





Homik W. (Redaktor)

# Wiskotyczne tłumiki drgań skrętnych

Wydano za zgodą Rektora

O p i n i o d a w c a

dr hab. inż. Aleksander Mazurkow, prof. PRz

dr hab. inż. Zbigniew Matuszak, prof. AMS

R e d a k t o r n a c z e l n y

Wydawnictw Politechniki Rzeszowskiej

dr hab. inż. Lesław GNIEWEK, prof. PRz

R e d a k t o r

Wojciech Homik

P r z y g o t o w a n i e m a t r y c

Patrycja Kuziora

P r o j e k t o k ł a d k i

Joanna Mięka

A u t o r z y

Jan Czyżewski

Justyna Gumieniak

Agnieszka Kramek

Adam Michajłyszyn

Mirosław Surowaniec

Weronika Woś

Łukasz Woźniak

*drżania skrętne, tłumienie drgań skrętnych, poli(dimetylosiloksan), PDMS, olej silikonowy, ciecz wiskotyczna, wiskotyczny tłumik drgań, układ korbowo-tłokowy*

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej

Rzeszów 2021

Wszelkie prawa autorskie i wydawnicze zastrzeżone. Każda forma powielania oraz przenoszenia na inne nośniki bez pisemnej zgody Wydawcy jest traktowana jako naruszenie praw autorskich, z konsekwencjami przewidzianymi w *Ustawie o prawie autorskim i prawach pokrewnych* (Dz.U. z 2018 r., poz. 1191 t.j.). Autor i Wydawca dołożyli wszelkich starań, aby rzetelnie podać źródło zamieszczonych ilustracji oraz dotrzeć do właścicieli i dysponentów praw autorskich. Osoby, których nie udało się ustalić, są proszone o kontakt z Wydawnictwem.

ISBN 978-83-7934-530-4

Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej

al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów

Nakład 100 + 40 egz. Ark. wyd. 7,37. Ark. druk. 8,50.

Oddano do druku w grudniu 2021 r. Wydrukowano w grudniu 2021 r.

Drukarnia Oficyny Wydawniczej, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów

Zam. nr 67/21

# Przedmowa redaktora



Drgania to okresowo powtarzające się przebiegi, podczas których pewna postać energii zmienia się w inną, a ta z kolei przeistacza się znowu w pierwotną. Rozróżnia się drgania własne i drgania wymuszone. Drgania własne występują wtedy, gdy dowolny układ np. mechaniczny pozostawiony sam sobie został wytrącony z położenia równowagi jednorazowym impulsem. Drgania wymuszone występują wówczas, gdy na układ działają okresowo zmienne siły lub okresowo powtarzające się impulsy zewnętrzne. Pracujący wielocylindrowy silnik jest źródłem drgań wymuszonych, które są wynikiem występujących w nim okresowo zmiennych sił ciśnienia gazów i bezwładności. Siły te powodują drgania: giętne, wzdłużne i skrętne wału korbowego silnika. Niezależnie od układu dynamicznego, w którym pracuje silnik, największe zagrożenie dla wału korbowego stanowią drgania skrętne. Drgania te w zasadzie, poza jego własną sztywnością niczym nie są ograniczone. W pewnych warunkach, skręcanie wału korbowego pochodzące od drgań skrętnych może być tak duże, że naprężenia przekraczają naprężenia dopuszczalne, co prowadzi do zniszczenia wału w wyniku zmęczeniowych uszkodzeń struktury materiału. Drgania skrętne wału korbowego silnika trudniej jest wykryć niż inne drgania. Nałożone na ruch obrotowy wału zazwyczaj nie powodują większych drgań giętych sąsiednich części, nie są źródłem hałasu i dlatego mogą być niezauważone aż do chwili, w której wystąpi zniszczenie zmęczeniowe wału. O ich istnieniu niejednokrotnie może świadczyć brak równomierności pracy silnika, którego układ rozrzędu za pomocą przekładni mechanicznej (pasowej, łańcuchowej, zębatej) napędzany jest drgającym skrętnie wałem korbowym. Różnorodność postaci drgań oraz poliharmoniczny charakter wymuszającej drgania siły stycznej sprawiają, że wał korbowy może pracować w strefie rezonansu przy różnych prędkościach obrotowych silnika. Pracy silnika w zakresach krytycznych (rezonansowych)

prędkości obrotowych można uniknąć przez:

- zmianę prędkości obrotowych,
- zmianę częstości drgań własnych całego układu,
- zmianę przebiegu sił wymuszających,
- zastosowanie tłumików drgań.

Pierwsze trzy rozwiązania z reguły są niemożliwe do zrealizowania ze względów konstrukcyjno-eksploatacyjnych, dlatego też stosuje się eliminatory drgań skrętnych znane pod nazwą tłumików drgań skrętnych, które umieszcza się na swobodnym końcu wału korbowego silnika.

Ich zadaniem jest obniżenie amplitudy rezonansowych drgań skrętnych wału korbowego silnika. Poprawnie zaprojektowany (dobrany, „dostrojony”) tłumik drgań skrętnych umożliwia obniżenie rezonansowej amplitudy drgań skrętnych, nawet 10-cio krotnie, a także przesunięcie i zmniejszenie strefy rezonansowej.

Należy jednak pamiętać, że każdy tłumik pochłania część mocy użytkowej silnika.

Na przestrzeni lat w celu zminimalizowania zagrożenia pochodzącego od drgań skrętnych, stosowane były następujące rodzaje tłumików:

- tłumiki cierne,
- tłumiki gumowe,
- tłumiki sprężynowe,
- tłumiki wiskotyczne (pasywne i aktywne),

Wymienione tłumiki są typowymi tłumikami dynamicznymi, w których do tłumienia drgań skrętnych wykorzystuje się siłę bezwładności. Pomimo wspólnej nazwy, tłumiki dynamiczne różnią się między sobą nie tylko rozwiązaniem konstrukcyjnym, ale również charakterystyką pracy.

We współczesnych wielocylindrowych silnikach stosowane są najczęściej pasywne tłumiki wiskotyczne. Pasywny wiskotyczny tłumik drgań to wyjątkowo nieskomplikowane urządzenie – „puszka” z zamkniętym wewnątrz bezwładnikiem (pierścieniem bezwładnościowym) swobodnie pływającym w lepkim oleju silikonowym. Mimo tej prostoty cechuje się dużą skutecznością i jest przy tym relatywnie tani.

Tłumik drgań skrętnych dobiera się lub projektuje indywidualnie do danego typu silnika (układu napędowego) w oparciu o wyniki analizy harmonicznej drgań skrętnych wału (np. wału korbowego lub wału rozrządu). Przeprowadzona analiza umożliwi wyznaczenie amplitud rezonansowych wału, a przede wszystkim wyznaczenie częstości własnych rezonansowych wału, które na etapie projektowania tłumików są traktowane jako częstości wymuszające. Przed przystąpieniem do projektowania tłumika, projektant powinien otrzymać od producenta silnika odpowiedni zbiór danych. Dane te powinny zawierać informacje dotyczące:

- liczby cylindrów,
- rodzaju silnika (silnik dwusuwowy, czterosuwowy),
- minimalnej prędkości obrotowej silnika,
- maksymalnej prędkości obrotowej silnika,
- zakresu prędkości eksploatacyjnych silnika (jeśli nie jest stała),
- kolejności zapłonu,
- średnic czopów głównych,
- średnic czopów korbowych,
- średnic cylindrów,
- średniego ciśnienia indykowanego,
- całkowitego ciężaru mas będących w ruchu posuwisto-zwrotnym,
- sztywności skrętnej wału pomiędzy cylindrami,
- dopuszczalnej wartości kąta skrócenia wału,
- ograniczeń gabarytowych dla tłumika,
- wielkości przelożeń pomiędzy kołem pasowym znajdującym się na swobodnym końcu wału korbowego silnika a zespołami, dla których to koło jest kołem napędowym,

a także dane dotyczące podstawowych zespołów współpracujących z silnikiem np. prądnicy w przypadku agregatów prądotwórczych.

Autorzy niniejszej publikacji przekazują czytelnikom specjalistyczną wiedzę, która dotyczy problemów: tłumienia drgań skrętnych w silnikach roboczych, modelowania momentów sił wymuszających drgania skrętne wału korbowego, układu symulującego wymuszenia generowane przez pracujący silnik wysokoprzężny, modelowania właściwości wiskotycznego tłumika drgań skrętnych w oparciu o modele hydrodynamiczne, zjawiska starzenia się polidimetylosiloksanu i jego wpływu na własności tłumiące.

dr hab. inż. Wojciech Homik, prof. PRz  
Politechnika Rzeszowska



Badania oraz ich publikacja zostały zrealizowane dzięki środkom na utrzymanie potencjału badawczego Politechniki Rzeszowskiej w ramach umowy PB28.KI.21.001.

Badania zostały zrealizowane dzięki wykorzystaniu aparatury z projektu: *Utworzenie naukowo-badawczego Laboratorium Międzyuczelnianego w Stalowej Woli* w ramach Programu Operacyjnego Rozwój Polski Wschodniej 2007-2013, Oś Priorytetowa I – Nowoczesna Gospodarka, Działanie I.3 – Wspieranie Innowacji, numer projektu: POPW.01.03.00-18-016/12-00.



# Spis treści

1	Tłumienie drgań skrętnych w silnikach spalinowych <i>M. Surowaniec</i> . . . . .	13
1.1	Wprowadzenie . . . . .	13
1.2	Przyczyny powstawania drgań skrętnych . . . . .	14
1.3	Drgania układu korbowo-tłokowego . . . . .	16
1.4	Tłumik drgań skrętnych . . . . .	19
1.5	Podsumowanie . . . . .	31
	Bibliografia . . . . .	31
2	Modelowanie momentów sił wymuszających drgania wału korbowego i ich analiza przy użyciu oprogramowania MATLAB <i>W. Woś</i> . . . . .	33
2.1	Wprowadzenie . . . . .	33
2.2	Wał korbowy - budowa i zastosowanie . . . . .	35
2.3	Siły działające na wał korbowy . . . . .	37
2.4	Analiza numeryczna momentu obrotowego przy użyciu oprogramowania MATLAB . . . . .	51
2.5	Podsumowanie . . . . .	59
	Bibliografia . . . . .	60
3	Układ symulujący wymuszenia generowane przez silnik wysokoprężny <i>J. Czyżewski</i> . . . . .	63
3.1	Wprowadzenie . . . . .	63
3.2	Wymuszenia działające na układ korbowy . . . . .	65
3.3	Budowa urządzenia badawczego . . . . .	72
	Bibliografia . . . . .	83

4	Stanowisko do badań wiskotycznych tłumików drgań skrętnych <i>A. Michałyszyn, Ł. Woźniak</i> . . . . .	85
4.1	Wprowadzenie . . . . .	86
4.2	Drgania skrętne w silnikach spalinowych . . . . .	86
4.3	Budowa modelu wiskotycznego tłumika drgań skrętnych . . . . .	93
4.4	Stanowisko do badań wiskotycznych tłumików drgań skrętnych . . . . .	97
	Bibliografia . . . . .	105
5	Zjawisko starzenia się poli(dimetylosiloksanu) i jego wpływ na własności tłumiące <i>J. Gumieniak, A. Kramek</i> . . . . .	107
5.1	Wprowadzenie . . . . .	107
5.2	Krótką charakterystyka polisiloksanów . . . . .	108
5.3	Poli(dimetylosiloksan) . . . . .	109
5.4	PDMS w urządzeniach tłumiących . . . . .	114
5.5	Zmiany właściwości PDMS wpływające na jakość tłumienia . . . . .	115
5.6	Analiza PDMS pod kątem zmian właściwości wpływających na zdolność tłumienia . . . . .	119
5.7	Podsumowanie . . . . .	126
	Bibliografia . . . . .	127
	Spis rysunków . . . . .	130
	Spis tablic . . . . .	133

# 1. Tłumienie drgań skrętnych w silnikach spalinowych

MIROSLAW SUROWANIEC<sup>1</sup>

POLITECHNIKA RZESZOWSKA, M.SUROWANIE1@PRZ.EDU.PL

**Streszczenie** Jedną z przyczyn wywołującą drgania skrętne jest okresowa zmienność momentu obrotowego w układzie napędowym, jak również sprężystość skrętna elementów przenoszących ten moment. Przykładem źródła drgań skrętnych mogą być mechanizmy korbowe napędu, np. silnika spalinowego lub odbiornika mocy (np. skrzynia biegów). Rozdział opisuje drgania skrętne występujące podczas pracy silnika spalinowego w układzie przeniesienia napędu oraz pokazuje metody redukcji wspomnianych drgań tak aby konstrukcja była bardziej niezawodna oraz trwała.

## 1.1. Wprowadzenie

Przyczyną wywołującą drgania skrętne jest okresowa zmienność momentu obrotowego w układzie napędowym, jak również sprężystość skrętna elementów przenoszących ten moment. Przykładowym źródłem drgań skrętnych mogą być mechanizmy korbowe napędu np. silnika spalinowego lub odbiornika mocy (np. skrzynia biegów). Drgania występujące podczas pracy silnika w układzie przeniesienia napędu i jego podzespołach przyczyniają się do zwiększonego zużycia jego elementów. Poniżej przedstawiona została analiza przyczyn występowania drgań skrętnych w mechanizmie napędowym oraz zasady działania efektywnych układów ich tłumienia [1]. Układ

---

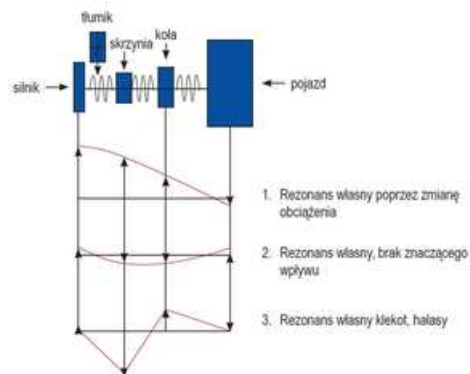
<sup>1</sup>ORCID: 0000-0001-8985-9724, Wydział Mechaniczno-Technologiczny Politechniki Rzeszowskiej, Kwiatkowskiego 4, 37-450 Stalowa Wola

przeniesienia napędu w pojazdach składa się z: silnika, sprzęgła, skrzyni biegów, przegubów, wału napędowego i napędzanych kół. Biorąc pod uwagę komfort podróży oraz czynnik ciężaru całego układu napędowego, musi on zostać elastycznie zestrojony w stosunku do działających na niego momentów obrotowych. Już w latach 30-tych ubiegłego wieku stwierdzono, że drgania o charakterze skrętnym oraz towarzyszący im hałas w układzie przeniesienia napędu można znacząco zredukować poprzez zmniejszenie sztywności skrętnej w układzie pomiędzy silnikiem a skrzynią biegów [19]. W kolejnych dziesięcioleciach doprowadziło to do opracowania tłumika drgań skrętnych w tarczach sprzęgłowych.

## 1.2. Przyczyny powstawania drgań skrętnych

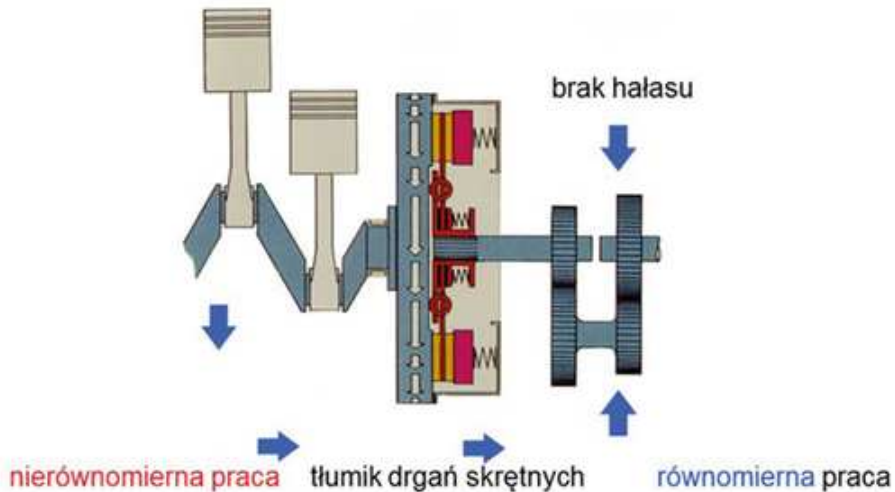
Do powstawania drgań skrętnych w układzie napędowym (Rys. 1.1) współczesnych pojazdów przyczyniają się m.in.:

- szybkie zmiany momentu skręcającego zależne od nierówności zapłonu w przyspieszeniach kątowych na poszczególnych cylindrach (związane z coraz wyższym ciśnieniem w układzie wtryskowym silnika),
- zmiany obciążenia układu poprzez dynamiczne przyspieszanie jak również opóźnienie pojazdu,
- zmiany obciążenia w układzie sprzęgła.



Rysunek 1.1: Uproszczony model układu przeniesienia napędu, składający się z czterech drgających mas.

Drgania te objawiają się hałasami dochodzącymi ze skrzyni biegów (uderzenia zębów kół zębatych i klekotanie) oraz wibracjami generowanymi przez elementy karoserii (powstałymi wskutek drgań wzdlużnych).



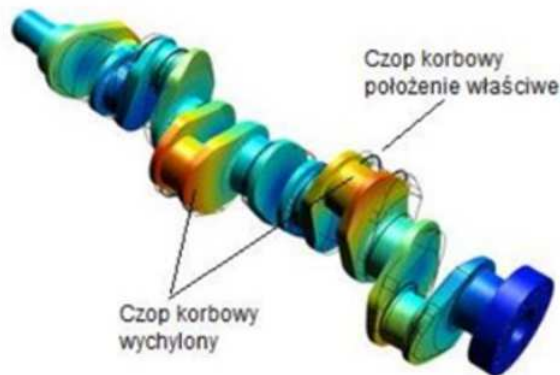
Rysunek 1.2: Przykład deiktycznej filtracji drgań w tarczach sprzęgłowych z tłumikiem drgań skrętnych.

Hałas zależny jest również od luzów na kołach zębatych, lepkości oleju przekładniowego oraz łożyskowania wału korbowego i elementów przeniesienia napędu. W celu wyeliminowania występujących drgań skrętnych musimy ustalić przyczynę ich występowania oraz częstotliwość własną całego układu przeniesienia napędu. Drgania oraz towarzyszące im hałasy osiągają maksymalną wartość w trakcie przechodzenia przez zakres drgań rezonansowych. Najważniejszy element, w jaki wyposażona jest tarcza sprzęgłowa, to tzw. tłumik drgań skrętnych, do którego podstawowych zadań należy przeniesienie częstotliwości układu drgań własnych silnika (poza obszarem częstotliwości rezonansowej skrzyni biegów oraz obniżeniem amplitudy tych drgań). Rezonansem nazywamy zjawisko fizyczne zachodzące dla drgań wymuszonych, objawiające się wzrostem amplitudy drgań układu drgającego dla określonej częstotliwości siły wymuszającej. Rezonans drgań własnych przy włączonym biegu, w zależności od typu pojazdu, występuje najczęściej w zakresie 40-70 Hz. Oznacza to, że są to częstotliwości występujące dla prędkości obrotowych towarzyszących użytkowej prędkości eksploatacyjnej pojazdu. Konstruktorzy starają się redukować te drgania oraz występowa-

nie hałasu tak, by pojawiały się poza zakresem obrotów użytkowej pracy silnika [14]. Zastosowanie tłumika drgań skrętnych dla obrotów biegu jałowego w tarczach sprzęgłowych pozwoliło przenieść rezonans drgań własnych w zakres 7-15 Hz, czyli znacząco poniżej częstotliwości występującej dla obrotów biegu jałowego. Jeżeli zastosowanie tłumika w tarczy sprzęgła nie jest możliwe, wówczas tłumienie przenosi się na koło zamachowe poprzez zastosowanie dwumasowego koła zamachowego (Rysunek 1.2).

### 1.3. Drgania układu korbowo-tłokowego

Na wał korbowy działają siły ściskające, zginające, ścinające, rozciągające i drgania skrętne. Dodatkowo układ korbowo-tłokowy obciążony jest naprężeniami wynikającymi z odkształceń sprężystych wywołanych drganiami. Drgania wałów korbowych powodują odkształcania (Rysunek 1.3) ich konstrukcji pod wpływem przykładanego obciążenia. Wykazywana przez wały elementarna zdolność do odkształceń sprężystych wpływa na zwiększenie ich odporności na zniszczenie. Zdarzają się jednak sytuacje, w których cykliczne odkształcenia materiału wału wraz z dużymi amplitudami mogą doprowadzić do zniszczenia wału korbowego.

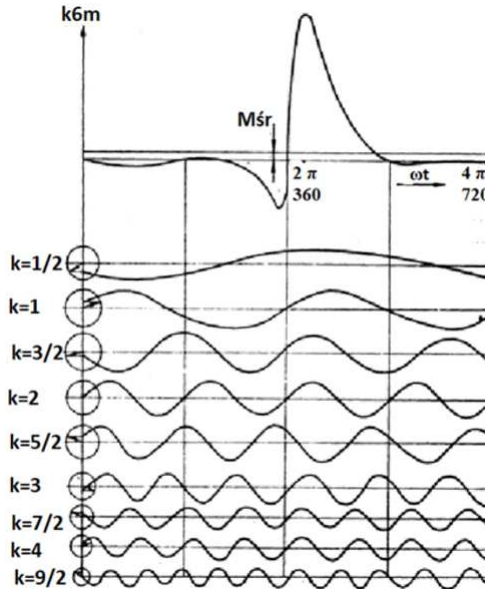


Rysunek 1.3: Odkształcenie wału korbowego wywołane jego drganiami skrętnymi.

Podczas pracy silnika poszczególne wykorbienia wału przejmują okresowo zmienne siły styczne, występujące w mechanizmach korbowych poszczególnych cylindrów, przy czym praktyczne oddziaływanie sił stycznych ma charakter cyklicznego powtarzania się impulsów wymuszających sprężyste odkształcenia skrętne wału. Ze względu na regularność takich impulsów, wał korbowy drga skrętnie w rytmie zmienności sił stycznych, z któ-



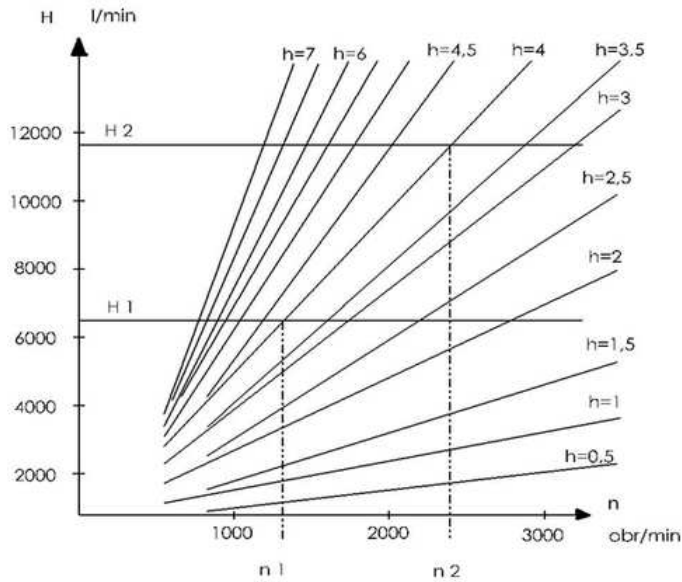
rych każda może być traktowana jako wypadkowa szeregu składowych sił o przebiegu harmonicznym przedstawionym na Rysunku 1.4.



Rysunek 1.4: Wykres siły stycznej i jej składowych harmonicznyc (silnika jednocyndrowego).

Rezonans drgań skrętnych wału korbowego – wymuszonych i własnych – jest zjawiskiem niepożądanym. Zwiększanie się jego sprężystych odkształceń skrętnych w następstwie tego, że częstotliwość którejś ze składowych harmonicznyc drgań wymuszonych jest równa częstotliwości drgań własnych wału korbowego [10]. Wskutek takiego rezonansu naprężenia wewnętrzne w materiale wału korbowego stają się coraz większe i szybko wielokrotnie przekraczają zmęczeniowe naprężenia dopuszczalne w warunkach eksploatacyjnych.

Liczba składowyc harmonicznyc wymuszanych drgań skrętnyc wału korbowego jest nieskończenie wielka, a jego prędkość obrotowa podczas pracy silnika zmienia się w rozległym zakresie. Zatem w każdyc warunkyc pracy silnika teoretycznie zawsze istnieją warunki występowania rezonansu drgań skrętnyc wału korbowego. A więc można stwierdzić, że podczas pracy silnika wielocyndrowego niedopuszczalne są tylko rezonanse z tzw. harmonicznyci głównyci drganiami skrętnyci jego wału korbowego, których amplitudy są szczególnie duże. Jako główną traktuje się w zasadzie każdą składową harmoniczną wymuszonych drgań skrętnyc wału korbo-



Rysunek 1.5: Wykres pomocniczy do wyznaczania krytycznych prędkości obrotowych wału korbowego.

wego, której rząd stanowi wielokrotność albo liczby cylindrów silnika (dwusuwowego), albo połowy liczby cylindrów silnika (czterosuwowego). Jeżeli rząd składowej harmonicznej wymuszonych drgań skrętnych wału korbowego jest duży (np. większy niż 10 lub 12), zwykle cechują ją tak małe amplitudy, że nawet w warunkach rezonansu w materiale wału nie występują naprężenia większe niż dopuszczalne. Wówczas bowiem skutek tarcia międzycząsteczkowego materiału wału, tarcia czopów w łożyskach, tarcia tłoków o gładź cylindrów itd. impulsy skrętne są skutecznie osłabiane lub całkowicie tłumione i nie wywołują niepożądanych sprężystych odkształceń wału korbowego. Krytyczne prędkości obrotowe wału korbowego wyznacza się z odpowiedniego wykresu pomocniczego: oś odciętych – prędkość biegu silnika, oś rzędnych – częstotliwość drgań skrętnych wału korbowego (Rysunek 1.5).

Proste przechodzące przez początek układu współrzędnych takiego wykresu odpowiadają poszczególnym składowym harmonicznym wymuszonych drgań skrętnych, przy czym im większy jest rząd harmonicznej, tym większe cechuje ją pochylenie względem osi prędkości obrotowej. Częstotliwości własne drgań skrętnych wału korbowego odpowiada prosta pozioma, której punkty przecięcia z prostymi głównych składowych harmo-

nicznych wyznaczają na osi prędkości obrotowej poszczególne prędkości krytyczne odpowiadające poszczególnym głównym składowym harmonicznym [6]. Węzeł drgań skrętnych jest to miejsce, w którym sprężyste odkształcenia skrętne wału są największe, czyli praktycznie jest to przekrój niebezpieczny, w którym najczęściej następuje zmęczeniowe pęknięcie wału. Prawie zawsze węzeł drgań skrętnych wału korbowego znajduje się między kołem zamachowym i najbliższym mu wykorbieniem. Dodatkowo należy zauważyć, że w rzeczywistości swobodne drgania skrętne wału korbowego jako układu wielomasowego są mniej lub bardziej złożone, a więc podobnie jak drgania wymuszone mogą być rozpatrywane jako szereg składowych drgań harmonicznym o coraz większych częstotliwościach. Znając własności tłumiące materiału wału korbowego można obliczyć maksymalne naprężenia występujące wskutek ewentualnych rezonansów drgań skrętnych, np. do oceny wytrzymałości zmęczeniowej wału [12],[13]. Drgania gięte wału korbowego obciążają wał korbowy. Usytuowanie więzów drgań giętych zależy od usztywnienia wału korbowego przez łożyska główne. Duża sztywność giętą współczesnych wałów korbowych w połączeniu z dodatkowym ich usztywnieniem przez ułożyskowanie sprawia, że częstotliwość własnych drgań giętych wału jest zwykle bardzo duża i dlatego wymuszone drgania giętne na ogół nie wywołują rezonansów mających znaczenie praktyczne. Jedynie w małych silnikach jedno- i dwucylindrowych, w których stosuje się dość ciężkie koła zamachowe (wał korbowy jest podparty tylko w dwóch łożyskach głównych), rezonanse własnych i wymuszonych drgań giętych mogą powodować względnie duże naprężenia wewnętrzne w materiale wału.

#### **1.4. Tłumik drgań skrętnych**

Jeżeli w silniku wielocylindrowym zastosowany jest długi wał korbowy, często w zakresie użytecznych prędkości biegu silnika generowane są rezonanse własnych drgań skrętnych wału korbowego. Występowaniu takich rezonansów zapobiega się środkami konstrukcyjnymi, zwykle przez zastosowanie tłumika drgań skrętnych, który ogranicza sprężyste odkształcenia skrętne wału korbowego poprzez wytracanie ich energii oraz rozstrajanie częstotliwości jego drgań skrętnych. W zależności od zasady oddziaływania tłumika drgań skrętnych stosuje się kilka rodzajów tłumików.

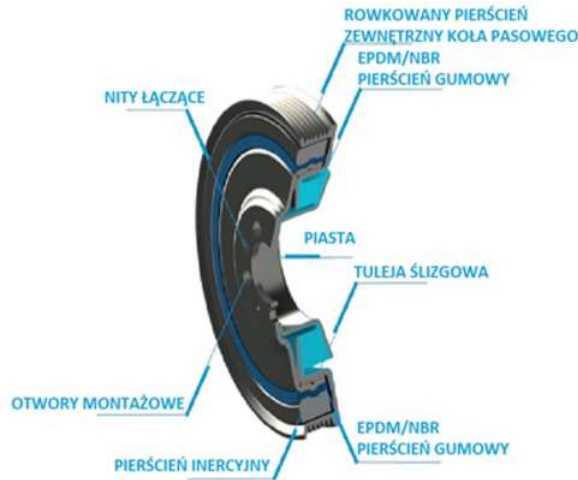
Na przestrzeni lat w celu zminimalizowania zagrożenia pochodzącego od drgań skrętnych stosowane były następujące rodzaje tłumików [18]:

- cierne,

- wiskotyczne,
- gumowe,
- sprężynowe.

Obecnie wykorzystywane są praktycznie trzy rodzaje tłumików:

- wiskotyczne,
- gumowe,
- sprężynowe.



Rysunek 1.6: Gumowy tłumik drgań skrętnych.

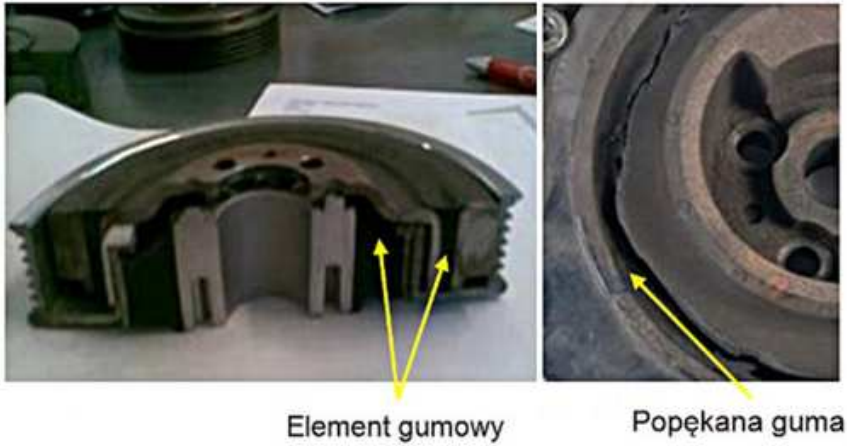
Na przestrzeni lat w silnikach wielocylindrowych oprócz tłumików ciernych i tłumików sprężynowych stosuje się w eksploatacji kilka zupełnie odmiennych konstrukcji do zmniejszenia niepożądanych drgań, dlatego największym dotychczas uznaniem cieszą się tłumiki gumowe i tłumiki wiskotyczne oraz ich wspólne połączenia. Tłumiki gumowe oraz wiskotyczne cechują się wysoką niezawodnością oraz dobrą relacją jakości do ich ceny.

### Gumowy tłumik drgań skrętnych

We współczesnych silnikach występuje zwiększony poziom drgań skrętnych na wale korbowym. Szczególnie dotyczy to silników wysokoprężnych, w których dokonano modyfikacji mających na celu spełnianie norm Euro 4, 5, 6.

Drgania te wynikają częściowo z większych sił oddziaływujących na wale i mają wpływ na nierównomierną prędkość obrotową koła pasowego na wale [2].

Drgania skrętne przyczyniają się do nadmiernego zużycia łożysk, zużycia - hałasu paska układu pomocniczego a także w skrajnych przypadkach uszkodzenia wału korbowego [9].



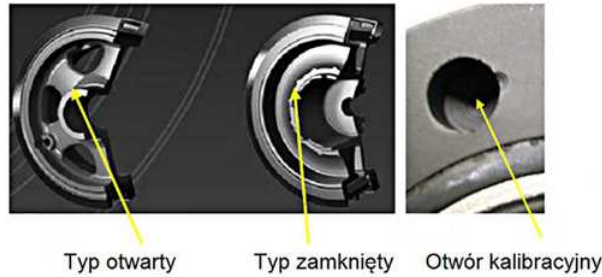
Rysunek 1.7: Łącznik gumowy tłumika.

Guma w tłumiku gumowym pełni rolę elementu sprężysto - tłumiącego. Ze względu na jego wytrzymałość i specyfikę materiału tłumik gumowy zużywa się i wymaga wymiany w określonym czasie (Rysunek 1.7). Występują dwa główne typy kół pasowych z tłumikiem drgań. Typ „otwarty” występuje głównie w silnikach benzynowych, podczas gdy typ „zamknięty” stosowany jest w większości przypadków w silnikach wysokoprężnych (Rysunek 1.8) [4]. Nawiercany(e) otwór/otwory wykonano dla wyważenia tłumika, który wykonany jest na pierścieniu bezwładnościowym (Rysunek 1.8).

Zużyte oraz uszkodzone tłumiki powodują zwiększenie poziomu drgań, głośniejszą pracę paska i przyspieszone zużycie wszystkich komponentów danego układu. Mogą również doprowadzić do uszkodzenia jednokierunkowego sprzęgiełka alternatora, a w konsekwencji zniszczenia samego alternatora.

### **Kontrola organoleptyczna gumowego tłumika drgań skrętnych**

Poniżej określono symptomy, które wskazują na konieczność wymiany elementów tłumika drgań:



Rysunek 1.8: Tłumik drgań skrętnych z wyważeniem.

1. pęknięcia gumy (Rysunek 1.7),
2. brakujące fragmenty gumy (Rysunek 1.9),
3. wyraźne znaki kontaktu metalowego wskaźnika w otworze szczelinowym (Rysunek 1.9),
4. drobiny rdzy pojawiające się po stronie zewnętrznej na niektórych kołach tłumika drgań skrętnych stanowią rodzaj wczesnego ostrzeżenia o zbliżającym się problemie,
5. pasek wieloklinowy (Rysunek 1.10) może się zsuwać na skutek uszkodzonego koła tłumika.



Rysunek 1.9: Brakujące fragmenty gumy.

### Wiskotyczny tłumik drgań skrętnych

Tłumik wiskotyczny umożliwia płynną regulację rozdziału momentu obrotowego - od rozłączenia do niemal sztywnego połączenia. Przeniesienie momentu obrotowego pomiędzy dwoma obracającymi się elementami następuje za pośrednictwem cieczy o dużej lepkości. Regulację stopnia zasprężenia uzyskuje się poprzez zmianę ilości cieczy pomiędzy tarczami sprzęgła,

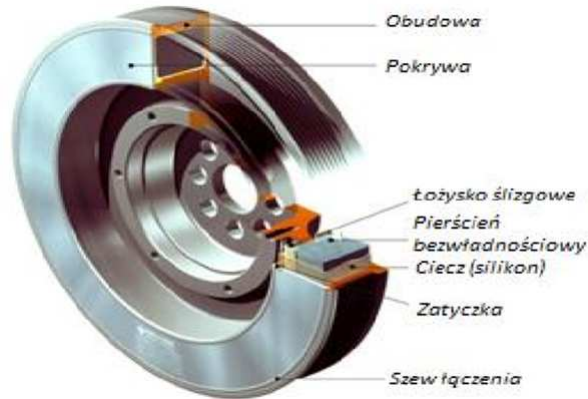


Rysunek 1.10: Pasek wieloklinowy.

zmianę odległości pomiędzy tarczami, bądź też poprzez zmianę lepkości tej cieczy, uzyskiwaną w wyniku zmiany temperatury lub innych parametrów fizycznych (np. włączenie pola elektrycznego). Sprzęgła wiskotyczne stosuje się w motoryzacji jako element łączący wentylator chłodnicy z osią obrotu "pompy wody". Sprzęgła wiskotyczne są również wykorzystywane w samochodach z napędem na 4 koła jako element układu przeniesienia napędu, zastępujący lub poprawiający działanie mechanizmu różnicowego.

W układach przeniesienia napędu sprzęgła wiskotyczne stosowane są w celu utrzymywania niewielkiej różnicy prędkości obrotowej pomiędzy dwoma kołami pojazdu lub pomiędzy jego przednią a tylną osią. Dopóki różnice te są niewielkie (w przypadku normalnego toczenia się kół po jezdni na zakrętach i nierównościach terenu), sprzęgło pozostaje w stanie wyłączonym. Gdy jednak różnica prędkości przekroczy zadaną wartość (w wyniku poślizgu jednego z kół lub osi) - następuje zasprzęglenie obu części sprzęgła i wyrównanie prędkości obrotowych, aż do ustania poślizgu. Działanie sprzęgła jest oparte na zmianie lepkości specjalnego oleju silikonowego (oleju wiskotycznego) w zależności od temperatury [19]. Olej ten wypełnia przestrzeń pomiędzy okładkami sprzęgła, mającymi postać wielu równoległych, współosiowych tarcz, połączonych na przemian z wałem napędzającym i napędzanym [14]. Przejście od stanu rozłączenia do stanu zesprzęglenia następuje w wyniku przekroczenia pewnej progowej różnicy prędkości obrotowych wałów (a zatem wówczas, gdy jedno z kół pojazdu wpada w poślizg). Zesprzęglenie następuje w bardzo krótkim czasie dzięki szybkiemu wzrostowi temperatury oleju wiskotycznego. Wzrost ten związany

jest z wydzieleniem ciepła w przemieszczających się względem siebie warstwach lepkiej cieczy i następuje tym szybciej, im wyższa jest jej lepkość.



Rysunek 1.11: Wiskotyczny tłumik drgań skrętnych – przekrój.

O poprawności działania sprzęgła wiskotycznego w dużym stopniu decyduje ciśnienie oleju wiskotycznego. Parametr ten można regulować zmieniając ilość oleju w przekładni. Regulacji tej dokonuje producent na podstawie testów praktycznych. Tłumiki wiskotyczne stosowane są do tłumienia drgań skrętnych wałów korbowych niektórych typów wielocylindrowych silników spalinowych. Pierwsze tego typu tłumiki zastosowano w USA na początku XX wieku w przemyśle okrętowym do tłumienia drgań skrętnych wałów rozrządu w silnikach okrętów podwodnych [16]. Przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne tłumika pokazano na Rysunku 1.11 i Rysunku 1.12.

Wiskotyczny tłumik drgań skrętnych składa się z trzech podstawowych części: obudowy, pokrywy i pierścienia bezwładnościowego. Pierścień bezwładnościowy zanurzony jest w cieczy, która wypełnia obudowę. Jednocześnie jest on pozycjonowany w obudowie przez łożyska promieniowe i osiowe. Do napełniania tłumików wiskotycznych stosuje się stabilizowane oleje silikonowe o lepkości do  $1 \text{ m}^2/\text{s}$  ( $1\,000\,000 \text{ cSt}$ ) w zależności od wielkości [7].

Wymiary geometryczne tłumików zależą od wymagań stawianych przez producenta silnika oraz wielkości przestrzeni w komorze silnika, w której ma być tłumik zamontowany. Tłumiki te powinny być serwisowane co 12 000 godzin. Serwisowanie tłumika polega na pobraniu próbki oleju silikonowego i określeniu stopnia jego zanieczyszczenia oraz lepkości. Usługę taką wykonują wyspecjalizowane firmy [9]. Na podstawie wyników badań oleju



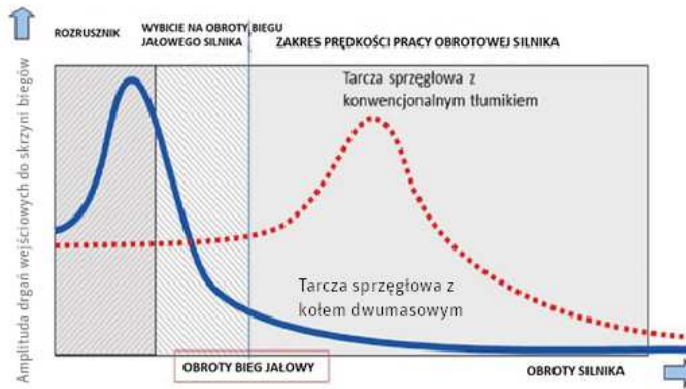


Rysunek 1.12: Wiskotyczny tłumik drgań skrętnych – widok bez pokrywy zewnętrznej.

silikonowego można dopuścić tłumik do dalszej eksploatacji, a w przypadku zdecydowanej zmiany lepkości oleju silikonowego lub dużej ilości zanieczyszczeń, tłumik musi być poddany regeneracji. Pod względem dynamicznym prawidłowo dobrany tłumik do danego typu silnika spalinowego powinien zapewniać odpowiednie tłumienie drgań skrętnych wału korbowego w całym zakresie eksploatacyjnych prędkości obrotowych w różnych warunkach pracy np. temperaturowych. Dopuszczalny kąt skrzywienia wału przy obciążeniu okresowym, wynika z wytrzymałości zmęczeniowej wału korbowego i innych dodatkowych warunków, np. eksploatacyjnych. Prawidłowo dobrany tłumik drgań skrętnych nie powinien powodować zwiększenia drgań poprzecznych wału korbowego.

Dobór tłumika do danego typu silnika, a więc i wału korbowego można przeprowadzić doświadczalnie, mierząc wymuszone drgania skrętne wału, z tzw. różnymi tłumikami, czyli o różnych współczynnikach tłumienia w całym zakresie eksploatacyjnych prędkości obrotowych, co nie zawsze jest możliwe. Dlatego też, dobór tłumika powinien mieć miejsce już na etapie projektowania silnika. Poza tym koszt badań dla dysponowanego silnika i typoszeregu tłumików może być znaczny i nieuzasadniony technicznie oraz ekonomicznie. Optymalne tłumienie można dobrać tylko dla jednej częstości drgań skrętnych. Są to tłumiki nowej generacji, stosowane w układach o wysokim poziomie bezpieczeństwa i dużej niezawodności. Tłumik największą sprawność pracy posiada w rezonansie. W przypadku tłumienia drgań wałów wielocylindrowych silników spalinowych jest to pierwsza częstość odpowiadająca w przybliżeniu pierwszej formie własnej drgań skręt-

nych wału (łącznie z tzw. skutecznym momentem bezwładności tłumika). Natomiast częstość wymuszająca odpowiada wyższej harmonicznej związanej z prędkością obrotową wału, w zależności od ilości cylindrów silnika. Podstawowym parametrem dynamicznym tłumika wiskotycznego jest współczynnik tłumienia. Znajomość wartości współczynnika tłumienia jest niezbędna przy doborze tłumika do danego typu wału. Współczynnik tłumienia ma istotny wpływ na amplitudę drgań wymuszonych wału korbowego [5]. Pod względem dynamicznym tłumik powinien być tak dobrany, aby maksymalny współczynnik dynamiczny drgań skrętnych wału, osiągał minimum lokalne w całym zakresie eksploatacyjnych prędkości obrotowych.



Rysunek 1.13: Charakterystyka amplitudowo – częstotliwościowa dla prędkości obrotowej silnika.

Charakterystyka przedstawiona na Rysunku 1.13 jest charakterystyką teoretyczną. Rzeczywista charakterystyka amplitudowo–częstotliwościowa tłumika będzie inna, ze względu na czynniki, o których wspomniano w powyższym materiale. Taką charakterystykę można wyznaczyć praktycznie tylko na stanowisku badawczym, mierząc amplitudę wału w miejscu zamocowania tłumika, przy ustalonej prędkości obrotowej wału. Prędkość obrotowa wału powinna być tak dobrana, aby częstość drgań skrętnych znajdowała się w strefie rezonansowej. Ma to wpływ na dokładność pomiarów.

## Sprzęgło jednotarczowe cierne suche

Zasada działania sprzęgła tarczowego (Rysunek 1.13) polega na zaciśnięciu tarczy sprzęgłowej osadzonej na wałku skrzynki biegów, pomiędzy dwoma

elementami połączonymi z wałem korbowym silnika (koło zamachowe i tarcza dociskowa). Siła potrzebna do włączenia sprzęgła wywierana jest przez sprężynę (lub sprężyny) umieszczone w zespole dociskowym. W celu wyłączenia sprzęgła (rozłączenia napędu) kierowca naciska na pedał i pokonuje siłę sprężyny [3].

Zasadniczymi elementami sprzęgła ciernego, tarczowego są:

1. zespół dociskowy,
2. tarcza sprzęgłowa,
3. koło zamachowe,
4. mechanizm wyciskowy.



Rysunek 1.14: Sprzęgło jednotarczowe cierne suche.

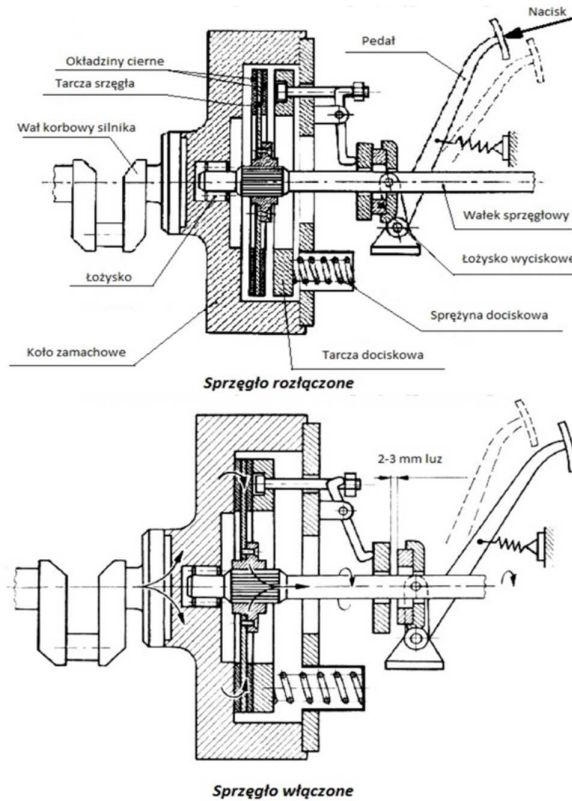
**Zespół dociskowy** zwany powszechnie dociskiem składa się z oprawy oraz połączonej z nią ruchomo tarczy dociskowej (tarcza może się przemieszczać osiowo względem oprawy). Pomiedzy nimi znajduje się sprężyna talerzowa osadzona za pomocą pierścieni oporowych. Oprawa przymocowana jest za pomocą śrub do koła zamachowego.

**Tarcza sprzęgłowa** osadzona jest na wielowypuszcie wałka wejściowego (sprzęgłowego) skrzynki biegów, dzięki czemu ma możliwość osiowego przemieszczania się. Po obu stronach tarczy znajdują się okładziny cierne mające kształt pierścieni. Połączenie ich z piastą tarczy następuje poprzez

zespół sprężyn zwanych tłumikami drgań skrętnych. Ich zadaniem jest łagodzenie drgań wywołanych zbyt gwałtownym włączeniem sprzęgła.

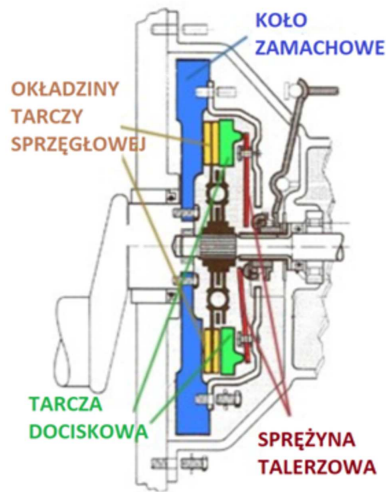
**Koło zamachowe** jest przykręcone do wału korbowego silnika i pełni rolę akumulatora energii, którego zadaniem jest wyrównowanie pracy silnika. Dla sprzęgła koło zamachowe stanowi jedną z powierzchni ciernych jak i podstawę do zamocowania zespołu dociskowego.

**Mechanizm wyciskowy** jest elementem układu sterowania sprzęgłem i złożone jest z łożyska wyciskowego (niepoprawnie nazywanego oporowym), tulei prowadzącej i widełek wyłączających. Poniżej przedstawiony został schemat sprzęgła starszego typu ze sprężynami walcowymi umieszczonymi na obwodzie tarczy dociskowej (na Rysunku 1.15 widać tylko jedną z nich).



Rysunek 1.15: Schemat sprzęgła starszego typu ze sprężynami walcowymi.

Kierowca naciskając na pedał sprzęgła powoduje za pośrednictwem linek lub układu hydraulicznego przesunięcie łożyska wyciskowego w kierunku silnika. Łożysko oddziałując na dźwigienki wyłączające powoduje odsunięcie tarczy dociskowej – pomiędzy elementami sprzęgła powstaje niewielki luz i sprzęgło zostaje wyłączone. Gdy kierowca przestanie naciskać na pedał sprzęgła sprężyny spowodują ponownie zaciśnięcie tarczy sprężkowej – dzięki sile tarcia pomiędzy elementami sprzęgła napęd jest przekazywany do skrzyni biegów [11].



Rysunek 1.16: Sprzęgło ze sprężyną talerzową.

Współczesne sprzęgła zamiast sprężyn walcowych posiadają jedną, centralnie umieszczoną sprężynę talerzową. Zasada działania nie zmieniła się – z tym, że łożysko wyciskowe oddziałuje nie na dźwigienki tylko bezpośrednio na odpowiednio ukształtowaną i osadzoną sprężynę.

#### 1.4.1. Tłumik drgań skrętnych tarczy sprzęgła

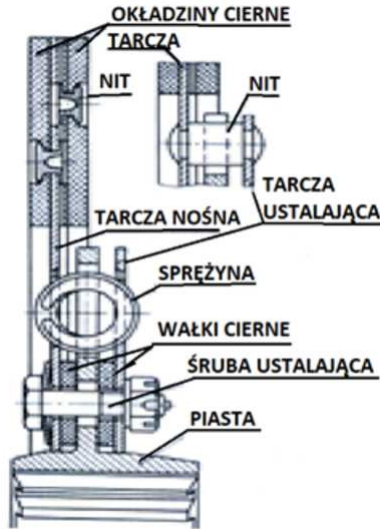
W celu zapobieżenia swobodnemu przenoszeniu się drgań skrętnych z silnika na skrzynkę biegów, tarczę sprzęgła wyposażono w tłumik drgań skrętnych. Jego zadaniem jest wyizolowanie drgań. Tłumik składa się z elementów skrętnych i ciernych. Elementy skrętne to:

- tarcza nośna (zabierakowa),
- tarcza ustalająca (przeciwtarcza),

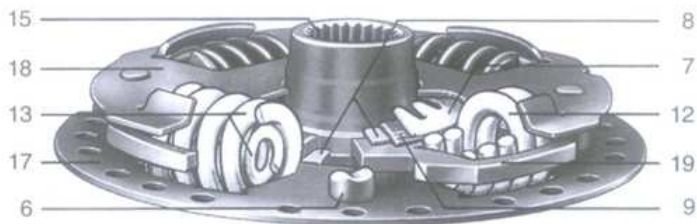
– dociskowe sprężyny śrubowe.

Sprężyny pozwalają na skręt piasty w kierunku obwodowym do maksymalnie  $\pm 18^\circ$ .

Elementy cierne to wkładki (pierścienie) cierne. Nie dopuszczają one do rozkołysania tłumika drgań skrętnych.



Rysunek 1.17: Tłumik drgań skrętnych.



Rysunek 1.18: Dwustopniowy tłumik drgań skrętnych z pierścieniami ciernymi (Źródło: firma LuK). 6 – trzpień ograniczający, 7 – tarcza sprężysta, 8 – pierścień cierne, 9 – pierścień oporowy, 12 – sprężyna tłumika głównego 1-wszy stopień, 13 – sprężyna tłumika głównego drugi stopień, 15 – piasta, 18 – przeciwtarcza, 19 – kołnierz piasty.

Jeśli mamy styczność ze sprzęgłem, które odbiera dużą moc, musimy być do tego odpowiednio przygotowani. A więc tłumik drgań skrętnych,

który odbiera dużą moc. powinien być tak zaprojektowany, aby sprężyny umiejscowione były luźno w specjalnych okienkach, z zachowaniem wymaganego luzu [15].

Tłumiki drgań o działaniu wielostopniowym [8] to skomplikowane elementy, a ich główną częścią są sprężyny śrubowe, które różnią się między sobą długością, średnicą drutu a także liczbą zwojów. Podzielone są one na pary, które mają takie same zakresy luzów we wspomnianych już przez nas okienkach. Istotny jest tutaj podział ze względu na kolejność pracy poszczególnych sprężyn. Otóż te, które wykonują pierwszy etap, są krótsze i co za tym idzie – luz w okienku jest większy. Powoduje to, że przy wciśniętym sprzęgle, sprężyny z uwagi na luz w okienku poruszają się, wydając przy tym grzechoczący dźwięk. Gdy załączymy sprzęgło, sprężyny opierają się o krawędzie okienek. Efekt działania sprzęgła można porównać do tzw. „efektu domina”, bowiem wraz ze zmianą kąta skreću pracują kolejne pary sprężyn i tworzą wielostopniowe tłumienie [17].

## 1.5. Podsumowanie

Konieczność stosowania tłumików drgań zachodzi zwykle w szybkoobrotowych rzędowych silnikach spalinowych o dużej liczbie cylindrów i wykorbieniach. Tłumiki drgań spotyka się zwykle dopiero w silnikach z wałem korbowym o sześciu wykorbieniach.

Uzasadnienie potrzeby zastosowania tłumika tylko na podstawie obliczeń końcowych zaprojektowanego silnika jest często trudne. Spowodowane jest to między innymi brakiem dostatecznie pewnych danych doświadczalnych o podatności wału, a w szczególności o współczynniku tłumienia drgań. W przypadkach wątpliwości zaleca się zawsze przy projektowaniu nowego typu silnika przewidzieć miejsce na zamontowanie tłumika drgań na swobodnym końcu wału korbowego, aby nie było trudności z wprowadzeniem tłumika do dokumentacji technicznej.

## Bibliografia

- [1] M. Bernhardt, S. Dobrzański, E. Loth. *Silniki samochodowe*. WKŁ, Warszawa, 1978.
- [2] T. Bik. Pasywne tłumiki drgań skrętnych – zespoły wspomagające niezawodność pracy jednostek napędowych pojazdów. *Mechanik*, 6/2017:535–538, 2017.
- [3] Motoryzacyjny Blog Edukacyjny. Sprzęgło cierne jednotarczowe budowa i zasada działania.

- [4] P. Frąckowiak. Różne metody tłumienia drgań skrętnych w układzie sprzęgła. *MotoFokus.pl*, 03, 2018.
- [5] J. Giergiel. *Tłumienie drgań mechanicznych*. PWN, Warszawa, 1990.
- [6] W. Homik. *Wstęp do analizy harmonicznej*. PWN, Warszawa, 1969.
- [7] W. Homik. *Rozprawa doktorska: Optymalizacja wiskotycznego tłumika drgań skrętnych*. Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, 1997.
- [8] W. Homik. *Szerokopasmowe tłumiki drgań skrętnych. Biblioteka Problemów Eksploatacji*. Wydawnictwa Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB, Radom, 2012.
- [9] W. Homik. *Diagnostyka wiskotycznych tłumików drgań skrętnych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2014.
- [10] M.T. Huber. *Mechanika ogólna i techniczna*. Czytelnik, Warszawa, 1951.
- [11] T. Kodama, K. Wakabayashi, Y. Honda, S. Iwamoto. An experimental study of dynamic characteristics of torsional stiffness and torsional damping coefficient of viscous – friction dampers. *Transactions of the Kokushikan University Department of Engineering*, 35, 10/2002.
- [12] J. Leyko. *Dynamika układów materialnych cz. I*. PWN, Warszawa, 1959.
- [13] J. Leyko. *Dynamika układów materialnych cz. II*. PWN, Warszawa, 1961.
- [14] E. Macha. *Niezawodność maszyn, Skrypt Nr 237*. Politechnika Opolska, Opole, 2001.
- [15] E.J. Nestorides. *Handbook on Torsional Vibration*. Cambridge at the University Press, Cambridge, 1958.
- [16] NRF. Sprzęgło wiskotyczne. *MOTOFAKTOR*, 8/06, 2020.
- [17] ZF Services. *Wielostopniowy tłumik drgań skrętnych*. 07.2011.
- [18] G. Wojtyrowicz. W czym pomaga tłumik drgań skrętnych? *Motofakty*, 06, 2004.
- [19] P. Zając. *Silniki pojazdów samochodowych. Podstawy budowy oraz główne układy mechaniczne*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności WKŁ, Warszawa, 2009.

## Damping of torsional vibrations in internal combustion engines

**Abstract:** One of a cause of torsional vibrations is the periodic variation of the torque in drive train system, as well as the torsional elasticity of the torque transmitting elements. An example of source of the torsional vibrations may be a crank mechanisms of drive, e.g. an internal combustion engine or a receiver power (e.g. gearbox). This article describes the torsional vibrations occurring during combustion engine operation in the drive train system and shows methods how to reduce the subject vibrations to make design more reliable and durable.



## 2. Modelowanie momentów sił wymuszających drgania wału korbowego i ich analiza przy użyciu oprogramowania MATLAB

WERONIKA WOŚ<sup>1</sup>

POLITECHNIKA RZESZOWSKA, WERONIKAWOS@PRZ.EDU.PL

**Streszczenie** Celem tego rozdziału jest stworzenie nowego matematycznego modelu opisującego wymuszenia drgania wału korbowego. Zaproponowane rozwiązanie w szczególności skupia się na nowatorskim podejściu do opisywania sił bezwładności powstających w układzie korbowo-tłokowym podczas jego pracy. Następnie model ten został zaaplikowany do danych silnika badawczego. Korzystając z oprogramowania Matlab zbadane zostały główne harmoniczne momentu jako funkcji kąta obrotu wału. Uzyskane wyniki pozwalają określić jak siły gazowe, w połączeniu z siłami bezwładności, wpływają na pracę wału korbowego, a w szczególności całego silnika. Ponadto przeprowadzona analiza FFT dostarcza informacji o tym jakie częstotliwości mogą wpłynąć na powstanie zjawiska rezonansu.

### 2.1. Wprowadzenie

Obecnie, ze względu na wymagania techniczne, handlowe i środowiskowe, silniki spalinowe muszą pracować przy wysokim ciśnieniu w cylindrze oraz

---

<sup>1</sup>ORCID: 0000-0003-4709-4369, Wydział Mechaniczno-Technologiczny Politechniki Rzeszowskiej, Kwiatkowskiego 4, 37-450 Stalowa Wola

muszą być zoptymalizowane pod kątem najlepszych osiągnięć. Wał korbowy poddawany jest okresowym obciążeniom dynamicznym, które generują drgania i naprężenia. W celu zadowalającej pracy wału korbowego naprężenia powinny być ograniczone do dopuszczalnych wartości i powinny mieć wystarczający margines bezpieczeństwa. W szczególności dotyczy to naprężeń pochodzących od skręcenia ze względu na przenoszenie momentu obrotowego. Biorąc pod uwagę zmienny moment obrotowy, drgania skrętne muszą być utrzymywane w dopuszczalnych granicach [19].

Siła gazowa działająca na tłok przenoszona jest poprzez korbowód na wał korbowy powodując ruch obrotowy. Moment obrotowy wału korbowego spowodowany jest siłą styczną do okręgu zataczanego przez wykorbienie wału. Okresowość zmian wspomnianej siły ma decydujący wpływ na zmienną wartość momentu obrotowego. W rzeczywistości różni się znacznie w porównaniu ze średnim momentem obrotowym. Zmiana w stosunku do średniego momentu obrotowego skutkuje zmiennym momentem działającym na wał korbowy, co prowadzi do drgań skrętnych. Drgania skrętne powodują zużycie czopów wału korbowego oraz mogą prowadzić do awarii wału korbowego. Niektóre układy mogą wykazywać nadmierne drgania skrętne przy określonych obrotach silnika. Konsekwencje tego zjawiska mogą być poważne dla części układu korbowo-tłokowego, ponieważ mogą skutkować powstaniem rezonansu.

W pracy [11] przeanalizowano wpływ drgań skrętnych na zużycie tulei cylindrowej, a wyniki symulacji pokazały, że drgania skrętne są czynnikiem, który należy uwzględnić w analizie drgań jednocylindrowej sprężarki tłokowej. Z kolei praca [18] wskazuje na problemy pracy silnika związane ze zjawiskami wibroakustycznymi. Zjawiska te przejawiają się jako dźwięk o wysokiej częstotliwości, który może być niewygodny dla użytkownika, a jego źródłem są piki momentu obrotowego silnika spalinowego, powodujące uderzenia między zębami skrzyni biegów z powodu luzów. Zastosowanie tłumika powoduje redukcję drgań w układzie napędowym, jednak jest ona ograniczona i czasami pojazd nadal powoduje problemy związane ze zjawiskami wibroakustycznymi.

Stosowane amortyzatory wału korbowego mogą być gumowe lub wi-skotyczne. W tłumikach gumowych zewnętrzny pierścień bezwładnościowy jest połączony z piastą wału korbowego za pomocą gumowego pierścienia. Wibracje są zmniejszane przez rozpraszanie energii drgań w wyniku ruchu względnego pierścienia zewnętrznego względem piasty. Natomiast tłumik hydrauliczny może rozproszyć więcej energii i działać w niższych temperaturach niż tłumik gumowy [19]. W artykule [13] autorzy wskazują na

to, że analizę drgań skrętnych można zastosować jako warunki brzegowe w modelu elementów skończonych, aby przewidzieć współczynnik bezpieczeństwa, a także porównać zachowanie tłumików gumowych i wiskotycznych.

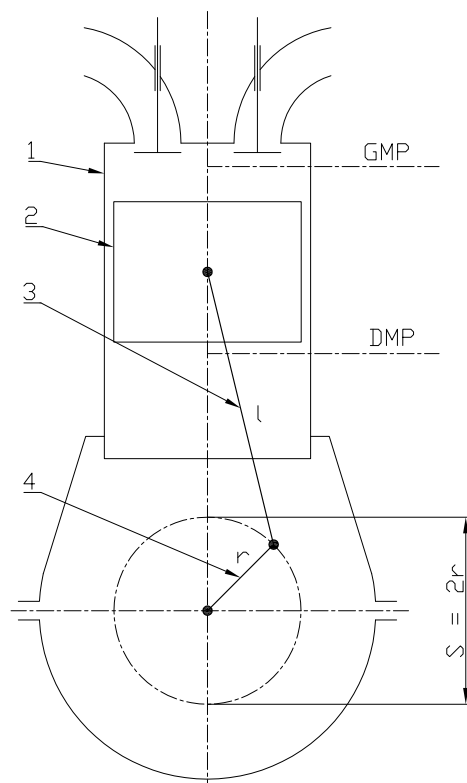
Drgań skrętnych silników tłokowych nie można dokładnie modelować, przedstawiając mechanizm tłokowy za pomocą stałej bezwładności. Istnieją publikacje opisujące modele lepsze niż te, które wykorzystują stałą bezwładność. Wykazują one, że bezwładność mechanizmu posuwisto-zwrotnego zmienia się wraz z położeniem kątowym [5]. W przeszłości skutki zmiennej bezwładności silników były uznawane za nieistotne i nie uwzględniono ich w obliczeniach. Niedawno zweryfikowano ten pogląd i uznano, że bezwładność jest odpowiedzialna za wiele usterek konstrukcyjnych wałów korbowych. Pojawiły się dowody na istnienie wtórnych efektów bezwładności, które mogły przyczynić się do szeregu niewytłumaczalnych awarii wału korbowego w dużych wielocylindrowych okrętowych silnikach wysokoprężnych [17].

## **2.2. Wał korbowy - budowa i zastosowanie**

Układ korbowy jest podstawowym układem silnika spalinowego. Podstawowym zadaniem układu korbowego jest zmiana ruchu prostoliniowego tłoka na obrotowy ruch wału korbowego.

Układ korbowy silnika składa się z wału korbowego z kołem zamachowym, tłoka z pierścieniami uszczelniającymi i korbowodu łączącego tłok z wałem korbowym. Rysunek 2.1 przedstawia mechanizm korbowy silnika czterosurowego. Wyróżnione elementy to odpowiednio:

- 1 Cylinder - element konstrukcji mechanicznej, wewnątrz którego porusza się tłok.
- 2 Tłok - stanowi on ruchome, ale szczelne zamknięcie cylindra od dołu. Umożliwia on zmianę objętości komory sprężania w cylindrze. Tłok przenosi nacisk gazów spalinowych na wał korbowy za pomocą korbowodu.
- 3 Korbowód - stanowi on ruchome połączenie tłoka z wałem korbowym. Umożliwia zmianę położenia tłoka i obrót wału.
- 4 Wał korbowy - który przejmuje energię z korbowodów i przekazuje ją w formie ruchu obrotowego.



Rysunek 2.1: Budowa układu korbowo-tłokowego: 1 - cylinder, 2 - tłok, 3 - korbowód, 4 - wał korbowy, GMP - górny martwy punkt, DMP - dolny martwy punkt.

Nie wszystkie elementy układu korbowego zostały zaprezentowane na rysunku. Wśród nich są pierścienie uszczelniające i smarujące. Ich zadaniem jest uszczelnianie ruchomego połączenia tłoka z cylindrem i odprowadzanie ciepła do ścianek cylindra, a także smarowanie jego powierzchni. Można ponadto wyróżnić sworzeń, którego zadaniem jest łączenie przegubowe tłoka z korbowodem. Jest to grubościenna rura osadzona w piastach i główce korbowodu obrotowo (pływająco). Zabezpieczeniem przed wysunięciem sworznia stanowią dwa pierścienie osadze.

W trakcie pracy silnika tłok wykonuje w cylindrze ruch postępowo-zwrotny. Jest on ograniczony skrajnymi położeniami tłoka. Skrajne położenie tłoka, najdalsze od wału korbowego, nazywa się górnym martwym położeniem (GMP). Natomiast skrajne położenie tłoka, które jest najbliższe wałowi korbowemu, nazywa się dolnym martwym położeniem (DMP).

Skokiem tłoka nazywa się odległość między skrajnymi położeniami tłoka (GMP i DMP). Oznaczona jest symbolem  $S$ . Skok tłoka jest parametrem zależnym od promienia wykorbienia wału korbowego. Mianowicie  $S = 2r$ , gdzie  $r$  jest promieniem wykorbienia wału korbowego.



Rysunek 2.2: Wał korbowy.

Wał korbowy jest jednym z elementów układu korbowego. Ma on za zadanie przejmować energię z korbowodów i przekazywać ją do mechanizmów napędzanych w postaci ruchu obrotowego. Wał korbowy składa się z czopów głównych (zamocowanie wału w skrzyni korbowej), czopów korbowodowych (połączenia z korbowodami), ramion łączących czopy, przeciwcieżarów i kołnierza do mocowania koła zamachowego (Rysunek 2.2). Wał silnika wielocylindrowego i jednocylindrowego różni się liczbą wykorbień, która jest równa liczbie cylindrów silnika.

### 2.3. Siły działające na wał korbowy

Podstawowym zadaniem układu korbowo-tłokowego silników jest zamiana energii cieplnej procesu spalania paliwa na ruch postępowo-zwrotny tłoka, a następnie na ruch obrotowy wału korbowego przekazywany do odbiornika jakim jest koło zamachowe.

Układ podlega oddziaływaniu zmiennych sił, które można podzielić na dwie grupy [9]:

- Siły gazowe  $F_g$  - powstają one w wyniku działania ciśnienia gazów na denko tłoka. Wartości sił gazowych zmieniają się, ale przy założeniu

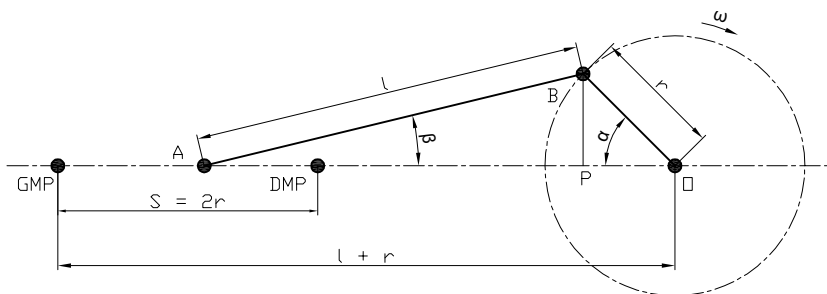
właściwej regulacji instalacji paliwowej są zależne od chwilowego obciążenia silnika, a co za tym idzie — od dawki paliwa trafiającej do cylindra.

- Siły bezwładności  $F_b$  - powstają one w wyniku przyspieszania i opóźniania mas układu korbowego, przy czym chodzi zarówno o siły pochodzące od ruchu obrotowego, jak i posuwisto-zwrotnego. Wartość sił bezwładności jest zmienna w czasie pracy silnika i zależy od chwilowej prędkości obrotowej wału korbowego.

### 2.3.1. Siły bezwładności układu korbowo-tłokowego

Naturalną konsekwencją występowania przyspieszeń i opóźnień elementów wchodzących w skład układu korbowo-tłokowego jest występowanie sił bezwładności. Tłok z pierścieniami oraz sworzniem tłokowym wykonuje wyłącznie ruch posuwisto-zwrotny. Korbowód jako całość wykonuje natomiast ruch złożony. Analiza sił bezwładności korbowodu była prowadzona na przykład w takich pracach jak [10] oraz [14].

W celu rozważenia sił powodujących ruch układu korbowo-tłokowego przyjęto, że cały układ jest zaczepiony w układzie współrzędnych, którego początek będzie stanowić punkt GMP (Rysunek 2.3). Pozioma oś tak wprowadzonego układu współrzędnych będzie się pokrywać z linią od GMP do  $O$ . Oś pionowa układu będzie prostopadła do osi poziomej i będzie przechodzić przez punkt GMP. Dla wektorów sił wprowadzonych w tym układzie będzie używany zapis z symbolem wektora, np.  $\vec{F}$ .



Rysunek 2.3: Geometria i kinematyka układu korbowo-tłokowego.

Oznaczenia Rysunku 2.3:

- GMP - górny martwy punkt - początek układu współrzędnych,
- DMP - dolny martwy punkt,
- $O$  - punkt przez który przechodzi oś obrotu wału korbowego,
- $A$  - punkt przez który przechodzi oś obrotu główki korbowodu,
- $B$  - punkt przez który przechodzi oś obrotu stopy korbowodu,
- $l$  - długość korbowodu,
- $r$  - promień wykorbienia,
- $S$  - skok tłoka,
- $\omega$  - prędkość kątowna [rad/s],
- $\alpha$  - kąt obrotu czopu korbowodowego,
- $\beta$  - kąt wychylenia korbowodu.

Ponadto przyjmujemy, że:

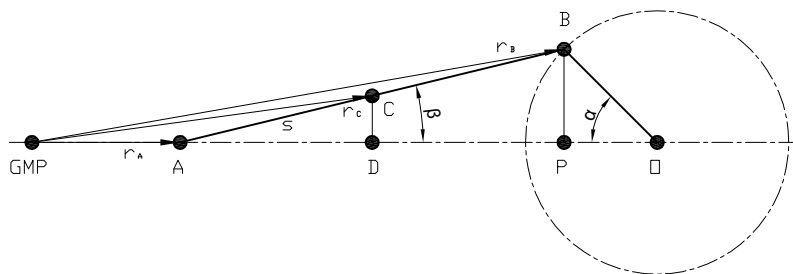
- $m_t$  - masa tłoka z pierścieniami i sworzniem tłokowym, która jest skupiona w punkcie  $A$
- $m_k$  - masa korbowodu, która jest liniowo rozłożona wzdłuż całej jego długości,
- $\rho$  - liniowa gęstość korbowodu, gdzie  $\rho = \frac{m_k}{l}$ .

Bardzo ważną wielkością jest  $\lambda = r/l$ , to jest stosunek promienia wykorbienia do długości korbowodu (jest to wielkość bezwymiarowa). Ponadto będą używane następujące oznaczenia zgodnie z Rysunkiem 2.4:

- $r_A = [x_A, y_A]$  - wektor położenia punktu  $A$ ,
- $r_B = [x_B, y_B]$  - wektor położenia punktu  $B$ ,
- $r_C = [x_C, y_C]$  - wektor położenia punktu  $C$ ,
- $v_A$  - wektor prędkości punktu  $A$ ,
- $v_B$  - wektor prędkości punktu  $B$ ,
- $v_C$  - wektor prędkości punktu  $C$ ,

- $a_A$  - wektor przyspieszenia punktu  $A$ ,
- $a_B$  - wektor przyspieszenia punktu  $B$ ,
- $a_C$  - wektor przyspieszenia punktu  $C$ .

W niniejszych rozważaniach korbowód został potraktowany jak jednolity pręt o zerowym przekroju.



Rysunek 2.4: Wektory przemieszczeń w układzie korbowo-tłokowym.

W celu wyprowadzenia wzorów na przyspieszenia, wyznaczono najpierw przemieszczenie (w poziomie)  $x_A$  punktu  $A$  w osi sworznia tłokowego jako funkcję kąta  $\alpha$ . W tym celu wykorzystano, że  $x_A = |GMP A|$ , zatem  $x_A = l + r - |AO|$ . Z kolei  $|AO| = |AP| + |PO|$  co prowadzi do równości  $|PO| = r \cos \alpha$ ,  $|AP| = l \cos \beta$ . Chcąc przedstawić  $x_A$  jako funkcję wyłącznie argumentu  $\alpha$  wykorzystano, że  $|PB| = r \sin \alpha = l \sin \beta$ . Stąd

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha. \quad (2.1)$$

Dalej otrzymano

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} = (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}.$$

Po rozwinięciu powyższego równania na szereg Newtona i ograniczeniu się do sumy dwóch wyrazów tego szeregu otrzymano

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha. \quad (2.2)$$



Wstawiając otrzymane wyrażenie do wzoru na  $x_A$  otrzymano (por. [8])

$$\begin{aligned} x_A &= l + r - |AO| = l + r - (|AP| + |PO|) = l + r - l \cos \beta - r \cos \alpha \\ &= l + r - l \left( 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha \right) - r \cos \alpha = r + \frac{1}{2} l \lambda^2 \sin^2 \alpha - r \cos \alpha \\ &= r \left( 1 + \frac{\lambda \sin^2 \alpha}{2} - \cos \alpha \right). \end{aligned}$$

Zatem wektor położenia punktu  $A$  można zapisać jako

$$r_A = [x_A, y_A] = \left[ r \left( 1 + \frac{\lambda \sin^2 \alpha}{2} - \cos \alpha \right), 0 \right].$$

Prędkość tłoka jest pierwszą pochodną przemieszczenia względem czasu, w związku z czym można zapisać

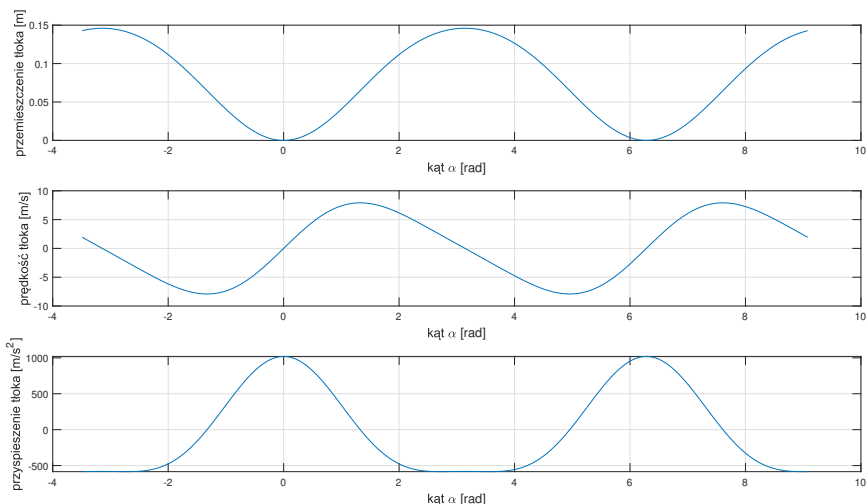
$$v_A = \frac{dr_A}{dt} = \frac{dr_A}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \left[ r \left( \sin \alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2} \right) \frac{d\alpha}{dt}, 0 \right].$$

Należy zauważyć, że  $\frac{d\alpha}{dt} = \omega$  jest prędkością kątową wału. Stąd wzór na prędkość tłoka silnika można zapisać jako

$$v_A = \left[ r \omega \left( \sin \alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2} \right), 0 \right].$$

Przyspieszenie tłoka jest pierwszą pochodną prędkości względem czasu, w związku z czym dane jest równaniem

$$\begin{aligned} a_A &= \frac{dv_A}{dt} = \frac{dv_A}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \left[ r \omega (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \frac{d\alpha}{dt}, 0 \right] = \\ &= \left[ r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), 0 \right]. \end{aligned} \tag{2.3}$$



Rysunek 2.5: Wartości przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia tłoka.

Wykresy zamieszczone na Rysunku 2.5 przedstawiają wartości przemieszczenia, prędkości oraz przyspieszenia tłoka jako funkcje kąta obrotu wału.

Wektor położenia punktu  $B$  można wyznaczyć, gdy zauważymy się, że  $|GMP P| = |GMP O| - |PO| = l + r - r \cos \alpha$ . Ponadto  $|PB| = r \sin \alpha$ . Stąd wektor położenia punktu  $B$  wyraża się wzorem

$$r_B = [x_B, y_B] = [r + l - r \cos \alpha, r \sin \alpha].$$

W konsekwencji wektor prędkości punktu  $B$  można obliczyć jako

$$v_B = \frac{dr_B}{dt} = \frac{dr_B}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \left[ r \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt}, r \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right] = [r\omega \sin \alpha, r\omega \cos \alpha],$$

a stąd wektor przyspieszenia punktu  $B$  jest to

$$a_B = \frac{dv_B}{dt} = \frac{dv_B}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = [r\omega^2 \cos \alpha, -r\omega^2 \sin \alpha], \quad (2.4)$$

przy założeniu, że  $\omega$  jest stałe.

Następnie rozważono dowolny punkt korbowodu  $C$ . Położenie tego punktu na korbowodzie traktowanym jako jednorodny pręt jest jednoznacznie określone przez odległość punktu  $C$  od punktu  $A$ , tj.  $s = |AC|$  oraz  $s \in [0, l]$

(Rysunek 2.4). Z podobieństwa trójkątów  $ADC$  oraz  $APB$  wynikają następujące proporcje:  $\frac{|AD|}{|AC|} = \frac{|AP|}{|AB|}$ ,  $\frac{|DC|}{|AC|} = \frac{|PB|}{|AB|}$ . Rozpisując pierwszą z powyższych zależności otrzymano równość  $\frac{x_C - x_A}{s} = \frac{x_B - x_A}{l}$ . Stąd

$$\begin{aligned}
 x_C &= x_A + \frac{s}{l}(x_B - x_A) \\
 &= r \left( 1 + \frac{\lambda \sin^2 \alpha}{2} - \cos \alpha \right) \\
 &\quad + \frac{s}{l} \left( r + l - r \cos \alpha - r \left( 1 + \frac{\lambda \sin^2 \alpha}{2} - \cos \alpha \right) \right) \\
 &= r + \frac{r^2 \sin^2 \alpha}{2l} - r \cos \alpha \\
 &\quad + \frac{sr}{l} + s - \frac{sr \cos \alpha}{l} - \frac{sr}{l} - \frac{sr^2 \sin^2 \alpha}{2l^2} + \frac{sr \cos \alpha}{l} \\
 &= r + \frac{r^2 \sin^2 \alpha}{2l} - r \cos \alpha + s - \frac{sr^2 \sin^2 \alpha}{2l^2} \\
 &= \frac{1}{2l^2} \left( 2l^2 r + lr^2 \sin^2 \alpha - 2l^2 r \cos \alpha + 2sl^2 - sr^2 \sin^2 \alpha \right) \\
 &= \frac{1}{2l^2} \left( 2l^2(r + s) + (l - s)r^2 \sin^2 \alpha - 2l^2 r \cos \alpha \right). \tag{2.5}
 \end{aligned}$$

Analogicznie druga z proporcji prowadzi do równości  $\frac{y_C}{s} = \frac{y_B}{l}$ , a stąd z kolei wprowadzono zależność

$$y_C = \frac{s}{l}y_B = \frac{sr}{l} \sin \alpha. \tag{2.6}$$

Łącząc wzory (2.5) oraz (2.6) otrzymano zatem

$$\begin{aligned}
 r_C &= [x_C, y_C] = \\
 &= \left[ \frac{1}{2l^2} \left( 2l^2(r + s) + (l - s)r^2 \sin^2 \alpha - 2l^2 r \cos \alpha \right), \frac{sr}{l} \sin \alpha \right].
 \end{aligned}$$

Na podstawie powyższego równania wyprowadzono wzór na wektor prędkości punktu  $C$

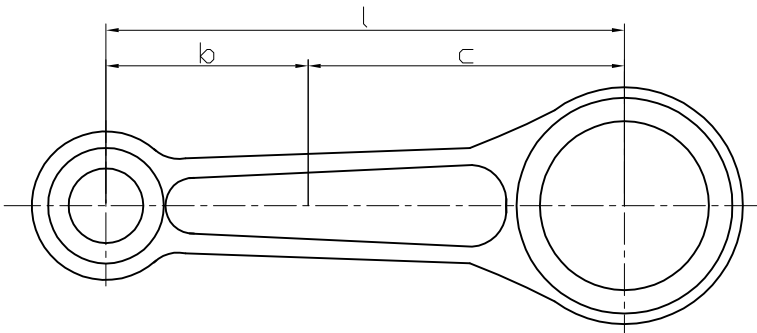
$$\begin{aligned}
 v_C &= \frac{dr_C}{dt} = \frac{dr_C}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \\
 &= \left[ \frac{1}{2l^2} \left( (l - s)r^2 \sin 2\alpha + 2l^2 r \sin \alpha \right) \frac{d\alpha}{dt}, \frac{sr}{l} \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right] \\
 &= \left[ \frac{\omega}{2l^2} \left( (l - s)r^2 \sin 2\alpha + 2l^2 r \sin \alpha \right), \frac{sr\omega}{l} \cos \alpha \right].
 \end{aligned}$$

Analogicznie różniczkując wyznacza się wektor przyspieszeń punktu  $C$

$$\begin{aligned} a_C &= \frac{dv_C}{dt} = \frac{dv_C}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \\ &= \left[ \frac{\omega}{2l^2} ((l-s)r^2 2 \cos 2\alpha + 2l^2 r \cos \alpha) \frac{d\alpha}{dt}, \frac{-sr\omega}{l} \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right] \\ &= \left[ \frac{\omega^2}{l^2} ((l-s)r^2 \cos 2\alpha + l^2 r \cos \alpha), \frac{-sr\omega^2}{l} \sin \alpha \right]. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Warto zauważyć, że wzór (2.7) jest uogólnieniem wzorów (2.3) oraz (2.4). Gdy we wzorze (2.7) przyjmie się  $s = 0$  to otrzymuje się wzór (2.3), natomiast dla  $s = l$  dostaje się wzór (2.4).

Warto w tym miejscu przypomnieć, że do tej pory w publikacjach [6, 8, 13] przeważa inne podejście niż prezentowane w tym rozdziale. Mianowicie masa korbowodu  $m_k$  jest dzielona na dwie części: część będącą w ruchu prostoliniowym  $m_{kp}$  oraz część będącą w ruchu obrotowym  $m_{ko}$ . Następnie masa  $m_{kp}$  jest sumowana z masą tłoka dając całkowitą sumę mas w ruchu posuwisto-zwrotnym, a masa  $m_{ko}$  stanowi całkowitą masę będącą w ruchu obrotowym. Podział masy korbowodu na wspomniane dwie części występuje w różnych proporcjach w zależności od publikacji. Spotykane podziały zachowują proporcje mas 1 : 3 lub 1 : 2 [6]. Często spotykany w literaturze jest podział w proporcji  $b : c$ , gdzie  $b, c$  są długościami takimi, że  $b + c = l$  oraz długości tych odcinków są uzależnione od położenia środka ciężkości korbowodu [1, 2, 8] (Rysunek 2.6).



Rysunek 2.6: Podział korbowodu na część związaną z ruchem posuwisto-zwrotnym (b) i część związaną z ruchem obrotowym (c).

Należy podkreślić, że takie zastąpienie masy korbowodu dwiema masami upraszcza analizę kinematyczną i dynamiczną pracy korbowodu, po-

nieważ skomplikowany ruch korbowodu sprowadza się wtedy do dwu prostych ruchów: prostoliniowego oraz obrotowego. Jednak taki układ zastępczy tylko w przybliżeniu zachowuje się jak rzeczywisty korbowód. Jest tak, ponieważ ruchowi prostoliniowemu korbowodu towarzyszy ruch wahadłowy wokół osi sworznia tłokowego. To oznacza, że występują tu także prędkość i przyspieszenie kątowe.

Biorąc pod uwagę masę  $m_t$  tłoka z pierścieniami i sworzniem tłokowym, skoncentrowaną w punkcie  $A$ , który wykonuje ruch posuwisto-zwrotny z przyspieszeniem  $a_A$  stwierdzono, że ruch ten powoduje siłę bezwładności wyrażoną wzorem

$$\vec{F}_A(\alpha) = m_t \cdot a_A = [m_t r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), 0].$$

Siła bezwładności powstała w wyniku ruchu korbowodu jest sumą wszystkich sił występujących wzdłuż korbowodu. Opisana jest ona wzorem

$$\begin{aligned} \vec{F}_{AB}(\alpha) &= \int_0^l \rho \cdot a_C ds \\ &= \rho \int_0^l \left[ \frac{\omega^2}{l^2} ((l-s)r^2 \cos 2\alpha + l^2 r \cos \alpha), \frac{-sr\omega^2}{l} \sin \alpha \right] ds \\ &= \rho \left[ \frac{\omega^2}{l^2} \left( \left( ls - \frac{1}{2}s^2 \right) r^2 \cos 2\alpha + l^2 r s \cos \alpha \right), \frac{-s^2 r \omega^2}{2l} \sin \alpha \right] \Bigg|_{s=0}^{s=l} \\ &= \rho \left[ \frac{\omega^2}{l^2} \left( \frac{1}{2} l^2 r^2 \cos 2\alpha + l^3 r \cos \alpha \right), \frac{-lr\omega^2}{2} \sin \alpha \right] \\ &= \left[ \frac{\rho\omega^2}{2} (r^2 \cos 2\alpha + 2lr \cos \alpha), \frac{-\rho l r \omega^2}{2} \sin \alpha \right]. \end{aligned}$$

Ponadto założono, że siła bezwładności powstająca w wyniku obrotu czopa korbowodowego, dla którego masa jest skupiona w punkcie  $B$ , jest zrównoważona przez siłę bezwładności wynikającą z ruchu obrotowego przeciwnieciężaru czopa. Konstrukcja wału korbowego pozwala zakładać, że środek ciężkości jednego wykorbienia wału pokrywa się z jego osią obrotu.

Ostatecznie, można rozważyć siłę bezwładności  $\vec{F}_b$  całego układu kor-

bowo-tłokowego jako sumę sił  $\vec{F}_A$  oraz  $\vec{F}_{AB}$  następująco

$$\begin{aligned}
 \vec{F}_b(\alpha) &= \vec{F}_A + \vec{F}_{AB} = \left[ m_t r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \right. \\
 &\quad \left. + \frac{\rho \omega^2}{2} (r^2 \cos 2\alpha + 2lr \cos \alpha), \frac{-\rho l r \omega^2}{2} \sin \alpha \right] \\
 &= \left[ (m_t r \omega^2 + m_k r \omega^2) \cos \alpha \right. \\
 &\quad \left. + \left( \frac{m_t r^2 \omega^2}{l} + \frac{m_k r^2 \omega^2}{2l} \right) \cos 2\alpha, \frac{-m_k r \omega^2}{2} \sin \alpha \right] \\
 &= \left[ (m_t + m_k) r \omega^2 \cos \alpha + \frac{1}{2l} (2m_t + m_k) r^2 \omega^2 \cos 2\alpha, \right. \\
 &\quad \left. \frac{-m_k r \omega^2}{2} \sin \alpha \right]. \tag{2.8}
 \end{aligned}$$

### 2.3.2. Siły gazowe

Siły gazowe są to inaczej siły czynnika roboczego, tj. mieszanki palnej lub spalin działające między innymi na denko tłoka, co powoduje jego przesunięcie. Znając chwilową wartość ciśnienia w cylindrze, można obliczyć chwilową wartość siły gazowej  $F_g$  działającej na denko tłoka, będącej iloczynem ciśnienia i powierzchni tłoka.

Analizę procesów rzeczywistych zachodzących w cylindrze silnika opartych na danych empirycznych przeprowadza się korzystając z szybkozmiennych pomiarów parametrów termodynamicznych zarówno w komorze spalania silnika, jak i w przewodach dolotowych i wylotowych. Wielkością, która jest dostępna poprzez pomiar jest ciśnienie czynnika roboczego, zwane ciśnieniem idnykowanym. Wykres tego ciśnienia nazywa się wykresem indykatorowym. Ciśnienie czynnika roboczego jest okresowo zmienne. Jest ono zależne w głównej mierze od typu silnika i od jego warunków pracy oraz w mniejszym stopniu od prędkości obrotowej silnika.

Wykresy indykatorowe mogą przedstawiać [8]:

- a) przebieg ciśnienia w funkcji objętości tłoka lub drogi tłoka - stosowany do oceny parametrów energetycznych silnika,
- b) przebieg ciśnienia w funkcji czasu lub kąta obrotu wału korbowego - używany do określenia sił działających na tłok i do analizy procesu spalania,

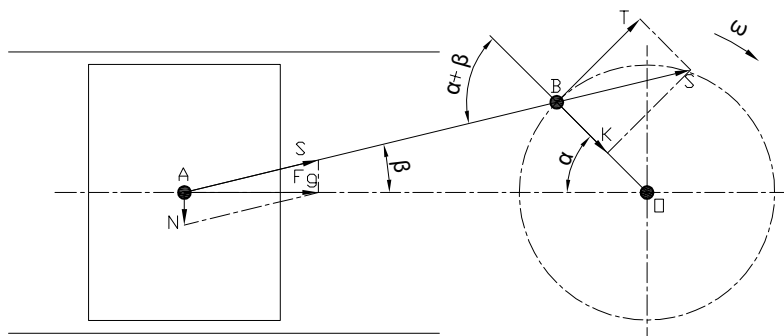
- c) przebieg pochodnej ciśnienia względem czasu lub kąta obrotu wału - służy do analizy szybkości narastania ciśnienia w czasie spalania.

Przyjmując, że znany jest rozkład ciśnienia gazu w cylindrze jako funkcja kąta obrotu wału  $\alpha$ , siła gazowa wyraża się wzorem:

$$F_g(\alpha) = \frac{\pi D^2}{4}(P_g(\alpha) - P_k), \quad (2.9)$$

gdzie:  $D$  jest średnicą tłoka,  $P_g(\alpha)$  oznacza ciśnienie gazu w cylindrze w danej chwili, jako funkcja kąta  $\alpha$ , a  $P_k$  to ciśnienie panujące w komorze korbowodowej równe ciśnieniu atmosferycznemu  $P_k = 1013 \text{ hPa}$ .

Siłę gazową działającą na tłok  $F_g(\alpha)$  można rozłożyć na dwie składowe. Są to składowa normalna do tulei cylindrowej  $N(\alpha)$  nazywana siłą boczną oraz składowa działająca wzdłuż osi korbowodu  $S(\alpha)$  (Rysunek 2.7).



Rysunek 2.7: Rozkład siły gazowej w mechanizmie korbowo-tłokowym.

Z kolei siłę  $S(\alpha)$  działającą w osi czopa korbowego rozkłada się na siłę styczną  $T(\alpha)$  działającą prostopadle do ramienia korby, jest ona styczna do okręgu zataczanego przez oś czopa korbowego oraz siłę promieniową  $K(\alpha)$ , skierowaną prostopadle do osi obrotu wału korbowego. Zależności łączące te siły można opisać poniższymi wzorami.

$$N(\alpha) = F_g(\alpha) \operatorname{tg} \beta, \quad (2.10)$$

$$S(\alpha) = \frac{F_g(\alpha)}{\cos \beta},$$

$$T(\alpha) = S(\alpha) \sin(\alpha + \beta) \quad (2.11)$$

$$K(\alpha) = S(\alpha) \cos(\alpha + \beta).$$

Siła styczna  $T(\alpha)$  działająca na ramieniu korby jest tą składową siły gazowej, która wytwarza zmienny moment obrotowy na wale silnika. Wykorzystując wzory (2.11), (2.10) można zapisać tę siłę jako

$$T(\alpha) = S(\alpha) \sin(\alpha + \beta) = F_g(\alpha) \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (2.12)$$

Korzystając ze wzorów trygonometrycznych oraz wzorów (2.1), (2.2) otrzymano, że

$$\begin{aligned} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} &= \frac{\sin \alpha \cos \beta + \cos \alpha \sin \beta}{\cos \beta} = \sin \alpha + \cos \alpha \frac{\sin \beta}{\cos \beta} \\ &= \sin \alpha + \cos \alpha \frac{\lambda \sin \alpha}{1 - \frac{1}{2}\lambda^2 \sin^2 \alpha} = \sin \alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}. \end{aligned}$$

Stąd składową siły gazowej, która tworzy moment obrotowy na wale, można zapisać jako funkcję wyłącznie kąta obrotu wału  $\alpha$  w postaci

$$T(\alpha) = F_g(\alpha) \left( \sin \alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right). \quad (2.13)$$

Składowe wektora  $T(\alpha)$  w kierunkach osi układu współrzędnych (Rysunek 2.4) opisują wzory

$$\begin{aligned} T_x(\alpha) &= T(\alpha) \cos \left( \frac{\pi}{2} - \alpha \right) = T(\alpha) \sin \alpha, \\ T_y(\alpha) &= T(\alpha) \sin \left( \frac{\pi}{2} - \alpha \right) = T(\alpha) \cos \alpha. \end{aligned}$$

Ostatecznie można zapisać

$$\begin{aligned} \vec{T}(\alpha) &= T(\alpha) [\sin \alpha, \cos \alpha] \\ &= F_g(\alpha) \left( \sin \alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) [\sin \alpha, \cos \alpha]. \end{aligned}$$

### 2.3.3. Moment obrotowy

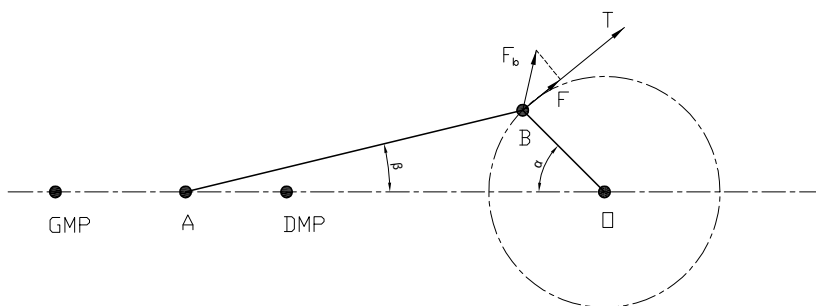
Po przeprowadzonych w poprzednich podrozdziałach wyprowadzeniach, kolejnym krokiem jest zbadanie jaką wartość będzie miała wypadkowa siła działająca na wał korbowy. Ponieważ siła  $\vec{T}(\alpha)$  jest tą składową siły gazowej która generuje moment obrotowy, więc zostanie wykonany rzut wektora



siły bezwładności  $\vec{F}_b(\alpha)$  na prostą w kierunku wektora  $\vec{T}(\alpha)$ . W tym celu zastosowany zostanie wzór na rzut wektora na wektor

$$\vec{F}(\alpha) = \frac{\vec{F}_b(\alpha) \circ \vec{T}(\alpha)}{|\vec{T}(\alpha)|^2} \cdot \vec{T}(\alpha),$$

gdzie  $\vec{F}(\alpha)$  jest szukanym rzutem.



Rysunek 2.8: Rzut wektora siły  $F_b$  na prostą w kierunku wektora  $T$ .

Stałą występującą w powyższym wzorze można wyrazić następująco:

$$\begin{aligned} C(\alpha) &= \frac{\vec{F}_b(\alpha) \circ \vec{T}(\alpha)}{|\vec{T}(\alpha)|^2} = \frac{\vec{F}_b(\alpha) \circ T(\alpha) [\sin \alpha, \cos \alpha]}{|T(\alpha) [\sin \alpha, \cos \alpha]|^2} \\ &= \frac{T(\alpha) [\vec{F}_b(\alpha) \circ [\sin \alpha, \cos \alpha]]}{(T(\alpha))^2}. \end{aligned}$$

Wynika stąd zależność

$$\begin{aligned}
 F(\alpha) &= C(\alpha)T(\alpha) = \frac{T(\alpha) \left[ \vec{F}_b(\alpha) \circ [\sin \alpha, \cos \alpha] \right]}{(T(\alpha))^2} T(\alpha) \\
 &= \vec{F}_b(\alpha) \circ [\sin \alpha, \cos \alpha] = [(m_t + m_k)r\omega^2 \cos \alpha \\
 &\quad + \frac{1}{2l}(2m_t + m_k)r^2\omega^2 \cos 2\alpha, \frac{-m_k r\omega^2}{2} \sin \alpha] \circ [\sin \alpha, \cos \alpha] \\
 &= (m_t + m_k)r\omega^2 \sin \alpha \cos \alpha + \frac{1}{2}(2m_t + m_k)\lambda r\omega^2 \sin \alpha \cos 2\alpha \\
 &\quad - \frac{1}{2}m_k r\omega^2 \sin \alpha \cos \alpha \\
 &= \frac{1}{2} \left( m_t + \frac{1}{2}m_k \right) r\omega^2 \sin 2\alpha + \left( m_t + \frac{1}{2}m_k \right) \lambda r\omega^2 \sin \alpha \cos 2\alpha \\
 &= \left( m_t + \frac{1}{2}m_k \right) r\omega^2 \left( \frac{1}{2} \sin 2\alpha + \lambda \sin \alpha \cos 2\alpha \right). \quad (2.14)
 \end{aligned}$$

Wyznaczone siły:  $T(\alpha)$ , czyli składowa siły gazowej generująca moment obrotowy oraz  $F(\alpha)$ , czyli składowa siły bezwładności w tym samym kierunku, sumują się do całkowitej siły oddziałującej na wał. Korzystając ze wzorów (2.13) oraz (2.14) otrzymano równość

$$\begin{aligned}
 G(\alpha) &= T(\alpha) + F(\alpha) \\
 &= F_g(\alpha) \left( \sin \alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \\
 &\quad + \left( m_t + \frac{1}{2}m_k \right) r\omega^2 \left( \frac{1}{2} \sin 2\alpha + \lambda \sin \alpha \cos 2\alpha \right),
 \end{aligned}$$

gdzie  $G(\alpha)$  jest całkowitą siłą generującą moment obrotowy.

Znając wartość zmiennej siły stycznej  $G(\alpha)$  oraz promień  $r$ , możliwe jest obliczenie chwilowego momentu obrotowego  $M$  generowanego przez silnik. Można napisać

$$\begin{aligned}
 M &= r G(\alpha) = r (T(\alpha) + F(\alpha)) \\
 &= r \left( F_g(\alpha) \left( \sin \alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right) \right. \\
 &\quad \left. + \left( m_t + \frac{1}{2}m_k \right) r\omega^2 \left( \frac{1}{2} \sin 2\alpha + \lambda \sin \alpha \cos 2\alpha \right) \right). \quad (2.15)
 \end{aligned}$$

Uzyskane wzory zostaną zastosowane do modelowania momentu obrotowego dla silnika badawczego, a uzyskane wyniki będą poddane analizie w dziedzinie częstotliwości.

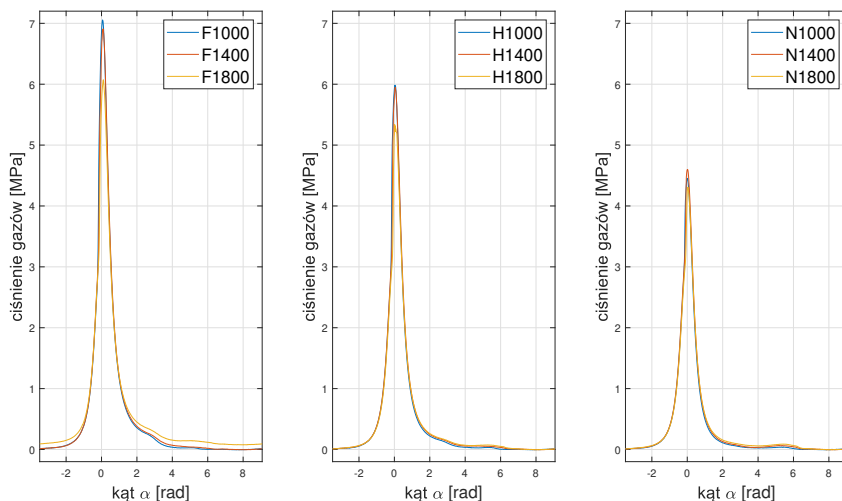
## 2.4. Analiza numeryczna momentu obrotowego przy użyciu oprogramowania MATLAB

Analiza numeryczna została przeprowadzona dla silnika badawczego *SB3.1*, opracowanego na podstawie silnika *SW680*. Silnik *SW680* jest to produkowana od 1966 przez WSK Mielec rodzina silników wysokoprężnych z wtryskiem bezpośrednim, licencyjna, polska wersja silników typu 0.680 plus firmy British Leyland [15]. Silnik badawczy *SB3.1* jest to jednocylindrowy, czterosuwowy silnik wysokoprężny. Parametry silnika wykorzystane w modelowaniu to:

- $d = 0,127$  m - średnica cylindra,
- $S = 0,146$  m - skok tłoka,
- $l = 0,2667$  m - długość korbowodu,
- $r = 0,073$  m - promień wykorbienia,
- $m_t = 3,68$  kg - masa tłoka z pierścieniami i sworzniem tłokowym,
- $m_k = 8,221$  kg - masa korbowodu,
- $f_1 = 1\,000$  obr/min,  $f_2 = 1\,400$  obr/min,  $f_3 = 1\,800$  obr/min - stałe prędkości obrotu wału.

W niniejszych rozważaniach założono, że czop korbowodowy jest idealnie wyważony przez przeciwcieżar, a środek ciężkości wału korbowego pokrywa się z osią obrotu wału. W związku z tym przyjęto, że masa czopa korbowodowego jest zanedbywalnie mała.

W głowicy znajduje się indykator firmy Vibrometra. Urządzenie to składa się z czujnika ciśnienia umieszczonego w komorze spalania, wzmacniacza ładunku, czujnika położenia kąтового wału korbowego oraz z rejestratora. Indykowanie sprowadza się do pomiaru chwilowego ciśnienia panującego w cylindrze w zależności od kąta obrotu wału korbowego, podczas jednego cyklu pracy.

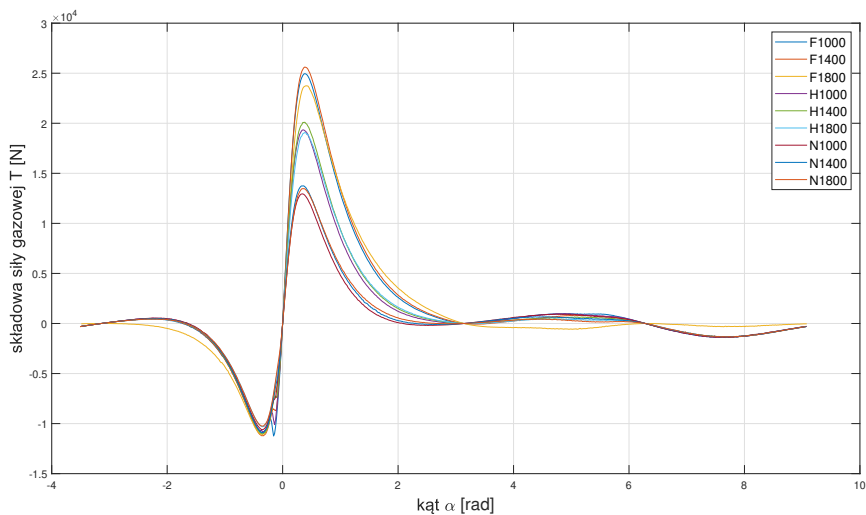


Rysunek 2.9: Wykresy indykatorowe ciśnienia gazów: **a)** przy pełnym obciążeniu silnika, **b)** przy połowie obciążenia silnika, **c)** na biegu jałowym.

W trakcie badań eksperymentalnych zebrano dane na temat ciśnień gazów w komorze spalania dla różnych zakresów pracy silnika. Wyróżniono pracę pod pełnym obciążeniem (F - full), przy połowie obciążenia (H - half) oraz pracę na biegu jałowym (N - null). Przeprowadzono badanie dla trzech różnych prędkości obrotowych wału korbowego. Było to odpowiednio 1 000, 1 400 oraz 1 800 obrotów na minutę. Wyniki przeprowadzonych pomiarów dla dziewięciu kombinacji zakresów pracy silnika zaprezentowano na Rysunku 2.9.

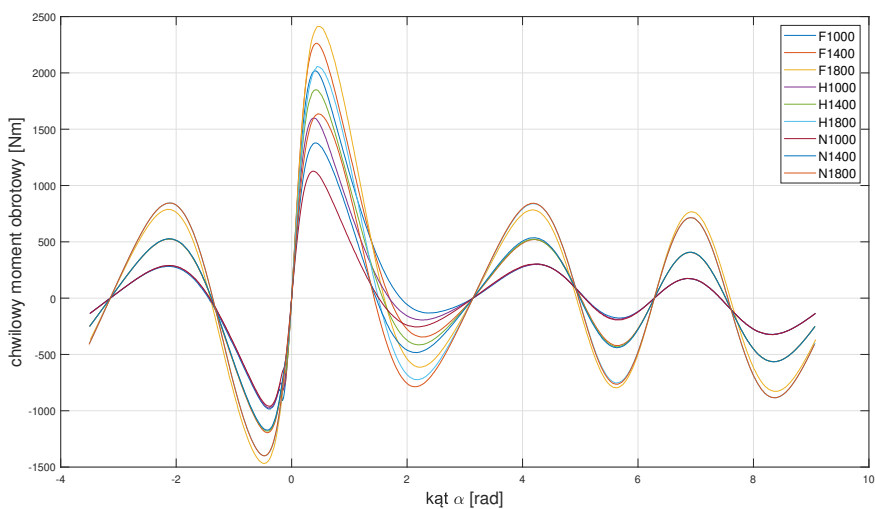
Wykresy przedstawione na Rysunku 2.9 prezentują dane dotyczące ciśnień uzyskanych w trakcie pracy. Można zaobserwować, że te wykresy mają taki sam kształt. Różnica między nimi polega na uzyskiwanej maksymalnej wartości ciśnienia. Wielkość ta zależy wprost od tego czy badany silnik pracował przy pełnym obciążeniu, połowie obciążenia, czy też na biegu jałowym. Występuje zależność: im mniejsze obciążenie silnika tym mniejsza maksymalna wartość ciśnienia w cylindrze. Na podstawie wartości ciśnień z przedstawionych wykresów indykatorowych, wyznaczono wartości sił gazowych zgodnie ze wzorem (2.9). Następnie korzystając ze wzoru (2.14) wyznaczono wartość siły  $T(\alpha)$ , to jest tej składowej siły gazowej która generuje moment obrotowy. Na Rysunku 2.10 przedstawiono przebiegi siły  $T(\alpha)$  dla wszystkich badanych warunków pracy silnika.

Policzono następnie wartości siły  $F(\alpha)$  zgodnie ze wzorem (2.14). Rys-

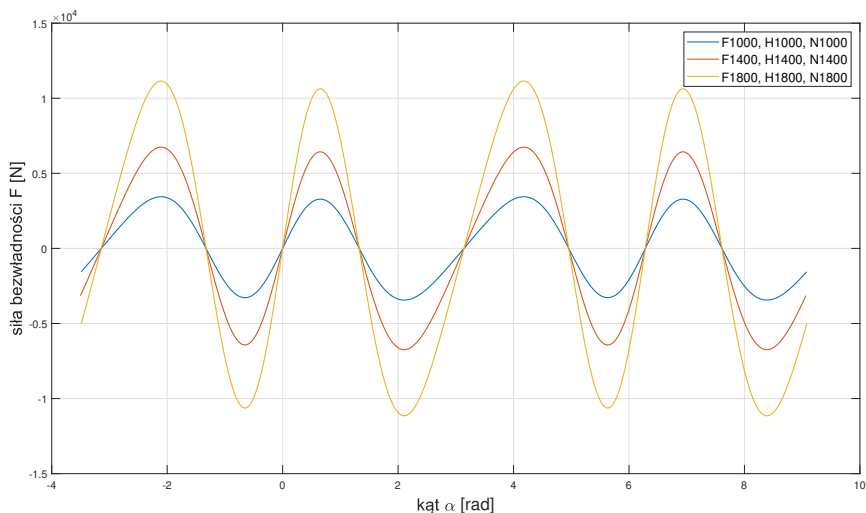


Rysunek 2.10: Wartości siły  $T(\alpha)$  dla badanego silnika.

nek 2.11 przedstawia te siły. Wartości są uzależnione od prędkości obrotowej wału. Można zaobserwować prostą zależność: im wyższa prędkość obrotowa wału tym większe wartości przyjmuje siła bezwładności.



Rysunek 2.12: Moment obrotowy  $M(\alpha)$ .

Rysunek 2.11: Wartości siły  $F(\alpha)$  dla badanego silnika.

Rysunek 2.12 przedstawia moment obrotowy dla wszystkich dziewięciu rozpatrywanych rodzajów pracy silnika badawczego. Przedstawione są tu zatem wyniki dla prędkości obrotowej 1 000 obr/min, 1 400 obr/min oraz 1 800 obr/min, a także dla trzech rodzajów pracy: na pełnym obciążeniu, przy połowie obciążenia i na biegu jałowym. Wielkość ta została policzona ze wzoru (2.15). Zatem jest to suma składowej sił gazowych  $T(\alpha)$  oraz siły bezwładności  $F(\alpha)$  pomnożona przez promień  $r$ .

Rozważany moment obrotowy w zależności kąta obrotu wału może być rozpatrywany jako funkcja okresowa. Ze względu na dużą ściśliwość czynnika roboczego w tłoku, zmiany ciśnienia i wszystkich sił pochodzących od niego przebiegają w sposób płynny. Można powiedzieć, że w ujęciu matematycznym zależność  $M(\alpha)$  jest funkcją ciągłą i okresową. Z tego wynika, że funkcja ta daje się rozwinąć w szereg Fouriera. W przypadku silników dwusuwowych okres jest równy  $2\pi$ . Natomiast w przypadku rozważanego czterosuwowego silnika spalinowego okresem funkcji  $M(\alpha)$  jest  $4\pi$ , czyli dwa pełne obroty wału korbowego.

Moment obrotowy można wyrazić jako szereg Fouriera postaci

$$M(\alpha) = M_0 + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos\left(\frac{k}{2} \alpha\right) + \sum_{k=1}^{\infty} b_k \sin\left(\frac{k}{2} \alpha\right),$$

gdzie  $M_0$  - jest to wartość średnia,  $a_k$ ,  $b_k$  - są to współczynniki  $k$ -tej har-

monicznej. Lub równoważnie

$$M(\alpha) = M_0 + \sum_{k=1}^{\infty} t_k \sin\left(\frac{k}{2}\alpha + \gamma_k\right),$$

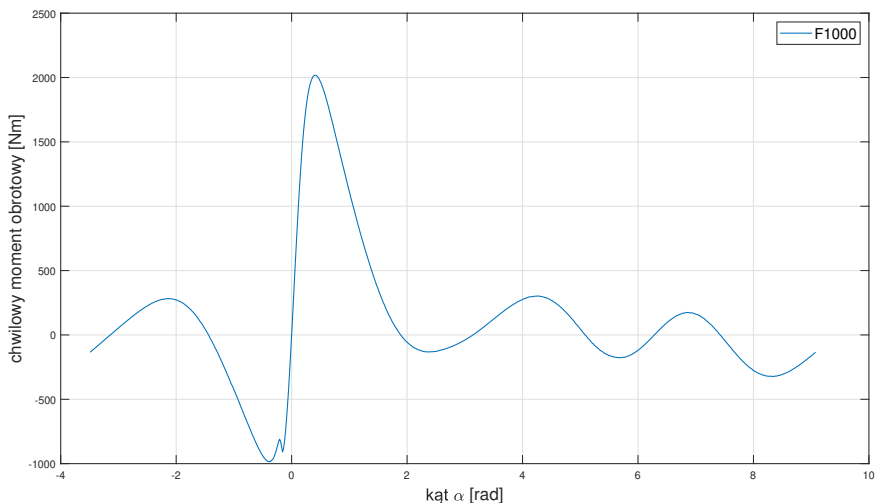
gdzie  $t_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$  - jest to amplituda  $k$ -tej harmonicznej,  $\gamma_k = \arctg \frac{a_k}{b_k}$  - to kąt fazowy  $k$ -tej harmonicznej.

Wyróżnia się również pojęcie rzędu harmonicznej  $h$ . Dla dwusuwowych silników rząd jest równy numerowi kolejnej harmonicznej, tj.  $h = k$ , natomiast dla czterosuwowych silników rząd jest równy połowie tej liczby, tzn.  $h = k/2$ . Oznaczenie harmonicznych za pomocą rzędu jest wygodne dlatego, że liczba ta wskazuje ile razy częstotliwość danej harmonicznej jest większa niż prędkość kątowna wału korbowego.

Ponieważ powstanie wielu uszkodzeń (pęknięć) wałów korbowych przypisuje się drganiom skrętnym, w celu zapobiegania takim awariom przeprowadza się monitorowanie drgań skrętnych poprzez diagnostykę wibroakustyczną. W pracy [12] przedstawiono analizę dynamiczną i badania eksperymentalne układu wirnika z pęknięciami poprzecznym i ukośnym. W celu symulacji drgań skrętnych w rzeczywistości, projektuje się urządzenie wzbudzające i mierzy drgania skrętne. Na tej podstawie porównuje się charakterystykę drgań skrętnych układu wirnika. Wyniki badań opierają się na analizie wartości amplitud częstotliwości podstawowej i składowych harmonicznych. Z kolei w pracy [4] przedstawiono skrętny nieliniowy model dwusuwowego wolnoobrotowego silnika wysokoprężnego, który został opracowany i zweryfikowany w drodze eksperymentów z wykorzystaniem chwilowego momentu obrotowego między generatorem a silnikiem jako wielkością odniesienia. Następnie układ skrętny zamodelowano z 16 stopniami swobody i rozwiązano stosując rozwinięcie w szereg Fouriera dla liniowej części układu. W rezultacie autorzy opracowali narzędzie diagnostyczne do identyfikacji anomalii związanych ze spalaniem, które mogą przyczynić się do straty sprawności układu korbowo-tłokowego.

W celu dokładniejszej analizy rozważono jeden z wykresów chwilowego momentu obrotowego. Wybrany został tryb pracy oznaczony  $F1000$ , to znaczy jest to moment obrotowy dla pracy silnika na pełnym obciążeniu, przy prędkości obrotowej wału wynoszącej  $1000 \text{ obr/min} = 16,67 \text{ obr/s}$ . Rysunek 2.13 przedstawia ten moment.

Następnie przeprowadzono rozkład analizowanego momentu  $M(\alpha)$ , jako funkcji, na szereg Fouriera za pomocą algorytmu FFT, tj. szybkiej transformaty Fouriera (Fast Fourier Transform). Rysunek 2.14 przedstawia widmo amplitudowe tego sygnału. Można zaobserwować, że zasięg obserwowanych

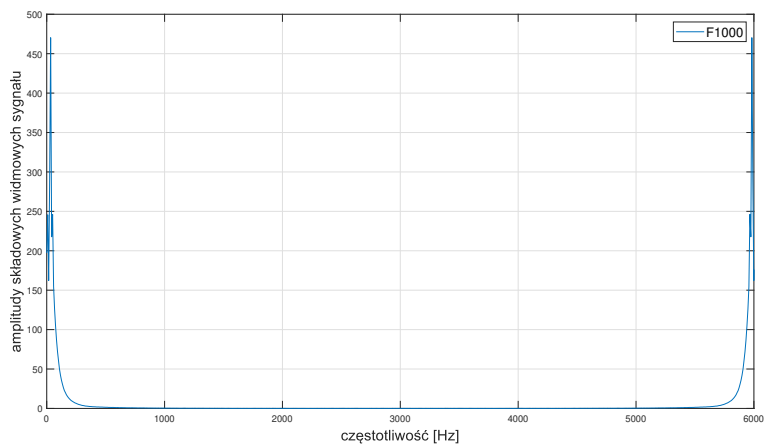


Rysunek 2.13: Moment obrotowy  $M$  dla pracy silnika na pełnym obciążeniu oraz przy prędkości obrotowej 1 000 obr/min.

częstotliwości na osi  $oX$  sięga wartości 6 000 Hz. Taki zakres wynika z tego, że taka była częstotliwość próbkowania dla wykresu indykatorowego odpowiadającego pracy silnika opisanego jako  $F1000$ . Warto przypomnieć w tym miejscu, że jest to praca silnika na pełnym obciążeniu, przy prędkości obrotowej 1 000 obr/min. Na Rysunku 2.14 można zaobserwować, że największe wartości amplitud składowych widmowych sygnału momentu obrotowego przyjmowane są dla niskich częstotliwości. Natomiast dla częstotliwości powyżej około 200 Hz wartości amplitud składowych widmowych sygnału momentu są pomijalnie małe lub równe zero. Dlatego też kolejny Rysunek 2.15 przedstawia przybliżenie tylko tych niezerowych wartości. Podobne postępowanie zastosowano na przykład w pracy [7], gdzie korzystając z technologii przybliżenia widma na rezonansie harmonicznym, szczegółowo zidentyfikowana jest charakterystyczna częstotliwość pracy dla reduktora harmonicznego w robocie przemysłowym. Autorzy dokonali diagnozy wady produkcyjnej tłumika na podstawie charakterystycznych częstotliwości jego transmisji.

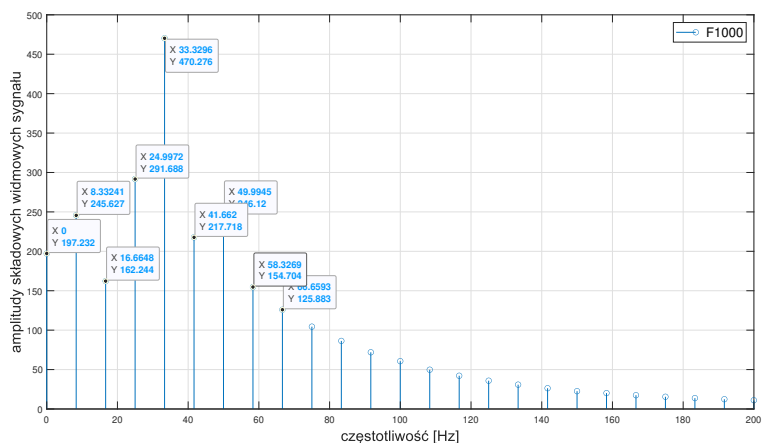
Analiza FFT korzysta z wykładniczej postaci szeregu Fouriera. W związku z tym prążki (tj. odcinki pionowe na wykresie) odpowiadające kolejnym harmonicznym mają wysokość równą połowie wartości rzeczywistej amplitudy [16]. W celu usunięcia tego efektu wyniki analizy FFT zostały





Rysunek 2.14: Widmo amplitudowe sygnału momentu obrotowego dla pracy silnika na pełnym obciążeniu oraz przy prędkości obrotowej 1 000 obr/min.

pomnożone przez dwa. W rezultacie na Rysunku 2.15 pierwszy prążek od lewej, odpowiada podwojonej średniej wartości momentu obrotowego  $M(\alpha)$  i wynosi 197 Nm. Wynika stąd, że średnia wartość momentu wynosi  $\frac{197 \text{ Nm}}{2} = 98,5 \text{ Nm}$ .



Rysunek 2.15: Widmo amplitudowe sygnału momentu obrotowego dla pracy silnika na pełnym obciążeniu oraz przy prędkości obrotowej 1 000 obr/min - przybliżenie istotnych wartości.

Analizowany moment  $M(\alpha)$  odnosi się do pracy silnika przy prędkości obrotowej wału wynoszącej 1 000 obr/min = 16,67 obr/s. Ponieważ jeden cykl roboczy silnika spalinowego (ssanie, sprężanie, praca, wydech) obejmuje dwa obroty wału korbowego, zatem przy tej prędkości obrotowej częstotliwość cyklu roboczego wynosi  $\frac{16,67 \text{ obr/s}}{2} = 8,33 \text{ Hz}$ . Drugi prążek od lewej odpowiada właśnie tej częstotliwości. Jest to składowa harmoniczna rzędu 1/2. Z kolei harmoniczna rzędu jeden reprezentowana przez trzeci od lewej prążek przedstawia częstotliwość wału rozumianą jako ilość obrotów na sekundę. Największą amplitudę wykazuje harmoniczna rzędu dwa (piąty prążek od lewej).

Rysunek 2.16 przedstawia przybliżenie momentu  $M(\alpha)$  przez sumy postaci

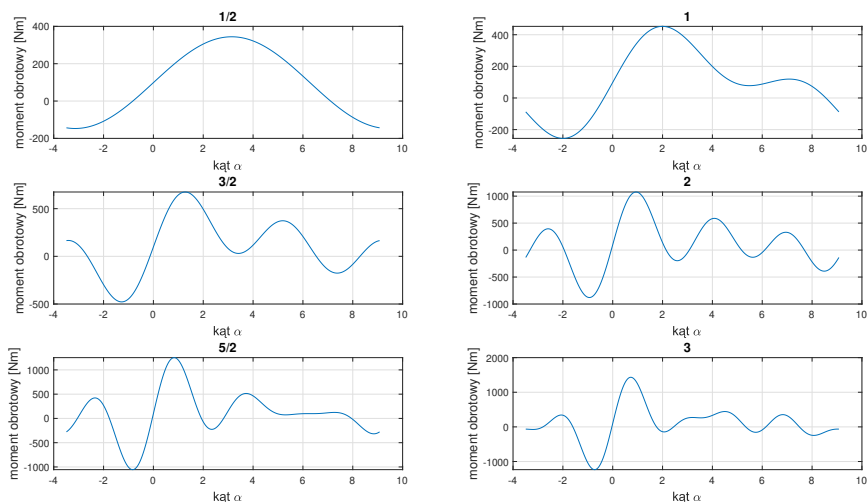
$$M(\alpha) \approx \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^i A_{k/2} \sin\left(\frac{k}{2}\alpha\right),$$

gdzie  $A_0$  jest wartością pierwszego prążka,  $A_{k/2}$  są to kolejne wartości amplitud (wysokości prążków) dla kolejnych harmonicznych (częstotliwości) oraz  $i = 1, 2, 3, 4, 5, 6$ . Na podstawie Rysunków 2.15 oraz 2.16 można uznać, że istotne są harmoniczne do trzeciego rzędu włącznie.

Praca [3] skupia się na przeprowadzeniu analogicznej analizy charakterystyk drgań skrętnych wału, opierając się na modelu, który obejmował zarówno drgania naturalne jak i wymuszone. Autorzy otrzymali czasy głównych harmonicznych, mniejsze główne harmoniczne i odpowiadającą im prędkość obrotową silnika w powszechnie używanym zakresie prędkości.

Analiza momentu  $M(\alpha)$  przez jego rozkład na składowe harmoniczne w dziedzinie częstotliwości jest bardzo istotna ze względu na zjawisko rezonansu. Mianowicie, gdy częstotliwość kołowa pewnej harmonicznej momentu wzbudzenia silnika jest równa pewnej kolejnej naturalnej częstotliwości kołowej osi wału korbowego, to wtedy występuje wzrostem amplitudy drgań układu drgającego.

Opisaną analizę w dziedzinie częstotliwości przeprowadzono dla wszystkich badanych trybów pracy silnika. Wyniki tej procedury zawarte są na Rysunku 2.17. Zaobserwowano, że dla prędkości obrotowej 1 000 obr/min najwyższą amplitudę ma zawsze druga harmoniczna (piąty prążek od lewej). Zjawisko to zachodzi niezależnie od tego, czy badana była praca na pełnym obciążeniu, na połowie obciążenia czy na biegu jałowym. Podstawową różnicą są tutaj wartości prążków, mianowicie zauważalna jest prosta zależność, im mniejsze obciążenie silnika tym niższe wartości amplitud. Dla prędkości obrotowej 1 400 obr/min = 23,33 Hz obserwacje są podobne. To znaczy prążek o największej wartości odpowiada drugiej harmonicznej,

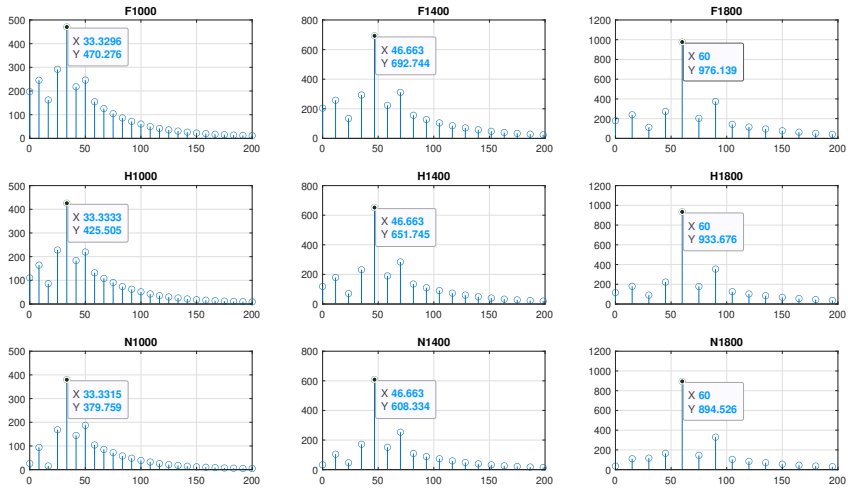


Rysunek 2.16: Przybliżenie momentu obrotowego przez kolejne składowe wynikające z rozkładu FFT.

czyli częstotliwości dwa razy większej  $2 \cdot 23,33 \text{ Hz} = 46,66 \text{ Hz}$ . Amplitudy również maleją wraz ze spadkiem obciążenia pracy. Natomiast wpływ drugiej harmonicznej na tle pozostałych jest bardziej widoczny. Rozpatrując pracę przy prędkości obrotowej  $1800 \text{ obr/min} = 30 \text{ Hz}$  obserwacje są analogiczne. Dominuje druga harmoniczna, przy czym jeszcze bardziej wybija się ona z pozostałych. Dominowanie harmonicznej drugiego rzędu można wyjaśnić korzystając ze wzoru (2.15). Należy mianowicie zauważyć, że w tym wzorze kilkakrotnie występują funkcje trygonometryczne podwojonej wartości kąta obrotu wału. W konsekwencji częstotliwość wynikowej funkcji jest dwukrotnie większa.

## 2.5. Podsumowanie

Stworzenie modelu momentu obrotowego wału korbowego okazuje się być zagadnieniem zarówno ważnym jak i trudnym. Siły gazowe wraz z siłami bezwładności, powstające w układzie korbowo tłokowym skutkują powstaniem niebezpiecznych dla wału drgań skrętnych, które trzeba mierzyć i kontrolować. W prowadzonych rozważaniach za szczególnie warte uwagi, uznano siły bezwładności, które powstają w wyniku samego ruchu, niezależnie od sił gazowych. Przeprowadzona analiza wykonana przy użyciu oprogramowa-



Rysunek 2.17: Widma amplitudowe sygnałów momentu obrotowego dla wszystkich rozważanych trybów pracy silnika - przybliżenie istotnych wartości.

nia Matlab pokazała jaki wpływ na moment obrotowy wywierają poszczególne siły. Wykonana analiza harmoniczna dała wyniki spójne z przewidywaniami. Opracowany model momentu obrotowego może być użytecznym narzędziem przy badaniu częstotliwości istotnych dla prawidłowego działania wału korbowego, a w konsekwencji całego silnika.

## Bibliografia

- [1] M. Ali, I. Alshalal, J.H. Mohmmed. Effect of the Torsional Vibration Depending on the Number of Cylinders in Reciprocating Engines. *International Journal of Dynamics and Control*, 2021.
- [2] M.G. Alkalla, M. Helal, A. Fouly. Revolutionary Superposition Layout Method for Topology Optimization of Nonconcurrent Multiload Models: Connecting-rod Case Study. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 122(5):1378–1400, 2021.
- [3] L. Deng, J. Zhang, L. Xiang. Design Torsional Vibration Damper of Engine based on Classical Optimal Approach. *IOP Conference Series*; wolumen 452(2) serii *Materials Science and Engineering*, 2018.
- [4] D.P. Guerrero, F.J. Jiménez-Espadafor. Torsional System Dynamics of Low Speed Diesel Engines Based on Instantaneous Torque: Application to Engine Diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 116:858–878, 2019.

- 
- [5] D.C. Hesterman, B.J. Stone. Secondary Inertia Effects in the Torsional Vibration of Reciprocating Engines - A Literature Review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 209(1):11–15, 1995.
- [6] A. Hmida, et al. Effects of Misfire on the Dynamic Behavior of Gasoline Engine Crankshafts. *Engineering Failure Analysis*, 121, 2021.
- [7] D. Huang, P. Zong, J. Gu. Defect Elimination in Torsional Harmonic Reducer Based on Harmonic Resonance. *Vibroengineering Procedia*, 28:6–11, 2019.
- [8] J. Jędrzejowski. *Mechanika Układów Korbowych Silników Samochodowych*. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa, 1979.
- [9] M. Kluczyk. An Analysis of the Kinematics and Dynamics of a Shaft-Piston System in a Single Cylinder Four-Stroke Engine ZS. *Scientific Journal of Polish Naval Academy*, 3(198):51–62, 2014.
- [10] R. Li, et al. Crosshead Bearing Analysis for Low-Speed Marine Diesel Engines Based on a Multi-Body Tribo-Dynamic Model. *International Journal of Engine Research*, 2020.
- [11] S. Liu, W. Li, Z. Shuai, M. Chen. Vibration Analysis of a Single-Cylinder Reciprocating Compressor Considering the Coupling Effects of Torsional Vibration. *Shock and Vibration*, 2019, 2019.
- [12] Ch. Liua, D. Jianga. Torsional Vibration Characteristics and Experimental Study of Cracked Rotor System with Torsional Oscillation. *Engineering Failure Analysis*, 116, 2020.
- [13] A.S. Mendes, P.S. Meirelles, D.E. Zampieri. Analysis of Torsional Vibration in Internal Combustion Engines: Modelling and Experimental Validation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 222(2):155–178, 2008.
- [14] X. Meng, Y. Xiea. A New Numerical Analysis for Piston Skirt–Liner System Lubrication Considering the Effects of Connecting Rod Inertia. *Tribology International*, 47:235–243, 2012.
- [15] J. Merkisz. Engine Manufacturing Industry in Poland. *Silniki Spalinowe*, 3(122):12–21, 2005.
- [16] S. Osowski. *Cyfrowe Przetwarzanie Sygnałów z Zastosowaniem MATLABA*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2016.
- [17] M.S. Pasricha. Effect of Gas Forces on Parametrically Excited Torsional Vibrations of Reciprocating Engines. *Journal of Ship Research*, 45(4):262–268, 2001.
- [18] E.H. Porto, S.J. Idehara. Evaluation of Torsional Vibration with a Novel Clutch Damper for the Nonstationary Drive Condition. *Journal of Vibration Engineering and Technologies*, 2021.
- [19] P.R. Wani. *Crankshaft*. P.A. Lakshminarayanan, A.K. Agarwal, redaktorzy, *Design and Development of Heavy Duty Diesel Engines*, strony 525–573. Springer Nature, Singapore, 2020.

**Modeling of moments of forces forcing vibrations of the crankshaft and their analysis with the use of MATLAB software**

**Abstract:** The purpose of this chapter is to create a new model of the moment of force generating vibrations of the crankshaft. The proposed solution focuses in particular on an innovative approach to inertia forces arising in the crank-piston system, regardless of gas forces. Then the model was applied to the test engine data. Using the Matlab software, the main harmonics of the torque as a function of the angle of rotation of the crankshaft were investigated. The obtained results allow to determine how the gas forces, in combination with the inertia forces, affect the operation of the crankshaft, and in particular the entire engine. Moreover, the FFT analysis provided information on which frequencies may affect the resonance phenomenon.

## 3. Układ symulujący wymuszenia generowane przez silnik wysokoprężny

JAN CZYŻEWSKI<sup>1</sup>

POLITECHNIKA RZESZOWSKA, J.CZYZEWSKI@PRZ.EDU.PL

**Streszczenie** Rozdział opisuje stworzenie koncepcji oraz proces konstruowania generatora drgań skrętnych. Generator ten, ma za zadanie symulowanie, w warunkach laboratoryjnych, drgań powstających normalnie podczas pracy silnika spalinowego. Rozdział zawiera w pierwszej części sformułowanie założeń, jakie powinien spełniać układ symulujący wymuszenia generowane przez silnik wysokoprężny oraz analizę tych założeń. Na podstawie wyciągniętych z tej analizy wniosków, opracowano założenia konstrukcyjnych dla takiego układu. W drugiej części opisano poszczególne etapy budowy prototypowego urządzenia tego typu.

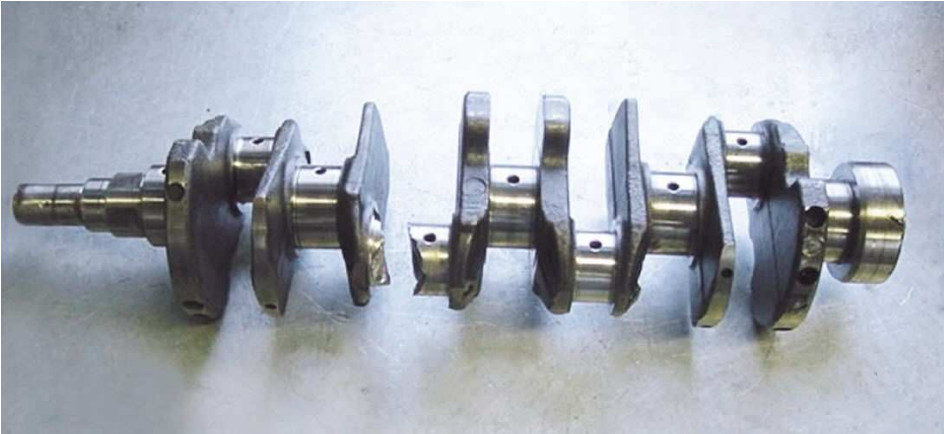
### 3.1. Wprowadzenie

Zagadnienie drgań skrętnych wałów korbowych jest nieodłącznym elementem prac projektowych dotyczących tłokowych silników spalinowych [18]. Przez stosunkowo długi okres (aż do lat 20. XX wieku) nie przykładano należytej wagi do wpływu drgań skrętnych na obciążenie elementów układu korbowego silników, pomijając ich obecność w obliczeniach [15]. W efekcie, często dochodziło do awarii wałów korbowych (Rysunek 3.1), których

---

<sup>1</sup>ORCID: 0000-0003-3198-4367 , Wydział Mechaniczno-Technologiczny Politechniki Rzeszowskiej, Kwiatkowskiego 4, 37-450 Stalowa Wola

wytrzymałość wydawała się być obliczona prawidłowo.



Rysunek 3.1: Przykładowy przypadek zniszczenia wału korbowego [6].

Wobec tego, zaczęto skupiać się na dodatkowych obciążeniach, wywołanych działaniem drgań skrętnych. Drgania te, analizowane matematycznie, dzięki rozwojowi technologii, mogły być w coraz doskonalszy sposób modelowane i dokładniej obliczane [1, 2]. Obliczenia te pozwoliły na projektowanie wałów korbowych o prawidłowej wytrzymałości [11]. Doświadczenia zdobyte w przeszłości przez konstruktorów [14, 3], w połączeniu ze współczesnymi metodami obliczeniowymi, umożliwiają projektowanie silników o parametrach umożliwiających ich bezawaryjną pracę przy jednoczesnym zminimalizowaniu ilości zużytego materiału oraz czynności obróbkowych [8, 9, 18, 12]. Umożliwia to również konstruowanie skutecznych tłumików drgań skrętnych, chroniących przed wpływem tych drgań sam silnik, jak również napędzany przez niego pojazd czy urządzenie.

Potrzeba stosowania skutecznych tłumików drgań skrętnych dodatkowo uwidoczniła się, w związku z rosnącym naciskiem na ograniczanie emisji spalin. Wiąże się to często ze zmniejszaniem pojemności skokowej silnika i liczby jego cylindrów (downsizing), a także dążeniem do pracy silnika na niskich obrotach, co sprzyja generowaniu niebezpiecznych drgań. Jednocześnie, silniki takie są zazwyczaj wyposażone w doładowanie (lub inne systemy poprawiające współczynnik napelniania) i występują w nich duże szczytowe wartości ciśnienia w komorze spalania. Kwestia ta od dłuższego czasu dotyczy wysilonych jednostek diesla, gdzie wraz ze wzrostem ciśnienia i jakości wtrysku paliwa, przyrosty ciśnienia są bardzo znaczne. Przekłada się to, oczywiście, na silniejsze wymuszenia oddziałujące na układ



korbowy silnika. Tendencja ta ma charakter wzrostowy, biorąc pod uwagę upowszechnienie się doładowania (również w silnikach ZW, czyli z zapłonem wymuszonym) oraz silne dążenie do uzyskania dużego momentu obrotowego już, od bardzo niskich prędkości obrotowych silnika. Duże wysilenie silników sprzyja występowaniu awarii, powodowanych dużym obciążeniem elementów układu korbowego [4, 19]. Zjawiska te, powodują, że konieczny staje się rozwój skutecznych tłumików drgań skrętnych (Rysunek 3.2), najlepiej o kompaktowych wymiarach i dużej niezawodności, z czym wiele stosowanych obecnie konstrukcji miewa problemy.



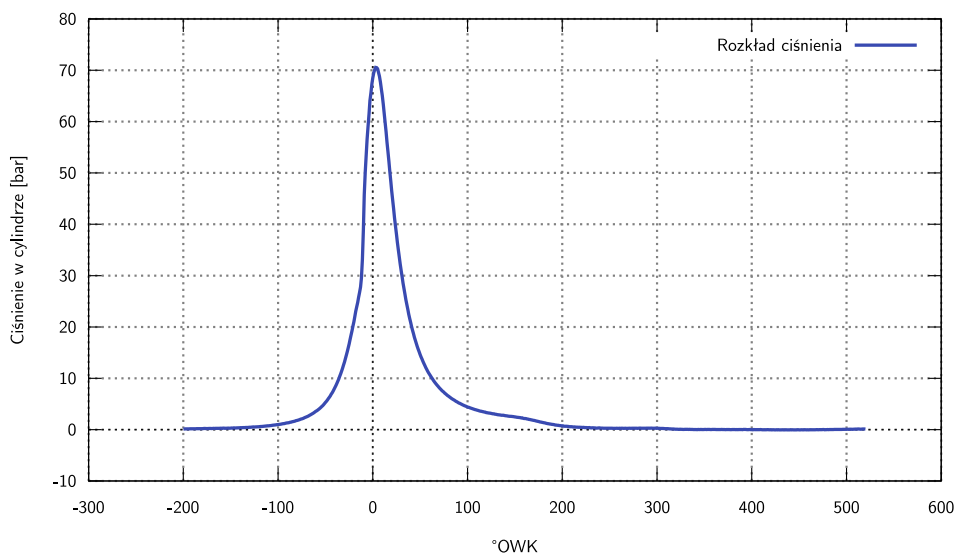
Rysunek 3.2: Podpis Tłumik drgań skrętnych w formie dwumasowego koła zamachowego [16].

### **3.2. Wymuszenia działające na układ korbowy**

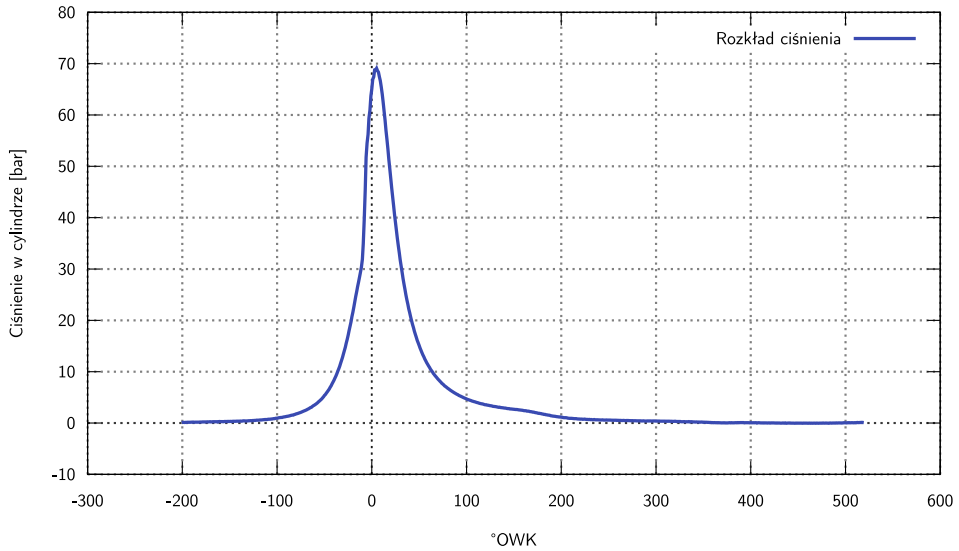
Pracy silnika spalinowego towarzyszą cykliczne zmiany ciśnienia panującego w przestrzeni roboczej cylindra, przedstawiane za pomocą wykresów indykatorowych [21, 22]. Wykresy te obrazują ciśnienie panujące w cylindrze, w funkcji kąta obrotu wału korbowego (OWK). Zmiany ciśnienia są

związane zarówno z zachodzącymi w cylindrze procesami, jak również ze zmieniającą się, wraz z ruchem tłoka, objętością przestrzeni roboczej cylindra. Na kształt wykresu ma wpływ szereg czynników, takich jak rodzaj silnika i jego parametry konstrukcyjne, stopień obciążenia silnika, ustalone wartości wyprzedzenia wtrysku lub zapłonu, czy prędkość obrotowa (Rysunek 3.3, 3.4, 3.5, 3.6). Wielkość ciśnień i przebieg ich zmian, przekładają się na wartości wymuszeń oddziałujących na wał korbowy silnika. Za przykład, posłużą wykresy indykatorowe silnika SB 3.1. Silnik ten, jest jednocylindrowym silnikiem wysokoprężnym, z wtryskiem bezpośrednim, bez doładowania. Średnica cylindra ma wartość 127 mm, a skok tłoka 146 mm, co daje pojemność skokową  $1849 \text{ cm}^3$ . Stopień sprężania wynosi 15,8. Silnik osiąga maksymalną moc 23 kW przy 2100 obr./min. oraz maksymalny moment obrotowy 102 Nm przy 1550 obr./min. Zakres użytkowych obrotów silnika jest więc niewielki. Przebieg wartości momentu obrotowego, w funkcji obrotów silnika, wynika z wartości ciśnienia panującego w cylindrach. Największy moment obrotowy występuje przy najwyższym ciśnieniu w cylindrach. Jeśli chodzi o czynniki mające wpływ na maksymalną wartość ciśnienia w cylindrze silnika Diesla, zmieniające się w zależności od prędkości obrotowej, możemy wymienić następujące: współczynnik napełniania, dawka paliwa i kąt wyprzedzenia wtrysku. Współczynnik napełnienia cylindra, jest to stosunek (wagowy) ładunku rzeczywiście doprowadzonego do cylindra, do masy ładunku mieszczącego się teoretycznie w objętości cylindra przy tych samych warunkach atmosferycznych. Po zakończeniu procesu spalania, spaliny muszą zostać usunięte z cylindra i zastąpione świeżym powietrzem (lub gotową mieszanką palną w silnikach z zapłonem wymuszonym). Proces ten nazywany jest wymianą ładunku. Im skuteczniej uda się ten proces przeprowadzić, tym większy uzyskuje się współczynnik napełniania. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika, na każdy cykl wymiany ładunku w cylindrze, przypada coraz mniej czasu. Przekroje układu dolotowego i wydechowego, ilość i wielkość zaworów ssących i wydechowych oraz ich wznios i czas otwarcia, dobiera się dla zakładanej charakterystyki silnika, czyli zakresu prędkości obrotowych, przy których ma być osiągnięty wysoki moment obrotowy. Powyżej tych prędkości, współczynnik napełnienia cylindra spada, ze względu na to, że zastosowane przekroje nie są w stanie dostarczyć wymaganej masy ładunku w zmniejszającym się czasie wymiany. Silniki diesla zasysają i sprężają samo powietrze. Odpowiednio do ilości powietrza w komorze spalania, reguluje się układ wtryskowy, tak aby podawać ilość paliwa możliwą do spalania w dostępnej ilości powietrza. Wraz ze spadkiem współczynnika napełniania, spada więc ciśnienie pod-

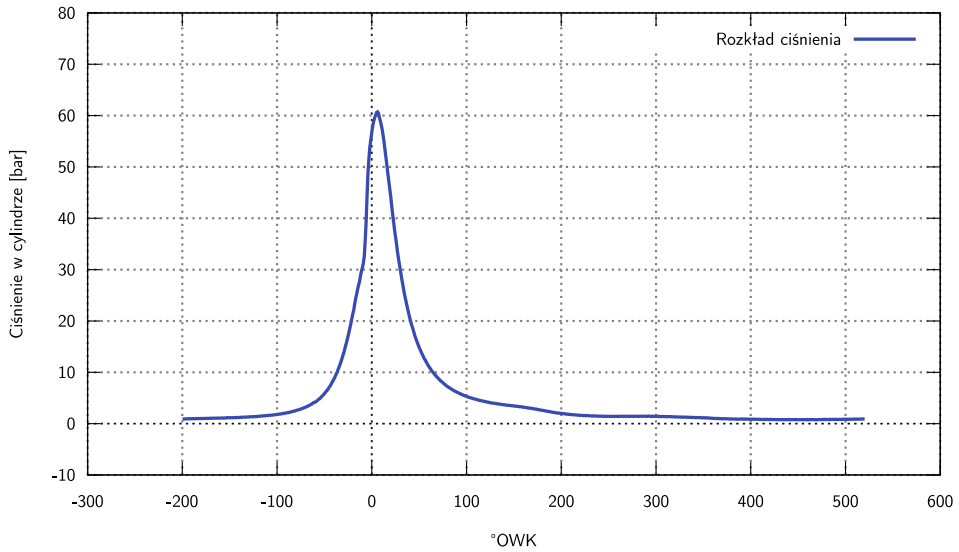
czas suwu pracy, a więc również moment obrotowy. Dodatkowo, zmniejszając maksymalną dawkę paliwa przy określonych obrotach, chroni się silnik przed niebezpiecznymi przeciążeniami. W przypadku silnika SB 3.1, w zakresie od 1000, do 1500 obr./min, współczynnik napełniania cylindra jest duży, co pozwala na podanie i spalenie odpowiednio dużej dawki paliwa, a w efekcie uzyskanie wysokiego ciśnienia w cylindrze i dużego momentu obrotowego na wale korbowym silnika (Rysunek 3.3, 3.4). Przy wyższych obrotach współczynnik napełniania spada, co powoduje konieczność ograniczenia dawki paliwa i przekłada się na zmniejszenie maksymalnego ciśnienia w cylindrze oraz momentu obrotowego na wale korbowym (Rysunek 3.5). Przy mniejszym zapotrzebowaniu na moc, zmniejsza się odpowiednio dawkę paliwa, co przekłada się na niższe ciśnienie w cylindrze (Rysunek 3.6). W zależności od warunków pracy silnika, zmianie ulega również kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa, aby rozpoczęcie procesu spalania zachodziło w optymalnym momencie. Punkt  $0^\circ$  na wykresach oznacza położenie wału korbowego w ZZ (zwrocie zewnętrznym), w momencie zakończenia suwu sprężania i rozpoczęcia suwu pracy (Rysunek 3.3, 3.4, 3.5, 3.6).



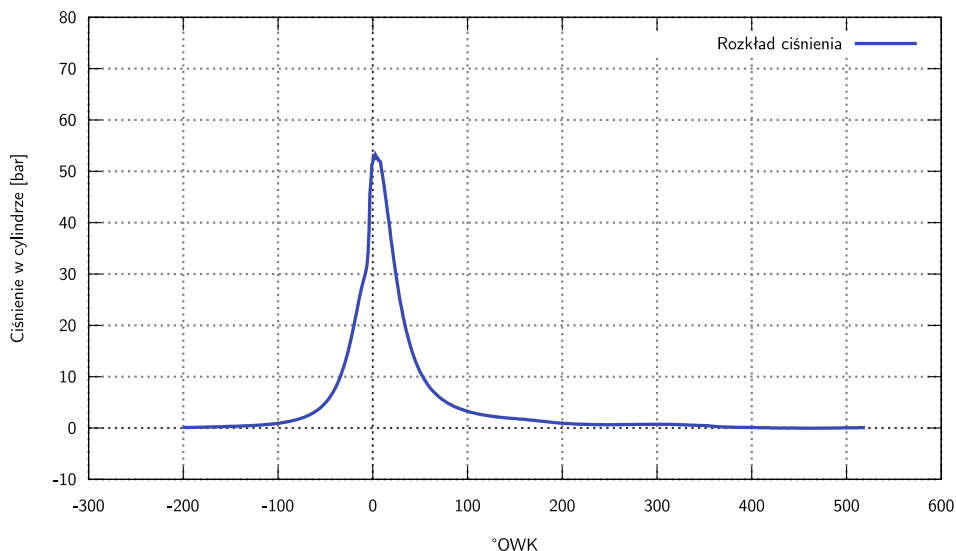
Rysunek 3.3: Wykres indykatorowy silnika SB 3.1, pracującego pod pełnym obciążeniem, z prędkością obrotową 998 obr./min.



Rysunek 3.4: Wykres indykatorowy silnika SB 3.1, pracującego pod pełnym obciążeniem, z prędkością obrotową 1398 obr./min.



Rysunek 3.5: Wykres indykatorowy silnika SB 3.1, pracującego pod pełnym obciążeniem, z prędkością obrotową 1808 obr./min.



Rysunek 3.6: Wykres indykatorowy silnika SB 3.1, pracującego z połową obciążenia, z prędkością obrotową 1802 obr./min.

### 3.2.1. Założenia konstrukcyjne

Po zakończeniu teoretycznych prac projektowych, celowe i zazwyczaj konieczne jest wypróbowanie opracowanych rozwiązań w warunkach rzeczywistych. Pozwala to na weryfikację słuszności opracowanych rozwiązań, a bardzo często ujawnia również pewne niedostatki, wynikające z nieuwzględnienia jakichś czynników. Również żywotność zaprojektowanych elementów wymaga badania w warunkach rzeczywistych. W przypadku silnika spalinowego, oznacza to jego zbudowanie i uruchomienie, co oczywiście wymaga odpowiedniego zaplecza, w postaci stanowiska pomiarowego, lub pojazdu, w którym odbywać będą się próby. Jednak w przypadku tłumików drgań skrętnych, do ich badania wystarczy źródło tych drgań, które nie musi konieczne być silnikiem spalinowym. Wystarczy, że będzie to symulator, zdolny do możliwie wiernego odtwarzania drgań emitowanych przez silnik spalinowy. Symulator taki zdecydowanie upraszcza budowę stanowiska badawczego, podobnie jak ma to miejsce przy badaniach innych elementów składowych silników [23]. Nie jest wówczas konieczne zaplecze niezbędne do pracy silnika spalinowego, można również uniknąć obecności emitowanych przez silnik spalin i hałasu [13]. Dodatkową i bardzo pożądaną cechą takiego urządzenia jest również możliwość płynnej zmiany parametrów pracy, czyli możliwość symulowania pracy silników spalinowych o różnym

cyklu pracy i różnych przebiegach ciśnienia w cylindrze, w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Proponowana koncepcja takiego urządzenia opiera się na, poniekąd oczywistym, wykorzystaniu układu korbowego tłokowego silnika spalinowego. Jednak w przypadku symulatora, siła działająca na tłok, będąca efektem działania ciśnienia spalin, zostanie zastąpiona przez analogiczną siłę, będącą jednak efektem działania pola elektromagnetycznego. Pole to będzie wytwarzane przez uzwojenia solenoidu, nawinięte wokół cylindra i będzie oddziaływać na magnes stały zainstalowany na tłoku. Taka konstrukcja umożliwi, poprzez załączanie i zmianę natężenia pola w funkcji położenia kąтового wału korbowego, płynne sterowanie parametrami generowanych wymuszeń [7]. Prototypowe urządzenie tego typu powinno mieć niewielkie gabaryty, ułatwiające jego montaż na stanowisku oraz minimalizujące koszt budowy. Budowa i przetestowanie niewielkiego prototypu pozwoli na sprawdzenie jego przydatności oraz wykrycie ewentualnych problemów. Najlepszą bazą do budowy takiego symulatora jest niewielki silnik spalinowy. Ze względu na mniejszy stopień komplikacji, postanowiono brać pod uwagę wyłącznie silniki jednocyldrowe. Silnik bazowy powinien posiadać następujące cechy:

- powinien to być silnik z zamkniętym układem smarowania, najlepiej obiegowym,
- głowica i cylinder powinny być osobnymi elementami, łatwymi do zdemontowania z korpusu silnika, - konstrukcja obudowy silnika powinna, w miarę możliwości, pozwalać na jak najprostszemu montaż generatora na stanowisku badawczym,
- wał korbowy silnika powinien pozwalać na jak najprostszemu wykonanie elementów łączących generator ze stanowiskiem badawczym,
- powinien cechować się odpowiednio wytrzymałą konstrukcją, pozwalającą na bezawaryjną pracę, nawet w przypadku znacznych obciążeń.

Po przeanalizowaniu dostępnych silników pod kątem tych wymagań, okazało się, że wiele z nich ich nie spełnia lub koszty zakupu są bardzo znaczne. W tej sytuacji wzięte zostały pod uwagę urządzenia nie będące silnikami spalinowymi, ale spokrewnione z nimi konstrukcyjnie, tj. sprężarki tłokowe. Maszyny te posiadają układy korbowo-tłokowe bardzo podobne do tych stosowanych w spalinowych silnikach tłokowych. Sprężarki posiadają ponadto, w większości przypadków, zamknięte układy smarowania i są łatwe do zamontowania na stanowisku badawczym. Do budowy symulatora zdecydowano się wykorzystać niewielką sprężarkę, o pojemności skokowej

100–200 cm<sup>3</sup>. Za bardzo dobrą bazę uznano sprężarkę rodzimej produkcji, z rodziny HS, model 14. Sprężarka ta była stosowana w różnych pojazdach, m.in. ciężarówkach i jest przystosowana do długotrwałej pracy, bez przerwy. Urządzenie to cechuje solidna konstrukcja. Do budowy symulatora, zgodnie z założeniami, wybrana została wersja sprężarki wyposażona we własny układ smarowania. W celu przystosowania sprężarki do nowych zadań, konieczne jest usunięcie istniejącego zestawu cylindra oraz głowicy. Cylinder musi być wykonany jako nowy element, musi on posiadać mocowania, pozwalające na zamontowanie go na korpusie sprężarki oraz na nawinięcie, na jego powierzchni zewnętrznej, uzwojeń solenoidu. Cylinder musi być wytworzony z materiału nieferromagnetycznego. Jego wewnętrzna powierzchnia będzie stanowić prowadzenie dla tłoka, dlatego wybrany materiał musi posiadać odpowiednie właściwości mechaniczne. Tłok sprężarki zostanie zmodyfikowany, poprzez umieszczenie na nim magnesu stałego. Część materiału tłoka zostanie, wobec tego, usunięta. Pierścienie tłokowe nie będą potrzebne, więc mogą zostać usunięte. Jako magnes stały wytypowany został magnes neodymowy, charakteryzujący się wytwarzaniem silnego pola magnetycznego. Masa magnesu wpłynie jednak, z pewnością, na zmianę wyważenia układu korbowo - tłokowego. Przeciwdziałać tej zmianie będzie koło zamachowe o odpowiednio rozłożonej masie. Koło zamachowe jest jednocześnie akumulatorem energii kinetycznej, niezbędnym do kontynuowania obrotu wału korbowego, po wykonaniu suwu pracy, a tym samym działania silnika. Konsekwencją przyjętego układu konstrukcyjnego (jeden cylinder), jest niemożliwość podjęcia pracy przez generator ze stanu zatrzymania, w dowolnym położeniu wału korbowego. Zatrzymanie wału korbowego w położeniu któregoś z martwych punktów (zwrot zewnętrzny lub zwrot wewnętrzny tłoka) lub, w czasie suwu innego, niż suw pracy, uniemożliwia rozruch generatora. Również, nie w każdej pozycji suwu pracy jest to możliwe, ze względu na energię niezbędną do rozpędzenia wału korbowego, do prędkości gwarantującej podtrzymanie pracy urządzenia. Z tego względu, podobnie jak silnik spalinowy, budowany generator potrzebuje układu rozruchowego i wymaga pracy na tzw. wolnych obrotach. Od góry cylinder należy zamknąć pokrywą, zapobiegającą wydostawaniu się na zewnątrz oleju. Urządzenie do symulowania drgań powinno umożliwiać płynne i jednocześnie dokładne regulowanie siły działającej na tłok. Można tego dokonać poprzez regulację natężenia pola elektromagnetycznego oddziałującego na magnes neodymowy sprzężony z tłokiem. Natężenie pola jest zależne od parametrów prądu zasilającego solenoid, a zasilanie solenoidu będzie regulowane. Do sterowania zasilaniem solenoidu, potrzebne bę-

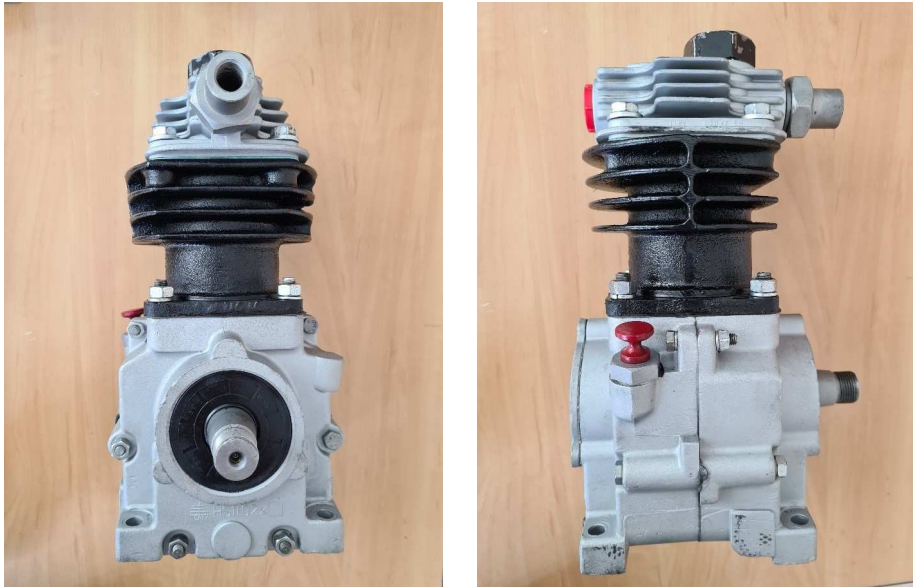
dzie zbudowanie stosownego układu elektronicznego. Układ ten musi być na bieżąco informowany o położeniu kątowym wału korbowego. Do tego celu służyć będzie czujnik położenia wału korbowego, będący czujnikiem Halla [5]. Czujnik ten będzie współpracował z wieńcem sygnałowym, poruszającym się wraz z wałem korbowym generatora, podobnie jak w układach sterujących pracą silników spalinowych [10, 20]. Elektroniczny układ sterujący, na podstawie sygnału z czujnika położenia wału korbowego (cpwk) i po uwzględnieniu żądanych parametrów symulacji, będzie sterował zasilaniem solenoidu, załączając i wyłączając, w odpowiednich momentach prąd, o zadanych parametrach. Wał korbowy sprężarki zakończony jest stożkiem z wykonanym rowkiem pod wpust. Układ taki pozwala na przenoszenie dużych momentów obrotowych, przy jednoczesnej powtarzalności położenia piasty w razie demontażu. Taka koncepcja symulatora drgań pozwala na zbudowanie urządzenia o niewielkich gabarytach, potrzebującego do działania jedynie źródła prądu, co znakomicie zwiększa możliwości jego użycia w różnych pracowniach.

### 3.3. Budowa urządzenia badawczego

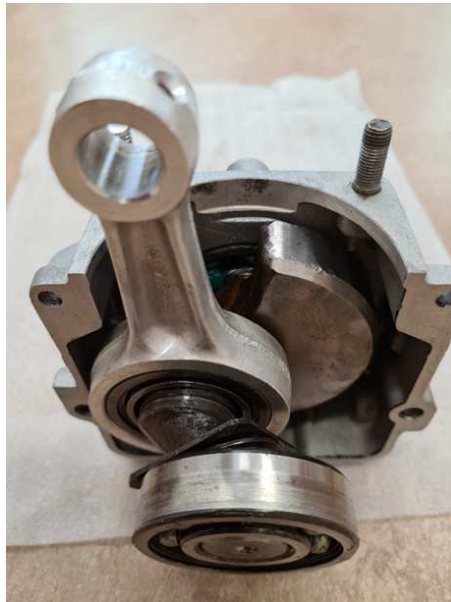
Jak wspomniano, do budowy generatora drgań, postanowiono wykorzystać sprężarkę powietrza. Wytypowana została sprężarka typu HS, stosowana m.in. w samochodach ciężarowych (Rysunek 3.7). Sprężarka posiada autonomiczny układ smarowania, nie wymaga więc dostarczania oleju pod ciśnieniem. Ze względu na swoje zastosowanie, urządzenie to jest przystosowane do długotrwałej, nieprzerwanej pracy.

W sprężarce zastosowano kilka bardzo ciekawych rozwiązań konstrukcyjnych. Jednym z nich jest jednoczęściowy, kuty wał korbowy, wyposażony w łożyskowanie toczne stopy korbowodu (Rysunek 3.9). Kształt wału korbowego oraz duża średnica łożyska, umożliwiają wymianę bieżni i rolek łożyska. Również ciekawym rozwiązaniem jest korbowód, wykonany ze stopu lekkiego. Bezpośrednio w materiale korbowodu łożyskowany jest sworzeń tłokowy. Ogólnie, sworzeń skonstruowano jako pływający, a więc posiadający możliwość ruchu zarówno w korbowodzie, jak i w tłoku. Dla zapewnienia odpowiedniego smarowania, w główce korbowodu i tłoku wykonane są otwory doprowadzające olej. Wał korbowy osadzony jest w dwóch łożyskach kulkowych. Sprężarka nie posiada smarowania obiegowego. Do rozprowadzania oleju służy specjalny nadlew na korbowodzie, służący do rozbryzgiwania oleju, podczas obracania się wału korbowego.





Rysunek 3.7: Widok ogólny sprężarki HS-11. Widoczny czop wałka korbowego oraz bagnet do kontroli poziomu oleju smarnego.



Rysunek 3.8: Układ korbowy sprężarki. Widoczne łożyskowanie sworznia tłokowego, przeciwwaga na wale korbowym, łożysko toczne stopy korbowodu (zdemontowano zabezpieczenie) oraz łożyska toczne wału korbowego.



Rysunek 3.9: Układ korbowy sprężarki, z innej perspektywy. Zamontowano zabezpieczenia łożyska stopy korbowodu. Widoczny jest nadlew na korbowodzie, służący do rozbryzgiwania oleju.

Konwersja na generator drgań wymaga usunięcia fabrycznego cylindra, wraz z głowicą (Rysunek 3.10).



Rysunek 3.10: Sprężarka po zdemontowaniu cylindra i głowicy. Widoczny tłok z pierścieniami uszczelniającymi oraz korbowód.

Cylinder generatora został wykonany z poliamidu, który charakteryzuje się dobrymi właściwościami mechanicznymi. Dodatkowo, jest to tworzywo odporne na ścieranie oraz działanie olejów i smarów, co ma kluczowe znaczenie dla współpracy z tłokiem i układem smarowania. Po przeanalizowaniu konstrukcji tłoka, okazało się, że nie jest on odpowiedni do użycia w generatorze drgań. Przede wszystkim, tłok posiada dosyć cienkie denko, co utrudni zamontowanie magnesu neodymowego. W zaistniałej sytuacji, zdecydowano o użyciu tłoka z motocyklowego silnika dwusuwowego. Wytypowany tłok posiada grube denko i jest łatwo dostępny w zakupie (Rysunek 3.11). Łatwy dostęp do części zamiennych ma znaczenie, ze względu na eksperymentalny charakter urządzenia. Pod wymiar tłoka została obrobiona tuleja cylindrowa. Zastosowano pasowanie nieco ciaśniejsze, niż w przypadku silnika spalinowego, ze względu na przewidywane, mniejsze nagrzewanie się tłoka. Cylinder posiada kołnierz przeznaczony do jego montażu na korpusie sprężarki (Rysunek 3.12, 3.13). Wykonano też odpowiednie podtoczenie do nawinięcia uzwojenia.



Rysunek 3.11: Oryginalny tłok sprężarki HS-11 (po lewej) oraz tłok z silnika motocyklowego (po prawej).



Rysunek 3.12: Widok kołnierza cylindra. Ślady widoczne w środku, to jedynie odbarwienia.



Rysunek 3.13: Widok nowego cylindra z poliamidu.

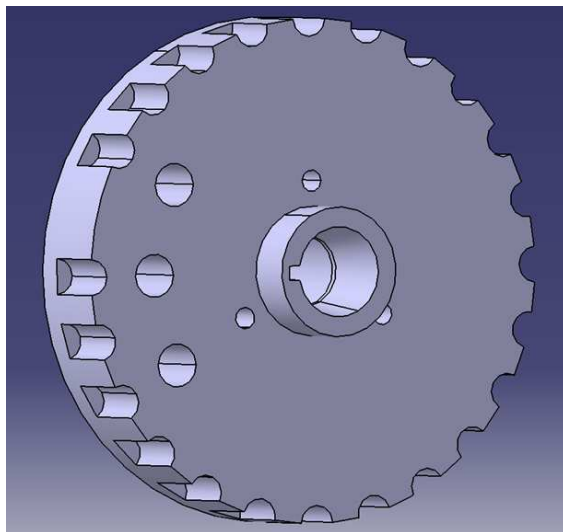
Wobec tego, że siłę wprawiającą w ruch tłok, zamiast ciśnienia gazów, będzie wywoływać pole elektromagnetyczne, nie ma potrzeby uszczelniania tłoka w cylindrze. Nie zostały więc, zamontowane pierścienie tłokowe. Dla zapobiegania wychłapywaniu oleju, trzeba jednak zastosować pokrywę cylindra. Pracy silnika tłokowego towarzyszy powstawanie sił bezwładności, pochodzących od kompletu tłokowego (tłok, sworzeń, pierścienie, zabezpieczenia) oraz części korbowodu, wykonującej ruch posuwisto - zwrotny. W przypadku silników jednocylinrowych, możliwe jest jedynie częściowe wyrównoważenie sił bezwładności pierwszego rzędu (o okresie zmienności  $360^\circ$ ). Dokonuje się tego poprzez odpowiednie powiększenie masy przeciwcieżarów, służących do wyważania sił odśrodkowych. Zazwyczaj wyrównoważa się 0,25 do 0,4 maksymalnej wartości siły bezwładności, występującej w zwrocie zewnętrznym, czyli punkcie maksymalnego oddalenia tłoka od osi wału korbowego (ZZ) [11]. Wyrównoważenie sił bezwładności drugiego rzędu (o okresie zmienności  $180^\circ$ ) wymaga zastosowania układu wałów wyrównowazających [17]. Ze względu na skomplikowanie konstrukcji i wzrost masy urządzenia, rozwiązanie takie jest stosowane rzadko. Sprężarka nie posiada takiego układu, a siły pierwszego rzędu zostały zrównoważone w stopniu, uznanym przez konstruktorów urządzenia, za optymalny. Zmiany konstrukcyjne związane z konwersją sprężarki na generator drgań skrętnych, spowodują zmianę masy kompletu tłokowego. Wprawdzie tłok motocyklowy posiada masę zbliżoną do fabrycznego, jednak został obciążony magnesem (Rysunek 3.14, 3.15). Spowodowało to utratę fabrycznej wartości wyrównoważenia układu korbowego. Postanowiono utrzymać ogólne wyrównoważenie na poziomie fabrycznym. Efekt ten uzyskano poprzez odpowiednią konstrukcję koła zamachowego (Rysunek 3.16, 3.17).



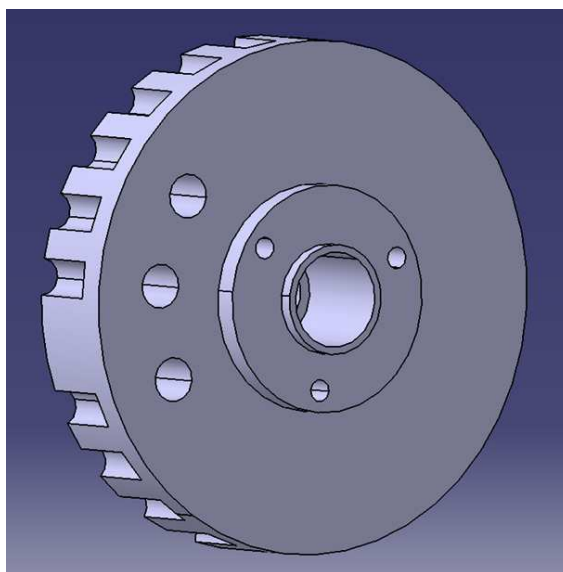
Rysunek 3.14: Widok tłoka z przymocowanym magnese neodymowym.



Rysunek 3.15: Widok tłoka z magnese, zamontowanego na korbowodzie.



Rysunek 3.16: Model koła zamachowego, przeznaczonego do generatora, od strony stożka do mocowania na wale korbowym.



Rysunek 3.17: Model koła zamachowego, przeznaczonego do generatora, od strony kołnierza, do połączenia generatora ze stanowiskiem badawczym.

Do wykonania uzwojenia wykorzystany został miedziany drut nawojowy o średnicy 1 mm. Uzwojenia zostały nawinięte na cylindrze, na długości 100 mm. Nawinięto 140 m drutu, uzyskując 6 warstw uzwojenia (Rysunek 3.18).



Rysunek 3.18: Cylinder w czasie nawijania uzwojenia.

Według danych producenta, oporność drutu wynosi  $0,022 \Omega/\text{m}$ , a więc oporność uzwojenia powinna mieć wartość:

$$140 \text{ m} \cdot 0,022 \Omega/\text{m} = 3,08 \Omega. \quad (3.1)$$

Jednak przeprowadzony pomiar wykazał oporność większą od deklarowanej, na poziomie  $3,4 \Omega$ . Przeprowadzono pomiar siły działającej na tłok, przy zasilaniu uzwojenia napięciem  $12 \text{ V}$  oraz  $24 \text{ V}$ . Na podstawie uzyskanych danych możliwe jest opracowanie algorytmu działania sterownika.

Z prawa Ohma, wynika, że natężenie prądu osiągnie następujące wartości (gdzie  $I$  jest natężeniem prądu w amperach (A),  $U$  napięciem w woltach



(V), a  $R$  oporem elektrycznym w omach ( $\Omega = V/A$ ):

$$I = \frac{U}{R}, \quad (3.2)$$

$$\frac{12 V}{3,4 \Omega} = 3,52 A, \quad (3.3)$$

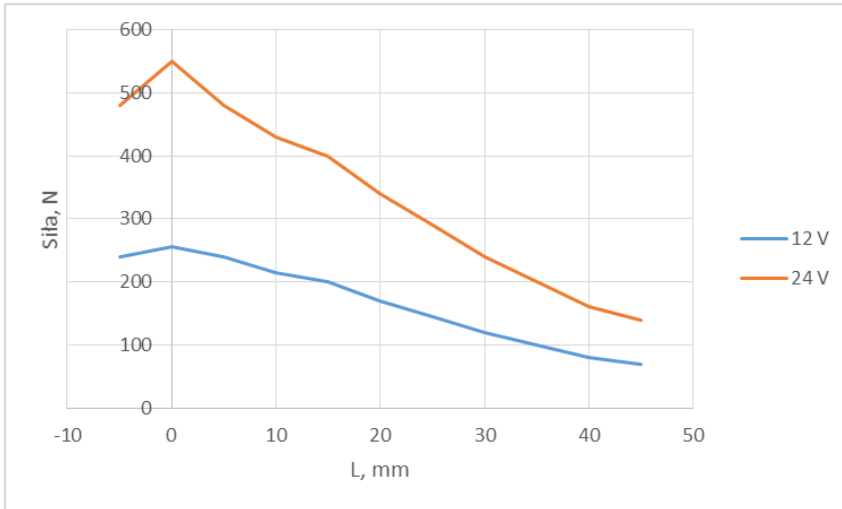
$$\frac{24 V}{3,4 \Omega} = 7,05 A. \quad (3.4)$$

Maksymalne natężenie pola magnetycznego występuje w połowie długości solenoidu, oddalając się od tego punktu po osi solenoidu, w obu kierunkach, natężenie pola magnetycznego zmniejsza się. Cylinder i uzwojenie wykonano w ten sposób, aby górna krawędź magnesu umieszczonego na tłoku, pokrywała się w ZZ z połową długości solenoidu. Tłok nie będzie więc nigdy poruszał się dalej. Taki układ gwarantuje, że, przy stałym napięciu zasilania, w okolicach ZZ będzie działać na tłok największa siła, a wraz z oddalaniem się tłoka od ZZ siła ta będzie się zmniejszać. Jako  $L$  oznaczono odległość górnej krawędzi magnesu od środka długości solenoidu. W generatorze, ze względu na skok tłoka, maksymalna odległość będzie wynosić 38 mm. Pomiar wykonano jednak po zdemontowaniu cylindra i tłoka z generatora, co pozwoliło na zmierzenie większego zakresu wartości:

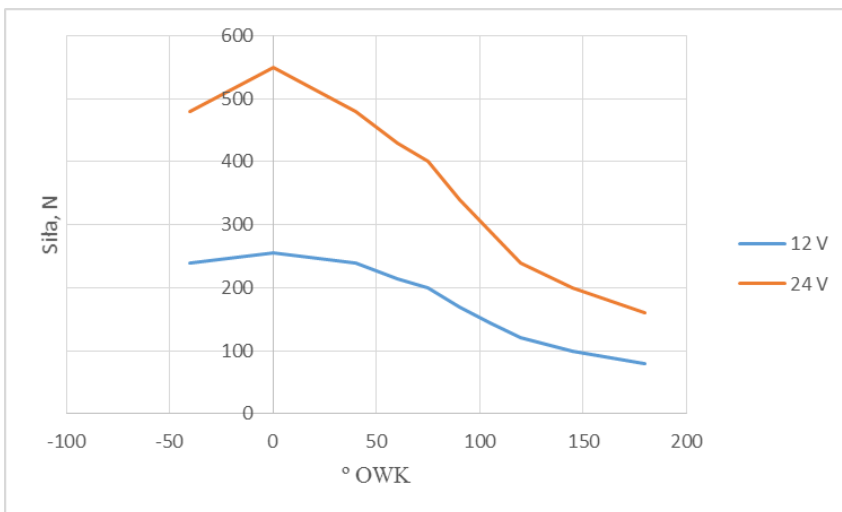
Tablica 3.1: Wartości odległości tłoka od środka długości solenoidu i odpowiadające im wartości siły działającej na tłok.

$i$	$L$ [mm]	12 V	24 V
1	-5	2400	4800
2	0	2550	5100
3	5	2400	4800
4	10	2150	4300
5	15	2000	4000
6	20	1700	3400
7	25	1450	2900
8	30	1200	2400
9	35	1000	2000
10	40	800	1600
11	45	700	1499

Zmierzone wartości przedstawiono również w formie wykresu (Rysunek 3.19). Odległość tłoka od ZZ przeliczono na odpowiadające im położenia kątowe wału korbowego, co zilustrowano na kolejnym wykresie (Rysunek 3.20).



Rysunek 3.19: Wykres zależności siły działającej na tłok od jego odległości od ZZ.



Rysunek 3.20: Wykres zależności siły działającej na tłok od jego położenia w ° OWK.

Taka charakterystyka siły działającej na tłok, która przypomina przebieg zmian ciśnienia w czasie suwu pracy silnika spalinowego, jest korzystna. Pozwoli bowiem na łatwiejsze sterowanie pracą urządzenia. Należy zaznaczyć, że urządzenie może być stosowane wg. dwóch strategii. W pierwszym wariancie może ono pracować w charakterze silnika, stanowiąc zasadniczy napęd stanowiska laboratoryjnego do testowania tłumików drgań skrętnych. W wariancie drugim, stanowisko może być dodatkowo napędzane za pomocą zwykłego silnika elektrycznego, dającego podstawowy napęd, a generator służy wtedy do wytwarzania wymuszeń w wymaganych momentach, umożliwiając symulowanie bardziej złożonych warunków pracy tłumika.

### 3.3.1. Podsumowanie

Po przeanalizowaniu potrzeb i możliwości wykonawczych, zaprojektowany i wykonany został generator drgań skrętnych. Urządzenie jest przygotowane do prób, które pozwolą na zweryfikowanie jego możliwości i poprawności. Po tym etapie przewidywane jest zwiększenie mocy urządzenia, poprzez zasilanie solenoidu większym napięciem, przewiduje się również modyfikację solenoidu, poprzez zwiększenie średnicy drutu uzwojenia, w celu uzyskania mniejszej oporności.

## Bibliografia

- [1] R. Atkins. *An Introduction to Engine Testing and Development*. SAE International, 2009.
- [2] E. Borghi, M. abd Matarelli, J. Muscoloni, et al. Design and experimental development of a compact and efficient range extender engine. *Applied Energy*, 202, 2017.
- [3] R. Brun. *Szybkobieżne silniki spalinowe*. WKŁ, 1973.
- [4] H. Di, T. Shen. Simulation of knock probability in an internal combustion engine. *Pchysical Review*, 98, 2018.
- [5] A. Gajek, Z. Juda. *Czujniki*. WKŁ, 2011.
- [6] MS Motorservice International GmbH. Uszkodzenia wału korbowego, <https://www.ms-motorservice.com>, 2021.
- [7] L. Grzesiak, B. Ufnalski, A. Kaczewski. *Sterowanie napędów elektrycznych*. PWN, 2016.
- [8] P. Günter, C. Schwarz, T. Rüdiger. *Combustion engines development*. Springer Verlag, 2012.
- [9] K. Hoag. *Vehicle Engine Design*. Springer, 2006.
- [10] Z. Kneba, S. Makowski. *Zasilania i sterowanie silników*. WKŁ, 2004.

- [11] W. Kozaczewski. *Konstrukcja grupy tłokowo - cylindrowej silników spalinowych*. WKŁ, 2004.
- [12] S. Luft. *Podstawy budowy silników*. WKŁ, 2018.
- [13] A. Martyr, M. Plint. *Engine testing*. Butterworth - Heinemann, 2012.
- [14] J. Mateus, V. Anes, J. Galvao. Failure mode analysis of a 1.9 turbo diesel engine crankshaft. *Engineering Failure Analysis*, 101, 2019.
- [15] W. Matzke. *Projektowanie mechanizmów korbowych silników szybkoobrotowych*. PWN, 1974.
- [16] Motofakty.pl. Koła dwumasowe, <https://www.motofakty.pl>, 2016.
- [17] Davitashvili N., Bakhshaliev V. *Dynamics of Crank-Piston Mechanisms*. Springer Singapore, 2016.
- [18] K Reif. *Fundamentals of Automotive and Engine Technology*. Springer Fachmedien, 2014.
- [19] T. Rølvåg, B. Haugen, M. Bella, et al. Fatigue analysis of high performance race engines. *Engineering Failure Analysis*, 112, 2020.
- [20] T. Shen, J. Zhang, X. Jiao. *Transient Control of Gasoline Engines*. CRC Press, 2015.
- [21] A. Stotsky. *Automotive engines*. Springer, 2009.
- [22] A. Wajand, T. Wajand. *Tłokowe silniki spalinowe – średnio i szybkoobrotowe*. WNT, 2000.
- [23] L. Zhang, L. Liu, X. Zhu, et al. An electric load simulator for engine camless valvetrains. *Applied Sciences – Basel*, 9, 2019.

### **A system simulating torsional vibrations generated by a diesel engine**

**Abstract:** The chapter describes the concept development and the process of constructing of a torsional vibration generator. The generator is designed to simulate, under laboratory conditions, the torsional vibrations normally generated during operation of an internal combustion engine. The first part contains the formulation of the problem, under the assumptions that it should meet realistic inputs generated by a diesel engine, and the analysis of the requirements to meet these realistic vibration modes. The conclusions drawn from the analysis allowed to develop a design of such a generator system. The following parts describe the various stages of building of the prototype generator.

## 4. Stanowisko do badań wiskotycznych tłumików drgań skrętnych

ADAM MICHAJŁYSZYN<sup>1</sup>

POLITECHNIKA RZESZOWSKA, A.MICHAJŁYSZ@PRZ.EDU.PL

ŁUKASZ WOŹNIAK<sup>2</sup>

POLITECHNIKA RZESZOWSKA, L.WOZNIAK@PRZ.EDU.PL

**Streszczenie** W opracowaniu opisano wybrany model wiskotycznego tłumika drgań skrętnych stosowany w silnikach spalinowych. Drgania skrętne powstają w układzie korbowo-tłokowym w czasie pracy tłokowego silnika spalinowego. Drgania tego typu, działające nieustannie na wał korbowy w dłuższym okresie czasu, mogą doprowadzić do jego uszkodzenia a nawet zniszczenia. Opis zawiera charakterystykę samodzielnie zbudowanego stanowisko do badania zjawisk zachodzących podczas pracy tłumika oraz monitorowania jego zachowań w wymuszonym środowisku laboratoryjnym

---

<sup>1</sup>ORCID: 0000-0002-6458-387X, Wydział Mechaniczno-Technologiczny Politechniki Rzeszowskiej, Kwiatkowskiego 4, 37-450 Stalowa Wola

<sup>2</sup>ORCID: 0000-0002-9688-3324, Wydział Mechaniczno-Technologiczny Politechniki Rzeszowskiej, Kwiatkowskiego 4, 37-450 Stalowa Wola

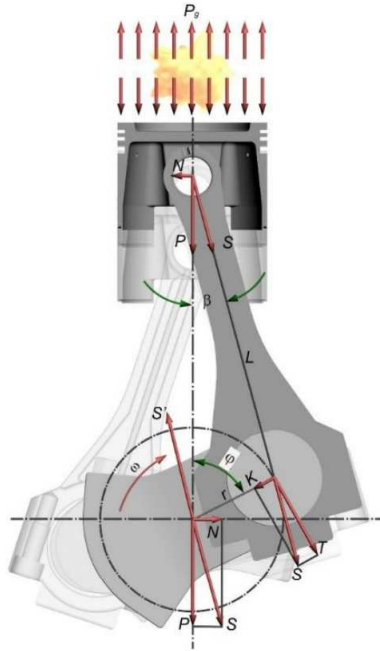
## 4.1. Wprowadzenie

Drgania stanowią integralną część każdego poruszającego się elementu lub maszyny. Generują one duże zagrożenie dla zespołu silnik-układ napędowy. Właściwa i niezawodna praca tego układu uzależniona jest między innymi od jego wytrzymałości zmęczeniowej. Projektanci układów napędowych zdają sobie z tego sprawę i prowadzą badania optymalizacyjne wszystkich elementów pracujących w układzie korbowo-tłokowym. Szczególną uwagę zwracają na zmniejszenie amplitudy wymuszonych szkodliwych drgań: giętych, wzdłużnych a głównie skrętnych wału korbowego. Te ostatnie ograniczone są jedynie sztywnością skrętną wału korbowego. Gdy osiągną większą amplitudę niż dopuszczalna, mogą doprowadzić do zmęczeniowego zniszczenia wału. W celu uniknięcia jego uszkodzenia i zwiększenia niezawodności układu, korzysta się ze specjalnie zaprojektowanych tłumików drgań skrętnych. Aktualnie najczęściej znajdują zastosowanie dwa rodzaje tłumików drgań skrętnych: wiskotyczne, które są przedmiotem rozważań tej pracy oraz gumowe. Skuteczność działania zaproponowanego rozwiązania uzależniona jest od poprawności wyliczenia, zaprojektowania oraz zastosowania odpowiedniej cieczy tłumiącej. W pracy opisano stanowisko do badań tego typu tłumików drgań skrętnych. Na stanowisku tym przeprowadzane będą badania poszczególnych elementów, ich współpracy oraz właściwości fizycznych w warunkach laboratoryjnych.

## 4.2. Drgania skrętne w silnikach spalinowych

Drgania skrętne występują w wałach korbowych silnika tłokowego. Źródłem ich powstania są ruchy korby w układzie korbowo-tłokowym, które przekształcają liniowy ruch posuwisto-zwrotny tłoka na ruch obrotowy. Odwrotne zjawisko zachodzi w sprężarkach tłokowych. Praca tłokowego silnika spalinowego jest źródłem drgań, które wynikają z występowania systematycznie powtarzających się zmiennych sił. Charakterystykę tychże sił oraz zależności powstające w układzie korbowo-tłokowym przedstawiono na Rysunku 4.1 [4, 9, 11]. Do sił działających na układ korbowy silnika, wywołujących drgania wału korbowego, zaliczamy [9, 11]:

- siły ciśnienia gazów, powstające w procesie spalania mieszanki,
- siły bezwładności, pochodzące od mas będących w ruchu posuwisto-zwrotnym i w ruchu obrotowym (siły posuwiste i siły odśrodkowe).



Rysunek 4.1: Rozkład sił w układzie korbowo - tłokowym [9]

Siły ciśnienia gazów  $P_g$  i siły bezwładności  $P_b$  zmieniają się okresowo. Wypadkowa wymienionych sił jest ich sumą [9, 11, 4].

$$P = P_g + P_b \quad (4.1)$$

Analizując siłę wypadkową  $P$  w funkcji kąta obrotu  $\phi(t)$  wału stwierdzamy, że siły bezwładności w końcowym etapie sprężania i początkowej fazie rozprężania działają odciążająco na układ korbowo-tłokowy. Natomiast w pozostałych okresach a szczególnie podczas suwów wydechu i ssania bardzo obciążają opisywany układ [9]. W dalszej analizie Rysunku 4.1 możemy zauważyć, iż oś korbowodu nie pokrywa się z osią cylindra, co powoduje, że siła  $P$  nie jest przenoszona wyłącznie przez sam korbówód. Przemieszcza się ona w kierunku osi sworznia tłokowego, rozkładając się na dwie składowe  $N$  i  $S$ . Przy czym  $N$  jest siłą działającą na powierzchnię cylindra, uzależnioną od współczynnika  $\lambda$ , będącego stosunkiem wykorbienia wału korbowego  $r$  i długości korby  $L$ . Innymi słowy im większy współczynnik  $\lambda$  tym większa siła  $N$ . Natomiast  $S$  to siła oddziałująca na korbę wału korbowego, rozkładająca się na dwie składowe  $T$  (styczną do okręgu zataczanego przez wykorbienie) i  $K$  (promieniowa, działająca wzdłuż chwilowego położenia

ramienia korby). Siły te opisują zależności [4]:

$$T = S \sin(\alpha + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \sin(\alpha + \beta), \quad (4.2)$$

$$K = S \cos(\alpha + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cos(\alpha + \beta), \quad (4.3)$$

Wał korbowy jest elementem sprężystym poddawany okresowo siłom gazowym i bezwładnościowym. Jako element części maszyn sam generuje drgania zwane drganiami własnymi. Wytracony z równowagi będzie drgał przez określony czas. Postać drgań będzie uzależniona od przekazanego na wał impulsu siły. Siły gazowe i bezwładności, z uwagi na swój okresowy charakter, wymuszają na wale trzy postacie drgań:

- drgania gięte,
- drgania wzdluzne,
- drgania skretne.

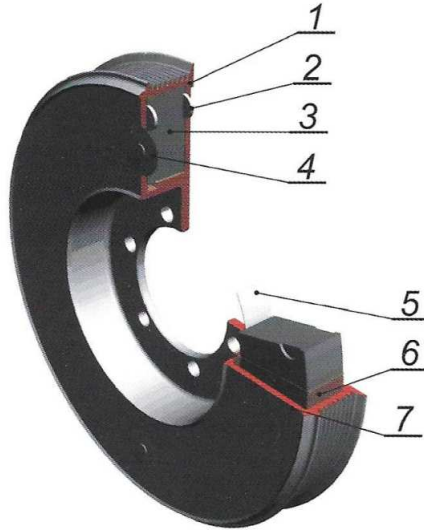
Drgania gięte – oddziałują na wał między punktami podparcia, jakimi są łożyska. Podatność wału na poprzeczne drgania ocenia się jako małą. Najczęściej każde wykorbienie podpira się łożyskami głównymi. W związku z tym drgania tej postaci nie należą do groźnych dla silnika. Drgania wzdluzne, którym poddawany jest wał korbowy w większości przypadków nie destabilizują pracy silnika. Wpływa na to duża sztywność wzdluzna i ułożyskowanie wału, najczęściej co cylinder. Drgania skretne – ich występowanie w silnikach jest szczególnie niebezpieczne. Nie są one ograniczane niczym poza własną sztywnością wału. Może to powodować znaczne amplitudy wychyleń skretnych wykorbień wału. W związku z tym naprężenia występujące w obciążonych przekrojach mogą przekroczyć dopuszczalne granice i spowodować zmęczeniowe lub udarowe uszkodzenie wału [20]. Wymuszone podczas pracy silnika drgania, uzależnione są od obrotowej prędkości silnika, liczby cylindrów oraz cyklu jego pracy. W trakcie projektowania wału korbowego dopuszcza się niewielkie amplitudy wymuszonych drgań. Jeżeli jednak ich częstotliwość zrówna się z drganiami własnymi układu korbowego następuje zjawisko rezonansu, które jest szczególnie niebezpieczne dla silnika. Powoduje ono zmęczeniowe uszkodzenie wału. Dlatego szczególnie ważne jest podczas projektowania silnika, ustalenie częstotliwości własnych drgań wału korbowego i wyliczenie częstości impulsów wymuszających. Właściwe



dobranie tych charakterystycznych wielkości pozwoliłoby uniknięcia zjawiska rezonansu. Dlatego wały korbowe wykonuje się z materiałów o właściwościach sprężystych, dzięki czemu mogą pochłaniać część energii otrzymanej w postaci drgań. Nie mniej jednak to one są największym zagrożeniem dla wału korbowego. Drgania skrętne trudniej jest wykryć niż inne drgania, gdyż nie powodują widocznych zmian w sąsiednich elementach, nie są źródłem hałasu i mogą być niezauważone aż do momentu zmęczeniowego zniszczenia wału. Przyjętym standardem podczas projektowania wału jest utrzymanie drgań skrętnych w granicach skręcenia szczytowego wynoszącego  $0,2^\circ$ . W celu złagodzenia i rozproszenia tego typu naprężeń stosuje się urządzenia, tłumiące nazywane tłumikami drgań skrętnych. Najczęściej stosowane są dwa rodzaje tłumików: tłumiki gumowe i tłumiki wiskotyczne. W tych ostatnich elementem tłumiącym jest ciecz znajdująca się wewnątrz obudowy. Z reguły gumowe przygotowane i zaprojektowane są na określony zakres częstotliwości drgań. Jednakże z czasem zastosowana guma ulega degradacji. W związku z tym zmienia się też zakres częstotliwości tłumionych drgań. Natomiast wiskotyczne tłumiki drgań z uwagi na swoją budowę i zastosowany bezwładnik pływający swobodnie w cieczy o dużej lepkości mają znacznie szerszy zakres tłumionych częstotliwości, jak również większą żywotność. Tłumik umieszcza się na swobodnym końcu wału korbowego [9, 11]. Występuje kilka rodzajów urządzeń pochłaniających powstałe drgania, jednym z nich jest wiskotyczny tłumik drgań skrętnych. Budowę wiskotycznego tłumika drgań skrętnych przedstawiono na Rysunku 4.2 [9, 11, 4].

Wiskotyczny tłumik drgań skrętnych zbudowany jest z trzech podstawowych elementów: obudowy, pierścienia bezwładnościowego, nazywanego bezwładnikiem oraz oleju wypełniającego szczelnie obudowę umożliwiając tym samym swobodny ruch bezwładnika. W celu utrzymania bezwładnika we właściwej pozycji podczas pracy stosowane jest łożysko promieniowe, a niekiedy jeszcze łożyska wzdłużne umieszczone równolegle na bocznych powierzchniach bezwładnika. Występuje kilka rozwiązań konstrukcyjnych obudów wiskotycznych tłumików drgań skrętnych. Przedstawiono je na Rysunku 4.3 [21].

Wiskotyczny tłumik drgań skrętnych może występować w różnych obudowach w zależności od pełnionej funkcji. Zastosowany w samochodowych silnikach najczęściej pełni jeszcze dodatkowe funkcje np. koła pasowego, koła zamachowego. Wielkość i dostępność miejsca w komorze silnika jak również ciśnienie panujące wewnątrz tłumika podczas pracy mają istotny wpływ na jego parametry geometryczne. W pośredni sposób przekłada się



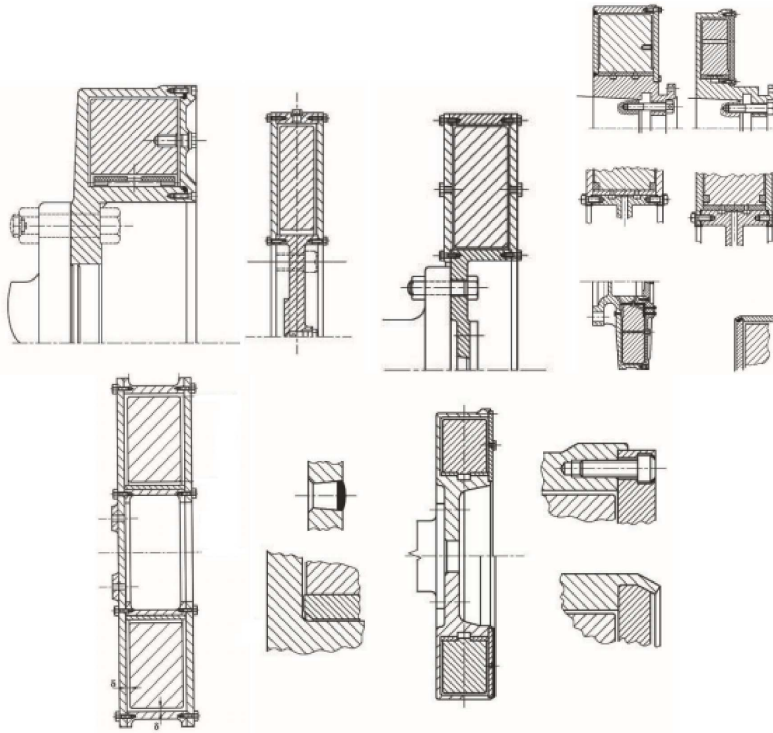
Rysunek 4.2: Pasywny wiskotyczny tłumik drgań skrętnych. 1 - obudowa, 2 - łożysko wzdłużne, 3 - pierścień bezwładnościowy, 4 - korek, 5 - łożysko promieniowe, 6 - olej silikonowy, 7 - pokrywa [9]

to na geometrię pierścienia bezwładnościowego, a także na wielkość luzów tworzących przestrzeń pracy oleju silikonowego. Na etapie wstępnego projektowania wiskotycznych tłumików przyjmuje się zasadę mówiącą, że masowy moment bezwładności pierścienia powinien stanowić ok. 60% całkowitego masowego momentu bezwładności tłumika przy założeniu, że wszystkie elementy tłumika wykonywane są z tego samego materiału [9]:

$$\frac{I_p}{I_p + (I_o + I_{po})} = 0,6, \quad (4.4)$$

gdzie  $I_p$  jest masowym momentem bezwładności pierścienia,  $I_o$  to masowy moment bezwładności obudowy, a  $I_{po}$  to masowy moment bezwładności pokrywy.

W uzasadnionych przypadkach wartość ta może ulec zmianie i wynosić nawet 80-90%. Wzrost masowego momentu bezwładności pierścienia  $I_p$  względem obudowy możemy uzyskać dzięki zmianie materiałów, z których wykonany jest tłumik, jak również zmianie parametrów geometrycznych [11, 10]. Obecnie na świecie wiskotyczne tłumiki drgań skrętnych projektuje się i produkuje do wielu rodzajów silników takich jak: samochodowych,



Rysunek 4.3: Rozwiązania konstrukcyjne obudowy wiskotycznych tłumików drgań skrętnych [21]

lokomotyw spalinowych i siłowni okrętowych. Coraz częściej stosowane są również w najnowocześniejszych pojazdach wojskowych, pojazdach użytkowych, wykorzystywanych w ekstremalnych warunkach pogodowych, łodziach wyścigowych i wysokiej klasy samochodach sportowych (Rysunek 4.4 [16]). W dużych samochodach ciężarowych stanowią one ważny element odpowiadający za żywotność i bezawaryjną pracę silnika. Z uwagi na połączenie dużej pojemności skokowej, ciągłego wysokiego momentu obrotowego i niejednokrotnie wysokich temperatur otoczenia tłumiki wymagają rutynowej kontroli i obsługi. Zastosowane w agregatach prądotwórczych zaczynają się zużywać po przepracowaniu około 25 000 godzin. W pojazdach terenowych i drogowych powinny zostać wymienione po 15 000 godzin pracy lub przejechaniu ok. 800 000 km (500 000 mil).

Zastosowany jako czynnik tłumiący drgania – olej o dużej lepkości z czasem ulega degradacji. Na proces ten zasadniczy wpływ ma amplituda drgań

oraz temperatura pracy.



Rysunek 4.4: Przykład tłumika silnika stacjonarnego i samochodowego [16]

Wraz ze wzrostem mocy silnika wzrastają również wymiary tłumika. Na rysunku 4.4 przedstawiono dwa tłumiki. Mniejszy zastosowano w silniku Hondy K, natomiast większy o średnicy 1432 mm i masie 3039 kg pracuje w stale działającej stacji sprężarkowej o mocy 8 800 kW, zastosowanej przy wydobyciu i przesyłce gazu ziemnego w USA.

W praktyce najczęściej stosuje się dwa rozwiązania konstrukcyjne: tłumiki nierozbieralne i rozbieralne. Nierozbieralne, głównie o mniejszych gabarytach stosuje się w przemyśle motoryzacyjnym, w produkcji masowej, rozbieralne z reguły większe np. w przemyśle okrętowym przy produkcji małoseryjnej lub jednostkowej. Wyznacznikiem wyboru konkretnego rozwiązania jest koszt wytworzenia oraz możliwości regeneracji w przyszłości. Tłumik wypełniony jest nieorganycznym stabilizowanym olejem silikonowym, o lepkości w zakresie od 0,01 - 1 m<sup>2</sup>/s (10 000 – 1 000 000 cSt). Właściwości fizyczne takiej substancji zależą od struktury molekularnej, szybkości ścinania i temperatury pracy. Zbudowany jest z łańcuchów atomów węgla, wodoru, krzemu i tlenu połączonych grupami metylowymi. Olej ten posiada stabilność termiczną mieszczącą się w szerokim zakresie temperatur od -40°C do 150°C. Pozwala to na użycie go w ekstremalnych warunkach temperaturowych. W których nadal pozostaje on bardzo dobrym rozpraszaczem ciepła. Posiadane właściwości odprowadzania ciepła kwalifikują ten olej jako znakomite medium do wypełnienia przestrzeni pomiędzy

pierścieniem bezwładnościowym a obudową tłumika. To on w dużej mierze odpowiada za rozpraszanie energii drgań. Pochłonięta przez olej energia przekazywana jest na obudowę tłumika w postaci wytworzonego ciepła. Ma to kluczowe znaczenie dla prawidłowego funkcjonowania tłumika.

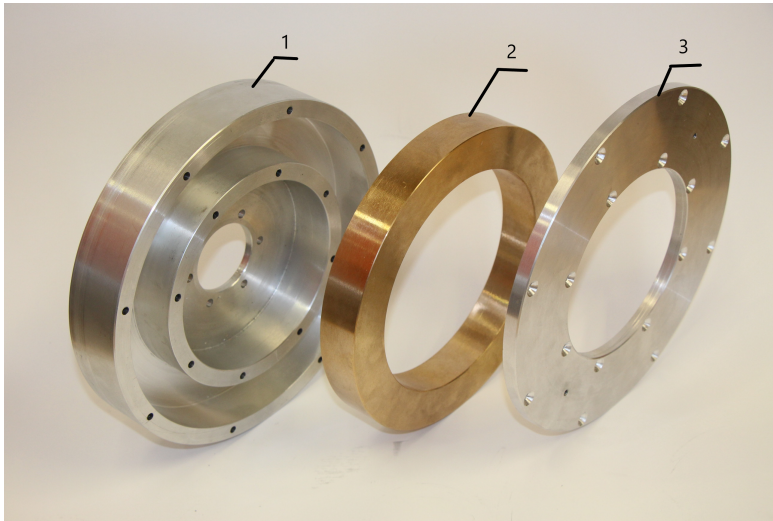
### 4.3. Budowa modelu wiskotycznego tłumika drgań skrętnych

Podczas projektowania modelu tłumika drgań skrętnych wzorowano się na tłumiku pracującym w pojazdach samochodowych. Jego wymiary jak i zastosowane dokładności wykonania poszczególnych elementów, gwarantują zachowanie bezwładnika takie samo lub bardzo zbliżone jak podczas eksploatacji tłumika w warunkach normalnej pracy. Z punktu widzenia skuteczności pochłaniania drgań, a w zasadzie zamiany ich na ciepło istotny wpływ mają wąskie tolerancje wykonania poszczególnych elementów. Budowany model tłumika został zaprojektowany i wykonany jedynie do celów badawczych. Wymiary poszczególnych elementów narysowano na podstawie analizy wymiarów tłumików pracujących w przemyśle. Zastosowano w nim nietypowe rozwiązanie, wykonując główne elementy tłumika z różnych metali nieżelaznych. Inaczej jak większość projektowanych i produkowanych tłumików. Zastosowane materiały nie są ferromagnetykami. Z uwagi na warunki pracy tłumików oraz emitowaną temperaturę i zastosowanie materiałów o różnych właściwościach wykonano dodatkowe obliczenia dotyczące rozszerzalności cieplnej, zastosowanych materiałów korzystając z wzoru [14]:

$$\Delta V = \beta V \Delta T \quad (4.5)$$

gdzie  $\Delta V$  – różnica objętości,  $\beta$  – rozszerzalność objętościowa  $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ,  $V$  – objętość i  $\Delta T$  – różnica temperatury.

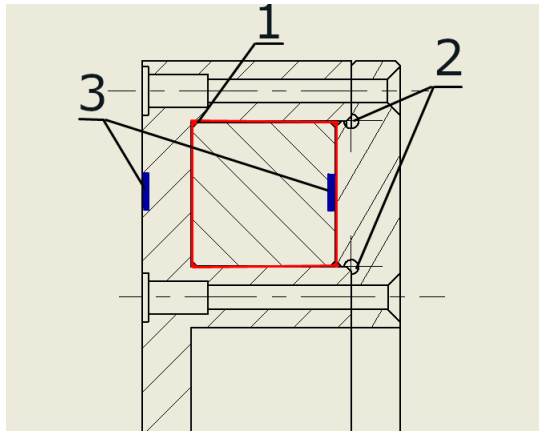
Obudowa tłumika wykonana została ze stopu aluminium odznaczającego się dużą twardością - 110 HB, wysoką wytrzymałością na rozciąganie, dużą wytrzymałością zmęczeniową, dobrą obrabialnością oraz małą odporność na korozję i słabymi właściwościami spawalnymi. W budowanym modelu tłumika zastosowano rozbieralną obudowę z przykręcaną pokrywą, co przedstawiono na Rysunku 4.5. Jednakże technologicznie różni się ona od przedstawionych w pierwszym rozdziale. W modelu nie zastosowano łożysk promieniowych i osiowych, dlatego bezwładnik został wykonany z materiału posiadającego bardzo dobre właściwości ślizgowe. Braż B101 to jest



Rysunek 4.5: Budowa modelu wiskotycznego tłumika drgań skrętnych. 1 - obudowa, 2 - pierścień bezwładnościowy, 3 - pokrywa tłumika

stop cynowo-fosforowy CuSn10P, posiadający wysoką odporność na korozję. Dzięki dodatkowi fosforu posiada wysoką odporność na ścieranie i wykazuje właściwości samosmarujące. Charakteryzuje się dużą odpornością na obciążenia mechaniczne. Z tego stopu wykonuje się elementy pracujące z wysoką prędkością obrotową pod obciążeniem źle smarowane i narażone na korozję w produkcji armatury i części maszyn np. łożyska. Jego twardość wynosi 90 [HB]. Zastosowano eksperymentalny sposób przykręcenia pokrywy do obudowy tłumika. W celu uzyskania mocnego połączenia rozłącznego użyto nierdzewnych nitonakrętek zatopionych w materiale obudowy. Nakrętki te miały niewielkie wymiary i radełkowaną powierzchnię zewnętrzną, która spowodowała unieruchomienie nakrętki w obudowie tłumika podczas pierwszego skręcania obudowy. Dzięki temu otrzymano wytrzymałe połączenie rozłączne o niewielkich gabarytach oraz estetycznym wyglądzie. Użyte materiały złączne wykonane zostały ze stali nierdzewnej o symbolu A2. Zastosowanie tego materiału stanowi istotne rozwiązanie z uwagi na jego twardość i wytrzymałość, a zarazem brak oddziaływania na pole magnetyczne. Zastosowanie tego materiału umożliwi przeprowadzenie badania w jaki sposób zachowuje się bezwładnik podczas pracy. W jakich warunkach dochodzi do jego przemieszczenia względem obudowy. Do tego badania zastosowano magnesy neodymowe jeden zatopiony w bezwładniku drugi w obudowie tłumika co przedstawia Rysunek 4.6, opis 3. Podczas pracy tłumika

względne przemieszczenie magnesów będzie rejestrowane przy użyciu czujników Halla. Mimo zastosowania magnesów o niewielkich rozmiarach i niewielkiej emisji pola magnetycznego, istnieje niebezpieczeństwo pokrycia się fal magnetycznych. Dlatego wklejone magnesy skierowano tym samym biegunem w przeciwnych kierunkach.

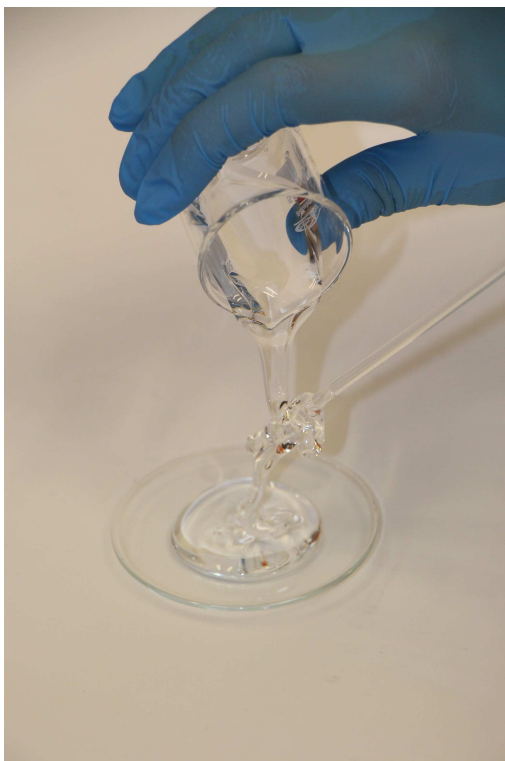


Rysunek 4.6: Wycinek rysunku modelu viskozycznego tłumika drgań skrętnych: 1 - olej silikonowy PDMS, 2 - oring uszczelniający, 3 - magnes neodymowy.

Model tłumika wypełniono olejem silikonowym. Zastosowana ciecz o symbolu PDMS-30 000 i lepkości  $0,03 \text{ m}^2/\text{s}$  (30 000 cSt) posiada właściwości hydrofobowe i charakteryzuje się:

- szerokim zakresem temperatury pracy,
- bardzo dobrą przewodnością cieplną,
- wysoką odpornością na utlenianie,
- wysoką lepkością,
- wysoką wytrzymałością dielektryczną,
- wysoką odpornością na ścinanie,
- niską temperaturą krzepnięcia,
- niskim V.T.C. (niewielka zmiana lepkości nawet w ekstremalnie niskiej temperaturze),
- doskonałym smarowaniem,

- wysokim działaniem tłumiącym.



Rysunek 4.7: Konsystencja PDMS o lepkości  $0,03 \text{ m}^2/\text{s}$  (30 000 cSt)

Wypełniony olejem tłumik uszczelniono oringami na krawędziach łączących obudowę z pokrywą. Zastosowany do wypełnienia tłumika olej zaprezentowano natomiast na Rysunku 4.7. Można zauważyć jego specyficzne właściwości a przede wszystkim lepkość znacznie odbiegającą od znanych olejów.



## 4.4. Stanowisko do badań wiskotycznych tłumików drgań skrętnych

Na Rysunku 4.8 przedstawiono stanowisko badań wiskotycznego tłumika drgań skrętnych.



Rysunek 4.8: Zdjęcie stanowiska do badań wiskotycznych tłumików drgań skrętnych

Do jego budowy użyto napędu (1) w postaci silnika klatkowego prądu przemiennego z zastosowaną regulacją obrotów przy użyciu falownika (2). W celu pomiaru momentu obrotowego przekazywanego przez silnik użyto momentomierza (3). Następnie zamontowano badany model wiskotycznego tłumika drgań skrętnych (4). W kolejnym kroku zainstalowano momentomierz (5) wskazujący moment obrotowy wymuszany przez zastosowany alternator (6). Cały zestaw połączono przy użyciu czterech sprzęgieł sztywnych (7), powodujących bezstratne przenoszenie drgań w całym układzie. W celu odizolowania drgań w układzie napędowym i układzie wymuszenia zastosowano wibroizolatory (8). Stanowisko zostało tak zaprojektowane, aby można było bez poważnych przeróbek i w szybki sposób zmieniać za-

stosowane moduły (9) np. dokonać zmiany napędu, poprzez zastosowanie silnika o innych parametrach lub użycie innego urządzenia wymuszającego drgania. Wszystkie zespoły można stosunkowo szybko ustawić i wycentrować w osi układu.

#### 4.4.1. Napęd i sterowanie napędem

W artykule omówiono użycie tłumika drgań skrętnych, symulacje działania wykonano z użyciem silnika indukcyjnego klatkowego trzyfazowego asynchronicznego. Silnik klatkowy zbudowany jest ze stojana i wirnika. Stojan posiada specjalne rowki, w których umieszczone jest uzwojenie. Obwód elektryczny wirnika wykonany jest z niezolowanych prętów, które są połączone po obu stronach wirnika pierścieniami zwierającymi. Ze względu na prostą i taną konstrukcję silniki klatkowe stosuje się w wielu gałęziach przemysłu. Działanie silnika trzyfazowego klatkowego opiera się o zjawisko indukcji magnetycznej [15]. Dlatego ważnym problemem jest prawidłowa znajomość parametrów elektrycznych maszyny indukcyjnej w celu prawidłowego zdefiniowania jej działania na dany układ pomiarowy. Parametry elektryczne silników indukcyjnych można uzyskać eksperymentalnie wykonując test DC, test wirnika bez obciążenia i test wirnika zablokowanego. Ponadto równoważne parametry obwodów maszyn indukcyjnych można oszacować z dużą dokładnością na podstawie danych od producentów maszyn [22]. Parametry silnika indukcyjnego mają zasadnicze znaczenie dla aplikacji sterującej i analizy wydajności. Określenie właściwości przy różnych obciążeniach wymaga znajomości wewnętrznego obwodu zastępczego silnika.

Modelowanie parametrów można wykonać dla silnika indukcyjnego klatkowego z pojedynczą lub podwójną klatką. Testy bez obciążenia z zablokowanym wirnikiem używane są zwykle do oszacowania parametrów [18]. Maszyny indukcyjne posiadają szereg parametrów mechanicznych jak i parametrów elektrycznych takich jak współczynnik tłumienia oraz moment bezwładności. Parametry elektrycznego obwodu zastępczego są wymagane do wyznaczenia osiągow silnika [5]. Parametry opisują reakcje silnika na zmianę obciążenia oraz na dobór parametrów falownika w celach kontrolnych [13],[3], a także przewidywanie zachowania podczas awarii [12]. Parametry elektryczne i mechaniczne muszą być zdefiniowane w celu poprawnego zamodelowania działania silnika indukcyjnego [17]. Silniki indukcyjne klatkowe mogą pracować bez komutatora, pierścieni ślizgowych lub szczotek. Ponadto nie posiadają ruchomych części pomiędzy stojanem i wirnikiem. Brak mechanizmu szczotki eliminuje straty na szczotkach jak również

straty mechaniczne pomiędzy komutatorem a szczotką. Silniki indukcyjne są łatwe w produkcji, ekonomiczne, trwałe oraz wymagają niewielkiej konserwacji [8]. Ze względu na te właściwości maszyny indukcyjne stały się bardzo popularne. Tak duża liczba zalet przyczyniła się do tego iż maszyny te są często stosowane w pojazdach elektrycznych [7] jak i wszelkiego rodzaju zastosowaniach przemysłowych oraz sprzęcie AGD [6]. Producenci silników indukcyjnych często podają parametry takie jak:

- sprawność,
- napięcie znamionowe,
- prąd znamionowy,
- maksymalny moment,
- znamionowa moc.

Parametry obwodu zastępczego z silnika indukcyjnego z pojedynczą klatką można obliczyć zgodnie ze standardem IEEE 112 [19]. Napięcie trzyfazowe płynące przez uzwojenia stojana wytwarza wirujące pole magnetyczne które obraca się wokół nieruchomego wirnika. Pole magnetyczne przecinania pręty klatki wirnika i powoduje indukowanie się w nich napięcia, w skutek czego w prętach zaczyna płynąć prąd. Płynący prąd w polu magnetycznym powoduje powstanie siły elektrodynamicznej której kierunek działa stycznie do obwodu wirnika. W konsekwencji powstaje moment elektromagnetyczny. Wartość momentu wzrasta i gdy przekroczy moment obciążenia wirnik rusza oraz zaczyna zwiększać swoją prędkość obrotową. Zwiększanie prędkości wirnika, sprawia że pręty klatki przecinane są przez pole magnetyczne z coraz mniejszą prędkością. Odpowiada to zmniejszeniu wartości indukowanej siły elektromotorycznej, a w konsekwencji spadkiem wartości prądu płynącego w prętach klatki, oraz spadkiem wartości momentu elektromagnetycznego. Prędkość wirnika i wirującego pola stojana są różne, prędkość tą nazywamy poślizgiem i opisujemy wzorem:

$$s = \frac{n_1 - n}{n_1} \tag{4.6}$$

gdzie  $n_1$  jest prędkością wirującego pola w stanie, a  $n$  to prędkość wirowania wirnika.

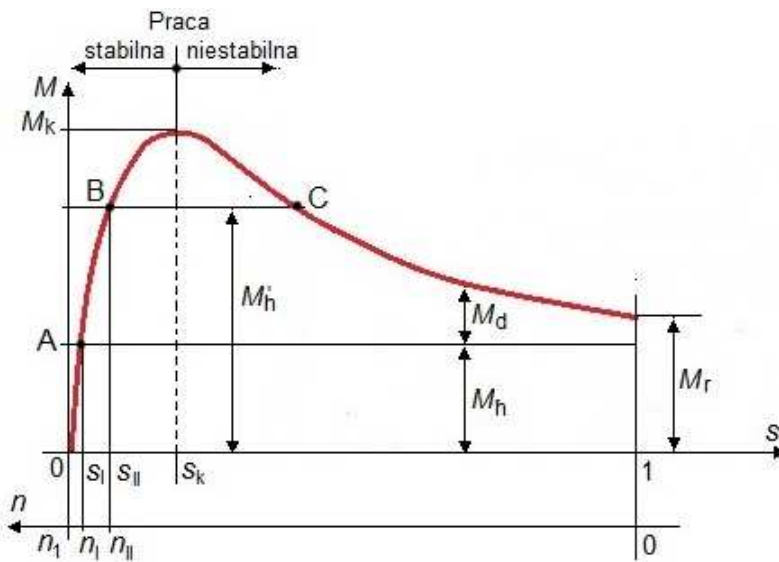
Charakterystyka mechaniczna silnika indukcyjnego opisuje zależność momentu obrotowego na wale do prędkości obrotowej silnika, można ją

wyrazić wzorem:

$$\frac{M}{M_m} = \frac{2}{\frac{s}{s_m} + \frac{s_m}{s}} \quad (4.7)$$

gdzie  $M$  jest momentem na wale silnika,  $M_m$  opisuje moment krytyczny silnika,  $s$  opisuje poślizg, a  $s_m$  jest poślizgiem krytycznym.

Charakterystyka mechaniczna silnika indukcyjnego klatkowego, została pokazana na Rysunku 4.9.

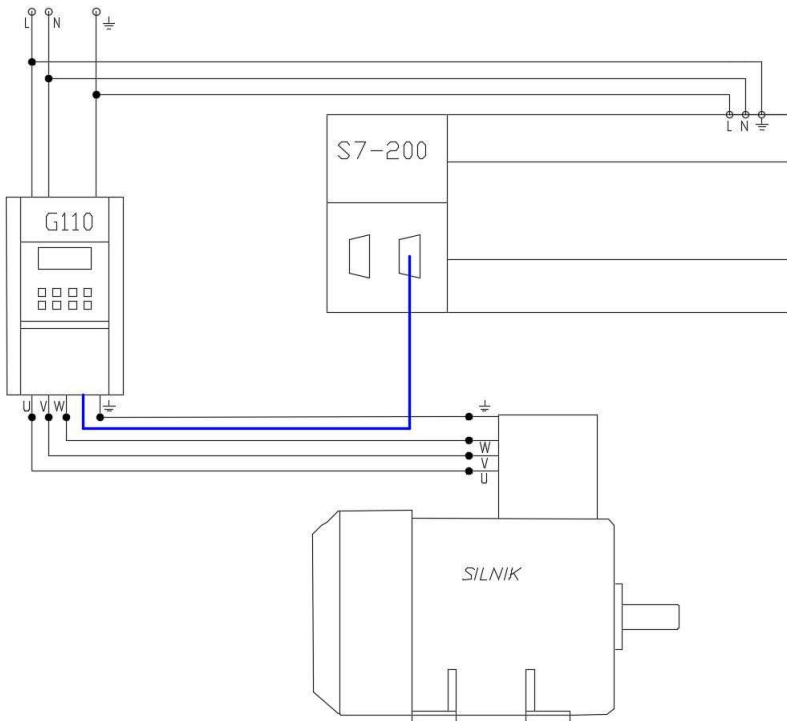


Rysunek 4.9: Charakterystyka mechaniczna silnika indukcyjnego klatkowego [2]

#### 4.4.2. Narzędzia i przyrządy pomiarowe

Stanowisko pomiarowe do badania wiskotycznego tłumika drgań skrętnych wyposażono w szereg czujników badających właściwości fizyczne, takie jak: temperaturę, ciśnienie oraz drgania. Do przekazywania sygnałów pomiarowych zbieranych przez czujniki przytwierdzone do wirującego wiskotycznego tłumika drgań skrętnych, zastosowano moduł ESP32. W omawianym rozwiązaniu sterownik z rodziny SIMATIC S7-200 procesor 226 steruje pracą silnika indukcyjnego klatkowego trzyczfazowego podłączonego do falownika SINAMICS G110. Odczyt i zmiana parametrów falownika w trakcie pracy oraz komunikacja i transmisja danych pomiędzy urządzeniami

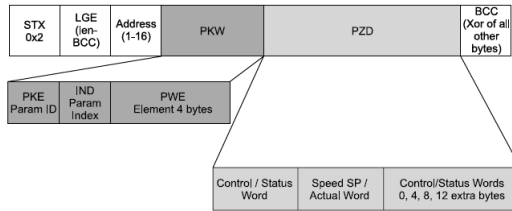
odbywa się z wykorzystaniem protokołu USS poprzez interfejs RS-485. Sterowanie silnikiem indukcyjnym odbywa się w wyniku zadawania prędkości. Dobry zakres nastaw wynosi od 0 do 100%. Rozwiązanie umożliwia również zmianę kierunku obrotów silnika oraz sygnalizuje wystąpienie błędów w napędach. Prędkość rzeczywista napędu wyświetlono na panelu operatora. Schemat okablowania zasilającego oraz podłączenie kabla magistrali został pokazany na Rysunku 4.10.



Rysunek 4.10: Schemat okablowania zasilającego oraz podłączenie kabla magistrali

Sterownik S7-200 obsługuje do 4 urządzeń wpiętych na jednej linii danych. Przy czym w sieci zawsze znajduje się jeden element typu master, a pozostałe są typu slave. Na końcach linii zamontowano rezystory w celu wyeliminowania odbić sygnału. Komunikacja sterownika z napędem jest możliwa dzięki wykorzystaniu biblioteki STEP7 Basic oraz protokołu USS. Protokół USS został opracowany w celu wymiany danych pomiędzy jednostką master, a pozostałymi węzłami magistrali typu slave przy użyciu interfejsu RS-485. Każdy z elementów sieci jest identyfikowany przez uni-

katowy adres magistrali. Struktura ramki danych została pokazana na Rysunku 4.11.



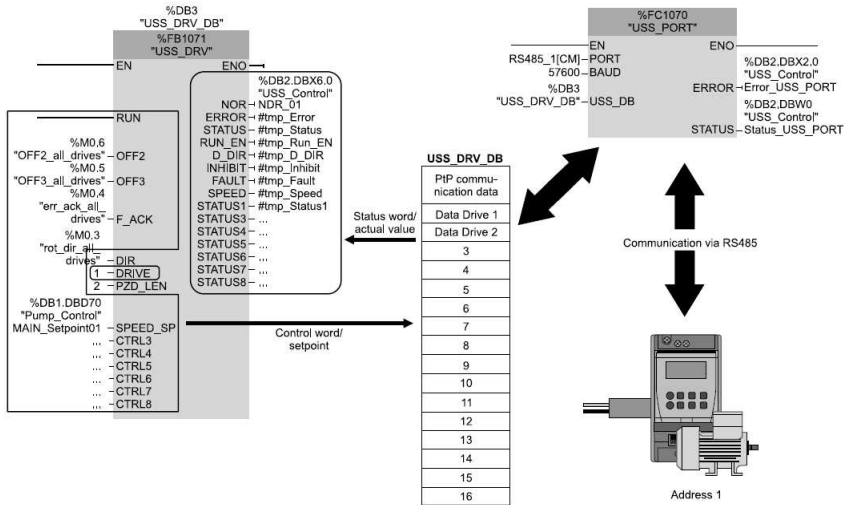
Rysunek 4.11: Struktura ramki danych protokołu USS [1]

Opis struktury:

- STX: dane startu ramki danych,
- LGE: długość ramki danych,
- ADR: adres urządzenia slave,
- PKW: dane zapisu i odczytu poszczególnych parametrów napędu: identyfikator parametru, indeks parametru, wartość parametru,
- PZD: dane poleceń sterujących i zadań do napędu: słowo sterujące lub status napędu, wartość zadana lub wartość rzeczywista dodatkowe słowo sterujące lub status napędu,
- BBC: blok kontrolny zawierający sumę kontrolną.

Wysłanie komendy ze sterownika do napędu wymaga użycia USS\_PORT. Komunikacja z napędem odbywa się asynchronicznie, blok wywoływany jest z przerwania OB z opóźnieniem i zwłoką czasową. Biblioteka protokołu USS domyślnie powtarza żądanie wymiany danych dwukrotnie co powoduje minimalne opóźnienie wywołania bloku. Sposób komunikacji sterownika z napędem został pokazany na Rysunku 4.12.

Przesyłanie danych procesowych do napędu i ich odczyt odbywa się przy użyciu funkcji USS\_DRV poprzez tworzenie telegramów żądania i oceny telegramów odpowiedzi. Blok danych USS\_DRV dotyczy konkretnego napędu i musi być wykonany przynajmniej raz w celu zainicjowania napędu określonego w bloku danych. Wówczas blok USS\_PORT może rozpocząć komunikację z zainicjalizowanym napędem. Podczas wykonywania bloku



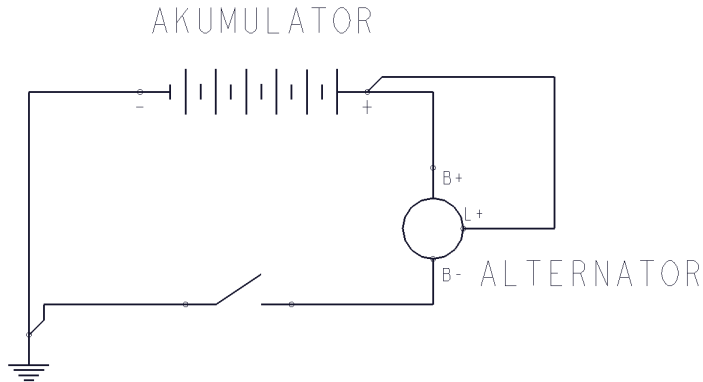
Rysunek 4.12: Komunikacja sterownika z napędem [1]

USS\_DRV nie odbywa się transmisja danych, blok ten konfiguruje telegramy oraz służy do oceny danych odbieranych przez USS\_PORT. Parametry bloku USS\_DRV znajdujące się po lewej stronie są używane do konfiguracji słowa sterującego, parametry znajdujące się po prawej stronie bloku zawierają informacje odczytane z napędu. Odczyt parametrów napędu odbywa się poprzez blok danych USS\_RPM i jest on przypisany do odpowiedniej sieci. Wykrycie dodatkiego zbrocza na wejściu REQ powoduje ustawienie bufora nadawczego bloku danych zadanymi parametrami do zapisu, indeksem i wartością parametrów. Realizacja komunikacji z napędem przez blok USS\_PORT powoduje przechowywanie wartości parametrów w buforze odpowiedzi bloku danych. Wówczas blok USS\_RPM na wyjściu VALUE ustawia wartość i ustawia bit DONE kończący komunikację.

Do zapisu parametrów w napędzie używany jest blok USS\_WPM. Zapisywanie wartości w napędzie jest możliwe po włączeniu zezwolenia na zapis.

Błędy komunikacji jak i błędy zapisu i odczytu są wystawiane na wyjściach USS\_PORT i są przechowywane w zmiennej USS\_Extended\_Error. Komunikat o błędzie jest wystawiany tylko w czasie jednego cyklu podczas wystąpienia błędu.

### 4.4.3. Urządzenie wymuszające drgania skrętne i jego sterowanie



Rysunek 4.13: Sposób podłączenia alternatora do akumulatora 12 V

We współczesnych silnikach spalinowych występuje zwiększony poziom wibracji skrętnych na wale korbowym. Wibracje wynikają z niesymetrii sił działających na wał korbowy, ich skutkiem zaś jest nierównomierna prędkość obrotowa koła pasowego. W omawianym badanym rozwiązaniu drgania skrętne będą wywołane przez alternator, który będzie połączony wspólnie z wałem silnika elektrycznego oraz tłumikiem drgań skrętnych. Alternator będzie pozbawiony sprzęgła jednokierunkowego OWC, natomiast pozostawione zostanie sprzęgło alternatora OAD. Sprzęgło OAD obraca się swobodnie w jednym kierunku natomiast w drugim pozwala na niewielki obrót kątowy. Te swobodne obroty są potrzebne, gdy prędkość obrotowa silnika spada co ma miejsce podczas jego wyłączania. Kątowe opóźnienia blokowania koła na wale służą do absorpcji wahań liniowej prędkości. Alternator jest rodzajem prądnicy prądu przemiennego i służy do zmiany energii mechanicznej na prąd elektryczny. Element ten na zewnątrz posiada nieruchomy stojan, z którego co 120 stopni wyprowadzone są trzy uzwojenia dla każdej fazy z osobna. Wirnik jest ruchomy i wiruje wewnątrz pierścieniowego twornika. Doprowadzenie napięcia stałego do uzwojenia wirnika odbywa się poprzez pierścienie ślizgowe i szczotki węglowe. Zasada działania alternatora opiera się na zjawisku indukcji elektromagnetycznej. Płynący prąd przez uzwojenie wirnika powoduje wytworzenie wokół wirnika pola elektromagnetycznego. Pole to wiruje wraz z wirnikiem i jednocześnie powoduje zmianę pola magnetycznego przenikającego uzwojenia twornika. Po-



woduje to powstanie w tworniku siły elektromotorycznej której odpowiada napięcie źródłowe trzyfazowe. W celu przekształcenia napięcia przemien- nego w stałe wyjścia uzwojeń alternatora połączone są z układem prostow- niczym. Prostownik dwu-połówkowy zawiera oddzielne diody do prostowa- nia prądu głównego i oddzielne diody do używane do prostowania prądu wzbudzenia alternatora. Prostownik przetwarza napięcie trójfazowe na napięcie stałe wykorzystując przewodzenie diod krzemowych tylko w jednym kierunku. Układ ten zapewnia podczas małych obrotów alternatora lub przy wyłączonej instalacji brak magnesowania wirnika. Wartość napięcia wytwarzanego przez alternator wzrasta wraz ze wzrostem prędkości obroto- wej wirnika. W tym celu, aby zabezpieczyć odbiorniki przed przeciążeniem stosuje się regulatory napięcia. Regulator napięcia służy do stabilizacji na- pięcia w zadanych dopuszczalnych przedziałach pomimo wahań prędkości obrotowej wirnika. W omawianym rozwiązaniu zaciski układu prostowni- czego będą podłączone do zacisków akumulatora 12 V w celu odprowadze- nia mocy, alternator będzie pracował jako prądnica, obwód magnesowania wirnika połączony jest do potencjału dodatniego akumulatora 12 V. W celu zabezpieczenia układu zastosowano wyłącznik zasilania zlokalizowany na potencjale ujemnym akumulatora. Sposób podłączenia alternatora do aku- mulatora 12 V został pokazany na Rysunku 4.13.

## Bibliografia

- [1] Współpraca falownika SINAMICS G110 ze sterownikiem S7-1200, 2011.
- [2] Maszyny indukcyjne, 2018.
- [3] S. Aryza, M. Irwanto, Z. Lubis, A.P.U. Siahaan, R. Rahim, M. Furqan. A novelty design of minimization of electrical losses in a vector controlled induction machine drive, 2018.
- [4] A. Chmielowiec, W. Homik. *Constructions and design*. Oficyna Wydawnicza Poli- techniki Rzeszowskiej, 2019.
- [5] H. Feng, X. Cui, J. Si, C. Gao, C. Gan. Equivalent Circuit Model of Novel Solid Rotor Induction Motor with Toroidal Winding. *Journal of Magnetism*, 24(4):568–576, 2019.
- [6] A.U. Ganesan, L.N. Chokkalingam. Single-phase direct-on-line synchronous motor for a specific application in comparison with an induction motor. *International Transactions on Electrical Energy Systems*, 29(4):e2809, 2019.
- [7] A. Ghezouani, B. Gasbaoui, N. Nair, O. Abdelkhalek, J. Ghouili. Comparative study of PI and Fuzzy logic-based speed controllers of an EV with four inwheel induction motors drive. *Journal of Automation, Mobile Robotics and Intelligent Systems*, 12(3):43–54, 2018.

- [8] B.S. Guru, H.R. Hiziroglu. *Electric machinery and transformers, third ed.* Oxford University Press, 2001.
- [9] W. Homik. *Szerokopasmowe tłumiki drgań skrętnych.* ITE-PIB, 2012.
- [10] W. Homik. Diagnostyka wiskotycznych tłumików drgań skrętnych. 2014.
- [11] W. Homik. *Wiskotyczne tłumiki drgań skrętnych.* ITE-PIB, 2015.
- [12] Al. Jufout, A. Saleh, Al. Rousan, H. Wasseem, W. Caisheng. Optimization of Induction Motor Equivalent Circuit Parameter Estimation Based on Manufacturer's Data. *Energies*, 11(7):1996–1073, 2018.
- [13] V. Kumar. Performance comparison of different speed estimation techniques in sensorless vector controlled induction motor drives, 2016.
- [14] S.J. Ling, J. Sanny, W. Moebs. *Fizyka dla szkół wyższych Tom II.* Katalyst Education, 2018.
- [15] Sulzer Pumps Ltd. *Centrifugal Pump Handbook (Third Edition).* Butterworth-Heinemann, 2010.
- [16] M. Magda. Tech5: Aaron neyman of fluidampr sheds light on torsional vibrations. *EngineLabs.com*, June 04, 2013.
- [17] R.N. Mishra, K.B. Mohanty. Real time implementation of an ANFIS-based induction motor drive via feedback linearization for performance enhancement. *Eng. Sci. Technol. Int. J.*, 19(4):1714–1730, 2016.
- [18] J. Pedra, L. Sainz, F. Corcoles. Study of aggregate models for squirrel-cage induction motors. *IEEE Transactions on Power Systems*, 20(3):1519–1133, 2005.
- [19] IEEE Power, Energy Society. IEEE standard test procedure for polyphase induction motors and generators, 2017.
- [20] J.A. Wajand, J.T. Wajand. *Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe.* Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1993, 2005.
- [21] W.K. Wilson. *Practical Solution of Torsional Vibration Problems.* Springer US, 1969.
- [22] O. Çetin, A. Dalcal, F. Temurtas. A comparative study on parameters estimation of squirrel cage inductionmotors using neural networks with unmemorized training. *Engineering Science and Technology and International Journal*, 23(5):1126–1133, 2020.

### Stand for testing viscous torsional vibration dampers

**Abstract:** The study describes a selected model of a viscous torsional drag damper used in combustion engines. Torsional vibrations arise in the crank-piston system during the operation of the piston combustion engine. Vibrations of this type, constantly acting on the crankshaft over a long period of time, may damage it or even destroy it. The description includes the characteristics of a self-built stand for examining the phenomena occurring during the operation of the silencer and monitoring its behavior in a forced laboratory environment.

## 5. Zjawisko starzenia się poli(dimetylosiloksanu) i jego wpływ na właściwości tłumiące

JUSTYNA GUMIENIAK<sup>1</sup>

POLITECHNIKA RZESZOWSKA, J.GUMIENIAK@PRZ.EDU.PL

AGNIESZKA KRAMEK<sup>2</sup>

POLITECHNIKA RZESZOWSKA, A.KRAMEK@PRZ.EDU.PL

**Streszczenie** W pierwszych trzech częściach rozdziału zawarto wprowadzenie, krótką charakterystykę polisiloksanów oraz opisy syntezy, właściwości i wynikających z nich zastosowań poli(dimetylosiloksanu). Pozwalają one na dokładne poznanie PDMS stosowanego jako płyn tłumiący. W kolejnych dwóch częściach przybliżono zastosowanie polimeru w urządzeniach tłumiących oraz opisano zmiany związane ze starzeniem polimeru wpływające na jego właściwości. W ostatniej części przeanalizowano wykonane badania z wykorzystaniem próbek PDMS, mające na celu porównanie właściwości polimeru, które wpływają na jego zdolność do tłumienia.

### 5.1. Wprowadzenie

Polisiloksany to krzemoorganiczne polimery o ogólnym wzorze chemicznym  $[R_2SiO]_n$ . Stanowią grupę związków, których struktura składa się z naprze-

---

<sup>1</sup>ORCID: 0000-0002-5873-8791, Wydział Mechaniczno-Technologiczny Politechniki Rzeszowskiej, Kwiatkowskiego 4, 37-450 Stalowa Wola

<sup>2</sup>ORCID: 0000-0002-5463-6771, Wydział Mechaniczno-Technologiczny Politechniki Rzeszowskiej, Kwiatkowskiego 4, 37-450 Stalowa Wola

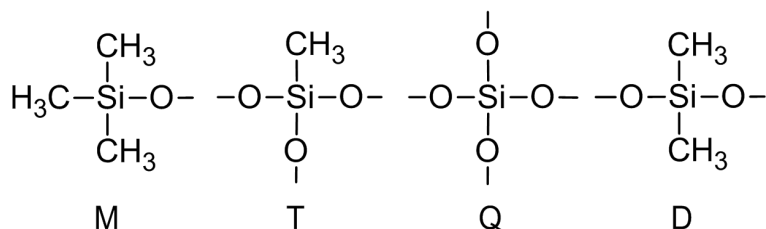
miennego szkieletu krzemowo-tlenowego oraz funkcyjnych grup bocznych. Posiadają one cenne i interesujące właściwości ze względu na szeroki obszar zastosowania, które wyróżniają je na tle tworzyw organicznych i uzależnione są głównie od wielkości cząsteczek oraz od liczby i rodzaju grup organicznych związanych z atomami krzemu. Im mniejsza liczba grup organicznych, tym związek ma właściwości bardziej zbliżone do krzemianów, natomiast wraz ze wzrostem tej liczby, związek bardziej upodabnia się do tworzyw organicznych [41]. Najpopularniejszym przedstawicielem tej grupy jest poli(dimetylosiloksan) – PDMS. Stosowany jest on między innymi jako płyn tłumiący. Istnieje duże zainteresowanie stabilnością i ścieżkami degradacji tego polimeru, związanymi np. ze zmianą temperatury lub występującymi w środowisku zanieczyszczeniami [12]. Zrozumienie zależności pomiędzy strukturą, a właściwościami polisiloksanów jest kluczem do przewidywania ich zachowania w konkretnych sytuacjach, a co za tym idzie określenia wydajności i żywotności wykonanych z nich materiałów lub elementów, w których wykorzystywane są te polimery [2, 3, 24].

## 5.2. Krótka charakterystyka polisiloksanów

Siloksany mogą być cieczami o różnym stopniu polimeryzacji, żywicami o zmiennej konsystencji, kauczukami lub elastomerami, w zależności od geometrii cząsteczki (liniowa, rozgałęziona, usieciowana) oraz od rodzaju grup funkcyjnych, które są związane ze szkieletem siloksanowym.

Struktury przypisywane siloksanom są często reprezentowane przez symbole  $D$ ,  $M$ ,  $T$  oraz  $Q$  w celu zapisu skomplikowanych elementów ich budowy. Litera  $D$  odnosi się do jednostek szkieletowych, w których występuje atom krzemu związany z atomami tlenu i dwoma grupami metylowymi.  $M$  oznacza grupy końcowe polimeru, złożone z atomów krzemu, które łączą się jednym wiązaniem z tlenem i trzema wiązaniami z grupami metylowymi. Litera  $T$  charakteryzuje ugrupowanie, w którym atom krzemu posiada trzy wiązania z tlenem i jedno z grupą metylową, natomiast  $Q$  opisuje krzem posiadający wiązania wyłącznie z tlenem.

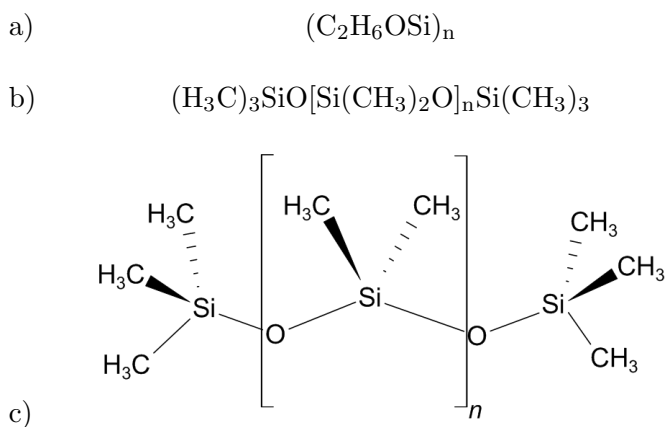
Wykorzystując opisane powyżej symbole, najpopularniejszy polisiloksan, czyli poli(dimetylosiloksan) można zapisać jako  $MD_nM$ , co stanowi uproszczenie struktury. Litera  $n$  w indeksie dolnym odnosi się do stopnia polimeryzacji. Częściowa degradacja polimeru może skutkować powstaniem niewielkich ilości  $T$  i  $Q$ , stanowiących produkty utleniania [1, 26].



Rysunek 5.1: Symbole stosowane do oznaczania struktur polisiloksanów

### 5.3. Poli(dimetylosiloksan)

Najpopularniejszym przedstawicielem polisiloksanów jest wspomniany wcześniej liniowy PDMS – poli(dimetylosiloksan) zakończony grupami metylowymi. Poniżej przedstawiono wzory empiryczny, półstrukturalny i strukturalny omawianego polimeru.



Rysunek 5.2: Wzory PDMS: a) empiryczny, b) półstrukturalny, c) strukturalny

Pierwszy z nich określa najprostszy stosunek liczby atomów pierwiastków, które zawiera związek. Wzór półstrukturalny pokazuje ile atomów każdego pierwiastka wchodzi w jego skład. Natomiast wzór strukturalny przedstawia strukturę cząsteczki PDMS [10]. Ze względu na wartość  $n$ , która może wynosić od 10 do nawet powyżej 10 000, poli(dimetylosiloksan) będzie zmieniał się z postaci płynnej (dla małych wartości  $n$ ) do półstałej (dla dużych wartości  $n$ ), co z kolei będzie wpływać na zmianę jego właściwości fizyko-chemicznych i poszerzenie obszaru potencjalnego zastosowania [1, 8].

Jednym ze sposobów klasyfikacji PDMS jest klasyfikacja ze względu na wartość lepkości, która wzrasta wraz z wydłużaniem się łańcucha. Poli(dimetylosiloksany), których lepkość zawiera się w przedziale od  $0,65 \cdot 10^{-6}$  do  $20 \cdot 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s (0,65-20 cSt), są zaliczane do płynów o niskiej lepkości. Substancje o średniej lepkości charakteryzują się lepkością w granicach od  $0,05 \cdot 10^{-3}$  do  $10^{-3}$  m<sup>2</sup>/s (50 - 1 000 cSt), natomiast o wysokiej lepkości od  $5 \cdot 10^{-3}$  do  $250 \cdot 10^{-3}$  m<sup>2</sup>/s (5 000 - 250 000 cSt). PDMS wykazujące lepkość powyżej  $0,5$  m<sup>2</sup>/s (500 000 cSt) to gumy [8, 26]. Zależność pomiędzy lepkością poli(dimetylosiloksanów), a masą cząsteczkową zawiera Tabela 5.1 [10].

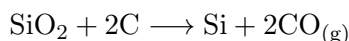
Tablica 5.1: Zależność pomiędzy lepkością, a masą cząsteczkową PDMS [10]

Lepkość PDMS m <sup>2</sup> /s	Średnia liczba jednostek $D^1$	Liczbowo średnie masy cząsteczkowe
$10^{-5}$	15	1 300
$10^{-4}$	75	5 000
$10^{-3}$	200	15 000
$10^{-2}$	500	37 000
$10^{-1}$	1 000	74 000

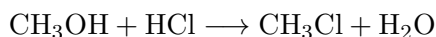
$D^1$  odnosi się do powtarzających się jednostek szkieletowych PDMS (merów), w których występuje atom krzemu związany z dwoma atomami tlenu i dwoma grupami metylowymi.

### 5.3.1. Synteza PDMS

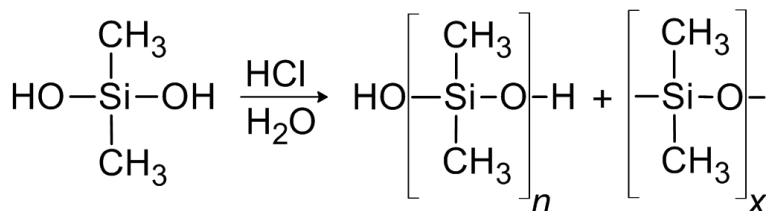
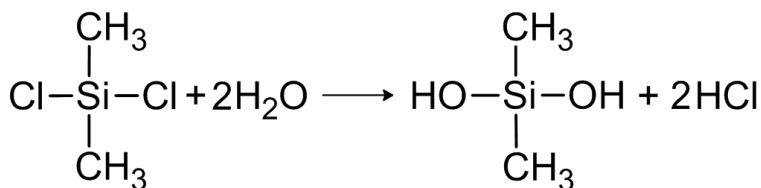
Surowcami wykorzystywanymi do syntezy poli(dimetylosiloksanu) są metanol i krzemionka kwarcowa. By uzyskać metaliczny krzem, krzemionkę poddaje się redukcji węglem w piecu elektrycznym w temperaturze poniżej 1400°C – proces karbotermicznego wytapiania. Reakcja nie jest odwracalna, gdyż tlenek węgla(II) opuszcza piec. Uzyskiwany w ten sposób stopiony krzem ma czystość równą około 99%. Następnie jest on schładzany i kruszony. Stopień rozdrobnienia krzemu powinien być jak największy ze względu na zwiększenie powierzchni reakcji w produkcji siloksanów.



Następny etap to kondensacja metanolu z kwasem solnym, wskutek której powstaje chlorometan.

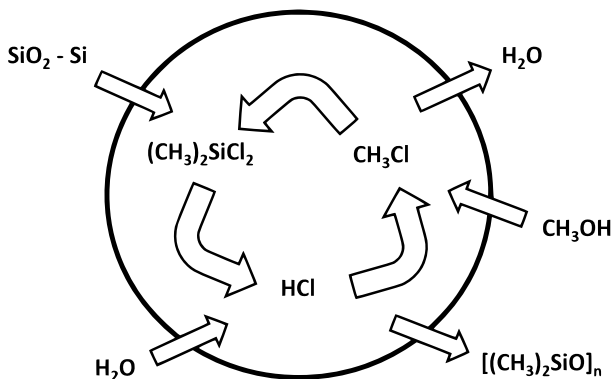


Wytworzony chlorometan wchodzi w reakcję z krzemem w obecności katalizatora na bazie miedzi. Reakcja ta zachodzi w przedziale temperatur 250°C do 300°C pod ciśnieniem od 1 do 5 bar. Następuje wówczas przyłączenie dwóch grup metylowych do każdego z atomów krzemu, co skutkuje wytworzeniem dichloro(dimetylo)silanu. Ponadto powstaje również mieszanina, w której skład wchodzi m. in. trichloro(metylo)silan, chloro(trimetylo)silan oraz dichloro(metylo)silanu. Składniki te mogą być rozdzielone za pomocą destylacji. W zależności od tego jak ma wyglądać produkt końcowy, chlorosilany poddawane są hydrolizie lub polimeryzacji. Dodanie wody do dichloro(dimetylo)silanu powoduje powstanie disilanolu i kwasu solnego. Następnie niestabilne disilanole ulegają kondensacji pod wpływem katalitycznego działania kwasu solnego, co skutkuje utworzeniem poli(dimetylosiloksanów) liniowych i cyklicznych, przez wzgląd na jednoczesny, spontaniczny i szybki przebieg hydrolizy oraz kondensacji. Część z otrzymanych zwią-



ków jest poddawana dalszej polimeryzacji. Hydroksylowe grupy, wchodzące w skład liniowego PDMS, są blokowane na końcach grupami trimetylosiloksyłowymi, co zapobiega dalszej kondensacji i zmianie lepkości oraz skutkuje uzyskaniem  $MD_nM$ . PDMS o większej masie cząsteczkowej otrzymywany jest w wyniku polimeryzacji, np. cyklicznych oligomerów w obecności końcowego blokera, np. heksametylodisiloksanu i katalizatora, którym jest mocny kwas lub mocna zasada. Inne blokery dają możliwość uzyskania polimerów z różnymi grupami funkcyjnymi. Kolejne etapy, takie jak użycie wypełniaczy, sieciowanie czy dodatek pigmentów pozwala na wytworzenie bardzo szerokiej gamy materiałów, które mogą być wykorzystane z powodzeniem w różnych gałęziach przemysłu. W ciągłym procesie produkcji

silikonów katalizator miedziowy nie jest wykorzystywany, a kwas solny jest prawie w całości zwracany do początkowego etapu, co umożliwia otrzymanie produktów do dalszego użycia i „wykończenia”. Na poniższym rysunku przedstawiony został ogólny cykl produkcyjny silikonu [1, 10, 26].



Rysunek 5.3: Uproszczony schemat obrazujący produkcję silikonów [26]

### 5.3.2. Właściwości PDMS determinowane budową łańcucha

Poli(dimetylosiloksany) posiadają kombinację wiązań nieorganicznego łańcucha, który wykazuje podobieństwo do krzemianów (wysoka energia powierzchniowa) oraz bocznych grup metylowych, które wykazują cechy związków organicznych (niska energia powierzchniowa). Występowanie grup metylowych wpływa na „ochronę” głównego łańcucha, który mógłby zostać zmieniony wskutek powstawania związków międzycząsteczkowych, z powodu silnie spolaryzowanego wiązania Si-O [1, 26, 27]. Ze względu na małe siły międzycząsteczkowe PDMS pozostają płynne w znacznie szerszym zakresie lepkości i mas cząsteczkowych niż węglowodory. Wydłużenie łańcucha skutkuje zmianą właściwości, a to z kolei przekłada się na poszerzenie potencjalnego obszaru zastosowania tego polimeru. Niska energia aktywacji sprawia, że poli(dimetylosiloksany) są postrzegane jako względnie swobodnie płynące ciecze, nawet w przypadku dużej masy cząsteczkowej. Unikalne struktury chemiczne zapewniają wysoką ruchliwość łańcucha, wysoki stopień elastyczności i małe siły przyciągania między cząsteczkami. Polimer ten wykazuje niskie napięcie powierzchniowe oraz wyjątkowo niską temperaturę zeszklenia, wynoszącą około -125°C. Jest on także stabilny chemicznie, termicznie, na co wpływa niska reaktywność grup metylowych oraz silne wiązania pomiędzy krzemem a tlenem. Ponadto poli(dimetylosiloksany) to



przezroczyste w szerokim zakresie UV-VIS (230 – 700 nm), silnie hydrofobowe polimery [1, 8, 41, 42]. Długość wiązania pomiędzy krzemem, a dowolnym pierwiastkiem jest większa niż wiązania pomiędzy węglem, a dowolnym pierwiastkiem. Krzem ma również niższą elektroujemność, co wpływa na silną polaryzację wiązania Si-O, którego energia wiązania jest dosyć wysoka i wynosi 452 kJ/mol. Wyjaśnia to po części stabilność siloksanów. Wiązanie Si-O jest również odporne na rozpad homolityczny. Łatwe są rozpady heterolityczne wskutek reakcji polimeryzacji katalizowanej mocnymi kwasami lub zasadami. Łańcuch siloksanowy ze względu na niską barierę rotacji jest bardzo elastyczny. Długość wiązania Si-O (0,164 nm) jest większa niż C-C (0,153 nm), a więc wokół wiązania Si-O występuje mniejsza zawada sferyczna w rotacji. Podnadtó występują również większe kąty wiązania Si-O-Si (ok. 143°) w porównaniu z wiązaniem C-C-C (około 110°), co właśnie determinuje niższe temperatury topnienia i zeszklenia. Kąt tego wiązania jest dodatkowo „elastyczny” i może zmieniać się nawet do 180° [28, 41, 43].

### **5.3.3. Zastosowanie poli(dimetylosiloksanu)**

Komercyjne silikony to złożony układ wieloskładnikowy, w którego skład wchodzi polisiloksany o różnych długościach łańcuchów, gęstości sieciowania oraz dodatki takie jak wypełniacze, plastyfikatory i inne substancje pomocnicze. Tego rodzaju mieszanki tworzone są w celu uzyskania pożądanych kombinacji właściwości fizycznych, chemicznych i mechanicznych dla finalnych produktów [24, 29, 34]. Wysoka stabilność termiczna poli(dimetylosiloksanów) sprawia, że mogą być one stosowane w wielu gałęziach przemysłu. Wykorzystywane są między innymi do produkcji soczewek kontaktowych, jako dodatek do kosmetyków, głównie produktów do pielęgnacji skóry, jako materiał do wykonywania mikrosystemów, tzw. Lab-On-a-Chip, prekursorzy MEMS (systemy mikroelektromechaniczne) oraz komponenty mikroprzepływowe [12, 25, 27, 30]. Ze względu na wysoką przepuszczalność dla gazów PDMS sprawdzają się w postaci membran oraz w kontrolowanym dostarczaniu leków, natomiast wartość lepkości umożliwia użycie ich do kondycjonowania tkanin, a także do tworzenia powłoki, a następnie oddzielania odlewów z gumy, tworzyw sztucznych lub metali od form. W procesach wytwórczych i chemicznych, głównie w układach bezwodnych, dodatek małej ilości poli(dimetylosiloksanu) zapobiega pienieniu. Polimer ten stanowi doskonały stabilizator piany, np. w produkcji ropy naftowej, w operacjach rafineryjnych, co wiąże się z interakcją łańcuchów siloksanowych. PDMS to także idealny dodatek do materiałów sypekich

zapobiegający lub zmniejszający ich skłonność do zbrylania. W hydraulice natomiast stosowany jest ze względu na swą stabilność, ściśliwość i kompatybilność z elementami gumowymi. PDMS w postaci płynnej wykazuje doskonałą smarowność powierzchni plastikowych i elastomerowych [9, 36]. Poli(dimetylosiloksany) znajdują zastosowanie również jako nośniki ciepła czy wysokosprawne elastomery. Jako dodatkowe przykłady ich wykorzystania można wskazać amortyzatory mechaniczne w siedzeniach i deskach rozdzielczych samolotów, uszczelniacze silników, oleje, kleje [12], wypełnienia kolumn chromatograficznych [21] oraz izolatory termiczne i akustyczne. Polimery te mogą służyć także jako izolacja elektryczna ze względu na wysoką stałą dielektryczną [1, 42].

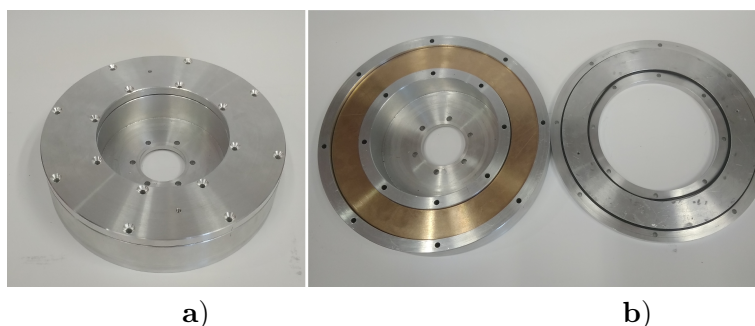
## 5.4. PDMS w urządzeniach tłumiących

W ostatnich latach zainteresowanie poli(dimetylosiloksanem) znacząco wzrosło, na co wpłynęła możliwość wykorzystania go w różnych gałęziach przemysłu. PDMS stanowi atrakcyjny materiał ze względu na doskonałe właściwości tłumiące. Analiza właściwości oleju silikonowego jest ważnym zagadnieniem między innymi podczas projektowania i serwisowania tłumików wiskotycznych, które stosowane są w celu tłumienia drgań skrętnych wałów korbowych wielocylindrowych silników spalinowych. Po raz pierwszy zostały wykorzystane na początku XX wieku w USA do tłumienia drgań skrętnych wałów rozrządu w silnikach w okrętach podwodnych [16, 20].

Główne elementy wiskotycznych tłumików drgań skrętnych to obudowa, pokrywa i pierścień bezwładnościowy, który zanurzony jest w cieczy wypełniającej obudowę. Za prawidłowe ustawienie takiego pierścienia odpowiedzialne są łożyska promieniowe lub osiowe [4, 33, 40]. Odpowiednio dobrane medium tłumiące powinno być nietoksyczne, wykazywać małą ściśliwość, dobrą stabilność chemiczną, wysoką temperaturę zapłonu, niepalność, małą wrażliwość lepkości na zmiany temperatury, odporność na zimno i starzenie [32, 38].

Powyższe wymagania spełniają właśnie polisiloksany, dlatego do napełnienia tłumików stosowane są oleje silikonowe o wysokiej lepkości sięgającej w niektórych przypadkach nawet  $1 \text{ m}^2/\text{s}$  (1 000 000 cSt). Najczęściej używany jest stabilizowany olej na bazie poli(dimetylosiloksanu) produkowany przez firmy Bayer i Wacker. To właśnie stopień zanieczyszczenia takiego oleju i wartość lepkości podczas serwisowania są jednymi z głównych parametrów, które decydują czy tłumik jest dopuszczany do dalszej eksploatacji, czy poddawany regeneracji. Ważne jest więc poznanie właściwości

reologicznych takiego oleju [17, 19, 32].



Rysunek 5.4: Tłumik wiskotyczny: a) widok z zamkniętą pokrywą, b) przekrój

## 5.5. Zmiany właściwości PDMS wpływające na jakość tłumienia

Od dawna istnieje duże zainteresowanie stabilnością i ścieżkami degradacji poli(dimetylosiloksanu), zwłaszcza w zależności od zmiany temperatury. Zrozumienie zależności pomiędzy strukturą, a właściwościami polimeru jest kluczem do przewidywania jego zachowania w konkretnych warunkach, a co za tym idzie określenia wydajności i żywotności wykonanych z niego materiałów lub elementów, w których znajduje zastosowanie [3, 12, 24].

Jak wspomniano wcześniej jednym z głównych wskaźników jakości i wydajności medium tłumiącego jest lepkość. Na jej zmianę ma wpływ wzrost lub zmniejszenie szybkości ścinania, zmiana temperatury pracy oraz proces starzenia oleju.

### 5.5.1. Zmiana szybkości ścinania

Reologiczne zachowanie polimerów jest przedstawiane jako odpowiedź na narzuconą szybkość ścinania, która definiowana jest jako szybkość, z jaką dany płyn jest ścinany, jak „pracuje” podczas przepływu. Z punktu bardziej technicznego to szybkość, z jaką warstwy płynu lub blaszki przesuwiają się obok siebie. Wartość szybkości ścinania jest zależna od geometrii oraz prędkości przepływu [31]. Splątania między łańcuchami sprawiają, że płynne zachowanie staje się wyraźnie lepkosprężyste i nawet w izotermicznych, stabilnych warunkach przepływu ścinającego powstają normalne

naprężenia. Ich intensywność zależy od struktury molekularnej materiału polimerowego.

Nawet przy dużych szybkościach ścinania lepkości polisiloksanów o małej masie cząsteczkowej zmniejszają się nieznacznie, natomiast polimery o dużej masie cząsteczkowej, o wysokiej lepkości wykazują nienewtonowskie lub pseudoplastyczne zachowanie, to znaczy, że ich lepkość wyraźnie zmniejsza się wraz ze wzrostem szybkości ścinania. Pozorne zmniejszenie lepkości lub pseudoplastycznego płynięcia silikonów przy dużych szybkościach ścinania jest przejściowe. Po ustaniu ścinania płyny powracają do pierwotnej nominalnej lepkości.

Z czasem, wskutek zużycia oleju, mimo ustania/zmniejszenia się ścinania, olej nie powraca do swojej pierwotnej lepkości. Jej wartość jest niższa, co związane jest między innymi ze zmianami zachodzącymi w strukturze polimeru. Im niższa lepkość, tym płyn jest bardziej zbliżony do płynu newtonowskiego [5].

### **5.5.2. Wpływ temperatury na lepkość PDMS**

Zmiany lepkości oleju siloksanowego są w dużym stopniu uzależnione od temperatury, dlatego przydatny okazuje się model opisujący charakter tych zmian. W literaturze można znaleźć wyniki badań reologicznych, jednak w większości przeprowadzane są one z wykorzystaniem próbek PDMS o niskiej lepkości, głównie ze względu na trudności związane z wykonaniem pomiarów dla próbek o wysokich lepkościach. Podejmowane są jednak próby opracowania modelu, który uwzględniałby wpływ jak największej liczby czynników powodujących zmianę lepkości oleju w funkcji temperatury [13, 22, 37].

Abood i inni porównali przepływ powietrza i oleju w pionowym odcinku rurowym. Na podstawie danych eksperymentalnych i numerycznych scharakteryzowany został wpływ grawitacji, długości odcinka przez który odbywał się przepływ, prędkości powierzchniowej na ruch oraz strukturę pęcherzyków powietrza. Wykorzystano metodę objętości płynu (VOF) w celu uchwycenia granicy fazowej pęcherzyków powietrza w odcinku rurowym wypełnionym olejem. Gęstość, lepkość oraz temperatura oleju miały stałą wartość [37].

Frings ze współpracownikami porównali wyniki danych eksperymentalnych z opracowanym modelem matematycznym lepkiego tłumika drgań wykonującego ruch cykliczny. Model opisywał prawidłowo także dynamikę płynów, w tym polisiloksanu. Do opisu lepkości oleju zastosowano model Carreau-Yasudy. Wyniki wskazywały, że spadek siły tłumienia jest przesza-

cowany ze względu na zmianę lepkości wskutek podwyższenia temperatury, a więc zaniedbania ściśliwości płynu. Model nie pozwalał na uwzględnienie zależności siły od prędkości dla osiągniętej częstotliwości [11].

Kórkuti i współpracownicy opracowali równanie konstytucyjne, które uwzględnia zależność lepkości sprężystości od temperatury dla oleju silikonowego AK 1 000 000 STAB firmy Wacker Chemie. Jest to pięcioelementowy model White-Metznera i zostało wyprowadzone by odwzorować występujący efekt Weissenberga podczas pomiaru rotacyjnego w środowisku Comsol [23].

### **5.5.3. Degradacja poli(dimetylosiloksanu)**

Zmiany właściwości oleju siloksanowego mogą być także wynikiem jego degradacji chemicznej. Degradacja termiczna poli(dimetylosiloksanu) zakończona grupami metylowymi zachodzi w zakresie temperatury od 400 do 650°C w atmosferze obojętnej, pod próżnią. Wskutek depolimeryzacji powstają cykliczne oligomery, wśród których najmniejszym i zarazem najliczniejszym jest heksametylocyklotrisiloksan [15, 35]. Podjęte do tej pory próby analizy degradacji termicznej PDMS pod względem kinetycznym pozwalają stwierdzić, że na jej przebieg ma wpływ między innymi szybkość ogrzewania polimeru. Powstanie heksametylocyklotrisiloksanu determinuje szybkość degradacji termicznej PDMS, ze względu na wytworzenie w tym etapie wewnątrzcząsteczkowego stanu przejściowego, który może powstać w dowolnym fragmencie łańcucha polimeru. Spodziewać by się można, że depolimeryzacja będzie zachodzić wskutek pęknięcia najsłabszego termicznie wiązania Si-C, jednak badania dowodzą, że zamiast niego pęka wiązanie Si-O, co prowadzi do wytworzenia cyklicznych oligomerów. Nasuwa to wniosek, że przebieg depolimeryzacji jest uzależniony od struktury molekularnej i względów kinetycznych, a nie energii występujących wiązań [6, 7, 14].

Termiczna degradacja oksydacyjna zachodząca w obecności powietrza różni się od tej przebiegającej w azocie. Wyniki przeprowadzonych badań wskazują na co najmniej dwa etapy degradacji uzależnione również od szybkości ogrzewania. Różnice występują w pierwszym etapie dla małych szybkości nagrzewania, który zachodzi w niższej temperaturze w powietrzu niż w azocie. Drugi etap rozpoczyna się w porównywalnej temperaturze zarówno w obecności powietrza, jak i w azocie. Jeżeli chodzi o produkty degradacji to są nimi mieszaniny oligomerów oraz dodatkowo, w obecności powietrza, powstaje CO<sub>2</sub> oraz H<sub>2</sub>O. Reakcji utleniania ulegają także oligomery w fazie gazowej, co skutkuje powstaniem krzemionki, która tworzy się również wskutek utleniania w fazie skondensowanej. Jako wyjaśnienie

dwustopniowej degradacji autorzy badań podają, że to tlen katalizuje reakcję depolimeryzacji poli(dimetylosiloksanu) do lotnych cyklicznych oligomerów, co skutkuje niższą temperaturą ( $290^{\circ}\text{C}$ ) wystąpienia początku utraty wagi w powietrzu niż w azocie ( $400^{\circ}\text{C}$ ). Dodatkowo spowolnione ulatnianie w niższej temperaturze tłumaczone jest utlenianiem PDMS w fazie skondensowanej. Jako mechanizm utleniania podaje się peroksydację zapoczątkowaną przypadkowymi rodnikami, wskutek której powstają pierwszorzędowe wodoronadtlenki, które w dalszych etapach ulegają rozkładowi. Zwiększenie szybkości ogrzewania do  $50^{\circ}\text{C}/\text{min}$  wpływa na podwyższenie temperatury pierwszego etapu zarówno w powietrzu, jak i w azocie. Rozkład termiczny w azocie i powietrzu ma tendencję do nakładania się. Rozpuszczalność tlenu w fazie skondensowanej maleje, wzrasta szybkość reakcji degradacji termicznej. Dodatkowo w azocie, w zakresie temperatury  $700 - 800^{\circ}\text{C}$  powstaje czarny osad (tlenowęglik krzemu) wskutek alternatywnej ścieżki rozkładu. Wzrost szybkości ogrzewania powoduje zdominowanie ulatniania się PDMS przez szybkość dyfuzji oraz parowania powstałych podczas rozkładu oligomerów [6, 7, 14].

#### **5.5.4. Inne przyczyny zmiany lepkości PDMS**

Zastosowanie poli(dimetylosiloksanu) jako płynu tłumiącego w tłumikach wiskotycznych pokazało, że lepkość oleju może maleć, jak i wzrastać, co również jest niekorzystne dla prawidłowej pracy tłumika. Wzrost lepkości oleju może być spowodowany niewłaściwą eksploatacją, np. zbyt długim czasem pracy tłumika, występowaniem tzw. tarcia suchego pomiędzy pierścieniem, a obudową tłumika jeżeli miała miejsce dłuższa przerwa w pracy silnika lub oddziaływaniem oleju z elementami budowy tłumika. Można tutaj wymienić wypłukiwanie grafitu z pierścienia podczas pracy, wchłanianie oleju w porowatą strukturę pierścienia oraz dyfuzję zachodzącą pomiędzy obudową tłumika a łożyskiem pierścienia bezwładnościowego wykonanego z brązu. Zanieczyszczenie oleju twardymi cząsteczkami, pochodzącymi ze zużycia elementów może także prowadzić do powstawania produktów kwaśnych w degradowanym oleju, co z kolei wpływa na tworzenie nowych ognisk korozji na wewnętrznych elementach urządzenia tłumiącego. W podwyższonej temperaturze PDMS wrażliwy jest na działanie zanieczyszczeń w postaci kwasów, zasad, niektórych związków metali, które mogą przyspieszać powstawanie lotnych produktów ubocznych oraz utleniaczy powodujących wzrost lepkości. Olej przybiera wówczas konsystencję żelu z wtrąceniami metalicznymi, niekiedy wygląda jak ciało stałe. Ważny jest więc dobór optymalnej lepkości oleju. Zbyt niska może skutkować zacieraniem się tłumika,

natomiast zbyt wysoka może ograniczać ruch pierścienia bezwładnościowego, co z kolei wpływa na powstawanie drgań skrętnych [18, 39].

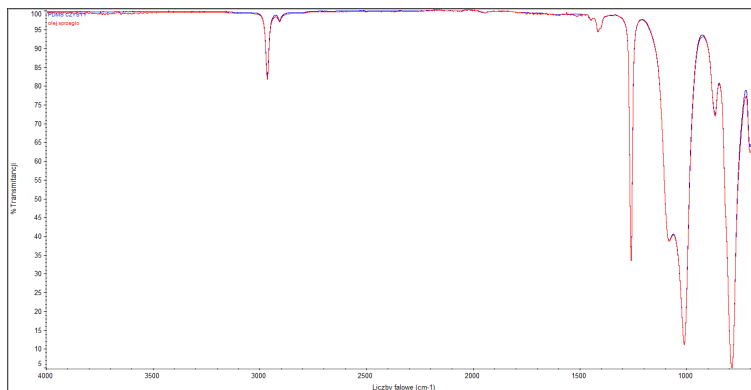
## **5.6. Analiza PDMS pod kątem zmian właściwości wpływających na zdolność tłumienia**

### **5.6.1. Spektroskopia refleksyjna w podczerwieni z transformatą Fouriera**

Spektroskopia refleksyjna w podczerwieni z transformatą Fouriera (ATR-FTIR) stanowi uniwersalną metodę badawczą. Wykorzystywane jest w niej oddziaływanie promieniowania podczerwonego z zakresu  $400 - 4000 \text{ cm}^{-1}$  z substancją badaną. Wskutek zaabsorbowania promieniowania IR następuje oscylacja wiązań pomiędzy atomami wchodzącymi w skład badanej substancji. Występują różne typy drgań w zależności od rodzaju wiązania (pojedyncze, podwójne, potrójne) i rodzajów atomów tworzących daną grupę funkcyjną. Na położenie i intensywność uzyskanego pasma absorpcyjnego będą mieć wpływ zatem ilość i rodzaj wiązań chemicznych występujących w badanej substancji.

Badaniu poddano dwie próbki. Pierwsza analiza miała na celu określenie substancji bazowej oleju przemysłowego po eksploatacji na podstawie dopasowania do danych zawartych w bibliotece. Okazało się, że głównym jego składnikiem jest PDMS, dlatego kolejna analiza dotyczyła porównania widm PDMS o lepkości  $0,03 \text{ m}^2/\text{s}$  (30 000 cSt) firmy Sigma-Aldrich z widmem oleju przemysłowego po eksploatacji. Na Rysunku 5.5 przedstawiono wyniki analiz, które wykonano z wykorzystaniem spektrometru firmy ThermoFisher, znajdującego się na Wydziale Mechaniczno-Technologicznym Politechniki Rzeszowskiej w Stalowej Woli.

Zarówno w przypadku czystego PDMS, jak i zużytego PDMS na widmach zaobserwowano charakterystyczne pasma absorpcyjne, przy długości fali:  $2960 \text{ cm}^{-1}$  (grupy metylowe wiązania C-H),  $1406 \text{ cm}^{-1}$  ( $\text{CH}_3$  drgania deformacyjne antysymetryczne), silne pasma absorpcyjne  $1260 \text{ cm}^{-1}$  ( $\text{CH}_3$  drgania deformacyjne symetryczne),  $1100\text{-}1000 \text{ cm}^{-1}$  (Si-O-Si drgania rozciągające antysymetryczne),  $850 \text{ cm}^{-1}$  (Si-C) i  $790 \text{ cm}^{-1}$  (Si-( $\text{CH}_3$ )<sub>2</sub>). Wyniki analizy pozwalają stwierdzić, że w oleju po eksploatacji nie wystąpiły znaczące zmiany, nie zaszły reakcje mające wpływ na zmianę rodzaju występujących w nim wiązań. Jednak analizując wygląd próbki zużytego oleju, która była nieprzezroczysta, w kolorze błotnistym, można stwierdzić, że znajdują się w niej zanieczyszczenia w postaci fizycznej.



Rysunek 5.5: Nałożone widma czystego PDMS o lepkości kinetycznej  $0,03 \text{ m}^2/\text{s}$  (30 000 cSt) oraz oleju po eksploatacji na bazie PDMS

### 5.6.2. Chromatografia żelowa

Chromatografia żelowa GPC (ang. Gel Permeation Chromatography), nazywana jest również chromatografią wykluczeniową. Metoda ta umożliwia określenie wielkości i rozkładu cząstek polimerów i oligomerów, które w dużym stopniu determinują ich właściwości fizykochemiczne. Rozdział substancji odbywa się, poprzez wykorzystanie niejonowego mechanizmu sita molekularnego, inaczej nazywanego mechanizmem wykluczenia przestrzennego. Kolumna, w której następuje rozdział badanego związku, wypełniona jest porowatym, chemicznie obojętnym żelem. Czas przejścia cząsteczek przez kolumnę uzależniony jest od ich wielkości. Mniejsze cząsteczki dyfundują w pory, co wpływa na wydłużenie ich drogi, a zatem i na czas przejścia przez kolumnę. Większe cząsteczki wędrują tylko między ziarnowymi przestrzeniami. Sposób w jaki odbywa się rozdział pozwala na określenie zależności pomiędzy logarytmem masy molekularnej cząsteczek badanej próbki, a objętością (czasem) ich wymycia z kolumny.

W skład zestawu chromatograficznego wykorzystanego do przeprowadzenia analiz PDMS wchodziły następujące elementy (Rysunek 5.6):

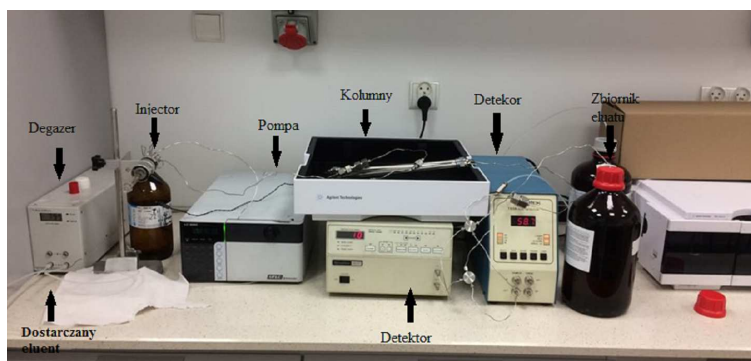
- Degazer firmy Viscotek,
- Injector firmy Rheodyne,
- Kolumny (PSS SDV Guard i PSS SDV 100,  $1000 \text{ \AA}$ , średnica ziaren  $5 \mu\text{m}$ ),
- Oprogramowanie OmniSEC, wersja 4.2,



- Pompa izokratyczna Shimadzu LC-20AD,
- Refraktometr różnicowy Shodex RI-71.

Warunki przeprowadzenia pomiarów:

- Objętość pętli: 100  $\mu\text{l}$ ,
- Szybkość przepływu THF: 1 ml/min.



Rysunek 5.6: Aparat chromatograficzny wykorzystany do przeprowadzenia analiz próbek poli(dimetylosiloksanu)

Badaniu poddano w sumie trzy próbki poli(dimetylosiloksanu). Dwie analizy wykonano dla PDMS o lepkości  $0,03 \text{ m}^2/\text{s}$  (30 000 cSt), żeby sprawdzić powtarzalność wyników. Trzecią analizę przeprowadzono dla oleju na bazie PDMS po eksploatacji. W celu przygotowania próbek do analizy, do trzech buteleczek naważono po około 25 mg PDMS. Następnie do każdej buteleczki dodano po 5 ml tetrahydrofuranu (THF), którego parametry były identyczne, jak rozpuszczalnika wykorzystanego w aparacie chromatograficznym. Proces rozpuszczania usprawniono wytrząsając buteleczki na wytrząsarce laboratoryjnej MultiReax Control firmy Heidolph przez kilka godzin. Następnie roztwory przesączono przez teflonowy filtr strzykawkowy, którego wielkość porów wynosiła  $0,2 \mu\text{m}$ . Przesącz wstrzyknięto do układu przy użyciu strzykawki i przeprowadzono analizę.

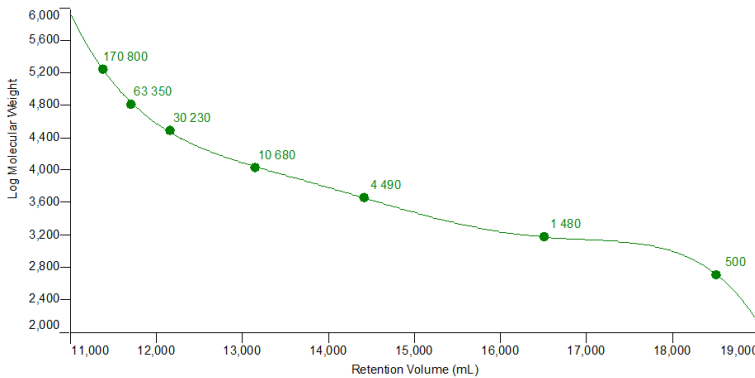
W celu wyznaczenia dokładnych wartości liczbowo i wagowo średniej masy cząsteczkowej analizowanych próbek polimeru wykonano kalibrację układu chromatograficznego. Do tej procedury użyto wzorców polistyrenowych o masach cząsteczkowych, których wartości zamieszczono w Tabeli 5.2 (masy podano w daltonach,  $1 \text{ Da} = 1.66 \cdot 10^{-27} \text{ kg}$ ).

Tablica 5.2: Masy cząsteczkowe polistyrenu wykorzystanego do kalibracji

Masa PS Da	170 800	63 350	30 230	10 680	4 490	1 480	500
---------------	---------	--------	--------	--------	-------	-------	-----

Próbki roztworów wzorcowych badano analogicznie jak próbki PDMS. Masy cząsteczkowe  $M_p$  oraz odpowiadające im czasy retencji, otrzymane w analizie wzorców posłużyły do wyznaczenia krzywej kalibracyjnej, która jest w postaci wielomianu stopnia piątego i opisuje ją poniższe równanie:

$$\log(M_n) = 1535.6476 + (-518.4778) \cdot V_p + 70.0509 \cdot V_p^2 + (-4.7163) \cdot V_p^3 + 0.1581 \cdot V_p^4 + (-2.1094 \cdot (10)^{-3}) \cdot V_p^5.$$



Rysunek 5.7: Krzywa kalibracji wyznaczona za pomocą wzorców polistyrenowych

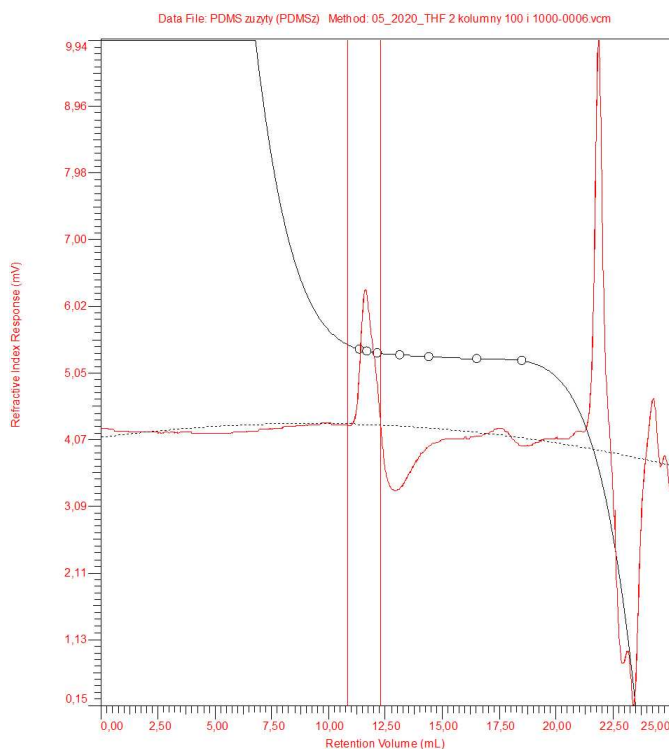
Na otrzymane chromatogramy naniesiono krzywą kalibracyjną, która pozwoliła na wyznaczenie mas cząsteczkowych. Wartości liczbowo średniej masy cząsteczkowej  $M_n$ , średniej masy cząsteczkowej  $M_w$  oraz wartości rozkładu masy cząsteczkowej  $M_w/M_n$ , który jest miarą dyspersyjności, umieszczono w Tabeli 5.3.

Liczbowo średnia masa cząsteczkowa  $M_n$  określa liczbowy udział makrocząsteczek, czyli stosunek sumy iloczynów liczby makrocząsteczek  $N_i$  i ich masy  $M_i$  do liczby wszystkich cząstek w próbce, natomiast  $M_w$  to wagowy udział makrocząsteczek, czyli stosunek sumy iloczynu masy makrocząsteczek o danej masie i ich masy do masy próbki. Z kolei  $M_p$  to masa cząsteczkowa w maksimum piku, a  $M_z$  to średnia masa cząsteczkowa.

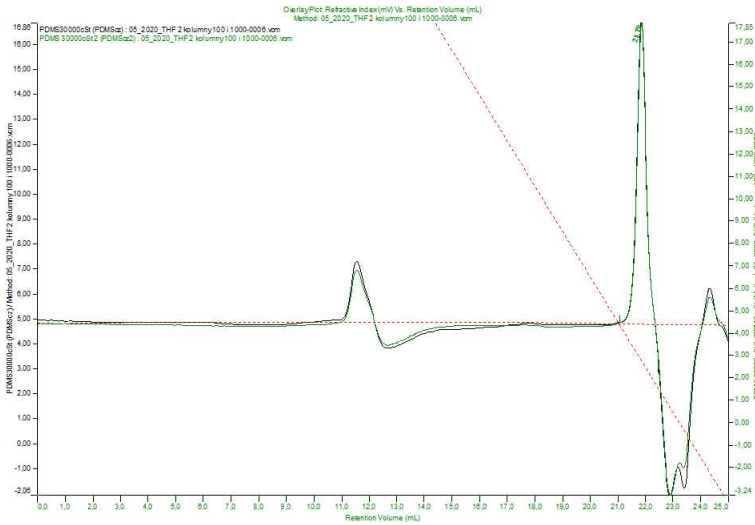
Tablica 5.3: Wyniki analizy dla próbek PDMS czysty i zużyty

Próbka	$M_n$ Da	$M_w$ Da	$M_z$ Da	$M_p$ Da	$M_w/M_n$
PDMS czysty (Analiza 1)	84 993	132 223	264 944	110 883	1,556
PDMS czysty (Analiza 2)	80 627	127 605	264 954	107 735	1,583
PDMS zużyty (Analiza 1)	69 100	101 150	185 833	95 818	1,464

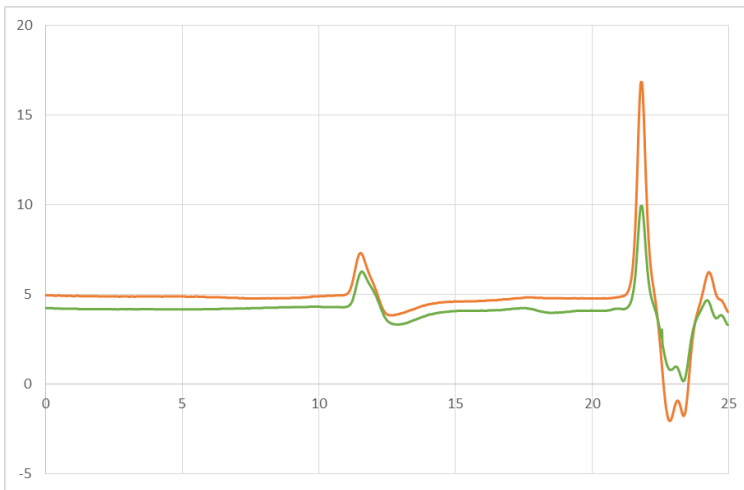
Na Rysunkach 5.8 i 5.9 przedstawiono chromatogramy otrzymane w analizach kolejno oleju po eksploatacji na bazie PDMS (PDMS zużyty) oraz czystego PDMS o lepkości  $0,03 \text{ m}^2/\text{s}$  (30 000 cSt).



Rysunek 5.8: Chromatogram z analizy zużytego PDMS (oleju po eksploatacji)



Rysunek 5.9: Chromatogramy z dwóch analiz czystego PDMS



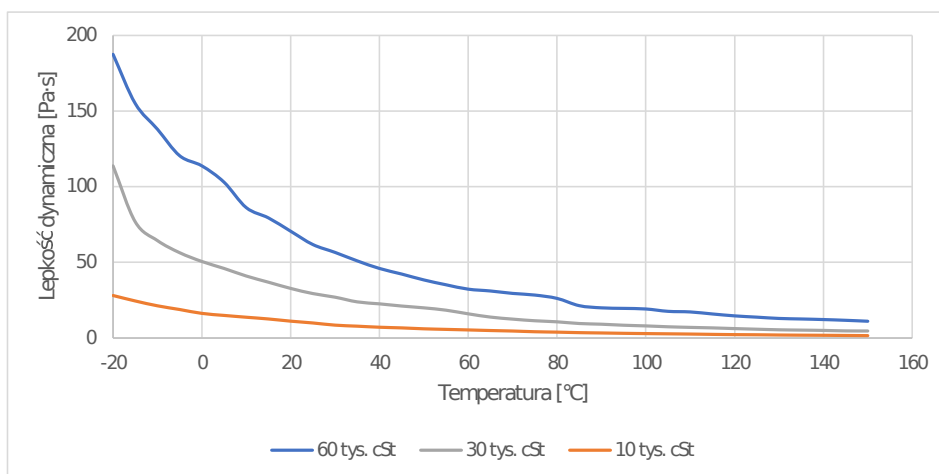
Rysunek 5.10: Nałożone chromatogramy z analizy czystego (pomarańczowy) i użytego (zielony) PDMS

Porównanie przebiegów chromatogramów oleju po eksploatacji na bazie PDMS oraz PDMS czystego o lepkości  $0,03 \text{ m}^2/\text{s}$  (30 000 cSt), pozwala stwierdzić, że są one podobne. Występują niewielkie różnice w przebiegu krzywych. Można przypuszczać, że próbka oleju po eksploatacji została przygotowana na bazie PDMS o równie dużej lepkości (Rysunek 5.10).

### 5.6.3. Pomiar lepkości

Do wykonania badań zostały użyte próbki poli(dimetylosiloksanu) firmy Sigma-Aldrich, których lepkości wynosiły kolejno  $0,01 \text{ m}^2/\text{s}$  (10 000 cSt),  $0,03 \text{ m}^2/\text{s}$  (30 000 cSt) oraz  $0,06 \text{ m}^2/\text{s}$  (60 000 cSt). Pomiar lepkości wykonano z wykorzystaniem wiskozymetru rotacyjnego Brookfield DVE model RV. Dla każdej z próbek PDMS mierzono lepkość w zakresie temperatury od  $-20^\circ\text{C}$  do  $150^\circ\text{C}$ . Każdą próbkę wcześniej ochłodzono w zamrażarce, następnie umieszczono w specjalnym naczyniu, które ogrzewano w łaźni olejowej, na płycie grzewczej. Pomiary wykonano zgodnie z zaleceniami zawartymi w procedurze pomiarowej dołączonej do urządzenia przez producenta. Wyniki przedstawiono w Tabeli 5.4 oraz za pomocą wykresu (Rysunek 5.11).

Uzyskane wyniki pozwalają stwierdzić, że wraz ze wzrostem temperatury lepkość PDMS maleje. Charakter zmian lepkości dla badanych próbek ma podobny przebieg.



Rysunek 5.11: Wykres zmiany lepkości dynamicznej w funkcji temperatury dla świeżych olejów o nominalnej lepkości kinematycznej:  $0,06 \text{ m}^2/\text{s}$  (60 000 cSt),  $0,03 \text{ m}^2/\text{s}$  (30 000 cSt) oraz  $0,01 \text{ m}^2/\text{s}$  (10 000 cSt)

Tablica 5.4: Wyniki pomiarów zmiany lepkości dynamicznej w funkcji temperatury dla świeżych olejów o nominalnej lepkości kinematycznej: 0,06 m<sup>2</sup>/s (60 000 cSt), 0,03 m<sup>2</sup>/s (30 000 cSt) oraz 0,01 m<sup>2</sup>/s (10 000 cSt)

Nominalna lepkość kinematyczna PDMS m <sup>2</sup> /s	0,06	0,03	0,01
Temperatura [°C]	Lepkość dynamiczna Pa·s	Lepkość dynamiczna Pa·s	Lepkość dynamiczna Pa·s
-20	187,50	113,80	28,10
-10	138,00	64,40	21,30
0	113,80	50,60	16,30
10	86,20	41,00	13,75
20	70,60	32,80	11,16
30	56,60	27,00	8,52
40	46,00	22,60	7,14
50	38,40	19,95	6,10
60	32,30	16,00	5,36
70	29,50	12,50	4,63
80	26,20	10,72	3,90
90	19,95	9,14	3,35
100	19,20	8,02	2,94
110	17,25	7,04	2,63
120	14,65	6,25	2,25
130	12,95	5,44	2,00
140	12,22	5,04	1,81
150	11,10	4,66	1,58

## 5.7. Podsumowanie

Starzenie poli(dimetylosiloksanu) wpływa na pogorszenie jego zdolności do tłumienia. Zmiany właściwości polimeru mogą następować wskutek wzrostu lub zmniejszania szybkości ścinania, zmiany temperatury pracy oraz procesu starzenia oleju - degradacji termicznej i degradacji termicznej oksydacyjnej. Wykonane badania umożliwiły porównanie właściwości PDMS czystego oraz oleju na bazie PDMS po eksploatacji ze względu na występujące różnice w lepkości oraz mas cząsteczkowych. Wyniki wskazują, że lepkość PDMS maleje na skutek wzrostu temperatury oraz eksploatacji. Właściwości tłumiące ulegają również pogorszeniu przez wzgląd na występowanie zanieczyszczeń w oleju podczas pracy urządzeń tłumiących, co z kolei w większości przypadków prowadzi do zwiększenia lepkości oleju i skrócenia czasu

prawidłowej pracy urządzenia. Wyniki badania zmian lepkości w funkcji temperatury pokazują, że niezależnie od lepkości poli(dimetylosiloksanu) zmiana ta ma podobny przebieg - lepkość maleje wraz ze wzrostem temperatury.

## Bibliografia

- [1] M. Andriot, et al. *Silicones in industrial applications*, strony 61–161. Nova Science Publishers New York, 2007.
- [2] B. Arkles. Look what you can make out of silicones (biomedical applications of silicones). *Chemtech*, 13(9):542–555, 1983.
- [3] T.N. Balykova, V.V. Rode. Progress in the study of the degradation and stabilisation of siloxane polymers. *Russian Chemical Reviews*, 38:306–317, 1969.
- [4] D.F. Braund. Torsional vibration. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, 12(1):63–72, 1958.
- [5] W. W. Brooke-Devlin. *Novel Shear-Thinning of Aged PDMS/Fumed Silica Admixtures and Properties of Related Silicone Elastomers*. Virginia Commonwealth University, 2012.
- [6] G. Camino, S. M. Lomakin, M. Lageard. Thermal polydimethylsiloxane degradation. part 2. the degradation mechanisms. *Polymer*, 43(7):2011–2015, 2002.
- [7] G. Camino, S.M. Lomakin, M. Lazzari. Polydimethylsiloxane thermal degradation part 1. kinetic aspects. *Polymer*, 42(6):2395–2402, 2001.
- [8] G. Chandra. *Organosilicon Materials*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1997.
- [9] Ch. Chichester. Development of high-service-temperature fluids. *SAE Technical Paper 2016-01-0484*, SAE 2016 World Congress and Exhibition, 2016.
- [10] Federico De Paoli. *Measuring polydimethylsiloxane (PDMS) mechanical properties using flat punch nanoindentation focusing on obtaining full contact*. University of South Florida, 2015.
- [11] C. Frings, R. Zemp, J.C. De La Llera. Multiphysics modeling, experimental validation and building implementation of viscous fluid dampers. *Proceedings of the 16th World Conference on Earthquake Engineering*, 2017.
- [12] C. García-Garrido, L.A. Pérez-Maqueda, J.M. Criado, P.E. Sánchez-Jiménez. Combined kinetic analysis of multistep processes of thermal decomposition of polydimethylsiloxane silicone. *Polymer*, 153:558–564, 2018.
- [13] M.T. Ghannam, M.N. Esmail. Rheological properties of poly(dimethylsiloxane). *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 37:1335–1340, 1998.
- [14] N. Grassie, S.R. Beattie. The thermal degradation of polysiloxanes: Part 7—mechanism of degradation of poly(tetramethyl-p-silphenylene siloxane) and copolymers with dimethylsiloxane. *Polymer Degradation and Stability*, 8(3):177–193, 1984.
- [15] N. Grassie, I.G. Macfarlane. The thermal degradation of polysiloxanes—i. poly(dimethylsiloxane). *European Polymer Journal*, 14(11):875–884, 1978.

- [16] W. Homik. Diagnostyka, serwisowanie i regeneracja tłumików drgań skrytych wałów korbowych okrętowych silników spalinowych. *Polish Maritime Reserch*, 2010.
- [17] W. Homik. The effect of liquid temperature and viscosity on the amplitude-frequency characteristics of a viscotic torsion damper. *Polish Martime Research*, 19(4):71–77, 2012.
- [18] W. Homik. Metryka wiskotycznego tłumika drgań skrętnych. *Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej*, 54, 2013.
- [19] W. Homik. The diagnostics of viscotic dampers of torsional vibrations. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej*, 85(1925):37–48, 2014.
- [20] W. Homik. *Wiskotyczne tłumiki drgań skrętnych*. Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji-PIB, 2015.
- [21] I. Hägglund, et al. Chromatographic properties of different methyl—phenyl (1:1) substituted silicone stationary phases for open-tubular gas chromatography. *Journal of Chromatographic Science*, 29:396–402, 1991.
- [22] T. Kataoka, S. Ueda. Viscosity-molecular weight relationship for polydimethylsiloxane. *Polymer Letters*, 4:317–322, 1966.
- [23] Z. Kókuti, et al. Exploring the nonlinear viscoelasticity of a high viscosity silicone oil with laos. *Applied Rheology*, 26(14289):1–9, 2016.
- [24] J.P. Lewicki, B.P. Mayer, C.T. Alviso, R.S. Maxwell. Thermal degradation behavior and product speciation in model poly(dimethylsiloxane) networks. *Journal of Inorganic and Organometallic Polymers and Materials*, 22:636–645, 2011.
- [25] M. Liu, J. Sun, Q. Chen. Influences of heating temperature on mechanical properties of polydimethylsiloxane. *Sensors and Actuators*, 151:42–45, 2009.
- [26] Jungk M. *Silicone Fluids*, strony 1780–1793. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2014.
- [27] K. Malecha. Systemy mikroprzepływowe wykonane techniką ltcc, 2009.
- [28] J. E. Mark. Some interesting things about polysiloxanes. *Accounts of Chemical Research*, 37(12):946–953, 2004.
- [29] J.E. Mark, H.R. Allcock, R. West. *Inorganic Polymers, Second Edition*. Oxford University Press, New York, 2005.
- [30] J.C. McDonald, G.M. Whitesides. Poly(dimethylsiloxane) as a material for fabricating microfluidic devices. *Accounts of Chemical Research*, 35(7):491–499, 2002.
- [31] D. Moonay. What is shear rate and why is it important? *American Laboratory*, 49:35–37, 06 2017.
- [32] V. Pistek, L. Klimes, T. Mauder, P. Kucera. Optimal design of structure in rheological models: an automotive application to dampers with high viscosity silicone fluids. *Journal of Vibroengineering*, 19:4459–4470, 2017.
- [33] T.L. Schmitz, K.S. Smith. *Mechanical Vibrations. Modeling and Measurement*. Springer, Cham (Switzerland), 2021.
- [34] S.E. Shim, A.I. Isayev. Rheology and structure of precipitated silica and poly(dimethylsiloxane) system. *Rheologica Acta*, 43:127–136, 2003.



- [35] T. H. Thomas, T. C. Kendrick. Thermal analysis of polydimethylsiloxanes. i. thermal degradation in controlled atmospheres. *Journal of Polymer Science Part A-2: Polymer Physics*, 7(3):537–549, 1969.
- [36] O.I. Umanskaya, Yu.L. Ishchuk, R.N. Abadzheva, V.B. Smerechinskii. Modification and stabilization of the structure of silica gel lubricants. *Chemistry and Technology of Fuels and Oils*, 26:151–153, 1990.
- [37] M. Venczel, G. Bognár, Á. Veress. Temperature-dependent viscosity model for silicone oil and its application in viscous dampers. *Processes*, 9(2), 2021.
- [38] M. Venczel, Á. Veress. Introduction to design and analysis of torsional vibration dampers in vehicle industry. *International Journal of Engineering and Management Sciences*, 4(1):310–324, 2019.
- [39] Homik W. Wpływ zmian lepkości oleju silikonowego w tłumiku drgań skrętnych na wielkość rozpraszanej energii i kąt skrećenia wału korbowego silnika. *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej*, 258(74):107–114, 2008.
- [40] K. Windhofer, A. Kari, K. Prenninger, S. Lange. Assessment of noise attenuating powertrain components. *Forsch Ingenieurwes*, 2021.
- [41] Q. Zaman, et al. A comprehensive review on synthesis, characterization, and applications of polydimethylsiloxane and copolymers. *International Journal of Plastics Technology*, 23:261–282, 2019.
- [42] T. Zolper, M. Jungk, T.J. Marks, Y.-W. Chung, Q. Wang. Modeling polysiloxane volume and viscosity variations with molecular structure and thermodynamic state. *Journal of Tribology*, 136(1):42–45, 10 2013.
- [43] T. Zolper, Z. Li, C. et al. Chen. Lubrication properties of polyalphaolefin and polysiloxane lubricants: Molecular structure–tribology relationships. *Tribology Letters*, 48:355–365, 2012.

### **The phenomenon of aging of poly (dimethylsilosane) and its influence on the damping properties**

**Abstract:** The first three parts of this chapter contain an introduction, a brief description of polysiloxanes, and descriptions of the synthesis, properties, and resulting applications of poly(dimethylsiloxane). They provide an in-depth knowledge of the PDMS used as damping fluid. The next two sections describe the use of the polymer in damping devices and describe the changes associated with the aging of the polymer affecting its properties. In the last part, the tests performed with the use of PDMS samples were analyzed in order to compare the properties of the polymer that affect its damping ability.

# Spis rysunków

1.1	Uproszczony model układu przeniesienia napędu, składający się z czterech drgających mas. . . . .	14
1.2	Przykład deiktycznej filtracji drgań w tarczach sprzęgłowych z tłumikiem drgań skrętnych. . . . .	15
1.3	Odkształcenie wału korbowego wywołane jego drganiami skrętnymi. . .	16
1.4	Wykres siły stycznej i jej składowych harmonicznych (silnika jednocylindrowego). . . . .	17
1.5	Wykres pomocniczy do wyznaczania krytycznych prędkości obrotowych wału korbowego. . . . .	18
1.6	Gumowy tłumik drgań skrętnych. . . . .	20
1.7	Łącznik gumowy tłumika. . . . .	21
1.8	Tłumik drgań skrętnych z wyważeniem. . . . .	22
1.9	Brakujące fragmenty gumy. . . . .	22
1.10	Pasek wieloklinowy. . . . .	23
1.11	Wiskotyczny tłumik drgań skrętnych – przekrój. . . . .	24
1.12	Wiskotyczny tłumik drgań skrętnych – widok bez pokrywy zewnętrznej. . . . .	25
1.13	Charakterystyka amplitudowo – częstotliwościowa dla prędkości obrotowej silnika. . . . .	26
1.14	Sprzęgło jednotarczowe cierne suche. . . . .	27
1.15	Schemat sprzęgła starszego typu ze sprężynami walcowymi. . . . .	28
1.16	Sprzęgło ze sprężyną talerzową. . . . .	29
1.17	Tłumik drgań skrętnych. . . . .	30
1.18	Dwustopniowy tłumik drgań skrętnych z pierścieniami ciernymi (Źródło: firma LuK). 6 – trzpień ograniczający, 7 – tarcza sprężysta, 8 – pierścień cierny, 9 – pierścień oporowy, 12 – sprężyna tłumika głównego 1-wszy stopień, 13 – sprężyna tłumika głównego drugiego stopień, 15 – piasta, 18 – przeciwtarcza, 19 – kołnierz piasty. . . . .	30
2.1	Budowa układu korbowo-tłokowego: 1 - cylinder, 2 - tłok, 3 - korbowód, 4 - wał korbowy, GMP - górny martwy punkt, DMP - dolny martwy punkt. . . . .	36
2.2	Wał korbowy. . . . .	37
2.3	Geometria i kinematyka układu korbowo-tłokowego. . . . .	38
2.4	Wektory przemieszczeń w układzie korbowo-tłokowym. . . . .	40
2.5	Wartości przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia tłoka. . . . .	42
2.6	Podział korbowodu na część związaną z ruchem posuwisto-zwrotnym (b) i część związaną z ruchem obrotowym (c). . . . .	44
2.7	Rozkład siły gazowej w mechanizmie korbowo-tłokowym. . . . .	47

2.8	Rzut wektora siły $F_b$ na prostą w kierunku wektora $T$ . . . . .	49
2.9	Wykresy indykatorowe ciśnienia gazów: <b>a)</b> przy pełnym obciążeniu silnika, <b>b)</b> przy połowie obciążenia silnika, <b>c)</b> na biegu jałowym. . . . .	52
2.10	Wartości siły $T(\alpha)$ dla badanego silnika. . . . .	53
2.12	Moment obrotowy $M(\alpha)$ . . . . .	53
2.11	Wartości siły $F(\alpha)$ dla badanego silnika. . . . .	54
2.13	Moment obrotowy $M$ dla pracy silnika na pełnym obciążeniu oraz przy prędkości obrotowej 1 000 obr/min. . . . .	56
2.14	Widmo amplitudowe sygnału momentu obrotowego dla pracy silnika na pełnym obciążeniu oraz przy prędkości obrotowej 1 000 obr/min. . . . .	57
2.15	Widmo amplitudowe sygnału momentu obrotowego dla pracy silnika na pełnym obciążeniu oraz przy prędkości obrotowej 1 000 obr/min - przybliżenie istotnych wartości. . . . .	57
2.16	Przybliżanie momentu obrotowego przez kolejne składowe wynikające z rozkładu FFT. . . . .	59
2.17	Widma amplitudowe sygnałów momentu obrotowego dla wszystkich rozważanych trybów pracy silnika - przybliżenie istotnych wartości. . . . .	60
3.1	Przykładowy przypadek zniszczenia wału korbowego [6]. . . . .	64
3.2	Podpis tłumik drgań skrętnych w formie dwumasowego koła zamachowego [16]. . . . .	65
3.3	Wykres indykatorowy silnika SB 3.1, pracującego pod pełnym obciążeniem, z prędkością obrotową 998 obr./min. . . . .	67
3.4	Wykres indykatorowy silnika SB 3.1, pracującego pod pełnym obciążeniem, z prędkością obrotową 1398 obr./min. . . . .	68
3.5	Wykres indykatorowy silnika SB 3.1, pracującego pod pełnym obciążeniem, z prędkością obrotową 1808 obr./min. . . . .	68
3.6	Wykres indykatorowy silnika SB 3.1, pracującego z połową obciążenia, z prędkością obrotową 1802 obr./min. . . . .	69
3.7	Widok ogólny sprężarki HS-11. Widoczny czop wału korbowego oraz bagnet do kontroli poziomu oleju smarowego. . . . .	73
3.8	Układ korbowy sprężarki. Widoczne łożyskowanie sworznia tłokowego, przeciwwaga na wale korbowym, łożysko toczne stopy korbowodu (zdemontowano zabezpieczenie) oraz łożyska toczne wału korbowego. . . . .	73
3.9	Układ korbowy sprężarki, z innej perspektywy. Zamontowano zabezpieczenia łożyska stopy korbowodu. Widoczny jest nadlew na korbowodzie, służący do rozbryzgiwania oleju. . . . .	74
3.10	Sprężarka po zdemontowaniu cylindra i głowicy. Widoczny tłok z pierścieniami uszczelniającymi oraz korbowód. . . . .	74
3.11	Oryginalny tłok sprężarki HS-11 (po lewej) oraz tłok z silnika motocyklowego (po prawej). . . . .	75
3.12	Widok kołnierza cylindra. Ślady widoczne w środku, to jedynie odbarwienia. . . . .	76
3.13	Widok nowego cylindra z poliamidu. . . . .	76
3.14	Widok tłoka z przymocowanym magnezem neodymowym. . . . .	78
3.15	Widok tłoka z magnezem, zamontowanego na korbowodzie. . . . .	78
3.16	Model koła zamachowego, przeznaczonego do generatora, od strony stożka do mocowania na wale korbowym. . . . .	79

3.17	Model koła zamachowego, przeznaczonego do generatora, od strony kołnierza, do połączenia generatora ze stanowiskiem badawczym. . . . .	79
3.18	Cylinder w czasie nawijania uzwojenia. . . . .	80
3.19	Wykres zależności siły działającej na tłok od jego odległości od ZZ. . . . .	82
3.20	Wykres zależności siły działającej na tłok od jego położenia w ° OWK. . . . .	82
4.1	Rozkład sił w układzie korbowo - tłokowym [9] . . . . .	87
4.2	Pasywny wiskotyczny tłumik drgań skrętnych. 1 - obudowa, 2 - łożysko wzdłużne, 3 - pierścień bezwładnościowy, 4 - korek, 5 - łożysko promieniowe, 6 - olej silikonowy, 7 - pokrywa [9] . . . . .	90
4.3	Rozwiązania konstrukcyjne obudowy wiskotycznych tłumików drgań skrętnych [21] . . . . .	91
4.4	Przykład tłumika silnika stacjonarnego i samochodowego [16] . . . . .	92
4.5	Budowa modelu wiskotycznego tłumika drgań skrętnych. 1 - obudowa, 2 - pierścień bezwładnościowy, 3 - pokrywa tłumika . . . . .	94
4.6	Wycinek rysunku modelu wiskotycznego tłumika drgań skrętnych: 1 - olej silikonowy PDMS, 2 - oring uszczelniający, 3 - magnes neodymowy. . . . .	95
4.7	Konsystencja PDMS o lepkości 0,03 m <sup>2</sup> /s (30 000 cSt) . . . . .	96
4.8	Zdjęcie stanowiska do badań wiskotycznych tłumików drgań skrętnych . . . . .	97
4.9	Charakterystyka mechaniczna silnika indukcyjnego klatkowego [2] . . . . .	100
4.10	Schemat okablowania zasilającego oraz podłączenie kabla magistrali . . . . .	101
4.11	Struktura ramki danych protokołu USS [1] . . . . .	102
4.12	Komunikacja sterownika z napędem [1] . . . . .	103
4.13	Sposób podłączenia alternatora do akumulatora 12 V . . . . .	104
5.1	Symbole stosowane do oznaczania struktur polisiloksanów . . . . .	109
5.2	Wzory PDMS: a) empiryczny, b) półstrukturalny, c) strukturalny . . . . .	109
5.3	Uproszczony schemat obrazujący produkcję silikonów [26] . . . . .	112
5.4	Tłumik wiskotyczny: <b>a)</b> widok z zamkniętą pokrywą, <b>b)</b> przekrój . . . . .	115
5.5	Nałożone widma czystego PDMS o lepkości kinetycznej 0,03 m <sup>2</sup> /s (30 000 cSt) oraz oleju po eksploatacji na bazie PDMS . . . . .	120
5.6	Aparat chromatograficzny wykorzystany do przeprowadzenia analiz próbek poli(dimetylosiloksanu) . . . . .	121
5.7	Krzywa kalibracji wyznaczona za pomocą wzorców polistyrenowych . . . . .	122
5.8	Chromatogram z analizy zużytego PDMS (oleju po eksploatacji) . . . . .	123
5.9	Chromatogramy z dwóch analiz czystego PDMS . . . . .	124
5.10	Nałożone chromatogramy z analizy czystego (pomarańczowy) i zużytego (zielony) PDMS . . . . .	124
5.11	Wykres zmiany lepkości dynamicznej w funkcji temperatury dla świeżych olejów o nominalnej lepkości kinematycznej: 0,06 m <sup>2</sup> /s (60 000 cSt), 0,03 m <sup>2</sup> /s (30 000 cSt) oraz 0,01 m <sup>2</sup> /s (10 000 cSt) . . . . .	125

# Spis tablic

3.1	Wartości odległości tłoka od środka długości solenoidu i odpowiadające im wartości siły działającej na tłok. . . . .	81
5.1	Zależność pomiędzy lepkością, a masą cząsteczkową PDMS [10] . . . . .	110
5.2	Masy cząsteczkowe polistyrenu wykorzystanego do kalibracji . . . . .	122
5.3	Wyniki analizy dla próbek PDMS czysty i zużyty . . . . .	123
5.4	Wyniki pomiarów zmiany lepkości dynamicznej w funkcji temperatury dla świeżych olejów o nominalnej lepkości kinematycznej: $0,06 \text{ m}^2/\text{s}$ (60 000 cSt), $0,03 \text{ m}^2/\text{s}$ (30 000 cSt) oraz $0,01 \text{ m}^2/\text{s}$ (10 000 cSt) . . . . .	126