-2014 | w wyniku restrukturyzacji zatrudnienie na etacie adiunkta w Zakładzie Maszyn i Układów Hydraulicznych, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wroclawska; |
| 2008–2012 | mianowanie na stanowisko adiunkta w Zakładzie Napędów i Automatyki Hydraulicznej, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wroclawska; |
| 1999–2007 | mianowanie na stanowisko asystenta w Zakładzie Napędów i Automatyki Hydraulicznej, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wroclawska; |

4.0 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

Jako osiągnięcie wynikające z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki wskazuję **monografię** pt.: „*Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym*” (dołączone dzieło opublikowane w całości, poz. [14] wg załącznika I) oraz oryginalne osiągnięcia **projektowe, konstrukcyjne i technologiczne** szerzej omówione w rozdziale 5.2 niniejszego autoreferatu.

b) autor/autorzy, tytuł/tytuły publikacji, rok wydania, nazwa wydawnictwa, recenzenci wydawniczy

Osiński Piotr: *Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2013.

Recenzenci wydawniczy: Prof. dr hab. inż. Waclaw Kollek,
Prof. dr hab. inż. Zygmunt Pawelski

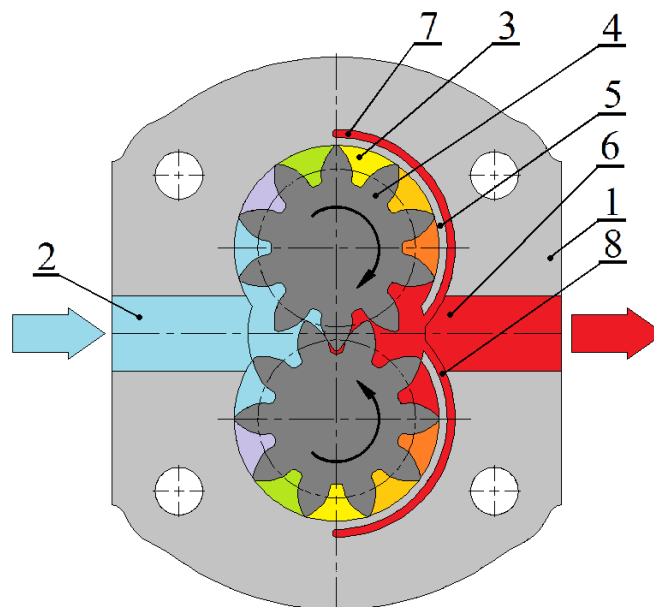
c) omówienie celu naukowego/artystycznego ww. pracy/prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania

Obecnie pompy należą do najbardziej rozpowszechnionych maszyn roboczych, są stosowane we wszystkich dziedzinach techniki. Według danych statystycznych zużywają około 30% energii wykorzystywanej przez światowy przemysł. Wśród pomp wyporowych używanych w hydraulicznych układach napędowych jako generatory energii pompy zębate są najbardziej rozpowszechnione. Ich udział jest oceniany na ponad połowę wszystkich wytwarzanych pomp. Do najważniejszych zalet pomp i silników zębatych zaliczyć należy: prostą i zwartą konstrukcję, niezawodność działania, odporność na zanieczyszczenia czynnika roboczego, duży współczynnik sprawności, małe wymiary w porównaniu z innymi pompami.

Pompy zębate ewoluowały od ponad czterech wieków (twórcą pierwszej jednostki zębatej był Johannes Kepler, który opatentował swoje rozwiązanie w 1604 r.). Wydawać by się mogło, że jednostki zębate osiągnęły już swój techniczny szczyt, a opracowane metody kompensacji luzów zapewniają najlepszą z możliwych szczelności wewnętrznych pozwalających na osiągnięcie maksymalnych ciśnień roboczych dochodzących do 32 MPa oraz uzyskując sprawności całkowite do 88% i wolumetryczne do 97% dla nominalnych parametrów pracy. Przedstawione w monografii [14] (numeracja wg załącznika I) rozważania teoretyczne i wyniki pomiarów opracowanych dla jednostek prototypowych zaprzeczają tezie kresu technicznych możliwości pomp zębatych. Opracowana koncepcja pompy z kompensacją luzów obwodowych wytycza nowe kierunki rozwoju, a co za tym idzie i zastosowań jednostek zębatych. Innowacyjne rozwiązanie kompensacji luzów obwodowych stanowi przełom konstrukcyjny i jest jedynym tego typu rozwiązaniem na świecie. Przeprowadzone badania rynku wykazały brak komercyjnych rozwiązań z kompensacją luzów obwodowych [14, 65, 67, 88, 99, 102].

W obecnie produkowanych konstrukcjach największy problem stwarza utrzymanie stałej szczeliny obwodowej. Wartości luzów obwodowych kształtują się w przedziale od 0,01 do 0,03 mm, nie ma ona zazwyczaj stałych wartości na całym obwodzie ponieważ koła zębate często przemieszczają się w granicach luzów łożyskowych w stronę przestrzeni ssawnej. Problem ten rozwiązują konstrukcje, które zostały zgłoszone w Urzędzie Patentowym RP (nr wniosku P397539, P397540, P398436, P398437 oraz P404801). Zgłoszone w urzędzie rozwiązania są unikalne w skali globalnej. Podstawową zaletą zaprezentowanych oryginalnych metod kompensacji luzów obwodowych jest możliwość ich zastosowania w dowolnej konstrukcji pomp zębatych.

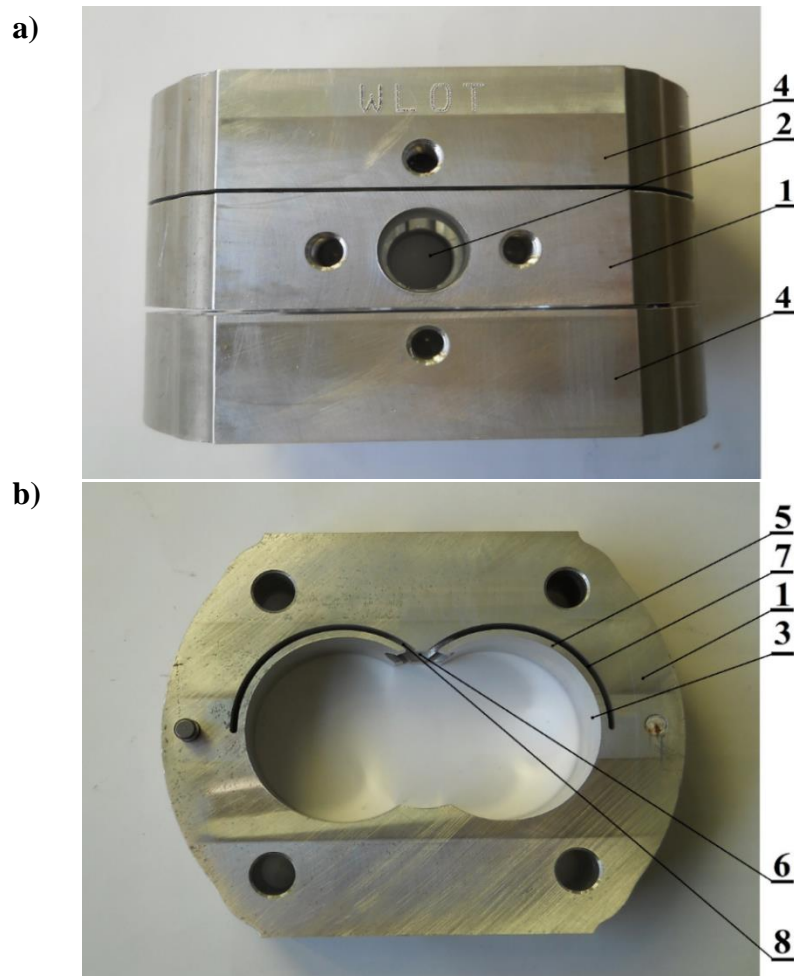
Sprawdzenie innowacyjnej idei poprawienia szczelności wewnętrznej pompy zębatej oraz wpływu jej zastosowania na właściwości akustyczne i hydrauliczne przeprowadzono dla rozwiązania z wniosku nr P397539 (wniosek rozpatrzono pozytywnie, decyzję potwierdzającą udzielenie patentu zamieszczono w załączniku VI). Istota rozwiązania (z wniosku nr P397539 patrz rys. 1 oraz 2) polega na wykonaniu dzielonego korpusu złożonego z trzech części. W częściach skrajnych umieszczone są korpusy łożysk ślizgowych. W korpusie środkowym *I*, którego szerokość zbliżona jest do szerokości kół zębatych, elektroerozyjnie wydrążono kanał w kształcie łuku. Na powstałą wargę *5* działają dwie siły. Pierwsza siła spowodowana jest ciśnieniem tłoczenia (kolor czerwony) działającego na zewnętrzną powierzchnię. Natomiast druga siła powstaje od obwodowego narostu ciśnienia oddziałującego po stronie wewnętrznej wargi. Narost ciśnienia po wewnętrznej stronie wargi oznaczono paletą barw od koloru niebieskiego do czerwonego. W wyniku występującej różnicy ciśnień oddziałującej na powierzchnie wargi, powstaje siła, która dociska wargę do kół zębatych.



Rys. 1. Przekrój przez korpus środkowy pompy z kompensacją luzów obwodowych wg wniosku patentowego P397539: 1 – korpus środkowy pompy, 2 – kanał ssawny, 3 – przestrzeń międzyzębna, 4 – koła zębate, 5 – wargę kompensująca luz obwodowy, 6 – kanał tłoczny, 7 – zatoka wysokociśnieniowa, 8 – kanał łączący zatokę wysokociśnieniową z przestrzenią tłoczną [14].

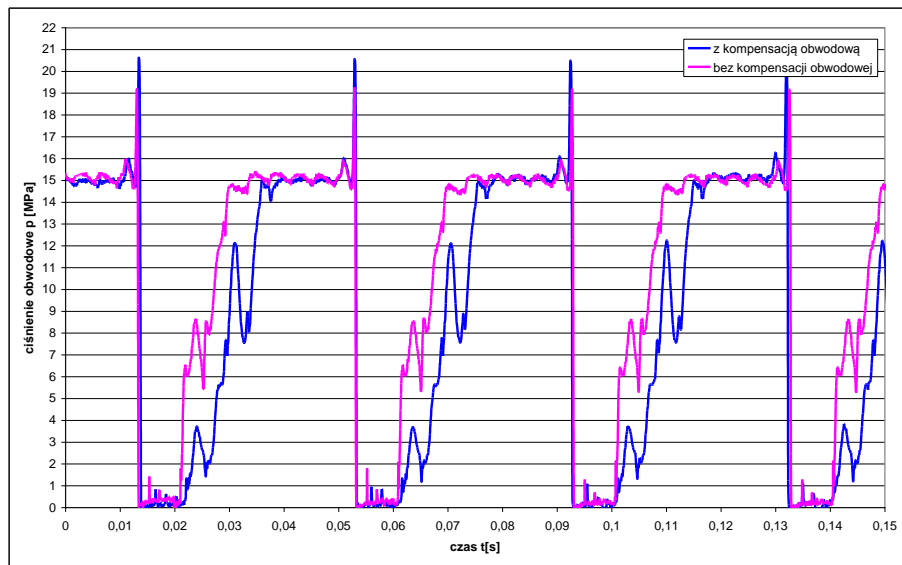
Badania doświadczalne wykonano dla dwóch pomp prototypowych. Otrzymane wyniki z pomiarów akustycznych i hydraulicznych odniesiono do równoważnej pompy bez kompensacji luzów obwodowych. Przeprowadzone badania akustyczne wykazały,

że poziom mocy akustycznej L_P jednostki prototypowej jest niższy od 1,1 do 3,2 dB. Charakterystyki L_{PA} , skorygowanego poziomu mocy akustycznej wg krzywej ważonej typu A zbliżone są dla obu pomp w przypadku ciśnień dla $p_t = 0, 15, 20, 25$ i 30 MPa. W zakresie ciśnień od 5 do 10 MPa skorygowany poziom ciśnienia akustycznego L_{PA} jest wyraźnie niższy dla pompy bez kompensacji luzów obwodowych od 0,9 do 2,0 dB. Cechą charakterystyczną otrzymanego widma dla pompy z kompensacją luzów obwodowych jest występowanie składowej tonalnej typowej dla jednostek z zerowym luzem bocznym [4, 5]. Wynika to z faktu bezpośredniego oddziaływania siły od kompensacji obwodowej na koła zębate w kierunku zapewniającym kasowanie luzu międzyzębego.



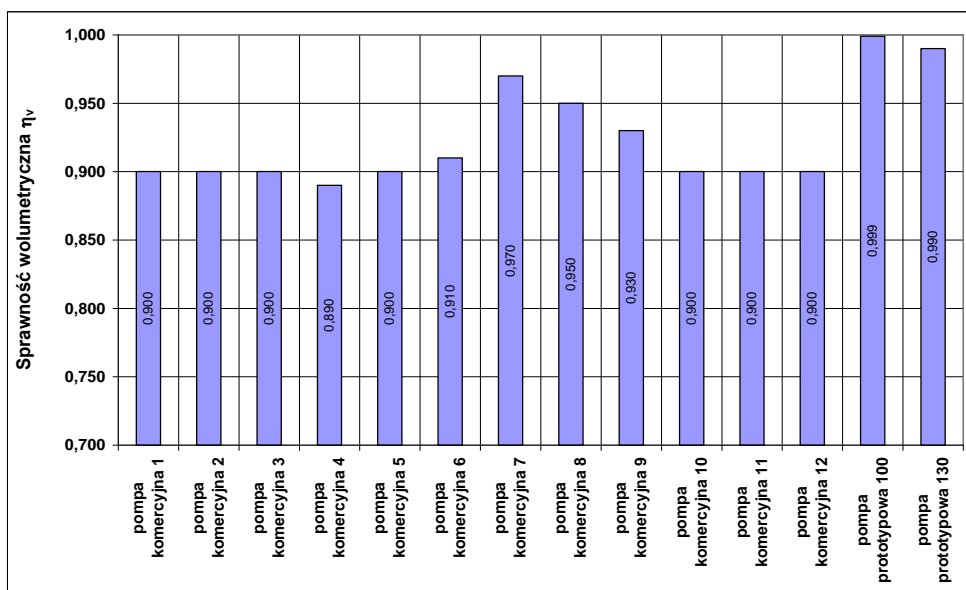
Rys. 2. Korpus pompy z kompensacją luzów obwodowych wg wniosku patentowego P397539:
 1 – korpus środkowy pompy, 2 – kanał ssawny, 3 – komora robocza, 4 – korpus zewnętrzny,
 5 – wargę kompensująca luz obwodowy, 6 – kanał tłoczny, 7 – zatoka wysokociśnieniowa,
 8 – kanał łączący zatokę wysokociśnieniową z przestrzenią tłoczną [14].

Efektywność przyjętego rozwiązania z kompensacją luzów obwodowych potwierdziły badania rozkładu ciśnienia na obwodzie koła zębatego (rozdz. 8.4.2 w monografii [14]). Wdrożenie nowej koncepcji kompensacji luzów spowodowało blisko dwukrotne zwiększenie kąta wzrostu ciśnienia w efekcie ciśnienie narasta do wartości ciśnienia tłoczenia p_t równomiernie na całym obwodzie, w którym koła zębate współpracują z korpusem środkowym (patrz rys. 3).



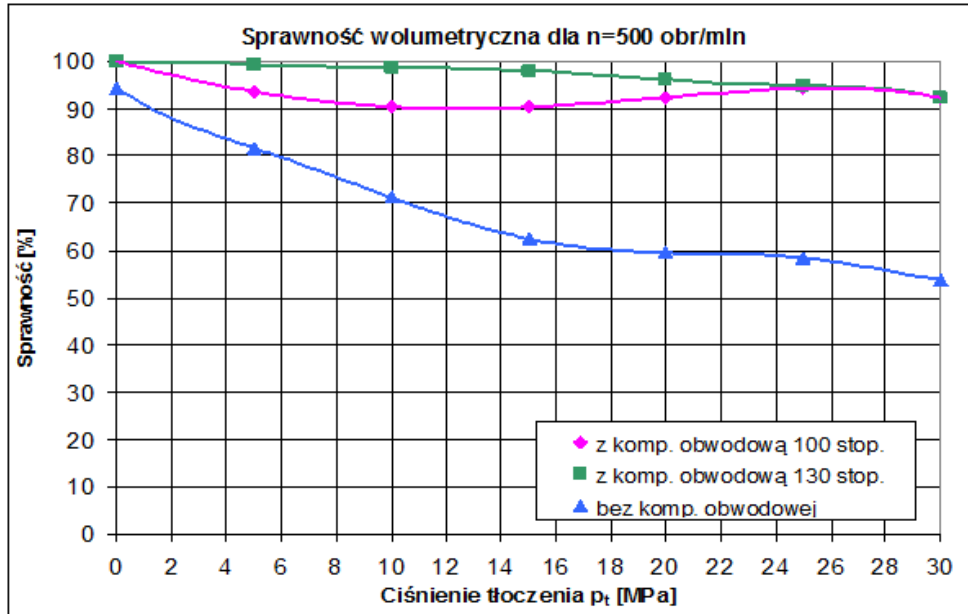
Rys. 3. Ciśnienie obwodowe dla pompy PZ4-32 oraz pompy prototypowej z kompensacją luzów obwodowych o kącie opasania $\varphi_c = 130^\circ$, $p_t = 15.0$ MPa, $n=1500$ obr/min [14].

Wartość kąta opisującego stały poziom ciśnienie została ograniczona do minimum i bezpośrednio wynika z geometrii komory tłocznej. Kolejną zaletą wprowadzenia innowacyjnej metody kompensacji luzów jest podniesienie sprawności wolumetrycznej. Z przedstawionego na rys. 4 zestawienia sprawności wolumetrycznej dla nominalnych parametrów pracy wynika, że sprawność wolumetryczna obecnie wytwarzanych pomp zębatych kształtuje się na poziomie od 90 do 97% [6], [14]. Dane zestawiono dla następujących producentów i typów pomp: BOSCH REXROTH A.G. (typ AZP G-32), PARKER HYDRAULICS (typ PGP 517A 0330), ORSTA (typ 3TGL-32/20), SAUER DANFOS (SNP2 NN 033), WPH S.A. (typ PZ2-40 i 3PZ4-32/28), KMB BUMAR (typ P1613), PZL-Hydral (typ 4PZ3-32), JIHOSTROJ A.S. (typ J UD-31, J T2-32, J Q-34, J QLS-34). Przytoczone wartości są niższe od sprawności jednostek prototypowych od 2 do 9,9%.



Rys. 4. Porównanie sprawności wolumetrycznej pomp komercyjnych oraz prototypowych dla prędkości i ciśnień nominalnych [14].

Zdecydowanie największe różnice na korzyść pomp prototypowych występują dla niższych prędkości obrotowych. Spowodowane jest to wysokim spadkiem sprawności wolumetrycznej pomp konwencjonalnych dla prędkości poniżej $n=800$ obr/min. Sprawność wolumetryczna jednostek konwencjonalnych nie przekracza wówczas poziomu 60% dla ciśnień nominalnych i prędkości obrotowej $n=500$ obr/min.

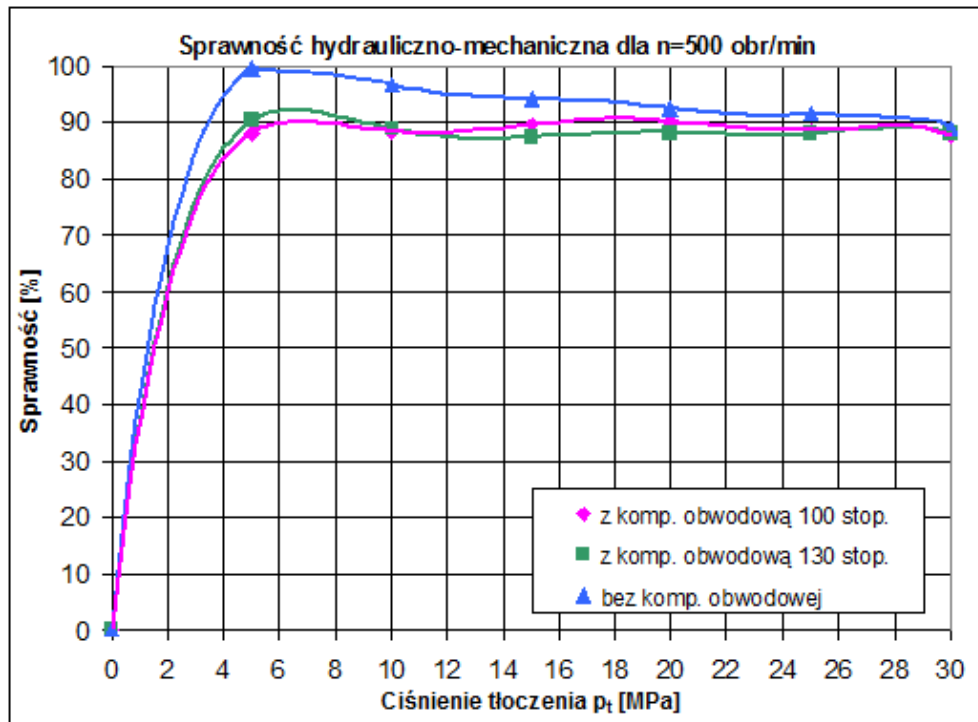


Rys. 5. Sprawność wolumetryczna dla pompy konwencjonalnej oraz pomp prototypowych z kompensacją luzów obwodowych o kącie opasania $\varphi_c = 100^\circ$ i 130° , $n=500$ obr/min [14].

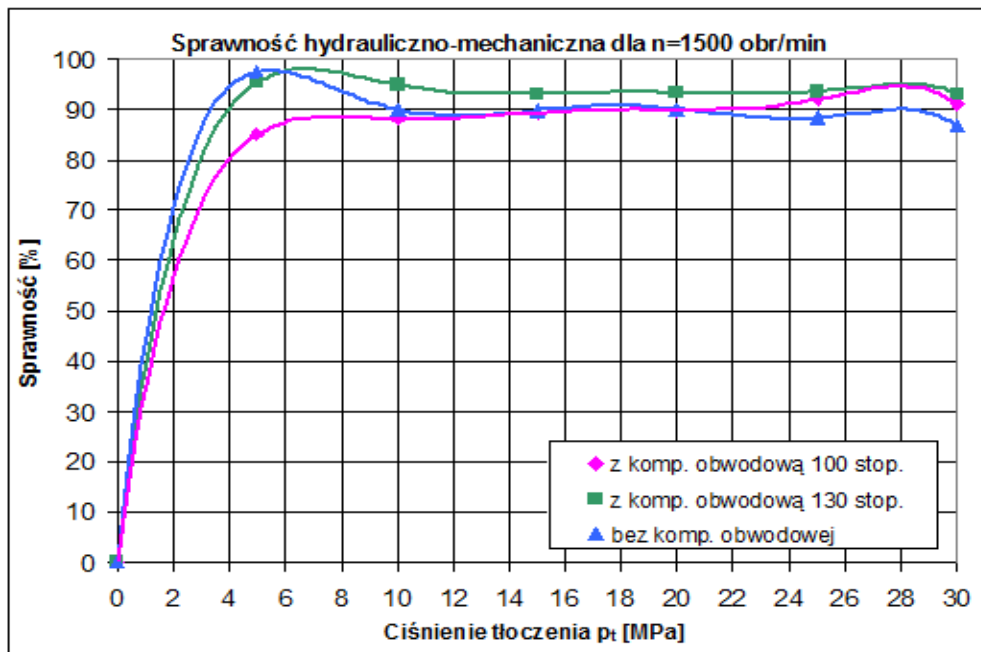
Wysoka szczelność wewnętrzna pomp prototypowych gwarantuje utrzymanie sprawności wolumetrycznej na minimalnym poziomie 90% w całym zakresie ciśnień dla niskich prędkości obrotowej. Tak więc w obszarze niskoobrotowym pompy z innowacyjną kompensacją obwodową cechują się sprawnością wolumetryczną wyższą przeciętnie o ok. 30% dla nominalnych ciśnień pracy

Wykonana analiza sprawności hydrauliczno-mechanicznej wykazała, że w obszarze niskich prędkości obrotowych, tj. dla $n=500$ i 1000 obr/min. najwyższą sprawność uzyskała pompa konwencjonalna bez kompensacji luzów obwodowych (rys. 6). Z kolei dla prędkości nominalnej $n=1500$ obr/min oraz $n=2000$ obr/min najwyższą sprawnością hydrauliczno-mechaniczną cechowała się pompa z kompensacją obwodową o kącie opasania $\varphi_c=130^\circ$ (rys. 7). Różnica w otrzymanych sprawnościach spowodowana jest wieloma czynnikami. Jednym z podstawowych powodów wpływających na wartość sprawności hydrauliczno-mechanicznej badanych jednostek jest różne ukierunkowanie lub brak występowania siły kompensującej luz obwodowy. W przypadku konstrukcji konwencjonalnej składowa wypadkowa sił działających na koło czynne i bierne powoduje rozsunięcie kół zębatach w ramach luzów łożyskowych. Dużo korzystniejszy jest układ sił dla największego kąta opasania, ponieważ wypadkowa sił działających na koło czynne i bierne prowadzi do zsunienia kół zębatach, skasowanie luzu bocznego w zazębieniu przez co zapewniona jest płynniejsza współpraca kół zębatach. Dodatkowo na wartość sprawności hydrauliczno-mechanicznej dla poszczególnych jednostek mają wpływ opory ruchu występujące

w łożyskach ślizgowych. Współczynnik oporów ruchu zależy w głównej mierze od wypadkowej siły obciążającej łożyska, lepkości czynnika roboczego, ale również uzależniony jest od prędkości obrotowej. Prędkość obrotowa wpływa między innymi na wartość i rozkład ciśnienia hydrodynamicznego oddziałującego na czopy wałów, a co jest z tym związane wpływa na grubość filmu olejowego występującego pomiędzy czopem i panwią łożyska.

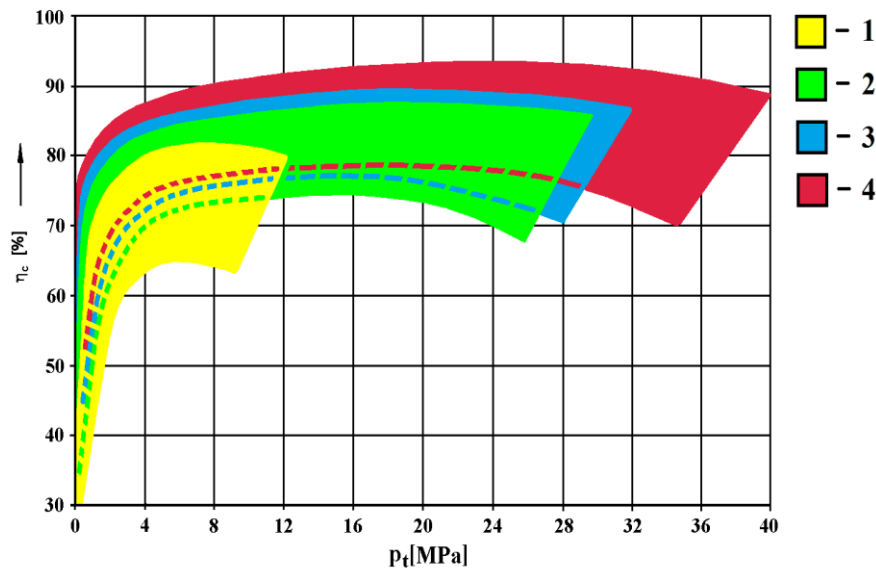


Rys. 6. Sprawność hydrauliczno-mechaniczna dla pompy konwencjonalnej oraz pomp prototypowych z kompensacją luzów obwodowych o kącie opasania $\varphi_c = 100^\circ$ i 130° , $n=500$ obr/min [14].



Rys. 7. Sprawność hydrauliczno-mechaniczna dla konwencjonalnej oraz pomp prototypowych z kompensacją luzów obwodowych o kącie opasania $\varphi_c = 100^\circ$ i 130° , $n=1500$ obr/min [14].

Podniesienie szczelności wewnętrznej oraz sprawności wolumetrycznej pozwala w konsekwencji na osiągnięcie dużo wyższych ciśnień roboczych i poprawę sprawności całkowitej. Wpływ zastosowania rodzaju kompensacji na sprawność całkowitą pompy przedstawia rys 8. Zbiorczą charakterystykę wykonano na podstawie danych katalogowych firm: Bosch, Casappa, Marzocchi, Hamworthy, Hidroirma, Orsta, Parker, PZL-Hydral, Rexroth, WPH, VPS oraz badań własnych prototypowych konstrukcji z kompensacją luzów obwodowych.



Rys. 8. Porównanie sprawności całkowitej η_c pomp zębatych w zależności od ciśnienia tłoczenia p_t i kompensacji luzów (dane katalogowe ważniejszych producentów oraz prace badawcze własne)
 1-bez kompensacji, 2-z kompensacją osiową, 3-z kompensacją osiową i promieniową,
 4-z kompensacją osiową i obwodową [14].

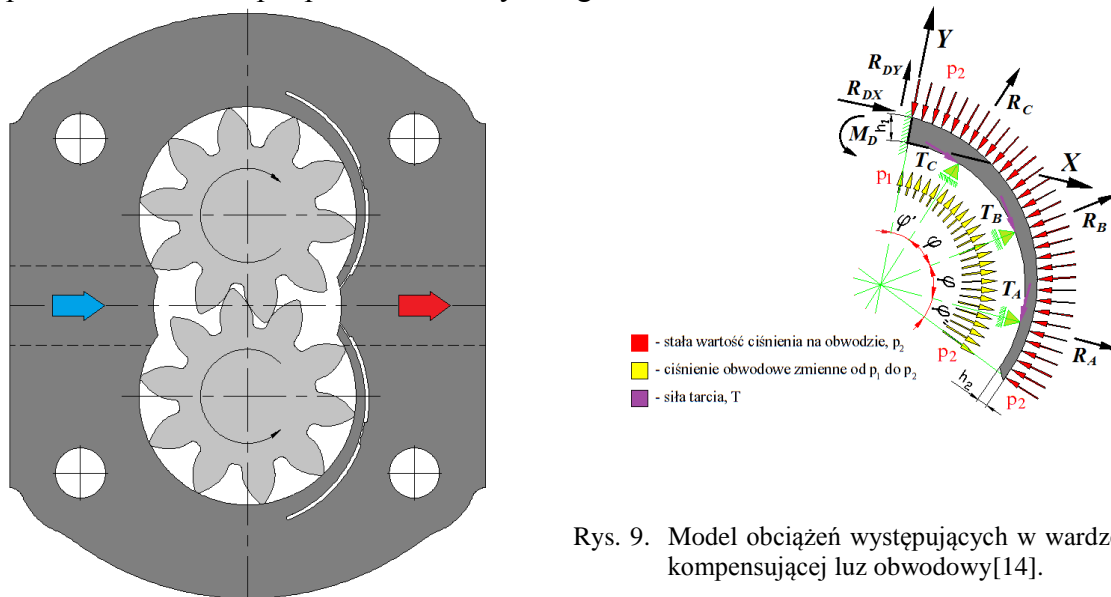
Jak wynika z przedstawionego wykresu zastosowanie różnych metod kompensacji luzów wydatnie zwiększa sprawność oraz ciśnienia robocze jednostek zębatych. Współcześnie produkowane pompy uzyskują ciśnienia tłoczenia dochodzące do 32MPa. Zastosowanie nowatorskiej metody kompensacji luzu obwodowego pozwala na zwiększenie ciśnień o blisko 20% do poziomu 40 MPa oraz poprzez zwiększenie szczelności wewnętrznej pozwala również na zwiększenie sprawności całkowitej przeciętnie o ok. 5%.

Zastosowanie nowej metody kompensacji luzów obwodowych wymagało uwzględnienia w obciążeniu kół zębatych oraz łożysk dodatkowych sił wynikających z innego oddziaływania ciśnienia. W monografii [14] przedstawiono kilka modeli obciążeń zakładających liniowy bądź też skokowy przyrost ciśnienia na obwodzie kół zębatych (odpowiednio metoda przybliżona i dokładna). Wykorzystanie rozwiązania z kompensacją luzów obwodowych zwiększa obciążenie nacisków w łożyskach o wartość siły dociskającej elastyczny element kompensujący. Analizę oddziaływania warg kompensujących luz obwodowy na siłę wypadkową obciążającą łożyska przeprowadzono dla sześciu różnych kątów opasania. Otrzymane wyniki zestawiono i porównano z pompą bez kompensacji obwodowej. Określone obciążenia wskazują na wzrost siły wypadkowej, której wartość może się zwiększyć do 12,8% dla wariantu o największym rozpatrywanym kącie opasania (patrz tab. 1).

Tabela 1. Obciążenie łożyska określone wg metody dokładnej.

Lp.	Kąt opasania kompensacji	Całkowity nacisk na łożysko
1	0°	$P_{Yw}^b = 0,86 p_t \cdot b \cdot d_w$
2	15°	$P_{Yw}^b = 0,87 p_t \cdot b \cdot d_w$
3	30°	$P_{Yw}^b = 0,89 p_t \cdot b \cdot d_w$
4	45°	$P_{Yw}^b = 0,92 p_t \cdot b \cdot d_w$
5	60°	$P_{Yw}^b = 0,94 p_t \cdot b \cdot d_w$
6	75°	$P_{Yw}^b = 0,96 p_t \cdot b \cdot d_w$
7	90°	$P_{Yw}^b = 0,97 p_t \cdot b \cdot d_w$

Ponadto dla przyjętych warunków obciążeń opracowano model określania naprężeń w wardze kompensującej. W obliczeniach założono, że rozważana warga równoważna jest z modelem pręta zakrzywionego podpartego na wierzchołkach kół zębatych. Zatem układ obciążeń jest wewnętrznie zrównoważony reakcjami R w podporach i utwierdzeniu, siłami tarcia T , ciśnieniem po stronie zewnętrznej p_2 , liniowo narastającym ciśnieniem po stronie wewnętrznej wargi od ciśnienia p_1 do p_2 , oraz momentem w utwierdzeniu. Układ statycznie niewyznaczalny rozwiązano korzystając z twierdzenia *Castigliano* oraz przyjmując pomijalnie małe przemieszczenia w podporach założonych wg twierdzenia *Menabrea*.



Rys. 9. Model obciążeń występujących w wardze kompensującej luz obwodowy[14].

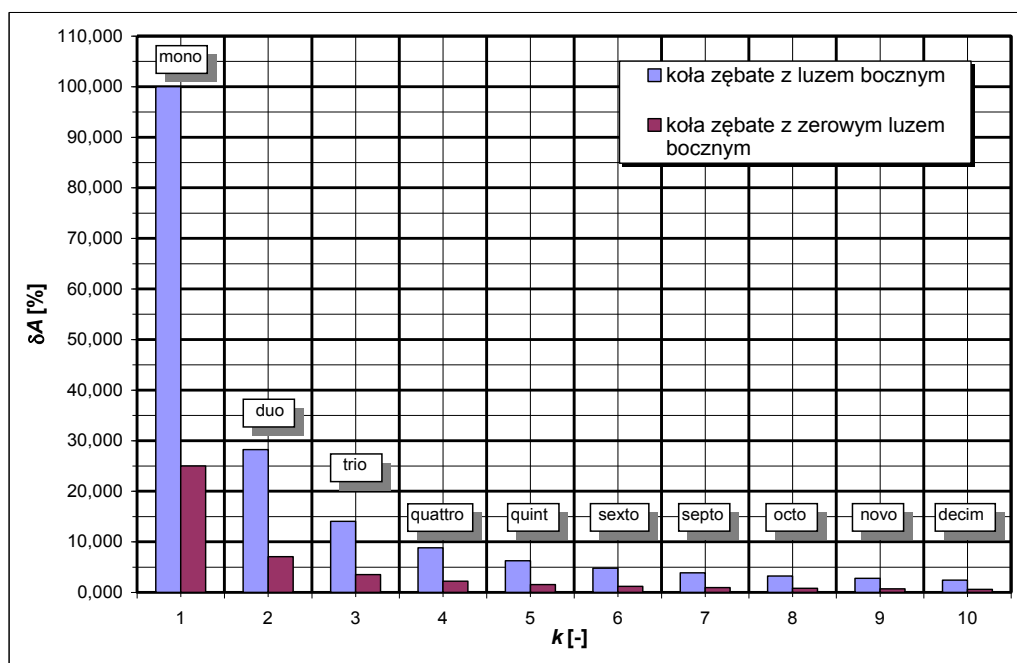
Przedstawiona w pracy [14] metodologia obliczeń wytrzymałościowych pozwala na określenie naprężeń tnących, gnących oraz rozciągających występujących w wardze. W efekcie końcowym zaprezentowany model umożliwia wyznaczenie pełnej geometrii elementu kompensującego. W związku z powyższym podane zasady kształtowania i wymiarowania można traktować jako wytyczne projektowe.

W oparciu o przeprowadzone studia literaturowe i badania własne w pracy [14] usystematyzowano i szczegółowo omówiono modele obliczeniowe sił kompensujących luz osiowy. Metody kompensacji luzów osiowych poparto licznymi przykładami, które znalazły zastosowanie w pompach firmy Bosch-Rexroth, WPH, HPI, Dowton, Plessey i inne. Równie wnikliwej analizie poddano rozwiązania z kompensacją luzów

promieniowych wdrożone i opatentowane w głównej mierze przez firmę Otto Eckerle. Po raz pierwszy rozgraniczono tutaj kierunek występowania sił i wyróżniono konstrukcje z tzw. wzdłużną i porzeczną kompensacją luzów promieniowych.

W monografii [14] szeroko omówiono różne koncepcje odciążania przestrzeni zasklepionej. Oprócz tradycyjnych rozwiązań z rowkami odciążającymi, zaprezentowano rozwiązanie za pomocą rowków promieniowych, jak również autorskie konstrukcje powstałe w wyniku modyfikacji zarysu zęba zarówno w dolnym jak i górnym zarysie. Wymienione rozwiązania zostały zgłoszone w Urzędzie Patentowym RP (załącznik I, poz. [7, 71, 72]). W ramach analizy modyfikacji zarysu zęba na właściwości hydrauliczne określono wpływ parametrów zazębienia na widmo amplitudowe pulsacji wydajności. Opracowany model pozwala na określenie charakteru pulsacji wydajności nie tylko dla kół jednoczęściowych o zarysie modyfikowanym ale również dla konstrukcji wieloczęściowej typu *split* w wersji bez i z luzem bocznym.

Zestawienie wpływu zastosowania dzielonych kół dla zazębienia bez luzu oraz z luzem bocznym na pulsację wydajności przedstawiono na rys. 10. Za bazową amplitudę pulsacji wynoszącą 100% przyjęto pulsację pompy z kołem niedzielnym oraz zazębieniem cechującym się występowaniem luzu bocznego. Z przedstawionej analizy wynika, że zwiększenie liczby dzielonych kół korzystnie wpływa na obniżenie pulsacji wydajności. Największy efekt przynosi zastosowanie od dwóch do czterech dzielonych kół. Przykładowo dla koła czteroczęściowego (typ *quattro*) pulsacja obniża się ponad dziesięciokrotnie. Zwiększenie efektu obniżenia pulsacji uzyskuje się dodatkowo dla konstrukcji z tzw. kołami zębatymi z zerowym luzem bocznym. W takim przypadku wystarczy zastosować koła dwudzielne (typ *duo*), aby uzyskać ponad dziesięciokrotne obniżenie pulsacji. Konwencjonalne pompy zębate cechują się współczynnikiem nierównomierności wydajności na poziomie 20%. Przedstawione analizy wskazują na możliwość obniżenia pulsacji do poziomu 2% a nawet niższych.



Rys. 10. Względna zmiana amplitudy pulsacji wydajności dla dzielonych kół zębatych z luzem oraz bez luzu bocznego [14].

W monografii [14] przedstawiono oryginalny algorytm programu PZ.exe. Program umożliwia szybkie przeprowadzenie skomplikowanych obliczeń konstrukcji pomp zębatych o zarysie zewnętrznym. Dodatkowo aplikacja pozwala na przeprowadzenie optymalizacji wg zadeklarowanej funkcji celu. Przedstawiona struktura programu umożliwia optymalizację z przyjęciem wielorakich założeń. W programie zaimplementowano metodę systematycznego przeszukiwania, ponieważ charakteryzuje się ona największą dokładnością uzyskiwanych wyników. Przeprowadzenie obliczeń metodą numeryczną pozwala na znalezienie rozwiązań, które w porównaniu z aktualnymi konstrukcjami wykazują następujące zalety:

- zmniejszenie współczynnika nierównomierności wydajności,
- zmniejszenie współczynnika objętości jednostkowej,
- uzyskanie liczby przyporu zbliżonej do jedności.

Na etapie projektowania, projektant oprócz doboru geometrii zarysu zęba, powinien założyć prawidłowe warunki eksploatacyjne oraz uwzględnić możliwości technologiczne wykonania opracowanej konstrukcji. W związku z powyższym w monografii [14] sformułowano warunki technologiczne i eksploatacyjne jakimi powinny odpowiadać nowo projektowane konstrukcje. Przyjęte bowiem parametry konstrukcyjne, technologiczne i warunki eksploatacyjne decydują między innymi o sprawności, trwałości, niezawodności, emisji hałasu do otoczenia.

Dodatkowo w pracy [14] zaprezentowano bogaty przegląd istniejących konstrukcji oraz patentów. Przeprowadzone rozpoznanie literaturowe wskazuje na nowy kierunek poszukiwań obniżenia pulsacji wydajności koncentrujący się w głównej mierze na nowych zarysach uzębienia. Przykładem mogą tu być przytoczone w rozdziale 2 zarysy Klassena, Catania, Hitowi, Maglotta, Schwuchowa i inne. Wydaje się, że przedstawione wybrane zagadnienia z teorii kół zębatych nie zamykają dróg dalszego rozwoju, a wręcz przeciwnie wskazują nowe kierunki pozwalające na tworzenie konstrukcji hybrydowych, będących połączeniem np. rozwiązań z zarysem wieloewolwentowym i modyfikowanym w dolnej lub górnej części ewolwenty. W rezultacie dalsze poszukiwania pozwolą na znaczną materiałoszczędność i energooszczędność nowych konstrukcji wraz z poprawą ich właściwości hydraulicznych i wibroakustycznych.

Podsumowując, przedłożona monografia [14] stanowi oryginalny i znaczący wkład w dyscyplinę naukową Budowa i Eksploatacja Maszyn. W pracy zostały zaprezentowane innowacyjne rozwiązania konstrukcyjne poparte czterema patentami i trzema autorskimi zgłoszeniami patentowymi (załącznik I, poz. [7, 70–74, 76]) oraz wdrożeniem w przemyśle. Przedstawiona działalność po obronie pracy doktorskiej uległa ukierunkowaniu na nowe konstrukcje wysokociśnieniowe oraz cechujące się niskim współczynnikiem nierównomierności wydajności. Do najważniejszych użytkulitarnych cech nowo opracowanych jednostek pomp zębatych należy:

- zmniejszenie pulsacji wydajności do poziomu 2% a nawet niższych,
- podwyższenie ciśnień roboczych do minimum 40MPa,
- zwiększenie sprawności wolumetryczną do wartości 97% dla nominalnych parametrów pracy,

- zwiększenie sprawności całkowitej do poziomu 88% dla nominalnych parametrów pracy,
- oraz obniżenie emisji poziomu mocy akustycznej do 3,2dB.

Dodatkowo praca [14] porusza niepublikowane wcześniej aspekty poznawcze:

- określono między innymi wpływ parametrów zazębienia na widmo amplitudowe pulsacji wydajności dla kół jedno i wieloczęściowych o zarysie modyfikowanym w wersji bez i z luzem bocznym.
- zaproponowano pełną metodę projektowania i kształtowania warg kompensacyjnych.
- przedstawiono kilka modeli obciążeń zakładających liniowy bądź też skokowy narost ciśnienia na obwodzie kół zębatach.
- dla przyjętych warunków obciążeń opracowano model pozwalający na wyznaczenie naprężeń w wardze kompensującej.
- dodatkowo dla przyjętego modelu obciążeń określono oddziaływanie wargi kompensującej na siłę wypadkową występującą w łożyskach.
- analizę teoretyczną obciążenia łożyska przeprowadzono dla różnych kątów opasania wargi kompensującej luz obwodowy.
- skuteczność opracowanej prekursorskiej metody kompensacji luzów obwodowych zweryfikowano doświadczalnie na przykładzie dwóch pomp prototypowych o różnych kątach opasania.
- wyniki z pomiarów akustycznych i hydraulicznych odniesiono do równoważnej jednostki bez kompensacji luzów obwodowych celem określenia wpływu zastosowanej innowacyjnej kompensacji na właściwości hydrauliczne i akustyczne pompy z kompensacją luzów obwodowych.

Oprócz wymienionych aspektów poznawczych i użytkowych monografia [14] stanowi próbę usystematyzowania obecnego stanu wiedzy w obszarze projektowania, technologii wykonania i modelowania pomp zębatach o zazębieniu zewnętrznym. Wiedzę tę wykorzystano do zaprojektowania i wykonania oryginalnych prototypów. W kolejnym etapie prototypy gruntownie przebadano w celu zweryfikowania poprawności przyjętych założeń i określenia korzyści z zastosowania innowacyjnych koncepcji konstrukcyjnych. Zaprezentowane rozważania teoretyczne i otrzymane wyniki badań doświadczalnych otwierają nowe możliwości dla pomp zębatach. Sugerowany w tytule kierunek badań zmierzający do podnoszenia ciśnień roboczych oraz obniżenia wartości pulsacji wydajności nie jest zamknięty. Występuje bowiem jeszcze sporo zagadnień wymagających głębszej analizy i opracowań. W szczególności w pierwszym etapie należałoby się skoncentrować na aspekcie trwałościowym i zmęczeniowym. Zatem dalsze analizy wytrzymałościowe winny być przeprowadzone w oparciu o hipotezy zmęczeniowe np.: Łagody, Crosslanda, Dang Vana lub Papadopoulosa. Kolejny istotny kierunek badań, który został otwarty podczas realizacji opisanych prac badawczo-rozwojowych, to próba zaimplementowania zaproponowanych rozwiązań w mikropompach zębatach. Obserwowany w ostatnim czasie dynamiczny postęp w zakresie mikroelektroniki i mikromechaniki stwarza nowe możliwości w rozwoju mikrohydrauliki [13, 23, 25, 26]. Warunkiem powszechnego

stosowania układów mikroplłynowych jest wytwarzanie przez generator energii strumienia wysokich ciśnień roboczych przy zachowaniu wysokiej sprawności. Obecnie mikropompy cechują się dużo niższymi parametrami eksploatacyjnymi niż jednostki konwencjonalne. Ciśnienia nominalne dla mikropomp nie przekraczają 20 MPa, a sprawności całkowite kształtują się na poziomie 75%. Tak, więc zastosowanie nowej koncepcji kompensacji luzów oraz nowych metod redukcji pulsacji ciśnienia winno zaowocować równie efektywną poprawą parametrów eksploatacyjnych.

Prace badawcze w przedstawionej do oceny monografii [14] spotkały się z dużym zainteresowaniem krajowego przemysłu. Obecnie w kooperacji z firmą Hydrotor S.A. rozważania w obszarze pomp niskopulsacyjnych wdrażane są w projekt unijny pt.: „*Opracowanie innowacyjnych pomp zębatych o obniżonym poziomie emisji akustycznej*” wykonywany w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka, lata 2007-2013, Priorytet 1. Badania i rozwój nowoczesnych technologii, Działanie 1.4 Wsparcie projektów celowych. Nr projektu POIG.01.04.00-04-345/13. Natomiast koncepcja pomp wysokociśnieniowych również w kooperacji z przemysłem będzie rozwijana w ramach badań stosowanych. Złożony wniosek w III Konkursie Programu Badań Stosowanych ogłoszonym przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju zajął II miejsce i zakwalifikował się do finansowania na lata 2015 – 2018. Głównym celem projektu jest podniesienie szczelności wewnętrznej oraz sprawności wolumetrycznej pompy zębatej, które to parametry pozwolą w konsekwencji na osiągnięcie dużo wyższych ciśnień roboczych oraz poprawę sprawności całkowitej. Obecnie problem zmniejszenia energochłonności maszyn i urządzeń nabiera pierwszoplanowego znaczenia. Ponadto istotnym czynnikiem eksploatacji pomp jest również aspekt ochrony środowiska. Zwiększenie sprawności generatora energii hydraulicznej przyczynia się do oszczędności finansowej ale również na ograniczenie emisji dwutlenku węgla.

5.0 Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo – badawczych

Osiągnięcia naukowo-badawcze przedstawiono w oparciu o kryteria zdefiniowane w Rozporządzeniu Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 01 września 2011 r., art. 3 pkt 4 w obszarze nauk technicznych, art. 4 określający kryteria oceny w zakresie osiągnięć naukowo-badawczych dla wszystkich obszarów wiedzy oraz art. 5 w zakresie dorobku dydaktycznego i popularyzatorskiego oraz współpracy międzynarodowej we wszystkich obszarach wiedzy (Dz. U. nr 196, poz. 1165).

5.1 Zestawienie prac publikowanych i niepublikowanych wykonanych przed i po uzyskaniu stopnia doktora z wyszczególnieniem publikacji naukowych w czasopismach znajdujących się w bazie Journal Citation Reports

(Dz. U. nr 196, poz. 1165 §3 pkt 4a oraz §4 pkt 1, 2, 3, 4 i 5)

Dorobek naukowy przed i po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych zestawiono poniżej w tabeli. Pełen wykaz dorobku przedstawiono w załączniku I. Oświadczenia współautorów o braku zastrzeżeń do podanego udziału w pracy nad przygotowaniem artykułów napisanych po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych zamieszczono w załączniku II.

Tabela 2. Zestawienie prac wykonanych przed i po uzyskaniem stopnia doktora nauk technicznych

Rodzaj pracy		Liczba prac		
		przed doktoratem	po doktoracie	Σ
Monografie	Krajowe	-	1	1
	Zagraniczne	-	1	1
Podręczniki, skrypty i inne książki	Krajowe	-	-	-
	Zagraniczne	-	1	1
Rozdziały w książkach i monografiach		1	13	14
Artykuły naukowe ogółem	Krajowe	14	10	24
	Zagraniczne	1	5	6
Artykuły z listy filadelfijskiej		-	4	4
Referaty	Krajowe	7	6	13
	Zagraniczne	2	-	2
Patenty		-	1+3*)	1+3*)
Zgłoszenia patentowe		-	3	3
Raporty serii SPR i PRE		10	29	39
Doktorat		1	-	1
Cytowania	Web of Science	-	3+1**)	3+1**)
	Scopus	-	4	4
Wskaźnik Hirscha	Web of Science	-	1	1
	Scopus	-	1	1

*) – zgłoszenia rozpatrzono pozytywnie, patenty w trakcie publikacji

***) – cytowanie w trakcie rejestracji

W moim dorobku naukowym byłem autorem lub współautorem łącznie **108** prac, na które składają się **62** prace publikowane, **44** prace niepublikowane realizowane na rzecz przemysłu oraz **3** pozytywnie rozpatrzone zgłoszenia patentowe w trakcie publikacji (decyzje o udzieleniu patentu zamieszczono w załączniku VI). Zagadnienie modyfikacji ewolwentowego zarysu zęba oraz jego wpływu na właściwości akustyczne i hydrauliczne pomp zębatych poruszane w rozprawie doktorskiej [100] spotkało się z dużym zainteresowaniem i uznaniem środowiska. Dysertację oceniono z wyróżnieniem, a omawiane w rozprawie zagadnienia dodatkowo opublikowałem po doktoracie w **1** monografii [32] i w **1** książce [11] wydanej przez Akademickie Wydawnictwo LAP Lambert specjalizujące się w upowszechnianiu rozpraw doktorskich i prac habilitacyjnych.

Po uzyskaniu stopnia doktora nauk technicznych znacząco powiększyłem swój dorobek naukowy, który w głównej mierze koncentrował się w obszarze konstrukcji niskopulsacyjnych i wysokociśnieniowych pomp zębatych. Efekty rozważań naukowych oraz przeprowadzonych prac badawczych zebrałem i opisałem w monografii [14]. Dodatkowo swoje badania prowadziłem w obszarze miernictwa akustycznego z zastosowania energetycznych metod pomiarowych w określaniu stanu akustycznego maszyn i urządzeń. Badania opisano w **19** artykułach krajowych i zagranicznych, **4** publikacje znajdują się w czasopismach ujętych w bazie Jurnal Citation Reports (załącznik I, poz. [6, 13, 16, 17]).

Sumaryczny *impact factor* dla wymienionych publikacji wynosi odpowiednio:

- a) bez uwzględniania udziałów

$$\text{impact factor} = 0,294 + 1,331 + 1,331 + 1,331 = \mathbf{4,287}$$

- b) z uwzględnieniem udziału habilitanta

$$\text{impact factor} = 0,294 \cdot \frac{100^*}{100} + 1,331 \cdot \frac{20^*}{100} + 1,331 \cdot \frac{50^*}{100} + 1,331 \cdot \frac{80^*}{100} = \mathbf{2,2905}$$

gdzie: * – procentowy udział habilitanta (wg załącznika I i II)

Indeks Hirscha opublikowanych publikacji według Web of Science (WoS) oraz Scopus **H=1**. Liczba cytowań dla Web of Science wynosi **3 + 1** w trakcie rejestracji (praca cytująca w trakcie rejestracji Kudźma Z, Kudźma S.: *Refined model of passive branch damper of pressure fluctuations*. 2015 Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 53(3), pp.557-567). Liczba cytowań wg bazy Scopus wynosi **4**. Wykaz prac cytowanych wg bazy Web of Science potwierdzone przez Centrum Wiedzy i Informacji Naukowo Technicznej Politechniki Wrocławskiej oraz wydruk ze strony internetowej bazy Scopus zamieszczono w załączniku VII.

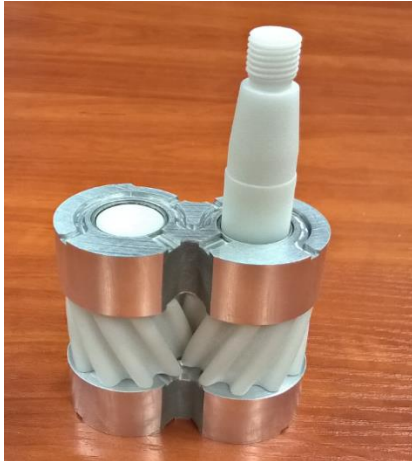
5.2 Autorstwo zrealizowanego oryginalnego osiągnięcia projektowego, konstrukcyjnego lub technologicznego (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §3 pkt 4b)

Wiedza i doświadczenie w obszarze napędu hydrostatycznego oraz metrologii akustycznej zaowocowały stałą współpracą z przemysłem. Kierowałem i wykonywałem między innymi pracami zleconymi przez firmę Volvo, Opel, Wabco, PZL-Hydral, Whirpool, Kopalnię Węgla Brunatnego w Bełchatowie, GKN - Automotive, Hydromar, Hydrotor, WPH, Tramec i inne. Wykonane badania i analizy pozwoliły na obniżenie hałasu w autobusach Volvo typ 9700, 8700 i 7700 [20, 21, 31, 75, 81-86, 103], samochodzie osobowym marki Opel Agilla [106], sprężarkach montowanych w lodówkach [105], motoreduktorach [38, 96 i 97], pompach wyporowych [12, 19, 22, 32, 44, 45, 53, 63, 65, 88, 91-94, 98, 100, 101, 104], układach z napędem hydrostatycznym [28, 40, 42, 47, 49, 52, 58, 69, 87], instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacji [64]. Wykonywałem, również badania i ekspertyzy z zakresu akustyki budowlanej [107], hałasu środowiskowego i na stanowisku pracy [95]. Łącznie brałem udział w blisko 40 różnych projektach zleczanych przez firmy zewnętrzne. Równie bogaty udział miałem w pracach naukowo-badawczych realizowanych w Zakładzie Napędów i Automatyki Hydraulicznej. Uczestniczyłem w ponad 10 projektach badawczych własnych, rozwojowych i celowych w zakresie opracowania i wdrożenia typoszeregu jednostek zębatych serii PZ-4 [54, 62, 108], PZ-5 [88-91, 104], mikropomp zębatych [19, 24, 25, 26, 28, 29, 77, 79, 80] oraz pomp łopatkowych [12, 44 i 45]. Brałem udział w opracowywaniu podstaw projektowych hydrostatycznych układów napędowych [23, 33, 43] i ich elementów [27, 30], tłumików hydraulicznych [3, 33], degradacji uszczelnień [8, 39], badaniu procesów przepływu w układach hydraulicznych i sieciach przemysłowych do przesyłu gazu [9], zjawisk zdudnienia pulsacji ciśnienia, kawitacji [34, 35] oraz obliteracji. Współpraca z przemysłem oraz moje zaangażowanie w realizację licznych projektów badawczych zaowocowało następującymi oryginalnymi osiągnięciami konstrukcyjnymi lub technologicznymi:

- a) Opracowanie technologii wykonania i wdrożenie do produkcji konstrukcji pompy zębatej o obniżonym poziomie emisji akustycznej (wdrożenie HYDROTOR S.A. w Tucholi).

W konwencjonalnych pompach zębatych o zazębieniu zewnętrznym w głównej mierze stosuje się zęby proste o zarysie ewolwentowym. Nowo zaprojektowana przeze mnie konstrukcja wskazuje na możliwość znacznej redukcji hałasu w wyniku zastosowania autorskiego uzębienia skośnego o profilu zaokrąglonym w rejonie stopy i wierzchołka zęba. Opracowane uzębienie cechuje się niewielkim polem wzajemnej tolerancji profilu uzębienia. W rezultacie uzyskano uszczelnienie nie tylko na czynnej powierzchni współpracujących zębów lecz także na stronie biernej współpracujących kół zębatych. Dodatkowo konstrukcja charakteryzuje się brakiem występowania przestrzeni zasklepionej, jednolitą współpracą par zębów będących w przyporze oraz jednopunktowym stykiem, który to w trakcie współpracy kół zębatych zakreśla cyfrę osiem na płaszczyźnie prostopadłej do osi obrotu. Przeniesienie linii styku z jednej pary zębów na drugą następuje płynnie. Przeprowadzone przeze mnie rozważania i obliczenia wykazały, że pulsacja wydajności w opracowanym zarysie jest porównywalna do pulsacji pomp z zerowym luzem bocznym. Zmniejszeniu jednak uległa częstotliwość pulsacji o blisko 28% w porównaniu do pomp bez luzu bocznego

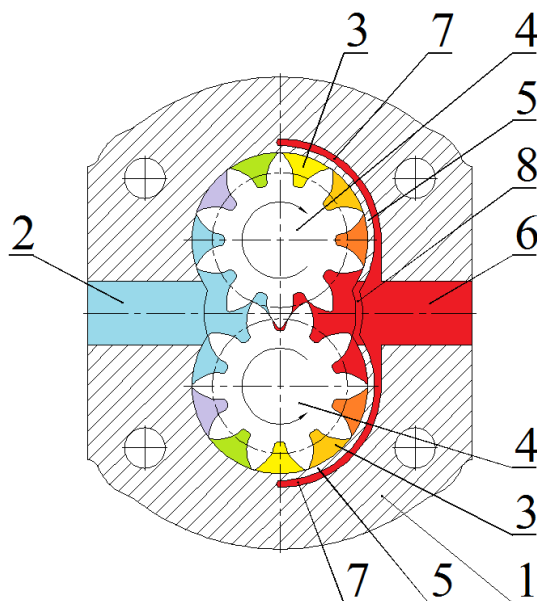
i o ok. 55% w odniesieniu do jednostek konwencjonalnych z luzem bocznym. Do opracowanego zarysu zaprojektowałem narzędzie skrawające pozwalające na wykonanie uzębienia na klasycznych frezarkach obwodniowych. Kinematykę opracowanego rozwiązania sprawdzono wykonując koła zębate metodą druku 3D. Zdjęcie kół zębatach o innowacyjnym zarysie skośnym dla pomp niskopulsacyjnych przedstawiono poniżej. Opracowany prekursorski zarys będzie konkurował z rozwiązaniami, które obecnie chronione są patentami zgłoszonymi przez firmy Settima i Bosch-Rexroth. Rozwiązanie jest na etapie wdrażania w firmie HYDROTOR SA.



Rys. 8. Koła zębate wykonanych w technologii druku 3D zaprojektowane do pomp niskopulsacyjnych.

b) Opracowanie nowej metody kompensacja luzów obwodowych (zgl. patentowe P 404801)

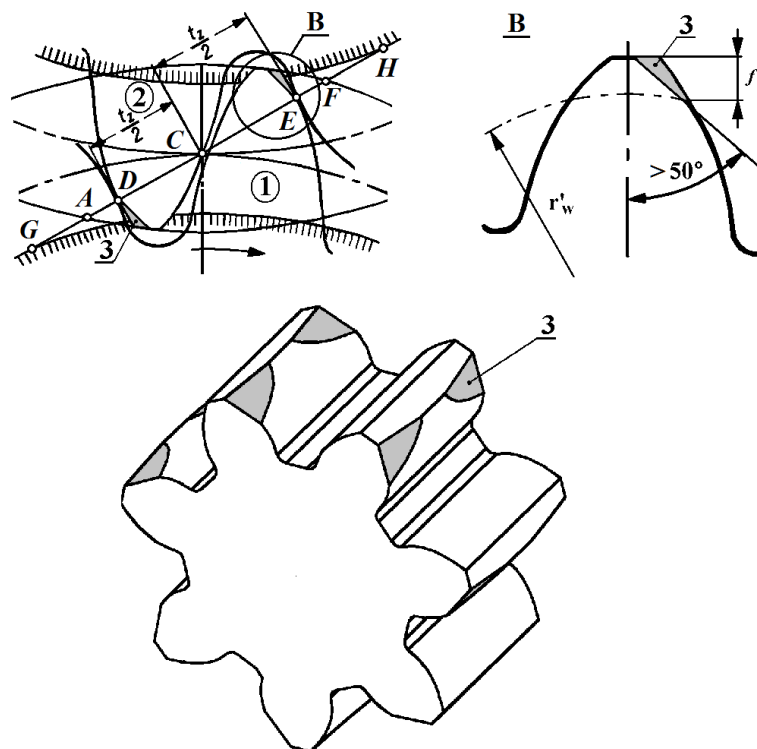
Wynalazek dotyczy kompensacji luzów obwodowych w pompie zębatej o zazębieniu zewnętrznym. W odróżnieniu od wniosku patentowego nr P397539 wargi kompensujące w omawianym rozwiązaniu są ze sobą połączone tworząc przegrodę 5 z otworem 8 łączącym przestrzeń wysokociśnieniową z kanałem tłocznym 6. Zaletą rozwiązania jest zwiększenie wytrzymałości elementu doszczelniającego kosztem zmniejszenia jej elastyczności. Wniosek przewiduje dwie możliwości realizacji z tzw. przegrodą zintegrowaną z korpusem lub wykonaną jako osobny element.



Rys. 9. Przekrój przez korpus środkowy pompy z kompensacją luzów obwodowych wg wniosku patentowego P404801 [70]:
 1 – korpus środkowy pompy,
 2 – kanał ssawny,
 3 – przestrzeń międzyzębna,
 4 – koła zębate,
 5 – przegroda kompensująca luz obwodowy,
 6 – kanał tłoczny,
 7 – kanał wysokociśnieniowy,
 8 – kanał łączący zatokę wysokociśnieniową z przestrzenią tłoczną.

c) Opracowanie nowej metody modyfikacji zarysu zęba (zgL. patentowe P 404800)

Zgłoszenie patentowe [71] opisuje metodę korekcji uzębienia, która poprawia odciążenie przestrzeni zasklepionej. Istota modyfikacji polega na skośnym sfrezowaniu 3 fragmentu wierzchołka zęba 1 i 2. Modyfikację przeprowadza się na uprzednio naciętym profilu zęba. W porównaniu do modyfikacji zaproponowanej przez Judina zaproponowany zabieg zapewnia lepsze odciążenie przestrzeni zasklepionej ze względu na większe pole powierzchni przepływu zasklepionego czynnika roboczego. Wynika to z faktu, że kąt zawarty między osią symetrii zęba korygowanego, a płaszczyzną ścięcia może być znacznie większy niż ten zaproponowany w konstrukcji Judina (50°). Dodatkową zaletą proponowanej modyfikacji jest brak jej wpływu na liczbę przyporu współpracujących kół zębatych



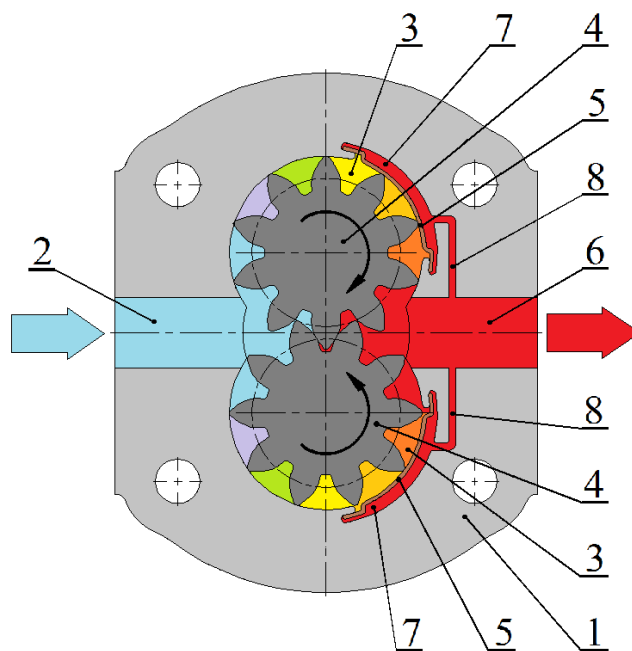
Rys. 10. Modyfikacja górnego zarysu ewolwenty wg zgłoszenia patentowego nr P404800:
a) widok od czoła, b) rzut aksonometryczny koła czynnego, 1-koło czynne, 2-koło bierne, 3-ukośne
ścięcie profilu [71].

d) Opracowanie nowej metody modyfikacji zarysu zęba (zgL. patentowe P 404799)

W zgłoszeniu patentowym nr P 404799 zaproponowano kolejny typ modyfikacji wierzchołka zęba. Idea modyfikacji polega na celowym zaokrągleniu krawędzi głowy zęba w taki sposób aby była zapewnione połączenie przestrzeni zasklepionej ze stroną tłoczną lub ssawną w momencie gdy objętość przestrzeni zasklepionej będzie odpowiednio ulegała zwiększaniu bądź też zmniejszaniu (geometrię zaokrąglenia szczegółowo omówiono w poz. [72]). Rozwiązanie z zaokrągloną krawędzią głowy zęba w szczególności jest dedykowane do konstrukcji pomp z kompensacją luzu obwodowego. W wyniku jego zastosowania wzrasta trwałość elementu kompensującego luzu oraz znacząco wydłuża się czas eksploatacji. Brak zaokrąglenia może powodować skrawanie elastycznego elementu kompensującego luz obwodowy (rozdz. 5.4, poz. 14).

- e) Opracowanie nowej metody kompensacja luzów obwodowych (zgL. patentowe P 398437)

Zgłoszenie patentowe nr P 398437 zostało rozpatrzone pozytywnie. Obecnie patent jest w trakcie publikacji. Kopię pisma z Urzędu Patentowego nr DP.P.398437.8aper z dnia 14 stycznia 2015 r., potwierdzające udzielenie praw wyłącznych zamieszczono w załączniku VI. Istota rozwiązania polega na tym, że w korpusie 1 na jego obwodzie, symetrycznie po obu stronach otworu tłoczno 6, wzdłuż komory roboczej, wykonane są komory wysokociśnieniowe 7 oddzielone są od komory roboczej elastycznymi przegrodami 5. Pompa, według wynalazku ma zmniejszoną szczelinę obwodową pomiędzy parą kół zębatych i wewnętrznymi ściankami komory roboczej poprzez zastosowanie elastycznej przegrody. Zapewnienie kompensacji luzu obwodowego pompy, wpływa korzystnie na sprawność wolumetryczną pompy oraz podnosi ciśnienie robocze.

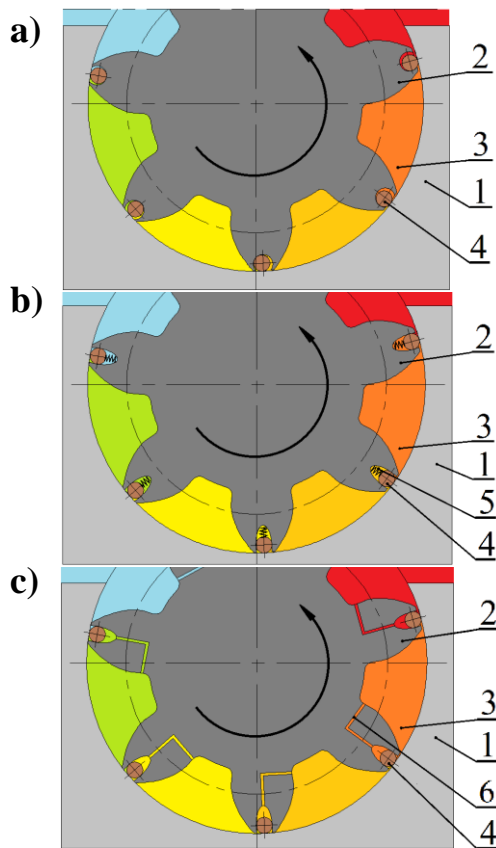


Rys. 11. Przekrój przez korpus środkowy pompy z kompensacją luzów obwodowych wg wniosku patentowego P398437 [74]:

- 1 – korpus środkowy pompy,
- 2 – kanał ssawny,
- 3 – przestrzeń międzyzębna,
- 4 – koła zębate,
- 5 – elastyczna przegroda kompensująca luz obwodowy,
- 6 – kanał tłoczny,
- 7 – komora wysokociśnieniowa,
- 8 – kanał łączący komorę wysokociśnieniową z przestrzenią tłoczną.

- f) Opracowanie nowej metody kompensacja luzów obwodowych (zgL. patentowe P 398436, rozpatrzone pozytywnie, pismo z Urzędu Patentowego DP.P.398436.11aper z dnia 08 kwietnia 2015 r., kopię pisma zamieszczono w załączniku VI, patent w trakcie publikacji)

Rozwiązania zgłoszone we wniosku patentowym P398436 [73] oparte są na koncepcji umieszczenia elementu kompensującego luz obwodowy w wierzchołkach zębów koła czynnego oraz biernego. Istota pompy, według wymienionego wynalazku polega na tym, że na całej szerokości kół zębatych 2 u wierzchołków zębów wykonane są otwory. W otworach umieszczone są wałeczki uszczelniające 4, które wystają powyżej promienia wierzchołkowego kół zębatych. Elementy uszczelniające wysuwają się poza obrys promienia wierzchołkowego w wyniku działania siły odśrodkowej powstającej w trakcie obrotu kół zębatych lub wysuwają się w wyniku działania siły sprężystej, bądź ciśnienia cieczy roboczej doprowadzonego do otworów kanałami 6 wykonanymi promieniowo w każdym zębie. Przedmiot wynalazku w przykładzie realizacji uwidoczony jest na rys. 12.



Rys. 12. Przekrój przez korpus środkowy pompy z kompensacją luzów obwodowych wg wniosku patentowego P398436 [73]:

- 1 – korpus środkowy pompy,
- 2 – koło zębate,
- 3 – przestrzeń międzyzębna,
- 4 – wałeczek kompensujący luz obwodowy,
- 5 – sprężyna,
- 6 – kanał ciśnieniowy.

- g) Opracowanie nowej metody kompensacja luzów obwodowych (zgl. patentowe P 397539)

Opracowania konstrukcyjne wg zgłoszenia patentowego nr P 397539 [76] szerzej omówiłem w punkcie 4.0 niniejszego autoreferatu oraz w przedstawionej do oceny monografii [14]. Zgłoszenie patentowe nr P 397539 zostało rozpatrzone pozytywnie. Obecnie patent jest w trakcie publikacji. Kopię pisma z Urzędu Patentowego nr DP.P. 397539.9aper z dnia 10 lutego 2015 r., potwierdzające udzielenie praw wyłącznych zamieszczono w załączniku VI.

- h) Opracowanie konstrukcji i technologii wykonania mikropomp zębatych.

W ramach realizacji projektu rozwojowego nr 03 0032 04/2008 „Opracowanie nowych konstrukcji elementów mikrohydraulicznych układów” zaprojektowałem cały typoszereg mikropomp zębatych w oparciu o szereg Renarda dla serii 10, tj. o wydajnościach jednostkowych 0,1; 0,126; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 oraz 1,0 cm³/obr. Ze względu na jednostkowy charakter produkcji w założeniach projektowych przyjąłem kąt przyporu $\alpha_0 = 20^\circ$ oraz współczynnik wysokości $\gamma=1$. W celu optymalnego doboru pozostałych parametrów zazębienia współpracujących kół i wartości współczynników hydraulicznych przeprowadziłem optymalizację, w której funkcją celu było uzyskanie minimalnych gabarytów mikropompy przy jednoczesnym spełnieniu narzuconych warunków brzegowych określonych dla stopnia pokrycia ε oraz pulsacji wydajności δ . Proces optymalizacji wykonałem metodą systematycznego poszukiwania. W wyniku przeprowadzonych obliczeń numerycznych otrzymałem rozwiązania o liczbie przyporu ε zbliżonej do jedności i małej wartości współczynnika nierównomierności wydajności δ . Otrzymane wyniki pozwoliły mi na wykonanie

dokumentacji konstrukcyjnej i technologicznej w oparciu o którą zostało wytworzonych pięć jednostek prototypowych o wydajnościach jednostkowych 0,25; 0,315; 0,5; 0,8 i 1,0 cm³/obr.



Rys. 13. Zdjęcie prototypu pompy PZO

Dodatkowo, dla zaprojektowanych konstrukcji opracowałem dwumasowy model dynamiczny opisujący drgania skrętne zespołu pompującego [23]. Opracowany model umożliwił mi przeprowadzenie analizy wpływu poszczególnych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na widmo częstotliwościowo-amplitudowe drgań pompy. W konsekwencji pozwoliło mi to na etapie projektowania ustalenie jakie dominujące częstotliwości mogą wystąpić w widmie hałasu mikropompy zębatej. Następnie zaproponowany model zweryfikowałem doświadczalnie poprzez wykonanie drgań skrętnych dla trzech różnych prędkości obrotowych, tj. $n = 1000, 1250$ i 1500 obr/min. Zestawione, w pracy [25] wyniki obliczeń numerycznych i badań eksperymentalnych wskazywały na dużą zbieżność opracowanego modelu dynamicznego. Nieznaczne rozbieżności pomiędzy badaniami modelowymi i doświadczalnymi podyktowane były przyjętym typem tłumienia obwodowego. W przypadku modelu teoretycznego drgania zanikają w większym stopniu, podczas gdy w rzeczywistości wpływ tłumienia oleju w szczelinie promieniowej, osiowej oraz w łożyskach jest nieco mniejszy [25].

W kolejnym etapie zostały wyznaczone charakterystyki statyczne prototypów dla dwóch różnych rodzajów olei hydraulicznych: Azolla ZS 22 i HL 68 [13, 24, 25]. Lepkości kinematyczne oleju dla przyjętej temperatury pracy wynosiły odpowiednio $\nu=65,6\text{cSt}$ dla HL 68 i $\nu=22,5\text{cSt}$ dla Azolla ZS 22. Przeprowadzone badania wykazały, że przebieg charakterystyk statycznych jednostek prototypowych w głównej mierze uzależniona jest od lepkości oleju. Zdecydowanie najlepsze przebiegi uzyskano dla oleju HL 68 którego lepkość była blisko trzykrotnie większa od lepkości oleju Azolla ZS 22. Zwiększenie lepkości poprawiło nie tylko sprawność całkowitą i wolumetryczną, ale również nieznacznie zwiększyła się sprawność hydrauliczno-mechaniczna. Najlepsze parametry otrzymano dla jednostki o wydajności właściwej $q=1\text{cm}^3/\text{obr}$. W przypadku zastosowania w układzie oleju Azolla ZS 22 uzyskano następujące wartości sprawności dla ciśnień i obrotów nominalnych: $\eta_v = 52,5\%$, $\eta_{hm} = 76,0\%$ i $\eta_c = 39,9\%$, natomiast dla oleju HL 68 otrzymano: $\eta_v = 90,0\%$, $\eta_{hm} = 84,2\%$ i $\eta_c = 75,8\%$

- i) Opracowanie nowej metody modyfikacji zarysu zęba (zgl. patentowe P 394893 rozpatrzono pozytywnie, Patent Polska nr 218919 [7])

Przedmiotem wynalazku jest pompa zębata, przeznaczona do generowania energii strumienia cieczy w układach hydraulicznych i układach smarowania. Istota pompy zębatej, według wynalazku polega na tym, że w co najmniej jednym kole zębatym występują zęby ze skróconym zarysem w rejonie stopy zęba zwiększającym przestrzeń zasklepioną o dodatkową objętość. Patent [7] zakłada możliwość modyfikacji zarysów „tradycyjnych”, tj. ewolwentowych, logarytmicznych, cykloidalnych, i innych. Zatem zgłoszony wniosek patentowy ujmuje zagadnienie podcięcia stopy zęba szerzej niż w dysrtacji [100], która ogranicza się jedynie do konstrukcji z zarysem ewolwentowym. Należy tu podkreślić, że przedstawione w rozprawie [100] wybrane zagadnienia z teorii kół zębatych o zarysie ewolwentowym nie zamknęły dróg dalszego rozwoju, a wręcz przeciwnie wskazały nowe kierunki pozwalające na tworzenie konstrukcji hybrydowych, będących połączeniem np. rozwiązań z zarysem wieloewolwentowym jak również modyfikowanych w dolnej i/lub górnej części zarysu. W rezultacie dalsze poszukiwania pozwoliły na opracowanie kolejnych konstrukcji cechujących się znaczną materiałoszczędnością i energooszczędnością wraz z poprawą ich parametrów hydraulicznych i wibroakustycznych.

- j) Opracowanie technologii wykonania i wdrożenie do produkcji konstrukcji pompy zębatej z podciętą stopą zęba seria PZ5 (wdrożenie WPH S.A. we Wrocławiu).

Doświadczenia zdobyte przy projektowaniu pompy prototypowej podczas realizacji pracy doktorskiej oraz obiecujące wyniki uzyskane w trakcie testów zaowocowały współpracą z Wytwórnią Pomp Hydraulicznych. W ramach kooperacji został zrealizowany projekt celowy nr 6-T07-2003-C/06266 - "*Badania modelowe i wdrożenie typoszeregu pomp zębatych V generacji o zmodyfikowanym zarysie ewolwentu*". W trakcie trwania projektu zaprojektowałem cały typoszereg pomp złożony z 28 jednostek o różnych wydajnościach jednostkowych. Stosując modyfikację w dolnej części zarysu uzyskałem korzystniejsze warunki odciążenia przestrzeni zasklepionej oraz obniżyłem wartości obciążenia dynamicznego w zazębieniu. Ponadto wykonując kontrolowane podcięcie stopy zęba zoptymalizowałem parametry sztywności i tłumienia występującego w zazębieniu pod kątem minimalizacji drgań skrętnych. Dodatkowo badania hydrauliczne wdrożonych jednostek wykazały [22, 36]:

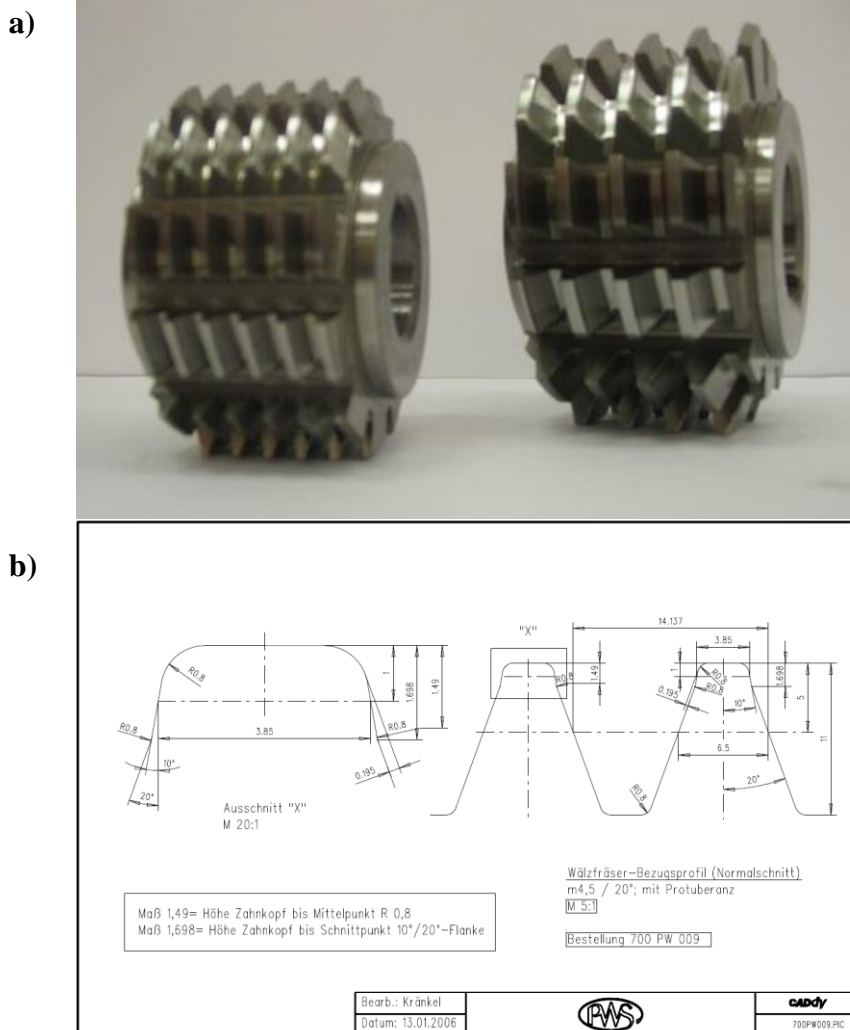
- bardzo dobrą sprawność objętościową,
- zwartą budowę (wydajność pompy zwiększyła się o blisko 35% w stosunku do porównywalnych gabarytowo pomp serii PZ4),
- znaczne zwiększenie wskaźnika mocy do masy,

Typ pompy	Wskaźnik mocy do masy
PZ5-32	3,3 kW/kg
PZ4-32	2,6 kW/kg
PZ3-40	2,4 kW/kg
Bosch-Rexroth 1PF263-3x/038	2,3 kW/kg

Badania akustyczne wykazały natomiast:

- obniżenie składowych harmonicznych pochodzących od pulsacji ciśnienia,
- zmniejszenie skorygowanego poziomu mocy akustycznej o blisko 3dB.

Projektowanie nowej konstrukcji wymagało ode mnie również opracowania technologii wykonania kół, począwszy od doboru materiału, zaprojektowania frezów ślimakowych z tzw. protuberancją (rys. 14), a kończąc na obróbce cieplnej.



Rys. 14. Frez modułowy z protuberancją: a) widok freza, b) projekt zarysu.

- k) Optymalizacja zespołu pompującego w pompach zębatych serii PZ4 (wdrożenie WPH S.A. we Wrocławiu).

W ramach pracy magisterskiej dokonałem optymalizacji geometrii zespołu wyporowego pompy zębatej. Optymalizację przeprowadziłem metodą systematycznego przeszukiwania. Funkcją celu stanowiło zapewnienie minimalnego współczynnika określającego stosunek masy do mocy. Wyniki pracy zostały pozytywnie zaopiniowane i zaakceptowane przez konstruktorów z Wytwórni Pomp Hydraulicznych we Wrocławiu czego rezultatem było zaprojektowanie nowej generacji pomp serii PZ-4. Pompy serii PZ-4 z sukcesem wdrożono do produkcji. Wyrób zdobył uznanie na rynku hydrauliki siłowej, otrzymał między innymi Grand Prix na Międzynarodowych Targach Gdańskich 2001 oraz Złoty Medal podczas 73 Międzynarodowych Targów Poznańskich.

- l) Opracowanie metody pomiaru mikroprzecieków w pneumatycznych siłownikach hamulcowych (WABCO Polska).

Najważniejszym parametrem warunkującym prawidłową pracę każdego siłownika jest zapewnienie wysokiej szczelności wewnętrznej. Zastosowane węzły uszczelniające mają decydujący wpływ na jakość finalną wyrobu, jego prawidłową eksploatację oraz na sprawność energetyczną całego układu. Powszechnie stosowane urządzenia testowo-pomiarowe nie pozwalają na wykrycie w krótkim okresie czasu mikroprzecieków. Wynika to z faktu stosowania konwencjonalnych metod badawczych opartych na pomiarze przy użyciu różnego rodzaju turbin, sondy cieplno-oporowej czy też rurek Prandtla i Pitota. Stosowanie ww. metod pomiarowych nie zapewnia wystarczającej dokładności pomiaru dla małych natężeń przepływu. W związku z powyższym w ramach realizacji Dolnośląskiego Bonu na Innowacje nr 164/B/2013 opracowałem wytyczne projektowe do określania mikroprzecieków oraz oceny sprawności wolumetrycznej w siłownikach pneumatycznych. Idea określenia mikroprzecieków oparta jest na pomiarze spadku ciśnienia na kapilarze lub oporze miejscowym znajdującej się pomiędzy detalem testowym i wzorcem. Wykrywanie małych przecieków w krótkim czasie (wymóg wydajności linii produkcyjnej) wymaga stosowania odpowiednio czułych przetworników o wysokiej rozdzielczości pomiarowej. Dla ciśnienia testu, które wynosi kilka bar niemożliwy jest bardzo precyzyjny pomiar za pomocą tego samego przetwornika jednocześnie wartości np. 1 bar (10^6 Pa) i małej wartości spadku ciśnienia rzędu np. 1 Pa. W tym przypadku połączenie wysokiej czułości badania i dużej wydajności testu jest możliwe wyłącznie poprzez pomiar za pomocą manometru różnicowego o wysokiej klasie dokładności. Opracowana kontrola niewielkiej zmiany ciśnienia oparta na pomiarze ciśnienia różnicowego pomiędzy testowanym siłownikiem a wzorcem cechuje się wysoką czułością, odpornością na zmiany temperatury oraz odpornością na zmiany geometrii w wyniku „pęcznienia” cylindra na skutek wzrostu ciśnienia.

- m) Opracowanie synchronizacji pracy siłowników hydraulicznych dla ruchomych stołów i podestów (wdrożenie Kisielewski Sp. z o.o.).

W układach napędowych podnośników bardzo ważnym zadaniem jest zapewnienie synchronicznego ruchu tłoczków znajdujących się w układzie. W praktyce spełnienie kryterium stałej prędkości jest trudne do uzyskania i wymaga specjalnych rozwiązań. Powodem nierównomiernego ruchu tłoczków jest różny rozkład obciążeń zewnętrznych urządzeń oraz zróżnicowanie oporów własnych siłowników oraz powiązanych z nimi zespołów napędowych. Kolejnych przyczyn niesynchroniczności ruchu siłowników należy szukać w różnicach wymiarów związanymi z tolerancjami wykonania oraz różnicach objętości, różnych długości przewodów zasilających kolejne siłowniki. Bardzo duży wpływ na różnicę prędkości mają przewody elastyczne, straty objętościowe elementów sterujących, regulacyjnych oraz czas reakcji zaworów.

Na poprawę lub pogorszenie działania ma również olbrzymie znaczenie zakres pracy cylindra. Jeśli wykonuje on pełen skok to różnice powstałe będą kasowane w tak zwanych skrajnych położeniach. Podczas wykonywania niepełnego skoku błędy synchronizacji będą się sumować i w rezultacie doprowadzą do niemożliwości pracy podnośnika. Najprostszym sposobem synchronizacji ruchu z dużą dokładnością jest sprzężanie mechaniczne siłowników. Dzięki takiemu rozwiązaniu eliminujemy niebezpieczeństwo ukosowania się platformy nawet w przypadku ekstremalnego

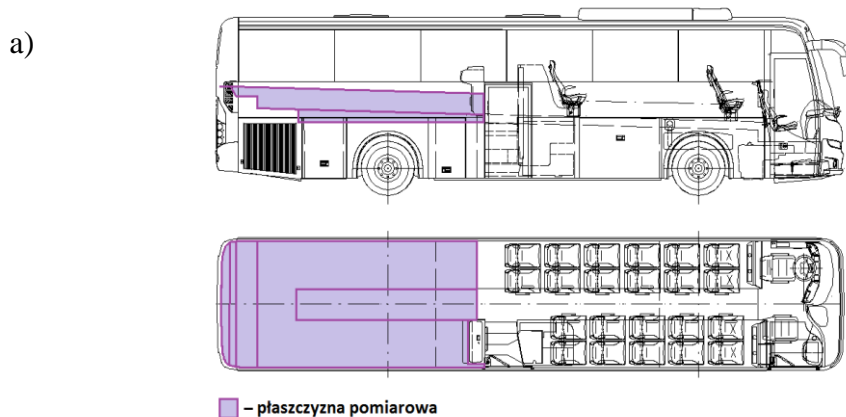
obciążenia. Takie rozwiązanie nie było jednak możliwe podczas realizacji zlecenia w ramach Dolnośląskiego Bonu na Innowacje nr 83/B/2012 ponieważ w podnośniku nie przewidziano wymaganego miejsca. Dodatkowo przystępując do projektowania układu z dwoma cylindrami pracującymi synchronicznie użytkownik narzucił dopuszczalną możliwość wartości błędu 1mm. Dla tak zdefiniowanego problemu zaprojektowałem układ hydrauliczny z dwoma siłownikami z pomiarem położenia. Wartości położenia jest przetwarzany w czujniku na bezpośrednie wyjście cyfrowe, które podłączono do sterownika. Do sterownika dobrałem dwa proporcjonalne zawory elektrohydrauliczne. Procedura ruchu tłoczków odbywa się za pomocą algorytmu, który opracowałem i napisałem w środowisku BODAS firmy Bosch Rexroth.

- n) Opracowanie konstrukcji tłumika absorpcyjno-reaktywnego (wdrożenie BORA HVAC).

Wentylacja mechaniczna jest coraz częściej stosowana w budynkach mieszkalnych, zamieszkania zbiorowego oraz użyteczności publicznej. Mechaniczne wymuszenie obiegu powietrza stwarza szereg problemów akustycznych związanych z przenoszeniem energii akustycznej przez kanały do wentylowanych pomieszczeń. W celu zapewnienia prawidłowego klimatu akustycznego w pomieszczeniach nieodzowne jest stosowanie tłumików akustycznych. Obecnie dostępne na rynku tłumiki akustyczne należą do grupy tłumików absorpcyjnych, które nie zapewniają odpowiedniej redukcji hałasu w paśmie dźwięków niskoczęstotliwościowych. Wynika to z faktu, że niskie częstotliwości są absorbowane w niewielkim stopniu przez materiały dźwiękochłonne. W praktyce w układach wentylacyjnych hałas niskoczęstotliwościowy może być dominujący. Wzbudzany jest bowiem przez pulsację strugi powietrza oraz powstaje na skutek występowania zmiennych sił na powierzchniach łopatek wentylatora. W widmie występują wówczas dyskretne składowe niskoczęstotliwościowe, których częstotliwość zależy od prędkości obrotowej i liczby łopatek. W związku z powyższym podczas realizacji Dolnośląskiego Bonu na Innowacje nr 183/B/2013 opracowałem nowy rodzimej konstrukcji tłumik cechujący się dobrymi właściwościami tłumiącymi nie tylko w paśmie średnich i wysokich częstotliwości, ale również w zakresie niskoczęstotliwościowym. Idea rozwiązania oparta jest na dwóch elementach: rezonatorze Helmholtza oraz komory wyłożonej materiałem dźwiękochłonnym. Zatem tłumienie dźwięku występuje na skutek absorpcji (zamiany energii akustycznej na energię cieplną) oraz zjawiska odbicia, interferencji i kompensacji fali akustycznej. Zadaniem rezonatora jest tłumienie dźwięków w wąskim zakresie częstotliwości poniżej 400 Hz. Drgania własne rezonatora tak dobrałem aby pokrywały się z hałasem niskoczęstotliwościowym generowanym przez wentylator, a wynikającym z pulsacji strugi powietrza zależnej od prędkości obrotowej i liczby łopatek wirnika wentylatora. Za tłumienie hałasu średnio i wysokoczęstotliwościowego (powyżej 400 Hz) odpowiedzialna jest komora, która wyłożona jest materiałem cechującym się wysokim współczynnikiem absorpcji. Dodatkowo w celu zwiększenia skuteczności tłumienia wewnątrz komory zaprojektowałem tzw. rozpraszacze energii akustycznej.

- o) Modernizacja wyciszenia komory silnika w autobusie VOLVO typ 9700 (wdrożenie VOLVO BUS Polska Sp. z o.o.)

Poprawnie skonstruowany autobus oprócz założonych parametrów, takich jak niskie zużycie paliwa, bezpieczeństwo, niezawodność, itp., powinien również cechować się możliwie najniższym poziomem emitowanego hałasu. Hałas w pojazdach rozpatrywany jest w dwóch aspektach. Pierwszy to hałas środowiskowy (komunikacyjny) oraz drugi wynikający z dokuczliwych i szkodliwych dźwięków występujących wewnątrz pojazdu. Podczas realizacji Zamówienie Nr 292074-PL z dnia 21 luty 2011 r. zająłem się aspektem dokuczliwości i szkodliwości dźwięków oddziałujących na pasażerów w obszarze umiejscowienia silnika napędowego. W celu określenia dróg przenoszenia hałasu z komory silnika do wnętrza autobusu przeprowadziłem pomiary rozkładu natężenia dźwięku na powierzchni podłogi oraz na powierzchni ścian bocznych zlokalizowanej w tylnej części autobusu. Położenie płaszczyzny pomiarowej oraz natrasowanych punktów pomiarowych na obiekcie rzeczywistym przedstawiono na poniższym rysunku.

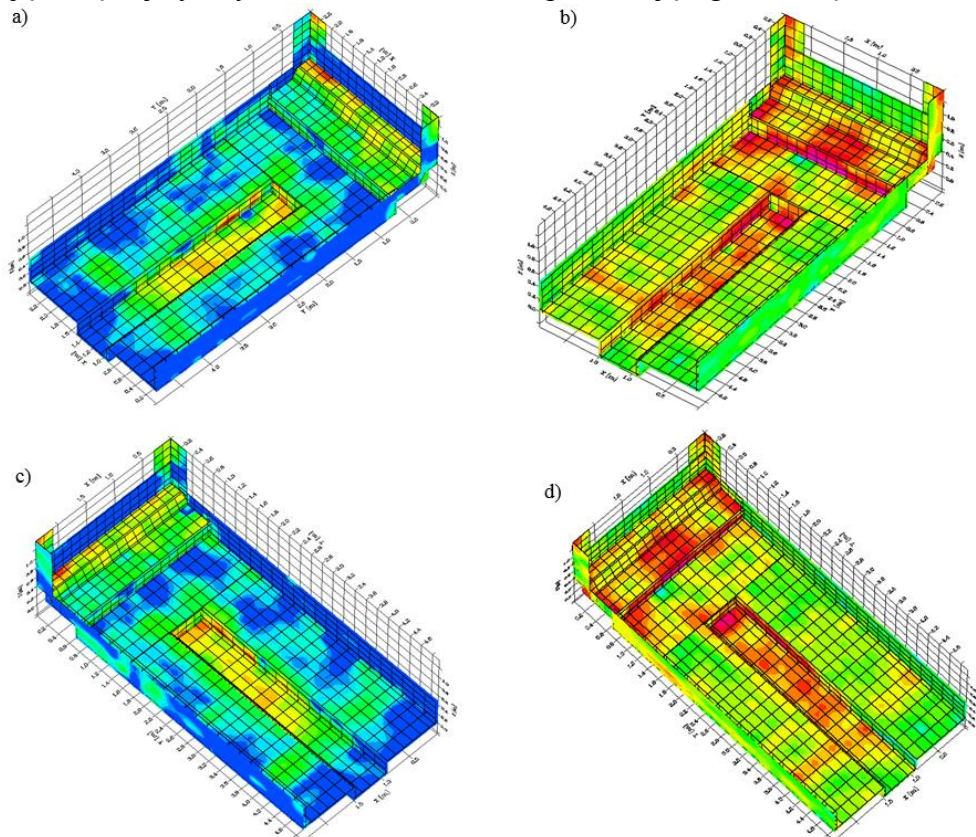


Rys. 15. Płaszczyzna pomiarów: a) położenie płaszczyzn pomiarowych, b) położenie punktów pomiarowych na obiekcie rzeczywistym.

Lokalizacja źródeł dźwięku przy zastosowaniu sondy akustycznej nie jest objęte wprost żadną z norm co wymagało opracowania autorskiego indywidualnego programu pomiaru [82, 83, 84]. Zachowane natomiast zostały wszelkie procedury związane z użyciem specjalistycznej aparatury pomiarowej. W celu zapewnienia stacjonarnego charakteru emitowanego hałasu do otoczenia w trakcie pomiaru, badany model autobusu podniesiono na wysokość ok. 30 cm ponad poziom gruntu i podparto dwoma podporami. Podpory znajdowały się na początku oraz na końcu badanego autobusu bezpośrednio pod osiami kół. W trakcie badań silnik pracował ze stałą prędkością obrotową ustawioną za pomocą tempomatu. Wybór prędkości obrotowej silnika dla lokalizacji źródeł dźwięku był poprzedzony wstępnymi pomiarami hałasu za pomocą

sonometru. Pomiaru wstępne wykonałem w całym zakresie prędkości obrotowej silnika. W wyniku przeprowadzenia lokalizacji źródeł dźwięku opracowałem wytyczne modernizacyjne dla zespołu konstruktorów firmy VOLVO. Wytyczne ukierunkowane były na zmniejszenie zjawiska bocznego przenoszenia dźwięków uderzeniowych.

Ponadto na stanowisku pomiarowym, które zbudowałem na Politechnice Wrocławskiej oceniłem skuteczność izolacji od dźwięków powietrznych dla zaprojektowanych przeze mnie paneli akustycznych. Pomiaru przeprowadziłem dla 15 różnych zestawów przegród dźwiękochłonna-izolacyjnych. Badania stanowiskowe pozwoliły mi na weryfikację przeprowadzonych obliczeń izolacyjności i określenie rzeczywistej skuteczności tłumienia poszczególnej przegrody w odniesieniu do charakteru widma hałasu emitowanego przez silnik spalinowy. Na tej podstawie wytypowałem zestaw, który został zastosowany w zmodernizowanym pojeździe. Na zakończenie prac modernizacyjnych przeprowadziłem badania kontrolne z użyciem sondy akustycznej. Przykładowe wyniki pomiarów przed i po modernizacji przedstawiono poniżej. Z racji poufności danych pełna treść raportów, a także treść standardów nie może być ujawniona, jednakże przedstawiony rozkład natężenia dźwięku na badanych powierzchniach pozwala przedstawić w sposób ogólny efekty wprowadzonych zmian konstrukcyjnych. Kolorami „ciepłymi” oznaczono miejsca cechujące się najwyższymi wartościami hałasu przenikającego do wnętrza autobusu.

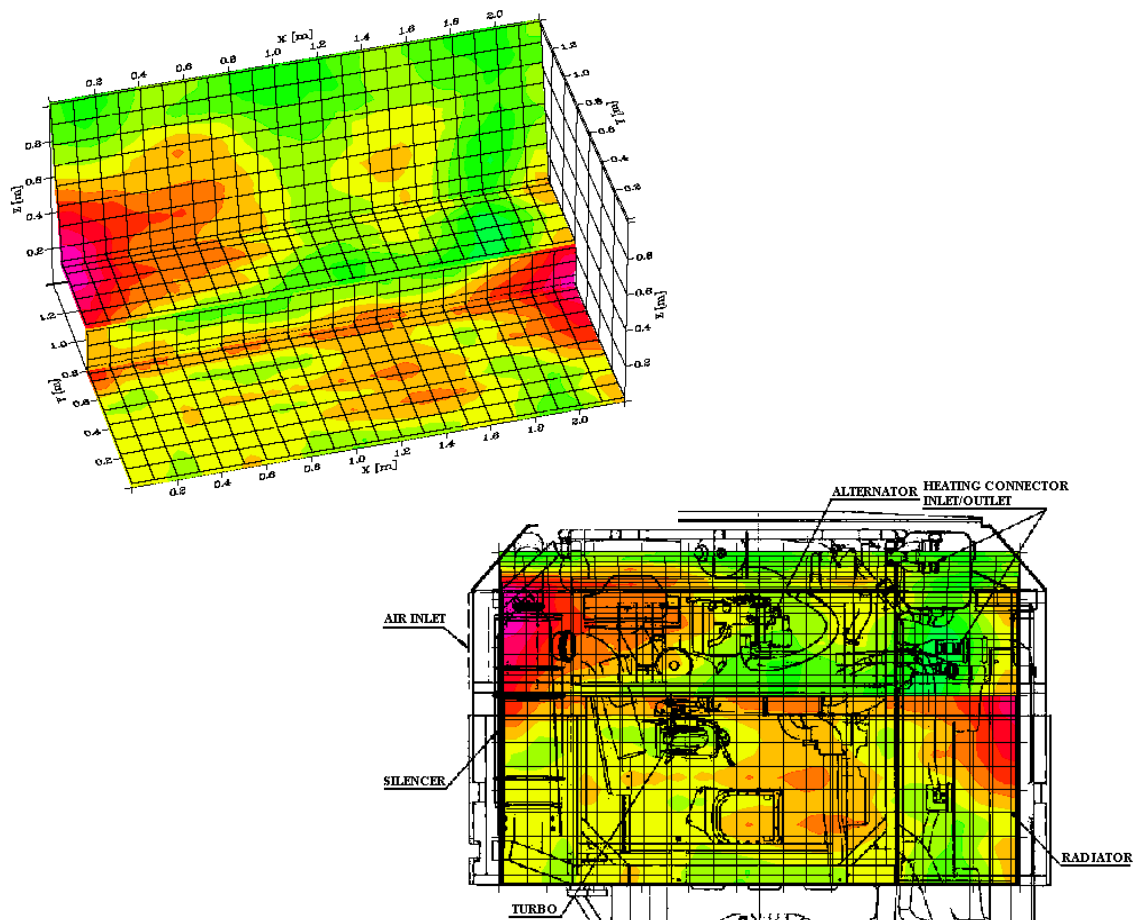


Rys. 16. Lokalizacja źródeł dźwięku w autobusie marki Volvo 9700: a) i c) po modernizacji, b) i d) przed modernizacją

W wyniku zastosowania zmian konstrukcyjnych oraz nowych ustroju dźwiękochłonnych znacząco zredukowałem poziom hałasu wewnątrz autobusu. Autobus zdobył Nagrodę „Coach of the Year 2008” nadaną przez międzynarodowe jury specjalistów z branży autobusowej podczas targów „Busworld” w miejscowości Kortrijk za najlepszy pojazd w klasie turystycznej.

- p) Modernizacja wyciszenia komory silnika w autobusie VOLVO typ 8700 (wdrożenie VOLVO BUS Polska Sp. z o.o.)

Podstawą opracowania była umowa Nr 31.384.1/W-10 zawarta pomiędzy Instytutem Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej a VOLVO Polska Sp. z o.o. W ramach zlecenia wykonałem pomiary rozkładu skorygowanego poziomu natężenia dźwięku L_{IA} na powierzchni ławki usytuowanej wewnątrz autobusu nad komorą silnika napędowego [103]. Pomiary przeprowadziłem za pomocą sondy akustycznej. Otrzymane wyniki pozwoliły na zlokalizowanie newralgicznych miejsc, które w głównej mierze odpowiadają za poziom hałasu w przestrzeni pasażerskiej. Na tej podstawie dokonałem oceny stanu izolacji akustycznej silnika napędowego autobusu. W kolejnym etapie wykonane badania pozwoliły mi na opracowanie wytycznych wg których została zmodernizowana konstrukcja autobusu pod kątem poprawy klimatu akustycznego wewnątrz pojazdu. Poniżej przedstawiono przykładowe wyniki badań lokalizacji źródeł dźwięku przed modernizacją autobusu (ze względu na poufność wyników informacje na temat zakresu pomiarowego oraz skalę usunięto).



Rys. 17. Lokalizacja źródeł dźwięku na powierzchni ławki w autobusie marki VOLVO 8700

Dodatkowo w ramach zlecenia oceniłem skuteczność w procesie ograniczenia transmisji dźwięku od silnika napędowego dla 12 zaprojektowanych przeze mnie zestawów przegród dźwiękochłonna – izolacyjnych. Efektywność wprowadzonych zmian zweryfikowałem wykonując pomiar hałasu wewnątrz autobusu zgodnie z normą ISO 5128. Szerszy opis przejętej autorskiej metody oceny znajduje się w poz. [20] oraz w załączniku IV.

Autobus uzyskał tytuł Pojazdu Użytkowego Roku przyznany przez branżowy magazyn transportowy Ajolinja.

- q) Modernizacja nadwozia w autobusie VOLVO typ 8700 (wdrożenie VOLVO BUS Polska Sp. z o.o.)

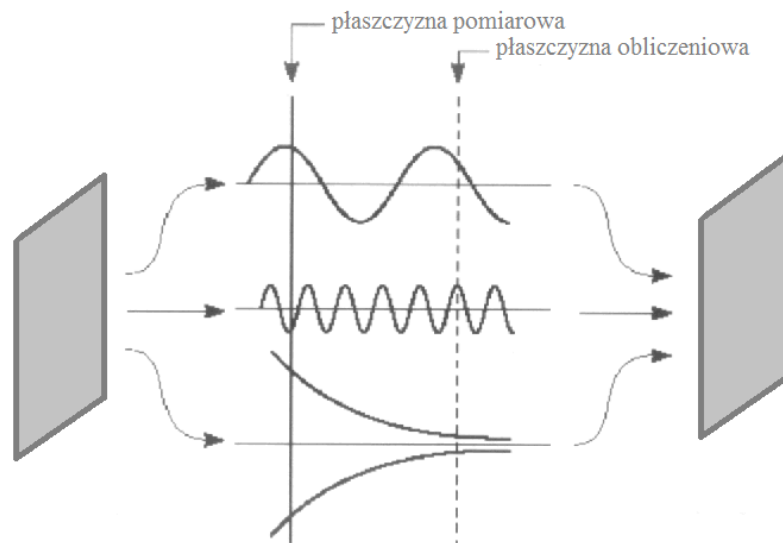
Jednym z ważniejszych aspektów uciążliwości akustycznej pojazdów jest redukcja hałasu emitowanego do środowiska. Wynika to z bezpośredniego oddziaływania pojazdu podczas jazdy na środowisko naturalne oraz tereny zamieszkałe. W trakcie realizacji Zamówienie Nr 201156-PL z dnia 09 lutego 2010 r. moja praca badawcza koncentrowała się w głównej mierze na ocenie hałasu wypromieniowanego przez autobus do otoczenia. W celu określenia wpływu hałasu wypromieniowanego przez pojazd na środowisko przeprowadziłem lokalizację źródeł dźwięku na powierzchni karoserii autobusu [85]. Ze względu na wielkość obiektu, lokalizację przeprowadziłem przy użyciu systemu holografii akustycznej. Skonfigurowany przeze mnie zestaw pozwolił mi na pełną automatyzację pomiarów. Przyjęta metodologia badawcza wynikała z konieczności akustycznego skanowania dużej powierzchni dochodzących do 12 m². Badania wykonałem przy zapewnieniu stacjonarnej pracy silnika napędowego wynikającego ze stałej prędkości obrotowej odpowiadającej prędkości liniowej pojazdu $v=50$ km/h.



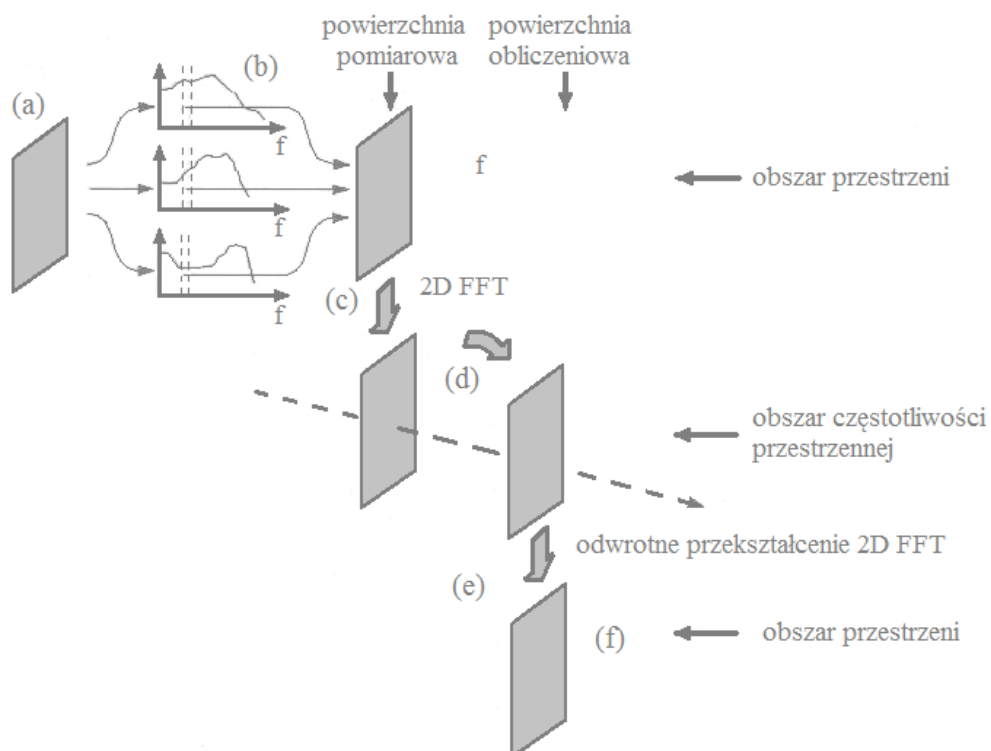
Rys. 18. Widok robota wraz z matrycą mikrofonową w trakcie pomiaru.

Źródła dźwięku na powierzchni karoserii określiłem korzystając z algorytmu przestrzennej transformacji pól dźwiękowych (STSF). Technika wykonywania pomiarów metodą STSF oparta jest na połączeniu dwóch teorii opisujących pole bliskie (NAH) oraz pole dalekie bazujące na równaniu całkowym Helmholtz'a (ang. Helmholtz Integral Equation). Podstawowym założeniem teorii pola bliskiego jest możliwość rozkładu dowolnego pola dźwiękowego na dwa podstawowe przebiegi fal tj. na fale płaszczyznowe oraz fale nadkrytyczne (rys. 19). Fale płaszczyznowe opisują część pola akustycznego, która rozprzestrzenia się od źródła otoczonego polem bliskim w kierunku pola dalekiego. Cechą charakterystyczną tej fali jest zmiana fazy w miarę oddalania się od przyczyny emisji hałasu. Z kolei fala nadkrytyczna cechuje się pełną zgodnością fazy, zmianie ulega jedynie amplituda, która maleje wraz ze wzrostem odległości od źródła propagacji. Na tej podstawie dowolne pole dźwiękowe może być opisane jako kombinacja fal płaszczyznowych i nadkrytycznych o różnych częstotliwościach, amplitudach i kierunkach. Uproszczony algorytm obliczeniowy przedstawiono na rys. 20. W pierwszym etapie wykonywany jest pomiar na określonej wcześniej, zamkniętej powierzchni. W rezultacie otrzymujemy macierz widm czasowych. Dalszy proces obliczeniowy polega na rozpatrywaniu częstotliwości czasowej z osobna, generowane są nowe macierze dla interesujących nas częstotliwości czasowych. Po odpowiednim przekształceniu każdej z tych macierzy otrzymujemy widmo częstotliwości przestrzennej. Następny etap polega

na transformacji uzyskanego widma na nową powierzchnię obliczeniową, gdzie po zastosowaniu odwrotnego przekształcenia Fourier'a otrzymujemy rozkład ciśnienia akustycznego i prędkość cząsteczki ośrodka. Te dwie wartości w dalszym etapie pozwalają na obliczenie parametrów energetycznych takich jak natężenie dźwięku i moc akustyczna.



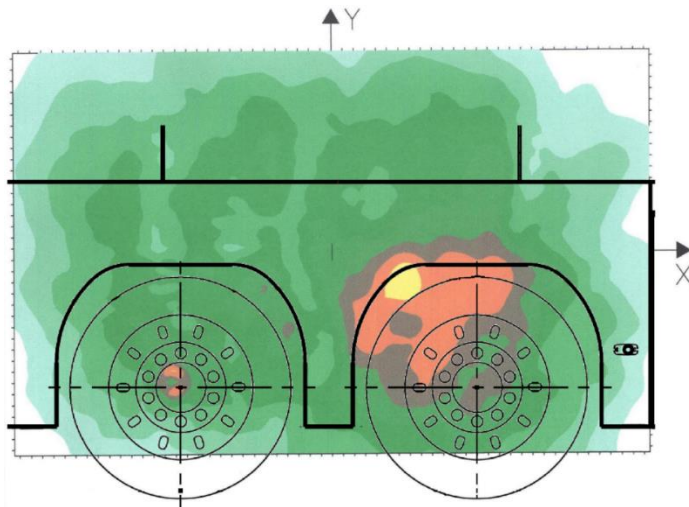
Rys. 19. Dekompozycja fali akustycznej na falę płaszczyznową i falę nadkrytyczną



Rys. 20. Uproszczony algorytm obliczeniowy metodą STSF.

Zastosowanie metody STSF umożliwiło mi wykonanie trójwymiarowej wizualizacji propagacji dźwięku oraz określenie korelacji wpływu poszczególnych źródeł na rozkład pola dźwiękowego w otoczeniu. Zatem w wyniku przeprowadzonych badań uzyskałem rozkład natężenia propagacji fali akustycznej na powierzchni badanego obiektu. Analizując w ten sposób badany autobus zlokalizowałem przyczynę i na etapie prototypu wytypowałem miejsca do wprowadzenia ostatecznych zmian konstrukcyjnych.

W wyniku wykonanych pomiarów i przeprowadzonej analizy wskazałem kilkanaście krytycznych źródeł dźwięku (rys. 21) mających wpływ na hałas wypromieniowany do środowiska.



Rys. 21. Przykładowa lokalizacja źródeł dźwięku na wybranej powierzchni autobusu przed wykonaniem modernizacji akustycznej (z racji poufności wyników informacje na temat zakresu pomiarowego oraz skalę usunięto).

Otrzymane wyniki posłużyły mi do wykonania projektu akustycznego dla wytypowanych fragmentów konstrukcji. Obliczenia izolacyjności akustycznej wykonałem dla tercji od 100 do 10 kHz. Rozpatrywane przegrody miały budowę wielowarstwową. Zastosowanie prawa masy do obliczeń izolacyjności przegród wielowarstwowych pozwala na uzyskanie wyników obciążonych dużym błędem. Niedokładność metody w głównej mierze związana jest z występowaniem zjawiska koincydencji, które występuje po przekroczeniu częstotliwości granicznej. W związku z tym, skuteczność izolacyjności analizowanych przegród określiłem w oparciu o algorytm Sharpa, który uwzględnia parametry struktury przegrody oraz jej własności materiałowe. Dodatkowo w obliczeniach brałem pod uwagę wpływ przenoszenia bocznego dla sztywnych połączeń elementów konstrukcyjnych. Opracowany model tłumienności pozwolił mi na wybór przegrody o najlepszych parametrach izolacyjnych oraz sporządzenie wytycznych projektowych zmian konstrukcyjnych dla zespołu projektantów nadwozia. Wytyczne uwzględniały zmiany w zamocowaniu oraz poprawę szczelności połączeń. Weryfikację skuteczności przeprowadzonych modernizacji przeprowadziłem wykonując pomiary hałasu zewnętrznego [86] zgodnie z normą PN-92/S-04051 i odnosząc wyniki do zaleceń Dyrektywy Komisji Europejskiej 2007/34/WE z dnia 14 czerwca 2007 r.

5.3 Udzielone patenty międzynarodowe lub krajowe (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §3 pkt 4c)

Na przestrzeni ostatnich trzech lat złożyłem łącznie siedem wniosków patentowych [7, 70, 71, 72, 73, 74, 76]. Obecnie decyzją Urzędu Patentowego RP udzielono ochrony patentowej na pompę zębatą wg zgłoszenia P394893 (numer patentu 218919) oraz na rozwiązania konstrukcyjne wg zgłoszenia P397539, P398436 i P398437. Decyzja o udzieleniu patentu do zgłoszeń P394893, P397539, P398436 i P398437 potwierdzona jest pismem DP.P.394893.8, DP.P.397539.9, DP.P.398436.11 oraz DP.P.398437.8 (kopię pism zamieszczono w załączniku VI). Pozostałe trzy zgłoszenia są w trakcie rozpatrywania.

5.4 Wynalazki, wzory użytkowe i przemysłowe, które uzyskały ochronę i zostały wystawione na międzynarodowych lub krajowych wystawach lub targach (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §3 pkt 4d)

Typoszereg pomp zębatych serii PZ4, w której przeprowadziłem optymalizację zespołu pompującego została wystawiony na licznych branżowych targach krajowych i międzynarodowych, na dwóch z nich konstrukcja została nagrodzona prestiżowymi nagrodami.

- a) Złoty Medal 73 Międzynarodowych Targów Poznańskich za "Typoszereg pomp i silników zębatych typu PZ-4" – 2001 r.
- b) Grand Prix na Międzynarodowych Targach Gdańskich 2001 za pompy zębate typu PZ-4 - 2001 r.

Oprócz wymienionych jednostek waporowych wysokie uznanie na targach znalazły autobusy marki VOLVO typ 9700 i 8700.

- c) Nagroda „Coach of the Year 2008” nadana przez międzynarodowe jury specjalistów z branży autobusowej podczas targów „Busworld” w miejscowości Kortrijk dla autobusu VOLVO 9700 za najlepszy pojazd w klasie turystycznej.
- d) Branżowy magazyn transportowy Ajolinja przyznaje w 2007 roku tytuł Pojazdu Użytkowego Roku w Finlandii dla autobusu VOLVO 8700.

W wymienionych modelach w ramach kooperacji z firmą VOLVO BUS Polska, przeprowadziłem wyciszenie komory silnika spalinowego. W diagnozowaniu stanu akustycznego pojazdów wykorzystałem energetyczną metodę lokalizacji źródeł dźwięku bazującej na algorytmie przestrzennej transformaty pól dźwiękowych.

5.5 Kierowanie międzynarodowymi lub krajowymi projektami badawczymi lub udział w takich projektach (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §4 pkt 6)

Zdobyte doświadczenie konstrukcyjne oraz opanowany przeze mnie warsztat pomiarowy z zakresu diagnostyki układów hydraulicznych i miernictwa wibroakustycznego zaowocowało udziałem w 9 projektach badawczych, w tym dwoma bezpośrednio kierowałem.

Kierownik projektu badawczego:

- a) Kierownik prac badawczych zleconych Politechnice Wrocławskiej w ramach projektu Unijnego realizowanego z przedsiębiorstwem HYDROTOR S.A. Nr projektu POIG.01.04.00-04-345/13 pt. „Opracowanie innowacyjnych pomp zębatych o obniżonym poziomie emisji akustycznej” wykonywanego w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka, lata 2007-2013, Priorytet 1. Badania i rozwój nowoczesnych technologii, Działanie 1.4 Wsparcie projektów celowych.
- b) Projekt badawczy nr 1479/B/T02/2010/38 – „Pompa zębata z kompensacją luzu obwodowego”, Politechnika Wroclawska.

Główny wykonawca w projektach badawczych

- c) Projekt rozwojowy nr 0342/R/T02/2008/04 – "Opracowanie nowych konstrukcji elementów mikrohydraulicznych i układów", Politechnika Wroclawska;
- d) Projekt celowy nr 6-T07-2003-C/06266 - "Badania modelowe i wdrożenie typoszeregu pomp zębatych V generacji o zmodyfikowanym zarysie ewolwenty", Politechnika Wroclawska, WPH Wrocław;

Wykonawca w projektach badawczych

- e) Projekt badawczy nr 8 T07B 055 20 - „Możliwości obniżenia hałasu pomp łopatkowych”, Politechnika Wroclawska;
- f) Projekt badawczy nr 5 T07B 011 25 - „Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia jako filtr akustyczny układów hydrostatycznych”, Politechnika Wroclawska;
- g) Projekt badawczy nr 4 T07B 051 26 – "Metodyka projektowania układów hydrostatycznych o obniżonej emisji hałasu", Politechnika Wroclawska;
- h) Projekt badawczy nr N N504 345936 – "Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych w stanach przejściowych i ustalonych”, Politechnika Wroclawska;
- i) Projekt celowy nr 7 T07B 002 95 C/2674 – „Opracowanie i wdrożenie typoszeregu pomp zębatych IV generacji”, Politechnika Wroclawska;

5.6 Międzynarodowe lub krajowe nagrody i wyróżnienia za działalność naukową, badawczą oraz osiągnięcia w dziedzinie techniki (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §4 pkt 7 oraz §5 pkt 3)

Moja działalność naukowo-badawcza została wyróżniona licznymi nagrodami i medalami. Na szczególną uwagę zasługuje otrzymanie Nagrody III stopnia Prezesa Rady Ministrów wręczonej osobiście przez Pana Premiera Donalda Tuska oraz nadanie Brązowego Medalu za długoletnią służbę przez Pana Prezydenta Rzeczypospolitej Polskiej Bronisława Komorowskiego. Łącznie uzyskałem 9 nagród nadanych przez instytucje rządowe oraz różnego rodzaju organizacje i stowarzyszenia.

- a) Nagroda III stopnia Prezesa Rady Ministrów za wybitne krajowe osiągnięcia naukowo-techniczne, Warszawa styczeń 2010,
- b) Brązowy Medal za długoletnią służbę, nadany przez Prezydenta Rzeczypospolitej Polskiej, Warszawa sierpień 2011
- c) Wyróżnienie Naczelnej Organizacji Technicznej Federacja Stowarzyszeń Naukowo-Technicznych. Tytuł Mistrza Techniki w Ogólnopolski Konkursie FSN-NOT za opracowanie innowacyjnego rozwiązania technicznego pt. „Wdrożenie nowej generacji pomp zębatych serii PZ5 do produkcji”, maj 2011 r., Łódź
- d) Nagroda I stopnia Wroclawskie Rady Federacji Stowarzyszeń Naukowo – Technicznych NOT za wybitne osiągnięcia w dziedzinie techniki, Wrocław, grudzień 2009
- e) Tytuł Dolnośląskiego Mistrza Techniki nadany przez Dolnośląską Federację Stowarzyszeń Naukowo – Technicznych NOT, Wrocław grudzień 2008
- f) Nagroda Wroclawskiej Rady Federacji Stowarzyszeń Naukowo-Technicznych za wybitne osiągnięcia w dziedzinie techniki „Opracowanie typoszeregu pomp zębatych serii PZ-5” – Wrocław luty 2008 r.
- g) Złoty Medal 73 Międzynarodowych Targów Poznańskich za "Typoszereg pomp i silników zębatych typu PZ-4" – 2001 r.
- h) Grand Prix na Międzynarodowych Targach Gdańskich 2001 za pompy zębate typu PZ-4 - 2001 r.
- i) Wyróżnienie za wygłoszony referat „Zastosowanie teorii przestrzennej transformacji pól dźwiękowych w identyfikacji źródeł dźwięku w pompie łopatkowej” podczas XXVII Konferencji Naukowej Problemy rozwoju maszyn roboczych. Zakopane, 26-30.01.2014

5.7 Udział w międzynarodowych lub krajowych konferencjach naukowych lub udział w komitetach organizacyjnych tych konferencji (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §5 pkt 2)

Łącznie brałem udział w **26** konferencjach krajowych i międzynarodowych. Angażuje się również w prace organizacyjne środowiska naukowego w swojej dziedzinie. Spośród niżej wymienionych konferencji w **3** zaangażowany byłem w działalność w Komitecie organizacyjnym, natomiast w **3** byłem członkiem rady programowej.

- a) Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych. Konferencja naukowo-techniczna. Cylinder 2015 (**uczestnik + członek rady programowej**).
- b) Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna. Hydraulics and pneumatics 2015: product and service innovation, process and marketing an essential factor in the development of the national fluid technology sector : international scientific-technical conference, Szklarska Poręba-Jakuszyce, 18-20 marca 2015 (**uczestnik**).
- c) Problemy rozwoju maszyn roboczych. XXVIII Konferencja naukowa. Zakopane, 26-29.01.2015 (**uczestnik**).
- d) Maszyny i pojazdy dla budownictwa i górnictwa skalnego. Konferencja naukowo-techniczna. Wrocław, 29-30.09.2014 (**uczestnik + udział w Komitecie organizacyjnym**).
- e) Problemy rozwoju maszyn roboczych. XXVII Konferencja naukowa. Zakopane, 26-30.01.2014 (**uczestnik**).
- f) Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych. Konferencja naukowo-techniczna. Cylinder 2013 (**uczestnik + członek rady programowej**).
- g) Problemy rozwoju maszyn roboczych. XXVI Konferencja naukowa. Zakopane, 27-31.01.2013 (**uczestnik**).
- h) Maszyny i pojazdy dla budownictwa i górnictwa skalnego. Konferencja naukowo-techniczna, Wrocław, 20-21 września 2012. Wrocław (**uczestnik + udział w Komitecie organizacyjnym**).
- i) Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych. Konferencja naukowo-techniczna. Cylinder 2011 (**uczestnik + członek rady programowej**).
- j) Maszyny i pojazdy dla budownictwa i górnictwa skalnego. Konferencja naukowo-techniczna, Wrocław, 16-17 września 2010. Wrocław (**uczestnik + udział w Komitecie organizacyjnym**).
- k) Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych. Konferencja naukowo-techniczna. Cylinder 2010 (**uczestnik**).
- l) Maszyny i pojazdy dla budownictwa i górnictwa skalnego. Konferencja naukowo-techniczna, Wrocław, 25-26 września 2008 (**uczestnik**).
- m) Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych. Konferencja naukowo-techniczna. Cylinder 2008 (**uczestnik**).
- n) Problemy rozwoju maszyn roboczych. XXI Konferencja naukowa. Zakopane, 21-24.01.2008 (**uczestnik**).
- o) Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych. Konferencja naukowo-techniczna. Cylinder 2007. Szczyrk, 19-21 września 2007. (**uczestnik**).
- p) Modelowanie w mechanice. XLIV Sympozjon PTMTS. Wisła, 27 lutego - 3 marca 2005 (**uczestnik**).
- q) Krajowy sektor hydrauliki i pneumatyki po wstąpieniu do Unii Europejskiej. Szanse i zagrożenia. Katowice, 20 października 2004 (**uczestnik**).

- r) Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik. Fuenftes Deutsch-Polnisches Seminar. Technische Universitaet Warszawa. Fakultaet fuer Mechatronik. Institut fuer Automatik und Robotik, Warszawa, 18.-19. September 2003 (**uczestnik**).
- s) VI konferencji nt. Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn. Kudowa Zdrój, 18-21 maja 2003 (**uczestnik**).
- t) IFPE 2002 Technical Conference and SAE International Off-Highway Congress, Las Vegas, March 19-21, 2002 (**uczestnik**).
- u) Napędy i sterowania hydrauliczne '2002. Stan, potrzeby, oczekiwania, możliwości. Konferencja naukowo-techniczna, Wrocław, 22-24 maja 2002 (**uczestnik**).
- v) Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik. Viertes Deutsch-Polnisches Seminar. Technische Universitaet Warszawa. Fakultaet fuer Mechatronik. Institut fuer Automatik und Robotik, Sopot, 20-21 September 2001 (**uczestnik**).
- w) Czynniki stymulujące rozwój maszyn i systemów hydraulicznych. Konferencja naukowo-techniczna, Wrocław-Szklarska Poręba, 3-6.X.2001 (**uczestnik**).
- x) Czynniki stymulujące wzrost konkurencyjności krajowego przemysłu komponentów. Konferencja naukowo-techniczna. Poznań, 20 czerwca 2001 (**uczestnik**).
- y) VII Seminarium towarzyszące VII Targom Producentów, Kooperantów i Sprzedawców Zespołów Napędowych i Układów Sterowania. Gdańsk, 8.02.2001 (**uczestnik**).
- z) Napęd, sterowanie, automatyzacja maszyn roboczych i pojazdów. XII Konferencja naukowa. Rynia k. Warszawy, 18-20 października 2000 (uczestnik).
- aa) Napędy i sterowania hydrauliczne '99. Konferencja naukowo-techniczna, Wrocław-Polanica Zdrój, 18-20 maja 1999 (**uczestnik**).

5.8 Wygłoszenie referatów na międzynarodowych lub krajowych konferencjach tematycznych (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §4 pkt 8)

Na wszystkich konferencjach, w których brałem udział (**26**) zaprezentowałem swoje wyniki badań. W **14** przypadkach wygłoszone referaty ukazały się w materiałach konferencyjnych, pozostałe **12** zostało opublikowanych jako artykuły w czasopismach bądź też jako rozdziały w książkach lub monografiach. Spośród wyżej wymienionych referatów konferencyjnych **4** zostały wygłoszone na konferencjach międzynarodowych:

- a) Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna. Hydraulics and pneumatics 2015: product and service innovation, process and marketing an essential factor in the development of the national fluid technology sector : international scientific-technical conference, Szklarska Poręba-Jakuszyce, 18-20 marca 2015.
- b) Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik. Fuenftes Deutsch-Polnisches Seminar. Technische Universitaet Warszawa. Fakultaet fuer Mechatronik. Institut fuer Automatik und Robotik, Warszawa, 18.-19. September 2003.
- c) IFPE 2002 Technical Conference and SAE International Off-Highway Congress, Las Vegas, March 19-21, 2002.
- d) Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik. Viertes Deutsch-Polnisches Seminar. Technische Universitaet Warszawa. Fakultaet fuer Mechatronik. Institut fuer Automatik und Robotik, Sopot, 20-21 September 2001.

5.9 Uczestnictwo w programach europejskich i innych programach międzynarodowych lub krajowych (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §5 pkt 1)

Obecnie kieruję pracami badawczymi zleconymi Politechnice Wrocławskiej w ramach projektu Unijnego. Projekt wykonywany jest w kooperacji z przedsiębiorstwem HYDROTOR S.A. Nr projektu POIG.01.04.00-04-345/13 pt. „Opracowanie innowacyjnych pomp zębatych o obniżonym poziomie emisji akustycznej” realizowanego w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka, lata 2007-2013, Priorytet 1. Badania i rozwój nowoczesnych technologii, Działanie 1.4 Wsparcie projektów celowych.

Wcześniej uczestniczyłem w czterech edycjach programu *Dolnośląski Bon na Innowacje* współfinansowanego przez Unię Europejską z Europejskiego Funduszu Społecznego w ramach Poddziałania 8.2.1, Programu Operacyjnego Kapitał Ludzki.

- a) Umowa nr 83/B/2012. Opracowanie sposobu synchronizacji pracy dwóch siłowników hydraulicznych.
- b) Umowa nr 126/B/2013. Ocena emisji hałasu niskoczęstotliwościowego generowanego przez urządzenia stanowiące wyposażenie techniczne kotłowni.
- c) Umowa nr 164/B/2013. Opracowanie metody określania mikroprzecieków oraz sprawności wolumetrycznej w siłownikach pneumatycznych.
- d) Umowa nr 183/B/2013. Opracowanie konstrukcji tłumika absorpcyjno-reaktywnego.

Ponadto uczestniczyłem w projekcie *Rozwój potencjału i oferty dydaktycznej Politechniki Wrocławskiej* nr UDA – POKL.04.01.01-00-137/09-00 współfinansowanego przez Unię Europejską z Europejskiego Funduszu Społecznego Program Operacyjny Kapitał Ludzki w ramach Działanie 4.1 *Wzmocnienie i rozwój potencjału dydaktycznego uczelni oraz zwiększenie liczby absolwentów kierunków o kluczowym znaczeniu dla gospodarki opartej na wiedzy*, Poddziałanie 4.1.1 *Wzmocnienie potencjału dydaktycznego uczelni*

Dodatkowo brałem udział w II edycji programu *Podniesienie konkurencyjności przedsiębiorstw przemysłu motoryzacyjnego poprzez szkolenia personelu* współfinansowanego przez Unię Europejską z Europejskiego Funduszu Społecznego w ramach schematu A *Doskonalenie umiejętności i kwalifikacji kadr*, Działanie 2.3 SPO RZL

5.10 Udział w konsorcjach i sieciach badawczych (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §5 pkt 4)

- a) Udział w konsorcjum Politechniki Wrocławskiej i HYDROTOR S.A. podczas realizacji projektu badawczego nr PBS3/A6/22/2015 realizowanego w ramach III edycji Programu Badań Stosowanych w ścieżce A, pt.: „Opracowanie konstrukcji wysokociśnieniowych pomp zębatych”, Zlecenia nr PS0249/K1009 z dnia 26 maja 2015 r.
- b) udział w konsorcjum Politechniki Wrocławskiej i HYDROTOR S.A. podczas realizacji projektu Unijnego nr POIG.01.04.00-04-345/13 pt. „Opracowanie innowacyjnych pomp zębatych o obniżonym poziomie emisji akustycznej” wykonywanego w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka, lata 2007-2013, Priorytet 1. Badania i rozwój nowoczesnych technologii, Działanie 1.4 Wsparcie projektów celowych. Zlecenia nr 62.353.7/W-10/K-9 z dnia 06 czerwca 2015 r.

- c) udział w konsorcjum Politechniki Wrocławskiej i WPH S.A. podczas realizacji grantu celowego nr 6-T07-2003-C/06266 - "Badania modelowe i wdrożenie typoszeregu pomp zębatych V generacji o zmodyfikowanym zarysie ewolwenty".
- d) udział w konsorcjum Politechniki Wrocławskiej i WPH S.A. podczas realizacji projektu celowego 7 T07B 002 95 C/2674 – „Opracowanie i wdrożenie typoszeregu pomp zębatych IV generacji”.
- e) udział w konsorcjum Politechniki Wrocławskiej i VOLVO Polska Sp. z o.o. podczas realizacji zlecenia nr 62.416.4/W-10 z dnia 9.02.2010 r., „Pomiary akustyczne – określenie stanu akustycznego autobusu marki Volvo typ 8700, wersja B12BLE”.
- f) udział w konsorcjum Politechniki Wrocławskiej i DELPHI Poland S.A. podczas realizacji zlecenia nr 62.479.4/W-10 z dnia 22.12.2010 r., „Konsultacje w zakresie projektowania mikropompy hydraulicznej”.
- g) udział w konsorcjum Politechniki Wrocławskiej i VOLVO Polska Sp. z o.o. podczas realizacji zlecenia nr 62.514.4/W-10 z dnia 1.09.2011 r., „Rozszerzone pomiary akustyczne w autobusie 9700”.
- h) udział w konsorcjum Politechniki Wrocławskiej i VOLVO Polska Sp. z o.o. podczas realizacji zlecenia nr 62.544.4/W-10 z dnia 7.12.2011 r., „Wykonanie badań akustycznych ustrojów dźwiękochłonnnych”
- i) udział w konsorcjum Politechniki Wrocławskiej i HYDROMAR podczas realizacji zlecenia nr 62.103.8/W-10 z dnia 30.04.2014 r., „Analiza możliwości dokonania zmian konstrukcyjnych siłowników hydraulicznych typu HZ w aspekcie zwiększenia ich trwałości”.

5.11 Kierowanie projektami realizowanymi we współpracy z naukowcami z innych ośrodków polskich i zagranicznych, a w przypadku badań stosowanych we współpracy z przedsiębiorcami (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §5 pkt 5)

- a) Zlecenia nr Wrocław/pl5.02.0054/16 z dnia 25 listopada 2015r, pt.: „Ocena własności wytrzymałościowych kanałów wentylacyjnych wykonanych z PPs”, zleceniodawca MERCURY Engineering Polska Sp. z o.o., ul. W. Rzymowskiego 53, 02-697 Warszawa
- b) Zlecenia nr 62.353.7/W-10/K-9 z dnia 06 czerwca 2015 r. „Opracowanie innowacyjnych pomp zębatych o obniżonym poziomie emisji akustycznej” zleceniodawca Hydrotor S.A. ul. Chojnicka 72, 89-500 Tuchola
- c) Zlecenie nr 62.103.8/W-10 z dnia 30.04.2014 r., „Analiza możliwości dokonania zmian konstrukcyjnych siłowników hydraulicznych typu HZ w aspekcie zwiększenia ich trwałości”, zleceniodawca: HYDROMAR Zakład Hydrauliki Siłowej, ul. Powstańców Wlkp. 57A, 64-500 Szamotuły
- d) Zlecenie nr 62.659.4/W-10 z dnia 2.12.2013 r., „Ocena zgodności projektu instalacji z umową zawartą pomiędzy SECO/WARICK THERMAL S.A. oraz HYDROMAR ZHS z dnia 25 maja 2011r. oraz warunkami dodatkowymi zamawiającego”, zleceniodawca: HYDROMAR Zakład Hydrauliki Siłowej, ul. Powstańców Wlkp. 57A, 64-500 Szamotuły
- e) Zlecenie nr 62.416.4/W-10 z dnia 9.02.2010 r., „Pomiary akustyczne – określenie stanu akustycznego autobusu marki Volvo typ 8700, wersja B12BLE”, zleceniodawca: Volvo Polska Spółka z o.o, ul. Mydlana 2, 51-502 Wrocław
- f) Zlecenie nr 62.471.4/W-10 z dnia 15.11.2010 r., „Konsultacje w zakresie podstaw hydrauliki – komputerowe wspomaganie inżynierskich prac projektowych układów

- hydraulicznych”, zleceniodawca: Volvo Polska Spółka z o.o., ul. Mydlana 2, 51-502 Wrocław
- g) Zlecenie nr 62.479.4/W-10 z dnia 22.12.2010 r., „Konsultacje w zakresie projektowania mikropompy hydraulicznej”, zleceniodawca: DELPHI Poland S.A., ul. Podgórk Tynieckie 2, 30-399 Kraków
- h) Zlecenie nr 62.236.7/W-10 z dnia 21.02.2011 r., „Pomiar hałasu wewnętrznego w autobusie 9700”, zleceniodawca: Volvo Polska Spółka z o.o., ul. Mydlana 2, 51-502 Wrocław
- i) Zlecenie nr 62.498.4/W-10 z dnia 14.04.2011 r., „Konsultacje w zakresie procesów i zjawisk występujących w elementach i układach hydraulicznych”, zleceniodawca: Volvo Polska Spółka z o.o., ul. Mydlana 2, 51-502 Wrocław
- j) Zlecenie nr 62.508.4/W-10 z dnia 8.05.2011 r., „Konsultacje: podstawy doboru elementów i obliczeń układów hydraulicznych. Projektowanie układów”, zleceniodawca: Volvo Polska Spółka z o.o., ul. Mydlana 2, 51-502 Wrocław
- k) Zlecenie nr 62.514.4/W-10 z dnia 1.09.2011 r., „Rozszerzone pomiary akustyczne w autobusie 9700”, zleceniodawca: Volvo Polska Spółka z o.o., ul. Mydlana 2, 51-502 Wrocław
- l) Zlecenie nr 62.544.4/W-10 z dnia 7.12.2011 r., „Wykonanie badań akustycznych ustrojów dźwiękochłonnych”, zleceniodawca: Volvo Polska Spółka z o.o., ul. Mydlana 2, 51-502 Wrocław

5.12 Członkostwo w międzynarodowych lub krajowych organizacjach i towarzystwach naukowych (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §5 pkt 7)

Od siedmiu lat jestem członkiem sekcji Sterowania i Napędu Hydraulicznego we Wrocławskim oddziale Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich.

5.13 Osiągnięcia dydaktyczne i w zakresie popularyzacji nauki, opieka naukowa nad studentami oraz doktorantami w charakterze opiekuna naukowego lub promotora pomocniczego (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §5 pkt 8, 9, 10)

Moim macierzystym wydziałem jest Wydział Mechaniczny Politechniki Wrocławskiej i tutaj skoncentrowana jest moja działalność dydaktyczna, którą rozpocząłem jako asystent na w 1999 r. W moim 16 letnim dorobku dydaktycznym są wykłady, laboratoria, seminaria i projekty prowadzone w miejscu oraz w ośrodkach zamiejscowych (filiach) dla różnych kierunków i wydziałów Politechniki Wrocławskiej, tak na studiach stacjonarnych jak i niestacjonarnych. Obecnie kształcę studentów na trzech kierunkach: Mechanika i Budowa Maszyn, Automatyka i Robotyka oraz Transport. Regularnie blisko dwukrotnie przekraczam wyznaczone pensum godzin zajęć ze studentami. Jestem nie tylko nauczycielem, który naucza według przyjętych programów, ale również autorem lub współautorem odpowiedzialnym za merytoryczne przygotowanie programu kształcenia. Jako dydaktyk prowadziłem 19 kursów, z takich przedmiotów jak: Mechanika Płynów, Układy Napędowe, Układy Napędowe Hydrauliczne i Pneumatyczne, Układy Hydrauliczne i Pneumatyczne w Maszynach i Pojazdach, Układy Hydrotroniczne w Pojazdach, Systemy Hydrotroniczne i Pneumotroniczne, Hydrostatyczne Układy Napędowe, Eksploatacja Napędu Hydraulicznego, Uszczelnienia i techniki uszczelnień, Sterowanie Maszyn i Urządzeń, Sterowanie

Hydraulicznych Układów Napędowych, Sterowanie Elektrohydrauliczne, Podstawy Sterowania Mikroprocesowego Zaworów Hydraulicznych, Eksploatacja Napędu Hydraulicznego, Badania i Diagnostyka Maszyn Hydraulicznych, Wibroakustyczne Diagnozowanie Maszyn i Urządzeń, Zagadnienia Dynamiki i Wibroakustyki Maszyn, a także z podstaw Informatyki i oprogramowania AutoCAD wspomagającego prace inżynierskie.

Do wykładów z każdego przedmiotu opracowałem autorskie materiały w postaci prezentacji, filmów dydaktycznych oraz symulacji i animacji z wykorzystaniem technik multimedialnych.

Działalność dydaktyczna to również promotorstwo prac dyplomowych. Byłem opiekunem 27 prac dyplomowych magisterskich lub inżynierskich. Jestem również promotorem pomocniczym Pani mgr inż. Urszuli Radziwanowskiej, która otworzyła przewód doktorski pt.: „*Modelowanie pulsacji ciśnienia w instalacjach gazowych*” (załącznik III).

Od ponad piętnastu lat jestem zaangażowany w organizację i modernizację bazy laboratoryjnej. W wyniku mojej działalności w Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn zostały wdrożone unikatowe energetyczne metody pomiarowe, tj.: z użyciem sondy i holografii akustycznej. W Polsce znajduje się tylko jedna instalacja pozwalająca na analizę wyników w oparciu o algorytm przestrzennej transformaty pól dźwiękowych (STSF). Zaawansowane systemy do badań akustycznych pozwalają między innymi na przeprowadzenie lokalizacji źródeł dźwięku i określenie mocy akustycznej zgodnie z normą ISO 9614. Dzięki temu laboratorium dysponuje odpowiednim zapleczem pomiarowym spełniającym wymogi obowiązujące w krajach Unii Europejskiej. Wdrożone metody energetyczne są szczegółowo omawiane i prezentowane na zajęciach laboratoryjnych realizowanych w ramach kursu Wibroakustyczne Diagnozowanie Maszyn i Urządzeń oraz kursu Zagadnienia Dynamiki i Wibroakustyki Maszyn. Dodatkowo studenci wykorzystują wymienione metody podczas realizacji swoich prac dyplomowych zarówno na pierwszym jak i drugim stopniu nauczania.

Następny obszar działalności w zakresie popularyzacji nauki związana jest z powstaniem Europejskiego Centrum Hydrauliki i Pneumatyki przy Politechnice Wrocławskiej, w trakcie tworzenia nowego ośrodka szkoleniowego unikalnego na skalę krajową odpowiedzialny byłem za przygotowanie merytoryczne i techniczne stanowisk dydaktycznych w laboratorium pneumatyki i hydrauliki. Można w nim zapoznać się z poszczególnymi typami sterowań poczynając od najprostszych do bardziej zaawansowanych, np. układ Load Sensing, ze sterowaniem proporcjonalnym lub z układami dokładnego pozycjonowania powszechnie stosowanymi w maszynach sterowanych numerycznie NC. Łącznie w laboratorium w ramach przedmiotów o profilu hydraulicznym i pneumatycznym realizowanych jest 45 różnych praktycznych ćwiczeń laboratoryjnych. Ponadto w ramach kursów realizowane są zajęcia projektowe z wykorzystaniem oprogramowania Automation Studio. Oprogramowanie należy do grupy programów wspomagających prace inżynierskie w projektowaniu układów hydraulicznych, pneumatycznych oraz sterowania.

Moja działalność dydaktyczna zewnętrzna koncentruje się na szkoleniach realizowanych dla przemysłu motoryzacyjnego:

a) GKN Oleśnica– Szkolenie realizowane podczas II edycji programu *Podniesienie konkurencyjności przedsiębiorstw przemysłu motoryzacyjnego poprzez szkolenia personelu* współfinansowanego przez Unię Europejską z Europejskiego Funduszu Społecznego w ramach schematu A *Doskonalenie umiejętności i kwalifikacji kadr*, Działanie 2.3 SPO RZL

b) SITECH Polkowice – szkolenie realizowane w ramach funduszy unijnych j.w.

oraz szkoleń realizowanych dla producentów maszyn i urządzeń z napędem hydraulicznym

c) VOLVO Wrocław – szkolenie w zakresie podstaw hydrauliki siłowej – „Elementy hydrauliczne i ich funkcje”, zlecenie nr 62.412.4/W-10 z dnia 25.01.2010 r. oraz zlecenie nr 62.472.4/W-10 z dnia 17.11.2010 r.

Podsumowując moje działalność dydaktyczna w zakresie popularyzacji nauki obejmuje prowadzenie wszystkich form zajęć od wykładów po ćwiczenia laboratoryjne oferowane zarówno dla studentów studiów stacjonarnych i niestacjonarnych jak również dla kadry inżynierskiej chcącej podnieść swoje kwalifikacje w ramach realizowanych doszkalających kursów zewnętrznych. W swojej pracy kierowałem się zasadami przejrzystej komunikatywności i sprawiedliwych stosunkach uczeń-nauczyciel. Metody zachowania prawidłowych relacji zostały wypracowane podczas wieloletniego doświadczenia i oparte są na motywowaniu studentów do działania przez co uczą się samodzielności w rozwiązywaniu postawionych im zadań.

5.14 Staże w zagranicznych lub krajowych ośrodkach naukowych lub akademickich

(Dz. U. nr 196, poz. 1165 §5 pkt 11)

Uczestniczyłem w dwóch stażach krótkoterminowych w 2005 i 2009 roku na Uniwersytecie Bruel&Kjaer w Dani. Udział w stażach pozwolił mi na podniesienie kwalifikacji w zakresie pomiarów wielkości wibroakustycznych, przeprowadzania analizy widmowej, rzędów i modalnej oraz obsługi aparatury kontrolno-pomiarowej, tj.: wibrometru laserowego, sondy i holografii akustycznej oraz beamformingu. Opanowany przeze mnie warsztat pomiarowy wykorzystałem w projektach badawczych własnych, celowych i przemysłowych, ale również w przygotowywaniu autorskich ćwiczeń laboratoryjnych.

5.15 Wykonanie ekspertyz lub innych opracowań na zamówienie organów władzy publicznej, samorządu terytorialnego, podmiotów realizujących zadania publiczne lub przedsiębiorców (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §5 pkt 12)

- a) MERCURY : Ocena własności wytrzymałościowych kanałów wentylacyjnych wykonanych z PPs.
- b) HYDROMAR : Analiza możliwości dokonania zmian konstrukcyjnych siłowników hydraulicznych typu HZ w aspekcie zwiększenia ich trwałości.
- c) HYDROMAR : Ocena zgodności projektu instalacji F1 i F3 z zawartą umową

- d) WABCO Polska : Opracowanie metody pomiaru mikroprzecieków w pneumatycznych siłownikach hamulcowych.
- e) KISIELEWSKI : Opracowanie sposobu synchronizacji pracy dwóch siłowników hydraulicznych
- f) ZISCO : Ocena emisji hałasu niskoczęstotliwościowego generowanego przez urządzenia stanowiące wyposażenie techniczne kotłowni
- g) VOLVO BUS : Badania skuteczności akustycznej wytypowanych zestawów materiałowych dźwiękochłonno-izolacyjnych
- h) VOLVO BUS : Kompleksowe badania weryfikacyjne stanu akustycznego wewnątrz autobusu marki VOLVO typ 9700
- i) VOLVO BUS : Badania i analiza stanu akustycznego wewnątrz autobusu marki VOLVO typ 9700
- j) VOLVO BUS : Badania hałasu zewnętrznego podczas jazdy autobusu marki VOLVO typ 8700 wersja B12BLE
- k) VOLVO BUS : Lokalizacja źródeł dźwięku metodą STSF autobusu marki VOLVO typ 8700 wersja B12BLE
- l) DELPHI : Zalecenia projektowe dla mikropomp hydraulicznych
- m) KWB TURÓW : Ocena wpływu hałasu koparki kołowej KWK-910/K-17 na klimat akustyczny KWB "Turów"
- n) TRAMEC : Badania akustyczne przekładni mechanicznej CI30/50/F
- o) TRAMEC : Analiza wytrzymałościowa i akustyczna przekładni TRAMEC TC 90/BO 63 200/24+OLEJ /
- p) VOLVO BUS : Badania i analiza stanu izolacji akustycznej silnika spalinowego w autobusie marki VOLVO typ 8700
- q) PZL – Hydral : Pomiary akustyczne metodą STSF sprzężarek SHK-1034;
- r) GKN Automotive : Badanie hałasu w samochodzie Opel Agila;
- s) POLYNORM : Ocena właściwości akustycznych drzwi wewnętrznych – metodyka badań, analiza wyników;

5.16 Udział w zespołach eksperckich i konkursowych, recenzowanie projektów międzynarodowych lub krajowych oraz publikacji w czasopiśmie międzynarodowych i krajowych (Dz. U. nr 196, poz. 1165 §5 pkt 13 i 14)

Aktywnie uczestniczę w pracach środowisk naukowych w swojej dziedzinie. Wyniki prowadzonych przy moim udziale prac badawczych opisane w artykułach, referatach, a także w raportach i sprawozdaniach dla przemysłu uwiarygadniają mnie jako eksperta w dyscyplinie Budowa i Eksploatacja Maszyn. W rezultacie powierzane są mi opracowania recenzji prac innych badaczy przed opublikowaniem. W moim dorobku recenzowałem artykuły w czasopiśmie międzynarodowym znajdującym się na liście filadelfijskiej Archives of Civil and Mechanical Engineering oraz referaty prezentowane na Ogólnopolskiej Konferencji Naukowo-Technicznej Cylinder w roku 2011, 2013 i 2015. Konferencja organizowana jest w cyklu dwuletnim przez Instytut Techniki Górniczej KOMAG. Należę również do zespołu eksperckiego Narodowego Centrum Badań i Rozwoju.

