

Identyfikacja źródeł drgań i dźwięku w silniku HATZ 1B40

Streszczenie: Przedstawiono główne mechaniczne, aerodynamiczne, hydrodynamiczne i elektromagnetyczne mechanizmy generacji drgań i dźwięku w jednocylindrowym silniku o zapłonie samoczynnym. Przedstawiono kolejność zachodzenia tych procesów i oparte na niej teoretyczne widmo drgań dla silnika HATZ 1B40, stosowanego m. in. jako źródło napędu agregatów prądotwórczych FOGO. Zaprezentowane wyniki analizy teoretycznej będą bardzo pomocne przy praktycznej analizie zjawisk wibroakustycznych związanych z pracą silnika HATZ 1B40 zasilanego różnymi paliwami ciekłymi i gazowymi.

Słowa kluczowe: mechanika, silnik spalinowy o zapłonie samoczynnym, drgania i dźwięk, diagnostyka techniczna, sterowanie silnikiem.

The identification of vibration and sound sources in the HATZ 1B40 engine

Abstract: Mechanical, aerodynamic, hydrodynamic and electromagnetic processes of the generation vibration and sound in a single-cylinder compression-ignition engine are presented. The sequence of these processes and based on it theoretical vibration spectrum for the HATZ 1B40 engine are presented. This engine is used, among others, like a prime mover for FOGO alternators. Presented results of theoretical analysis will be very useful in practical analysis of the vibration and sound connected with operation of the HATZ 1B40 engine feded various liquid and gaseous fuels.

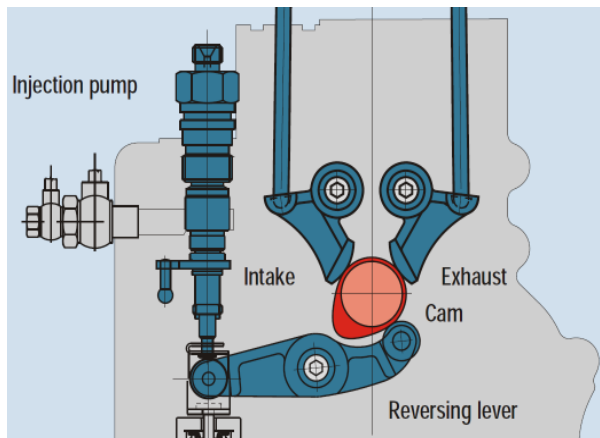
Key words: mechanics, compression-ignition engine, vibration and sound, diagnostic testing, engine steering.

1. Wstęp

Zadaniem silnika spalinowego jest przetworzenie energii zawartej w paliwie na energię mechaniczną ruchu obrotowego wału korbowego. Zamiana tej energii jest możliwa dzięki odpowiedniej konstrukcji silnika, łączącej w jedną funkcjonalną całość elementy mechaniczne, media smarujące i przepływające płyny (ciecze i gazy), w sposób ciągły lub okresowo przerywany, w których zachodzą różnego typu reakcje chemiczne. Reakcje te są związane przede wszystkim z procesem spalania paliwa w powietrzu, jako jednym z podstawowych procesów roboczych zachodzących w silniku spalinowym, ale także choćby ze starzeniem materiałów. W silniku spalinowym, jak w każdej maszynie, oprócz procesów roboczych związanych ze wspomnianą zamianą rodzaju energii, zachodzi jednocześnie szereg innych procesów, nazywanych towarzyszącymi, w których część energii jest tracona (zmniejsza się sprawność maszyny). Są to np. generowanie drgań elementów mechanicznych silnika, generowanie dźwięków (fal mechanicznych) w elementach silnika, płynach w nim zawartych i w otoczeniu silnika, procesy termiczne, ścieranie itp. [10]. Procesy te powstają jako wtórny efekt zachodzenia procesów roboczych i najczęściej je zakłócają. Jednocześnie przebieg tych procesów jest związany ze stanem technicznym silnika i, o ile spełniają odpowiednie wymagania [3], mogą być wykorzystywane do diagnozowania silnika. W artykule przedstawiono mechanizmy powstawania drgań i dźwięków w

silniku HATZ 1B40. Silnik ten jest źródłem energii mechanicznej ruchu obrotowego, będącej źródłem napędu dla generatora prądu w agregatach prądotwórczych FOGO. W tym zastosowaniu silnik pracuje ze stałą, ustaloną automatycznie niezależnie od obciążenia, prędkością obrotową 3000 obr/min.

Silnik HATZ 1B40 jest jednocylindrowym, czterosuwowym, wolnossącym, zaworowym, tłokowym silnikiem spalinowym o zapłonie samoczynnym. W układzie zasilania paliwem stosowana jest jednosekcyjna tłoczkowa pompa wtryskowa napędzana od krzywki na wałku rozrządu, napędzanym z kolei od wału korbowego poprzez parę kół zębatach. Krzywka ta jednocześnie napędza zawory ssący i wydechowy. To nietypowe rozwiązanie (jedna krzywka napędzająca oba zawory i tłoczek w pompie wtryskowej rys. 1), o nazwie SCS (Single Cam System) jest patentem producenta silnika. Krzywka ma dwa garby o zróżnicowanej wysokości i długości. Na rys. 2 przedstawiono schemat ruchu stykających się z krzywką końcówek dźwigni przekazujących napęd tłoczkowi w pompie wtryskowej i popychaczom zaworów w funkcji kąta obrotu wału korbowego, wykonany na podstawie analizy konstrukcji silnika i potwierdzony na podstawie badań wzniosu zaworów przeprowadzonych w Katedrze Mechatroniki Wydziału Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego. Przerywaną żółtą pionową linią zaznaczono początek wtrysku paliwa do komory spalania (koniec wtrysku, a więc i dawka paliwa, są regulowane przez obrót tłoczka



Rys. 1. Jednokrzywkowy napęd zaworów i pompy wtryskowej silnika HATZ 1B40 [8]

pompy wtryskowej, wymuszany przez mechaniczny, odśrodkowy regulator prędkości obrotowej). Garb wysoki wymusza kolejno:

- pełne otwarcie zaworu ssącego w suwie ssania,
- sprężanie paliwa, jego tłoczenie i wtryskiwanie do komory spalania (kąt wyprzedzenia wtrysku wynosi 14°) oraz przelewanie do zbiornika (po zakończeniu wtrysku) w końcu suwu sprężania i w suwie pracy,
- pełne otwarcie zaworu wydechowego w suwie wydechu.

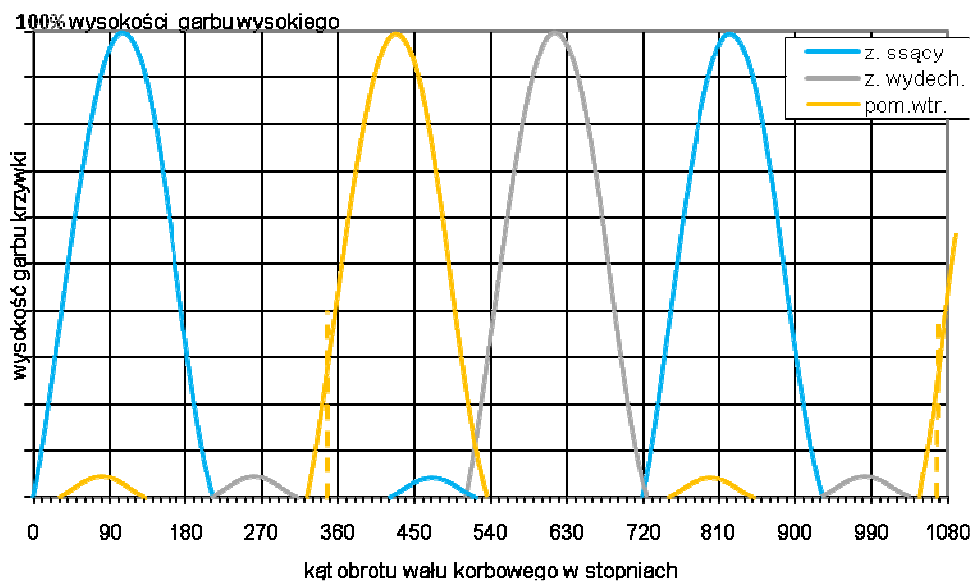
Jak widać, w silniku tym praktycznie nie ma pokrywania się otwarcia zaworów wydechowego i ssącego przy przejściu od suwu wydechu do suwu ssania. Około 20-krotnie niższy i o połowę krótszy drugi garb, umieszczony prawie naprzeciw wysokiego, powoduje niewielkie otwarcie zaworu wydechowego w suwie sprężania (takie rozszczelnienie komory spalania w trakcie

sprężania pozwala na obniżenie ciśnienia i temperatury powietrza uzyskiwanych w suwie sprężania przy bardzo wysokim stopniu sprężania tego silnika, wynoszącym aż 21) oraz niewielkie otwarcie zaworu ssącego w końcu suwu pracy (takie rozszczelnienie komory spalania tuż przed otwarciem zaworu wydechowego powoduje, że określona mała ilość spalin przedostaje się do kolektora ssącego, gdzie miesza się z powietrzem – uzyskuje się efekt podobny do recyrkulacji spalin). Ruch tłoczka w pompie wtryskowej wymuszony przez niski garb krzywki jest na tyle mały, że paliwo nie zostaje sprężone do ciśnienia większego od ciśnienia wtrysku, wynoszącego 20 MPa.

2. Źródła drgań i dźwięku

Źródła drgań i dźwięku w tłokowych silnikach spalinowych ogólnie dzieli się na cztery podstawowe grupy [2, 6, 10, 11, 12]:

- mechaniczne, dominujące dla tych silników, związane z siłami bezwładności elementów poruszających się ze zmiennymi przyspieszeniami, siłami tarcia, zderzeniami współpracujących części (wynikającymi z wybierania luzów), siłami gazowymi działającymi na te części itp.; głównie związane z pracą układu tłokowo-korbowego, układu rozrządu (zaworów i napędu wałka rozrządu) oraz z pracą pomp wtryskowych;
- aerodynamiczne, związane z niejednorodnością strumienia przepływających gazów (powietrza i spalin) w przewodach ssącym i wydechowym, z zawirowaniami wynikającymi z tarcia strumienia gazu o ścianki przewodów i oporów przepływu strumienia, z powstawaniem wirów



Rys. 2. Schemat ruchu końcówek dźwigni przekazujących napęd zaworom i pompie wtryskowej silnika HATZ 1B40 w trakcie trzech obrotów wału korbowego (kąt 0° odpowiada zwrotowi zewnętrznemu tłoka między suwami wydechu i ssania)

Karmana za grzybkami zaworów, z pulsacjami ciśnienia wynikającymi z otwierania i zamykania przewodów (za pomocą zaworów w mechanizmie rozrządu) oraz przede wszystkim ze spalaniem mieszanki paliwowo-powietrznej (po wtrysnięciu pierwszych kropeł oleju napędowego do komory spalania zaczyna on odparowywać i mieszać się z powietrzem i po wykonaniu przez wał korbowy obrotu o zaledwie kilka lub kilkanaście stopni, wytworzona niejednorodna mieszanka palna ulega lokalnym samozapłonem, przy czym w strefie płomienia istnieją strefy o różnej koncentracji paliwa – przebieg i szybkość spalania zależą od przebiegu procesu mieszania dwufazowej (ciekło-gazowej), turbulentnej strugi i tworzenia mieszanki palnej, uzależnionego z kolei m.in. od temperatury, ciśnienia i składu powietrza, do którego olej napędowy jest wtryskiwany, od jakości rozpylenia oleju napędowego przez wtryskiwacz i od ilości paliwa zawartego w komorze spalania, a postępujący proces spalania charakteryzuje się gwałtownym wzrostem ciśnienia i temperatury gazów w cylindrze, tym większym im większa jest ilość paliwa przygotowanego do spalania, powodującym znaczne obciążenia dynamiczne głowicy, tulei cylindrowej i tłoka); związane są więc z procesami dolotu powietrza, spalania oraz wylotu spalin;

- hydrodynamiczne, związane z przepływem paliwa, cieczy chłodzącej i oleju silnikowego, np. z kawitacją, turbulencjami w strumieniu cieczy, niejednorodnością strumienia cieczy, czy pulsacjami ciśnienia paliwa wynikającymi z otwierania i zamykania przewodów (za pomocą zaworów w układzie zasilania paliwem);
- elektromagnetyczne, powstające w wyniku wzajemnego oddziaływania pól magnetycznych w urządzeniach elektrycznych (rozruszniku, prądnicy lub alternatorze), będących osprzętem lub odbiornikiem energii silnika spalinowego.

Znajomość tych źródeł jest bardzo ważna ze względu na potencjalną możliwość powiązania składowych rejestrowanego sygnału wibroakustycznego (charakterystycznych fragmentów przebiegu czasowego lub składowych widmowych) z pracą konkretnych elementów silnika, a w konsekwencji na potencjalną możliwość diagnozowania silnika opartego na obserwacji zmian tych składowych w funkcji miary eksploatacji. Ponieważ tłokowy silnik spalinowy jest maszyną o ruchu okresowym z okresem związanym z obrotem wału korbowego, to częstotliwości generowanych drgań i dźwięku przez poszczególne źródła ich generacji (częstotliwości składowych pełnego sygnału wibroakustycznego), są związane z podstawową częstotliwością tego ruchu okresowego, czyli z częstotliwością obrotów

wału korbowego f_w (tu: z prędkością obrotową wału korbowego n wyrażoną w obr/s). Ponieważ analizowany silnik jest przeznaczony do współpracy z generatorem prądu, prędkość obrotowa jego wału korbowego jest utrzymywana na w miarę stałym poziomie 50 obr/s.

Szczegółowa analiza źródeł drgań i dźwięku w tłokowym silniku spalinowym o ZS była przedmiotem wielu badań, a jej wyniki publikowane w szeregu pracach (np. w [2, 4, 5, 6, 10, 11, 12]). Poniżej przedstawiono zależności pomiędzy częstotliwością procesów generacji drgań i dźwięku i chwilami zachodzenia tych procesów generacji a parametrami konstrukcyjnymi i eksploatacyjnymi silnika, uzyskane na podstawie tych prac, dla silnika HATZ 1B40. Litery numerowania i indeksu dolnego przy symbolu częstotliwości określają grupę, do której należy dane źródło.

m1) Częstotliwość uderzeń tłoka o ścianę cylindra w zwrocie zewnętrznym (ZZ) w efekcie zmiany kierunku siły dociskającej tłok do ściany cylindra, związanej z poprzecznymi i wahadłowymi ruchami tłoka, ograniczonymi wielkością luzu pomiędzy tłokiem, pierścieniami i cylindrem, wynosi $f_{m1'} = f_w$. Częstotliwość uderzeń tłoka o ścianę cylindra w zwrocie wewnętrznym (ZW) jest taka sama jak dla ZZ, przy czym uderzenia te są przesunięte w fazie o połowę kąta obrotu wału korbowego mierzonego między dwoma kolejnymi położeniami odpowiadającymi ZZ tłoka w cylindrze. W efekcie częstotliwość wszystkich uderzeń tłoka o ściany cylindra w ZZ i ZW jest dwukrotnie większa: $f_{m1} = 2f_{m1'} = 2f_w$.

m2) Średnia częstotliwość uderzeń pierścieni tłokowych o tuleję cylindrową podczas ścinania mikronierówności, związanych z tarciem pól suchym w zespole tłok-pierścienie-cylinder, wywołanym dużymi naciskami jednostkowymi, pochodzącymi od ciśnienia gazów spalinowych i sił sprężystości występujących w pierścieniach tłokowych [14], jest szacowana dla średniej prędkości tłoka w cylindrze $V_t = 2s f_w$ [m/s] (s [m] jest skokiem tłoka) i chropowatości współpracujących powierzchni R_a [m] jako $f_{m2} = V_t / R_a$.

m3') Częstotliwość drgań wynikających z niewyrównoważenia obracających się mas układu korbowo-tłokowego (wał korbowy z przeciwcieżarami, korbowód, tłok, koło zębate o z_{w1} zębach napędzające wał wyrównowazający) skupionych w wale korbowym wynosi $f_{m3'} = f_w$, a ich faza zależy od rozkładu obracających się mas wokół osi obrotu wału korbowego.

m3'') Częstotliwość drgań wynikających z niewyrównoważenia mas układu korbowo-tłokowego będących w ruchu posuwisto-zwrotnym (korbowód, tłok) jest dwukrotnie

większa: $f_{m3''} = 2f_{m3'} = 2f_w$, a ich generowanie występuje w chwilach mijania przez tłok ZZ i ZW.

m3''') Częstotliwość drgań wynikających z niewyrównoważenia obracających się mas układu korbowo-tłokowego (wał wyrównowazający, koło zębate o z_{ww} zębach napędzane od wału korbowego) skupionych w wale wyrównowazającym, obracającym się z częstotliwością f_{ww} , wynosi $f_{m3'''} = f_{ww} = z_{w1} f_w / z_{ww}$, a ich faza zależy od rozkładu obracających się mas wokół osi obrotu wału wyrównowazającego.

m4) Zakres częstotliwości drgań samowzbudnych generowanych w ślizgowych łożyskach głównych i korbowodowych wału korbowego w wyniku zmiennych obciążeń związanych z procesem spalania, kinematyką układu korbowego i niewyrównoważeniem, jest określany jako $f_{m4} = (0,1-1) f_w$.

m5) Częstotliwość uderzeń czopa o panewkę w ślizgowych łożyskach głównych i korbowodowych wału korbowego w wyniku wspomnianych zmiennych obciążeń, związanych z procesem spalania, kinematyką układu korbowego i niewyrównoważeniem, wynosi $f_{m5} = 2 f_w$.

m6) Częstotliwość uderzeń jednego zaworu o gniazdo (lub jednej dźwigni o zawór), przypadających raz na dwa obroty wału korbowego, w chwilach określonych przez fazy rozrządu, wynosi $f_{m6} = f_w / 2$. Biorąc jednak pod uwagę pokazane na rys. 2 fazy rozrządu dla rozważanego silnika – dwukrotne uderzenia zaworów ssącego i wydechowego o gniazda oraz dźwigni o zawory ssący i wydechowy, wynikające z zastosowania krzywki dwugarbnej, układające się w cykl:

- w zasadzie jednoczesne otwarcie zaworu ssącego i zamknięcie zaworu wydechowego przez większy garb krzywki dla położenia wału korbowego odpowiadającego ZZ tłoka między suwem wydechu i ssania, przyjętego za 0° ,
- w zasadzie jednoczesne zamknięcie zaworu ssącego przez większy garb krzywki i otwarcie zaworu wydechowego przez mniejszy garb krzywki dla położenia wału korbowego odpowiadającego odpowiednio ok. 210° ,
- zamknięcie zaworu wydechowego przez mniejszy garb krzywki dla położenia wału korbowego odpowiadającego odpowiednio ok. 310° ,
- otwarcie zaworu ssącego przez mniejszy garb krzywki dla położenia wału korbowego odpowiadającego odpowiednio ok. 420° ,
- w zasadzie jednoczesne otwarcie zaworu wydechowego przez większy garb krzywki i zamknięcie zaworu ssącego przez mniejszy

garb krzywki dla położenia wału korbowego odpowiadającego odpowiednio ok. 510°

itd., można przyjąć, że częstotliwość drgań wywołanych pracą zaworów jest równa wyznaczonej wartości f_{m6} , a resztę uderzeń (pozostałe 4 w trakcie dwóch obrotów wału korbowego) przyjąć za przesunięte w fazie o kąty obrotu wału korbowego wynikające z faz rozrządu (o ok. 210° , 310° , 420° i 510° , czyli kąty obrotu wału korbowego kolejno większe o ok. 100°), lub rozpatrując każde uderzenie oddzielnie, że częstotliwość ta wynosi $f_{m6''} \approx 360^\circ f_w / 100^\circ = 3,6 f_w$ i dla prawie równo oddalonych kolejnych położenia wału korbowego (co ok. 100°) powtarza się następujący cykl: jedno uderzenie, „cisza” (brak uderzenia), 4 uderzenia, „cisza” (brak uderzenia) itd.

m7) Częstotliwości drgań związanych z pracą przekładni zębatych (z przekazywaniem momentu obrotowego kolejnym parom zębów i powstawaniem obciążeń impulsowych), napędzających wał rozrządu (i dalej pompę oleju) oraz wał wyrównowazający, są określone przez prędkości obrotowe i liczby zębów kół napędzających przekładni (przez prędkość obrotową wału korbowego $n (= f_w)$ i prędkość obrotową wału rozrządu $n_r (= f_r = f_w / 2)$ oraz liczbę zębów z_{w2} koła osadzonego na wale korbowym i napędzającego wał rozrządu, liczbę zębów z_{w1} koła osadzonego na wale korbowym i napędzającego wał wyrównowazający i liczbę zębów $z_r = 2z_{w2}$ koła osadzonego na wale rozrządu i napędzającego pompę oleju). Dla połączeń kół osadzonych na wale korbowym z kołami przez nie napędzanymi wynoszą one $f_{m7'} = z_{w1} f_w$ i $f_{m7''} = z_{w2} f_w$, a dla połączenia koła osadzonego na wale rozrządu z kołem napędu pompy oleju: $f_{m7'''} = z_r f_r = z_{w2} f_w = f_{m7''}$.

m8) Częstotliwość występowania wtrysków paliwa (mechanicznie: skoków naprężeń w zespole dźwignia-tłoczek oraz uderzeń towarzyszących otwieraniu i zamykaniu zaworu odcinającego) jest taka sama jak częstotliwość pracy pojedynczego zaworu: $f_{m8} = f_w / 2 = f_{m6}$. Podobnie jak dla pracy rozrządu, dla wszystkich zdarzeń związanych z wtryskiem (początek i koniec sprężania, tłoczenia i wtrysku paliwa) można przyjąć, że są one przesunięte w fazie, przy czym, jak wynika z rys. 2, początek posuwistego ruchu tłoczka (wzdłuż jego osi), związanego ze sprężaniem paliwa w pompie wtryskowej, przypada na ok. 40° przed położeniem wału korbowego odpowiadającym ZZ tłoka między suwem sprężania i pracy (sam wtrysk odpowiednio na 14°), a koniec tego ruchu – dla położenia odpowiadającego ZW tłoka między suwem pracy i wydechu (sam wtrysk jest kończony dużo wcześniej przez odpowiednie obracanie tłoczka wokół jego osi

przez regulator dawki paliwa i prędkości obrotowej wału korbowego).

a1) Częstotliwość drgań i dźwięku wywołanych zawirowaniami powietrza płynącego w przewodzie ssącym o średnicy wewnętrznej d_{kd} [mm] ze średnią prędkością V_{pow} [mm/s], określa się za pomocą odpowiedniej liczby Strouhala $Sr_{pow} = 0,212(1 - 21,2 / Re_{pow})$, gdzie $Re_{pow} = V_{pow} d_{kd} / \nu_{pow}$ jest odpowiednią liczbą Reynoldsa (ν_{pow} [mm²/s] jest kinematycznym współczynnikiem lepkości powietrza), jako $f_{a1} = Sr_{pow} V_{pow} / d_{kd}$.

a2) Częstotliwość drgań i dźwięku wywołanych wirami Karmana za grzybkami zaworu ssącego o średnicy d_{ss} [mm] wynosi $f_{a2} = f_{a1}(d_{kd} = d_{ss})$.

a3) Częstotliwość drgań wywołanych zawirowaniami spalin płynących przez gniazdo zaworu wydechowego o średnicy d_{wyd} [m] ze średnią prędkością V_{wyd} [m/s], szacuje się jako $f_{a3} = V_{wyd} / 25d_{wyd}$.

Ponieważ wymienione w pkt. 9–11 drgania i dźwięki towarzyszą przepływowi gazów, to dla analizowanego jednocyldrowego silnika z dwugarbną krzywką na wale rozrządu będą powstawać tylko w okresach otwarcia zaworów i dodatkowo:

– przy otwarciu zaworów ssącego i wydechowego przez wysoki garb krzywki, będą działać wymienione mechanizmy generacji drgań i dźwięku,

– przy otwarciu zaworu wydechowego przez niski garb krzywki, generacja drgań i dźwięku będzie związana z wypływem powietrza do i przez kolektor wydechowy – należy korzystać ze wzorów na f_{a1} i f_{a2} dla odpowiednich parametrów zaworu i kolektora wydechowego,

– przy otwarciu zaworu ssącego przez niski garb krzywki, generacja drgań i dźwięku będzie związana z wypływem spalin do kolektora ssącego – należy korzystać ze wzoru na f_{a3} dla odpowiednich parametrów zaworu i kolektora ssącego.

a4) Częstotliwość występowania samozapłonów i spalania mieszanki w cylindrze jest przyjmowana za taką samą jak częstotliwość pracy pojedynczego zaworu lub występowania wtrysków paliwa: $f_{a4} = f_w / 2$. Początek spalania jest opóźniony o czas obrotu wału korbowego o kilka stopni względem położenia odpowiadającego początkowi wtrysku paliwa, a koniec spalania następuje w chwili ustania warunków niezbędnych do podtrzymania płomienia (wyczerpanie paliwa lub tlenu z powietrza, spadek ciśnienia i temperatury w komorze spalania związany z jej rozszczelnieniem najpierw przez zawór ssący, potem przez zawór wydechowy).

a5) Częstotliwość drgań gazodynamicznych spowodowanych falami uderzeniowymi, (związanymi z gwałtownym, miejscowym

wzrostem ciśnienia w komorze spalania, wywołanym samozapłonem paliwa i rozprzestrzenianiem się płomienia do sąsiednich stref komory spalania), odbijającymi się od ścian tulei cylindrowej, określana jest jako $f_{a5} = c_u / 2d_c$, gdzie $c_u = (1,1-1,15)c$ [m/s] jest prędkością rozchodzenia się fal uderzeniowych, c [m/s] jest prędkością rozchodzenia się dźwięku w powietrzu, a d_c [m] jest średnicą komory spalania.

h1) Częstotliwość drgań związanych z precesją hydrodynamiczną (drgań olejowych), wywoływanych niesymetrycznym rozkładem ciśnienia oleju smarowego w łożysku ślizgowym wału korbowego (w skojarzeniu czop-olej-panewka), w którym środek czopa uległ przesunięciu względem środka panewki, określa się jako $f_{h1} \approx 0,5f_w$.

h2) Częstotliwość drgań własnych słupa paliwa w przewodzie wtryskowym o długości l [m], związanych z falami ciśnienia o prędkości propagacji $c_{pal} = (k_{pal} / \rho)^{1/2}$ [m/s], gdzie k_{pal} [Pa] jest współczynnikiem ściśliwości paliwa, a ρ [kg/m³] jest gęstością paliwa, wynosi $f_{h2} = c_{pal} / 2l$.

h3) Częstotliwość drgań wywołanych zawirowaniami oleju napędowego płynącego w przewodzie wtryskowym o średnicy wewnętrznej d_{pal} [mm] ze średnią prędkością $V_{pal} \approx 15200 (P_{wtr})^{1/2} z_o (d_o / d_{pal})^2$ [mm/s] podczas jego wtryskiwania do komory spalania pod ciśnieniem P_{wtr} [MPa] przez z_o otworków rozpylacza o średnicach d_o [mm], określa się za pomocą odpowiedniej liczby Strouhala $Sr_{pal} = 0,212(1 - 21,2 / Re_{pal})$, gdzie $Re_{pal} = V_{pal} d_{pal} / \nu_{pal}$ jest odpowiednią liczbą Reynoldsa (ν_{pal} [mm²/s] jest kinematycznym współczynnikiem lepkości oleju napędowego), jako $f_{h3} = Sr_{pal} V_{pal} / d_{pal}$.

h4) Częstotliwość uderzeń hydraulicznych w przewodzie wtryskowym, wywołanymi gwałtowną zmianą ciśnienia pompowanego paliwa przy otwieraniu i zamykaniu zaworu odcinającego pompy wtryskowej oraz podnoszeniu i opuszczaniu iglicy wtryskiwacza, jest taka sama jak częstotliwość pracy pojedynczego zaworu i występowania spalania: $f_{h4} = f_w / 2$.

em) Częstotliwość drgań wywołanych okresowo zmieniającymi się siłami przyciągania magnetycznego pomiędzy b biegunami stojana i wirnika generatora prądu napędzanego przez analizowany silnik określa się jako $f_{em} = b f_w$.

3. Teoretyczny przebieg czasowy i widmo sygnału wibroakustycznego

Przedstawione źródła generacji drgań i dźwięku w tłokowym silniku spalinowym można przyjąć się za podstawę do wyznaczenia teoretycznego

przebiegu czasowego sygnału wibroakustycznego i jego widma, czyli graficznego przedstawienia kolejności zachodzenia przedstawionych zjawisk generujących drgania i dźwięk oraz graficznego przedstawienia częstotliwości drgań i dźwięku generowanych przez przedstawione źródła (przy założeniu jednakowego dla wszystkich źródeł poziomu generowanych drgań i dźwięku) [2, 4, 12].

W tabeli 1 zamieszczono obliczone wartości częstotliwości pierwszych harmonicznym drgań i dźwięku generowanych przez poszczególne źródła w analizowanym silniku dla ustalonej prędkości obrotowej wału korbowego 3000 obr/min (50 obr/s), przy czym do obliczeń przyjęto następujące wartości parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych [1, 9]:

- $z_{w1} = 24$, - $d_{kd} = 35$ mm,
- $z_{w2} = 24$, - $d_{ss} = 25$ mm,
- $z_{ww} = 24$, - $d_{wyd} = 0,025$ m,
- $z_o = 4$, - $d_c = 0,088$ m,
- $b = 12$, - $d_o = 0,3$ mm,
- $s = 0,076$ m, - $d_{pal} = 1,8$ mm,
- $l = 0,28$ m, - $V_{pow} = 50$ m/s,
- $\rho = 860$ kg/m³, - $V_{wyd} = 100$ m/s,
- $R_a = 0,53$ μ m, - $k_{pal} = 1960$ MPa,
- $P_{wtr} = 20$ MPa,
- $c = 340$ m/s (dla 20°C i ciśnienia normalnego),
- $v_{pow} = 15,91$ mm²/s (dla 20°C),
- $v_{pal} = 5$ mm²/s (2,4–6 mm²/s dla stosowanych olejów napędowych w temperaturze 20°C).

Otrzymany teoretyczny przebieg czasowy sygnału wibroakustycznego analizowanego silnika przedstawiono na rys. 3, a otrzymane teoretyczne widmo sygnału wibroakustycznego na rys. 4. Można zauważyć, że pewne zjawiska generujące drgania i dźwięki zachodzą jednocześnie oraz że pewne źródła generują drgania i dźwięki o takich samych częstotliwościach. Wynika to z konstrukcji i sposobu działania tłokowego silnika spalinowego i już na poziomie teoretycznym ogranicza możliwość rozróżnienia udziału konkretnych źródeł generacji

różnych położenia wału korbowego) – jednoczesna analiza otrzymanych przebiegów czasowych i widm rzeczywistych sygnałów wibroakustycznych być może pozwoli na jednoznaczne przypisanie ich elementów do pracy odpowiednich układów i mechanizmów silnika.

Nakładanie się składowych sygnału wibroakustycznego może powodować wzajemne wzmocnienie się generowanych drgań. Można też zauważyć, że pierwsze harmoniczne drgań przedstawionych w pracy i związanych z pracą głównych układów silnika, zawierają się w paśmie od 1 Hz do około 3 kHz (tylko zjawisko tarcia generuje „piski” o częstotliwościach przekraczających górną granicę pasma akustycznego

Przedstawione teoretyczny przebieg czasowy i teoretyczne widmo sygnału wibroakustycznego, co wynika z założeń, nie odpowiada w pełni przebiegowi czasowemu i widmu sygnału wibroakustycznego rejestrowanego dla silnika, gdyż drgania i dźwięk generowane są „wewnątrz” silnika z różną intensywnością, a następnie ulegają szeregowi transformacji na swojej drodze do punktu, w którym są rejestrowane [2, 6, 12]. Jednak znajomość teoretycznego przebiegu czasowego i widma jest konieczna do przeprowadzenia selekcji czasowej i widmowej rejestrowanego sygnału wibroakustycznego (doboru aparatury pomiarowo-analitycznej).

4. Wnioski

W tłokowym silniku spalinowym można wyróżnić cztery grupy mechanizmów generacji drgań i hałasu: mechaniczne, aerodynamiczne, hydrodynamiczne i elektromagnetyczne, którym można przyporządkować określone składowe sygnału wibroakustycznego zachodzące dla określonych położenia wału korbowego i o określonych częstotliwościach, wyznaczonych na

Tab. 1. Wartości częstotliwości drgań i dźwięku generowanych przez poszczególne źródła w silniku HATZ 1B40 dla prędkości obrotowej wału korbowego 3000 obr/min

Źródło	Częstotliwość [Hz]	Źródło	Częstotliwość [Hz]	Źródło	Częstotliwość [Hz]	Źródło	Częstotliwość [Hz]	Źródło	Częstotliwość [Hz]
$f_{m1'}$	50	$f_{m3''}$	50	$f_{m7'}$	1200	f_{a2}	424	f_{h1}	25
f_{m1}	100	f_{m4}	5–50	$f_{m7''}$	1200	f_{a3}	160	f_{h2}	2696
f_{m2}	14·10 ⁶	f_{m5}	100	$f_{m7'''}$	1200	f_{a4}	25	f_{h3}	883
$f_{m3'}$	50	$f_{m6'}$	25	f_{m8}	25	f_{a5}	2125–2222	f_{h4}	25
$f_{m3''}$	100	$f_{m6''}$	180	f_{a1}	303			f_{em1}	600

„mających udział” w danym fragmencie przebiegu czasowego i w danej składowej widma. Jednak analizując jednocześnie otrzymane widmo z przebiegiem czasowym można zauważyć, że część źródeł generujących drgania i dźwięki o tej samej częstotliwości, generuje je w różnych chwilach (dla

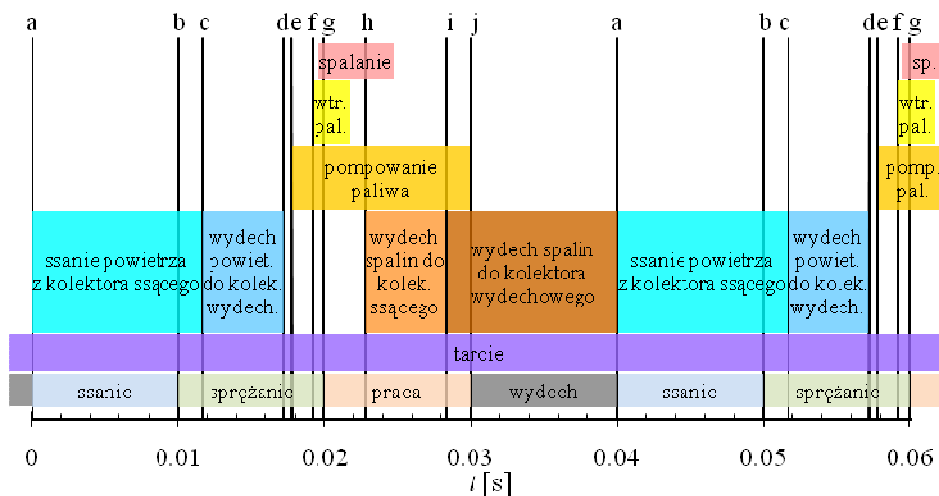
podstawie parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych charakteryzujących silnik.

Teoretyczny przebieg czasowy i teoretyczne widmo sygnału wibroakustycznego silnika, zbudowane w oparciu o pewne upraszczające założenia, zawierają cały szereg składowych,

przypisywanych różnym mechanizmom generacji drgań i hałasu, które w wielu przypadkach pokrywają się, co utrudnia, a nawet uniemożliwia ich identyfikację.

Wyznaczone teoretyczny przebieg czasowy i teoretyczne widmo sygnału wibroakustycznego mogą być pomocne podczas wibroakustycznego diagnozowania silnika, będąc niejako szablonem, według którego można identyfikować grupy składowych przebiegu czasowego i widma rzeczywistego sygnału diagnostycznego rejestrowanego na kadłubie i głowicy silnika (drżania) lub w jego pobliżu (hałas), pochodzącego od wszystkich źródeł generacji drgań i hałasu w tłokowym silniku spalinywym.

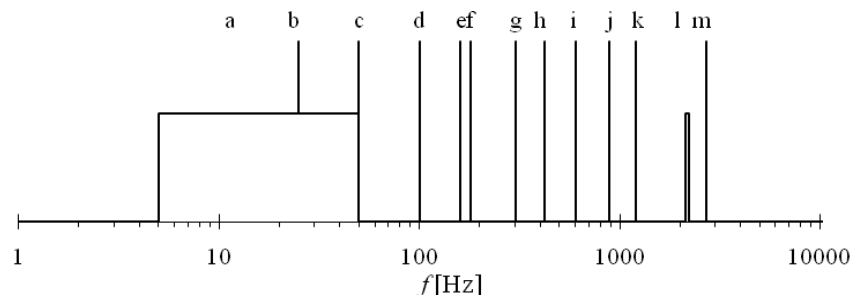
Uzyskane i zaprezentowane wyniki analizy teoretycznej mogą być bardzo pomocne również przy praktycznej analizie zjawisk związanych z pracą silnika HATZ 1B40 zasilanego różnymi paliwami ciekłymi i gazowymi. Analiza ta będzie prowadzona w kierunku doboru optymalnego rodzaju paliwa ciekłego lub gazowego, a po zamianie układu zasilania paliwem na system common-rail, także w kierunku optymalnego sterowania dawką paliwa, a w przypadku zasilania paliwem gazowym – w kierunku określenia optymalnego kąta początku wtrysku dawki pilotującej.



Rys. 3. Teoretyczny przebieg czasowy sygnału wibroakustycznego silnika HATZ 1B40 dla prędkości obrotowej wału korbowego 3000 obr/min

a – przekładanie tłoka w ZZ, ruch posuwisto-zwrotny elementów układu tłokowo-korbowego oraz uderzenia zaworu wydechowego o gniazdo i dźwigni o zawór ssący; **b** – przekładanie tłoka w ZW oraz ruch posuwisto-zwrotny elementów układu tłokowo-korbowego; **c** – uderzenia zaworu ssącego o gniazdo i dźwigni o zawór wydechowy; **d** – uderzenia zaworu wydechowego o gniazdo; **e** – początek sprężania paliwa w pompie wtryskowej i jeszcze przed **f** początek tłoczenia paliwa do przewodu wtryskowego; **f** – początek wtrysku i jeszcze przed **g** samozapłon paliwa; **g** – przekładanie tłoka w ZZ oraz ruch posuwisto-zwrotny elementów układu tłokowo-korbowego; **h** – uderzenia dźwigni o zawór ssący; **i** – uderzenia zaworu ssącego o gniazdo i dźwigni o zawór wydechowy; **j** – przekładanie tłoka w ZW, ruch posuwisto-zwrotny elementów układu tłokowo-korbowego oraz koniec pompowania paliwa w pompie wtryskowej;

kolorowe prostokąty – czas trwania generacji drgań i dźwięku związanych z danym źródłem.



Rys. 4. Teoretyczne widmo sygnału wibroakustycznego silnika HATZ 1B40 dla prędkości obrotowej wału korbowego 3000 obr/min

a – f_{m4} ; **b** – f_{m6} , f_{m8} , f_{a4} , f_{h1} , f_{h4} ; **c** – f_{m1} , f_{m3} , $f_{m3''}$; **d** – f_{m1} , $f_{m3''}$, f_{m5} ; **e** – f_{a3} ; **f** – $f_{m6''}$; **g** – f_{a1} ; **h** – f_{a2} ; **i** – f_{em} ; **j** – f_{h3} ; **k** – f_{m7} , $f_{m7''}$, $f_{m7'''}$; **l** – f_{a5} ; **m** – f_{h2} .

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

ZZ Izwrot zewnętrzny tłoka

ZW Izwrot wewnętrzny tłoka

Bibliography/Literatura

- [1] BACZEWSKI K., HEBDA M., *Filtracja płynów eksploatacyjnych*, MCNEMT, Radom 1991/1992.
- [2] BORUTA G., *Analiza informacji diagnostycznej zawartej w sygnale wibroakustycznym o parametrach regulacyjnych tłokowego silnika spalinowego o ZS*, Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 2006.
- [3] BORUTA G., *Ocena przydatności parametrów diagnostycznych do oceny stanu technicznego maszyn*, Biul. WAT, rok XLVIII, 8-9, 1999, str. 19-32.
- [4] BORUTA G., *Teoretyczne widmo drgań silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym*, Biul. WAT, rok XLVI, 9, 1997, str. 13-26.
- [5] CEMPEL CZ., *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn*, Wyd. Pol. Pozn., Poznań 1985.
- [6] CEMPEL CZ., *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn*, WNT, Warszawa 1982.,
- [7] FALKOWSKI H., HAUSER G., JANISZEWSKI T., JASKUŁA A., *Układy wtryskowe silników wysokoprężnych*, WKiŁ, Warszawa 1989.
- [8] *HATZ Diesel B Series. Questions. Facts. Answers.*, Motorenfabrik HATZ, Ruhlsdorf.
- [9] *HATZ Diesel Servis. Work shop data.*, Motorenfabrik HATZ, Ruhlsdorf.
- [10] HEBDA M., NIZIŃSKI S., PELC H., *Podstawy diagnostyki pojazdów mechanicznych*, WKiŁ, Warszawa 1980.
- [11] ŁĄCZKOWSKI R., *Wibroakustyka maszyn i urządzeń*, WNT, Warszawa 1983.
- [12] TOMASZEWSKI F., *Zastosowanie procesów wibroakustycznych do oceny stanu technicznego silnika spalinowego lokomotywy*, Praca doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 1987.
- [13] WAJAND J. A., WAJAND J. T., *Tłokowe silniki spalinowe*, WN-T, Warszawa 1993.
- [14] WŁODARSKI J. K., *Tłokowe silniki spalinowe. Procesy trybologiczne*, WKiŁ, Warszawa 1982.

Mr Grzegorz Boruta, DSc., Eng. – senior lecturer in the Faculty of Technical Sciences at University of Warmia and Mazury in Olsztyn.

Dr inż. Grzegorz Boruta – adiunkt na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie.

