

Aleksander UBYSZ, Tomasz FIGLUS

PRAWDOPODOBNE PRZYCZYNY I SKUTKI WIERZCHOŁKOWEGO ZUŻYCIA BIEŻNI KRZYWKI SILNIKA 1,4 12V SAMOCHODU FIAT BRAVA

Streszczenie. W pracy za pomocą dwu metod: analitycznej i wykreślnej obliczono przyspieszenia w dźwignikowym układzie rozrządu i siły z nich wynikające, działające w układzie z prawidłowo i nadmiernie zużywającą się parą powierzchni trących. Szczegółowo omówiono prawdopodobne przyczyny i skutki nieprawidłowego zużycia powierzchni współpracy.

PROBABLE CAUSES AND EFFECTS OF TOP RUNNING TRACK WEAR OF ENGINE CAM IN FIAT BRAVA 1,4 12V ENGINE

Summary. Accelerations in the lever timing gear system and forces which act in the system, where two friction surfaces are worn out either correctly or excessively, have been calculated applying both analytical and graphical method and the results have been presented in the paper. Probable causes and effects of irregular wear of the mating surfaces have been discussed as well.

1. WSTĘP

W ostatnim okresie zaobserwowano w autoryzowanych zakładach naprawczych Fiata częste przypadki uszkodzeń bieżni ostatniej krzywki na wałku rozrządu dźwignikowego układu silnika 1,4 12V samochodów Fiat Brava. Jest to o tyle nietypowe uszkodzenie, że dotyczy wierzchołka krzywki zaworu wydechowego, a więc miejsca gdzie ze względu na ujemne przyspieszenia naciski wzajemne powierzchni współpracujących są minimalne, a wynikają z nadwyżki nad siłę bezwładności siły docisku sprężyny. Najczęściej przyspieszone zużycie bieżni występuje w miejscu największych dodatnich sił bezwładności, które wraz z siłą dociskającą sprężyny stanowią znaczne obciążenie powierzchni roboczych u podstawy krzywki z obu stron [7].

Powtarzalność wierzchołkowego zużycia bieżni na ostatniej krzywce wałka pozwala przypuszczać, że przyczyną może być niewydolność rozbryzgowego układu olejenia. Jednak trudny do wytłumaczenia jest mechanizm zużycia bieżni, w miejscu gdzie siły docisku są nieznaczne, a brak objawów zużycia u podstawy krzywki, gdzie do wyżej wymienionych sił dochodzą jeszcze znacznej wielkości siły gazowe, przeciwstawiające się otwarciu zaworu. Jak nietrudno obliczyć, siły gazowe w momencie otwierania zaworu wydechowego przewyższają znacznie siły bezwładności i sprężyny razem wzięte [2,3].

Najbardziej bliską objawów przyczyną charakterystycznego zużycia wierzchołkowego jest w tym przypadku zbyt słaba sprężyna, nie mogąca zapewnić więzi kinematycznej układu

przeniesienia ruchu. Ale to, że usterka ta dotyka ostatniego zaworu, bardziej przemawia za występowaniem drgań skrętnych wałka rozrządu, które ze zbyt małym zapasem siły docisku sprężyn prowadzą do nieprawidłowości w pracy układu rozrządu na swobodnym końcu wałka [8].

2. DANE TECHNICZNE SILNIKA 1,4 12V FIATA BRAVA I UKŁAD ROZRZĄDU

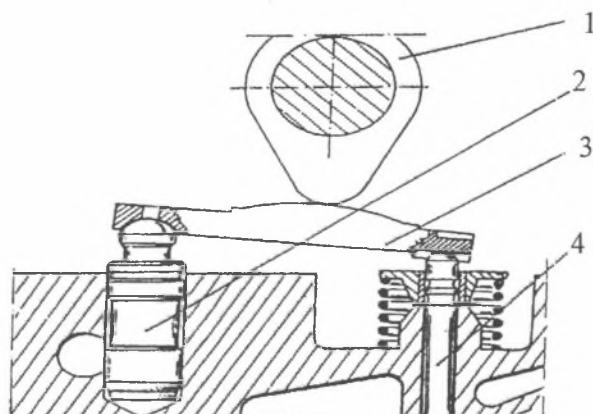
Dane techniczne ze szczególnym uwzględnieniem faz rozrządu silnika 1,4 12 V przedstawiono w tab.1. W silniku tym zastosowano dźwigienkowy układ rozrządu z wałkiem SOHC położonym nad dźwigienkami jednoramiennymi podpartymi na kasownikach hydraulicznych. Dwa zawory dolotowe otwierane są tą samą krzywką przez dźwignie położone „na waleta”, co daje przy tej samej podstawie kąta otwarcia zaworów przesunięcie wzniosu ich wierzchołków. Dzięki temu możliwe jest większe wypełnienie pola wzniosów krzywki, określone wskaźnikiem wypełnienia wzniosów W [4].

Położenie poszczególnych elementów układu rozrządu ww. silnika pokazano na przykładzie przekroju poprzecznego przez układ przeniesienia ruchu na jeden zawór na rys. 1.

Tabela 1

Dane regulacyjne układu rozrządu silnika 1,4 12V i wielkość mas elementów ruchomych¹

DANE CHARAKTERYSTYCZNE		FIAT Brava 1.4 12V	
Luz do kontroli faz rozrządu	ssanie	0,45	
	wydech	0,45	
Fazy rozrządu (ssanie)	początek przed GMP	8°	
	koniec po DMP	25°	
Fazy rozrządu (wydech)	początek przed DMP	29°	
	koniec po GMP	7°	
Wznios zaworu [mm]		8,9	
1	Zawór ssący	55,4 g	
2	Zawór wydechowy	69,3 g	
3	Sprężyna zaworowa	43 g	
4	Talerzyk	górny	16 g
		dolny	3,5 g
5	Stożek zaciskowy	1 g	
6	Masa dźwigni zaworowej	53,5	



Rys. 1. Mechanizm sterowania zaworami silnika 1,4 12V: 1 – krzywka wałka rozrządu, 2 – popychacz hydrauliczny, 3 – dźwignia zaworowa, 4 – zawór
Fig. 1. Controlling mechanism of the valves in 1,4 12V engine

W celu przeprowadzenia pomiarów wzniosów zaworów i krzywki wałka rozrządu zbudowano specjalne stanowisko badawcze.

3. OPIS STANOWISKA POMIAROWEGO I METODYKA POMIARÓW

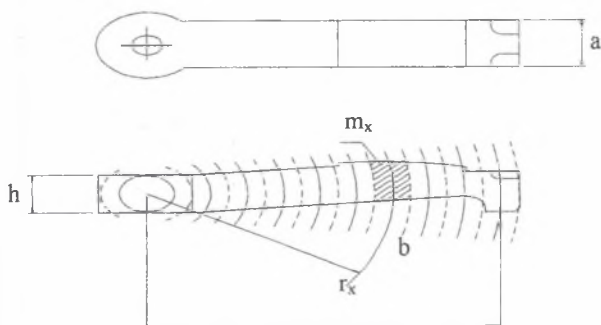
a) Opis stanowiska

Stanowisko pomiarowe składa się z płyty pomiarowej, na której na podpórkach umieszczono głowicę silnika Fiat Brava 1,4 12V, oraz pryzm, w których osadzono wałek rozrządu z wyżej wymienionego silnika. Do koła napędowego wałka rozrządu zamocowano tarczę z podziałką kątową, dzięki której można obracać wałek o zadany kąt. Pomiar wzniosu krzywek i zaworów wykonujemy przy użyciu czujników zegarowych zamocowanych w uchwytach magnetycznych. Do pomiaru mas mechanizmu rozrządu wykorzystano wagę elektroniczną [5, 6].

b) Metodyka pomiarów

Na początku stopkę czujnika zegarowego ustawiamy na powierzchni talerzyka zaworu, tak aby punkt pracy nie przesunął się po powierzchni, czyli drążek czujnika powinien być równoległy do osi zaworu. Następnie za pomocą uchwytu obracamy wałkiem rozrządu zgodnie z kierunkiem obrotów silnika do momentu początku wzniosu wybranego zaworu (ruch wskazówki czujnika). Od tego momentu rozpoczynamy pomiar wzniosu zaworu w funkcji kąta obrotu wałka rozrządu. Pomiar powtarzamy co 3° obrotu wałka krzywkowego. Podobnie postępujemy przy pomiarze wzniosu krzywki wałka rozrządu, umieszczając stopkę czujnika zegarowego na powierzchni bieżni krzywki w osi wałka rozrządu.

Ze względu na zastosowanie dźwigni jednoramiennej zachodzi konieczność redukcji mas na oś zaworu [6]. W celu wyznaczenia masowego momentu bezwładności dźwigni zaworowej dzielimy ją na szereg wycinków łukami zakreślonymi z jej osi obrotu (rys.2), a następnie obliczamy sumę iloczynów mas poszczególnych wycinków m_x i kwadratów ich odległości od osi obrotu r_x . Dokonujemy redukcji na osi zaworu, dzieląc otrzymaną sumę przez kwadrat odległości od osi obrotu, a więc przez l_z^2 [5].



Rys. 2. Schemat wyznaczania masowego momentu bezwładności dźwigni zaworowej
Fig. 2. Diagram for determining mass moment of inertia of the valve arm

Dźwignię zaworową podzieliliśmy na 15 części (wg rys.2).
Objętość poszczególnych odcinków obliczyliśmy z następującego wzoru:

$$V = a \cdot b \cdot h \quad [cm^3]$$

gdzie: $a = 0,95$ [cm] – szerokość dźwignienki,
 b – długość poszczególnych wycinków,
 $h = 1,2$ [cm] – wysokość dźwignienki.

Masa dźwigni zaworowej zredukowana na oś zaworu:

$$m_{dz} = \frac{\sum(r_x^2 \cdot \Delta V_x) \rho}{l_z^2} [g]$$

gdzie: ρ – gęstość stali,
 l_z – zredukowana długość dźwigni.

4. METODYKA OBLICZEŃ I ANALIZA WYNIKÓW

Przy obliczaniu prędkości i przyspieszeń zaworów na podstawie ich wniosków zastosowano dwie techniki obliczeń:

- metodę analityczną przeprowadzoną za pomocą programu komputerowego Mathematica [5],
- metodę graficznego różniczkowania, obligatoryjnie stosowaną w ramach ćwiczeń laboratoryjnych z silników spalinowych.

Uzyskane za pomocą obu metod wyniki przedstawiono przykładowo na rys.3, a ekstremalne wartości obliczeń sił bezwładności przedstawia tab.2.

Tabela 2

Zestawienie ekstremalnych przyspieszeń i sił bezwładności dla wybranych zaworów dolotowych i wylotowych, włącznie z nadmiernie zużytymi krzywkami

Rodzaj zaworu	Max przyspieszenie dodatnie +a [m/s ²]	Max przyspieszenie ujemne -a [m/s ²]	Siła bezwładności dla +a [N]	Siła bezwładności dla -a [N]	Siła sprężyny zaworowej dla +a [N]	Siła sprężyny zaworowej dla -a [N]
1 ssący wzorcowy	3314	4065	344,656	422,76	368	504
1 ssący zużyty	3213	3559	334,152	370,136	358	518
2 ssący wzorcowy	3232	4037	336,128	419,848	360	500
2 ssący zużyty	3229	4264	335,816	443,456	370	505
Wydech wzorcowy	3112	4407	367,216	520,026	383	525
Wydech zużyty (wałek 1)	2470	4768	291,46	562,624	336	482
Wydech zużyty (wałek 2)	3480	3430	410,64	404,74	353	421

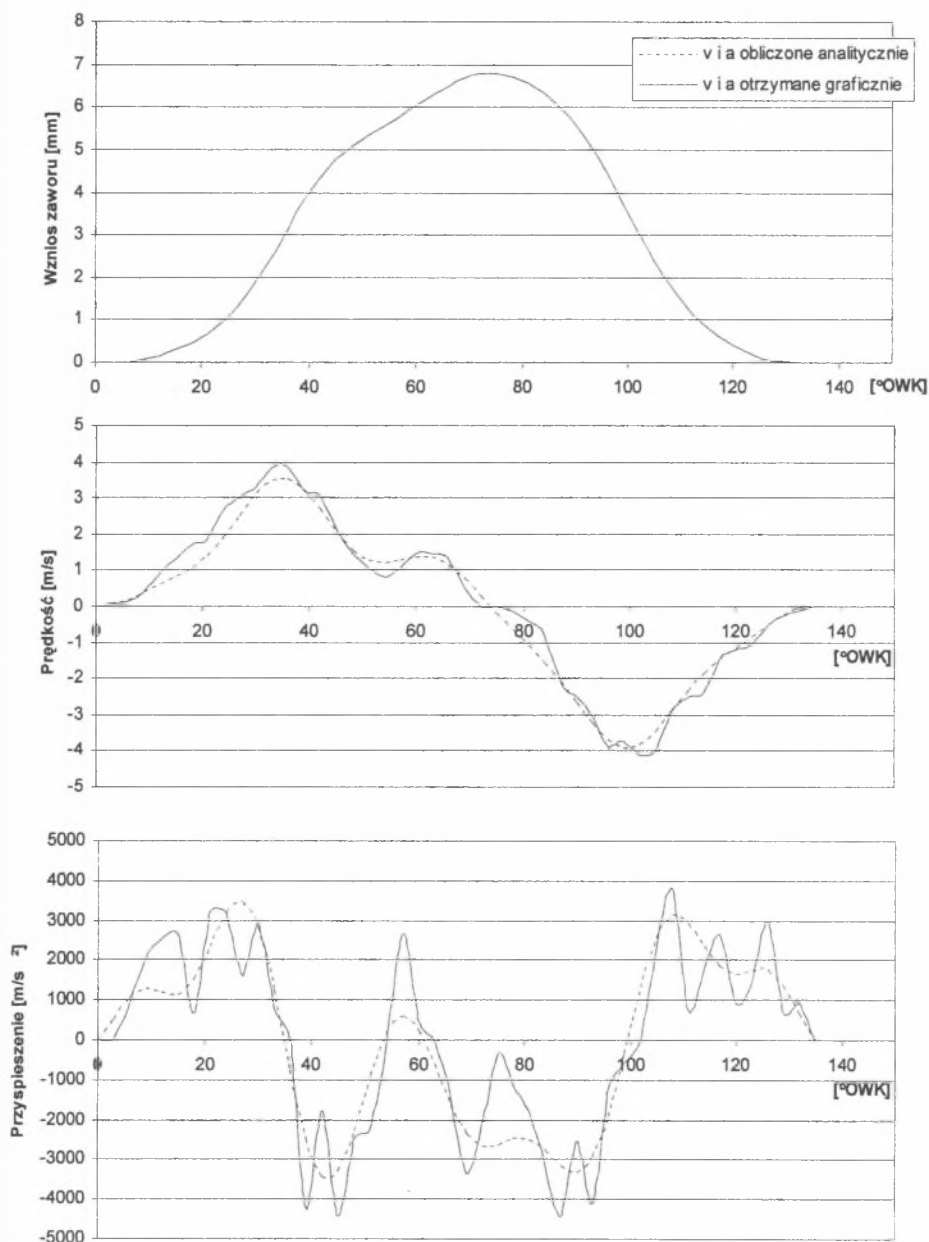
Jak wynika z analizy porównawczej przebiegów przyspieszeń zaworów silników samochodowych, bliższe przyspieszeniom rzeczywistym działającym na zawór są przebiegi otrzymane metodą wykreslną [4]. Metoda analityczna już na samym wstępie, odwzorowując rzeczywisty przebieg wzniosu za pomocą wielomianu nawet 24. stopnia wygładza większe zakrzywienia, co przenoszone jest dalej w funkcje różniczkowe.

Natomiast metoda wykreslna podparta techniką lusterkową działa w przeciwnym kierunku – pogłębia wszelkie zagięcia – po drugim różniczkowaniu graficznym zamienia się w silną fluktuację krzywej, zbliżoną do wyników uzyskanych na drodze pomiarowej [1].

Natomiast charakter przebiegu charakterystyk przyspieszeń otrzymanych za pomocą obu technik obliczeń jest podobny, z tym że charakterystyka z obliczeń analitycznych przypomina przebiegiem wartością średnią przebiegu charakterystyki otrzymaną na drodze graficznego różniczkowania.

4.1. Obliczanie częstotliwości drgań skrętnych własnych wałka rozrządu

Sposób graniastego zużycia wierzchołka krzywki wskazuje na jego „wyklepywanie” spowodowane zerwaniem więzi kinematycznej układu przeniesienia ruchu, a to z kolei zostało spowodowane – jak zaznaczono we wstępie jako hipotezę – drganiami własnymi wałka rozrządu. Własne drgania skrętne wałka mogą być wywołane znaczną twardością pojedynczych sprężyn (w zakresie roboczej strzałki ugięcia siła nacisku 330 – 530 N), co przy określonej smukłości wałka rozrządu może dawać znaczne, o niskiej frekwencji drgania skrętne własne. Tak więc na zerwanie więzi kinematycznej mają wpływ drgania własne wałka rozrządu, które w sposób sztuczny zwiększyły maksymalne wartości przyspieszeń ujemnych

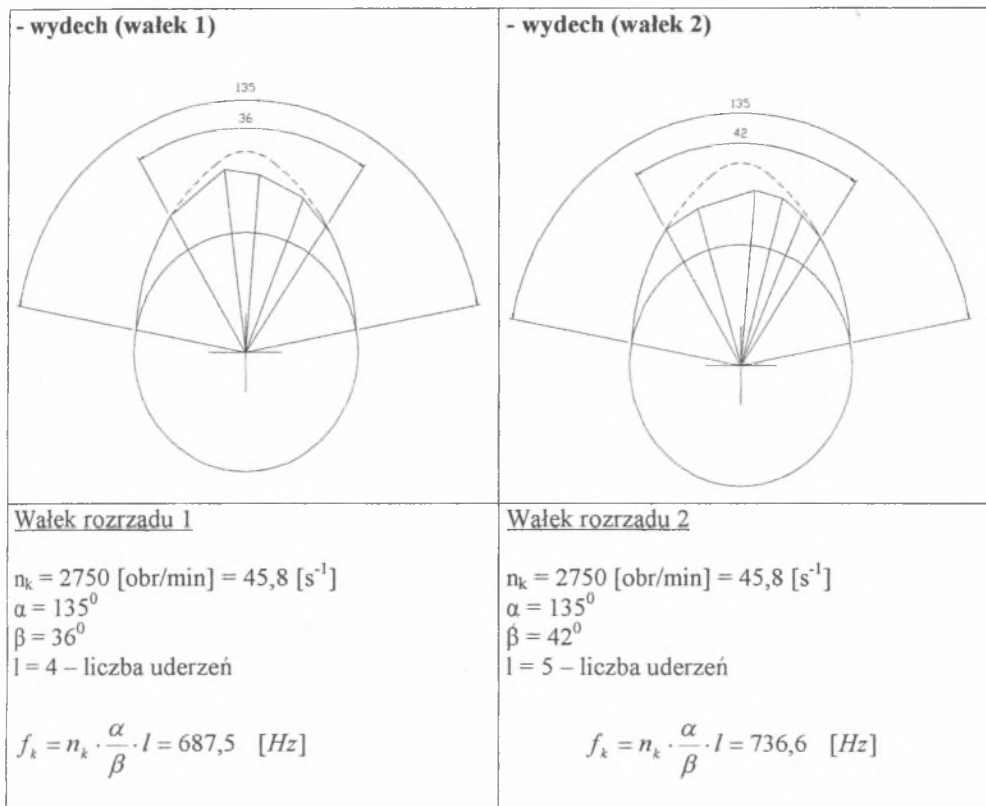


Rys.3. Przebiegi prędkości (V), przyspieszenia (a) wyznaczone analitycznie i wykreślnie dla jednego z zaworów wydechowych z nadmiernie zużytą biegnią krzywki

Fig. 3. (V) velocity course, (a) accelerations determined analytically and graphically for (Z) worn out exhaust valve

w stopniu nieprzewidzianym we współczynniku bezpieczeństwa doboru charakterystyki sprężyn.

Na podstawie rodzaju zużycia łatwo policzyć częstotliwość tych drgań skrętnych, chociaż może ona wystąpić przy prędkości obrotowej wałka znacznie niższej niż prędkość nominalna silnika podzielona przez dwa, a wtedy i częstotliwość drgań własnych będzie niższa. Na rys.4 przedstawiono schematycznie technologię obliczania skrętnych drgań własnych dla dwu wałków rozrządu z charakterystycznie zużytą bieżnią wierzchołka ostatniej krzywki (wydechowego zaworu).



Rys.4. Obliczanie częstotliwości drgań skrętnych wałków rozrządu o zróżnicowanym nieco zużyciu wierzchołka bieżni krzywki

Fig. 4. Calculations of the frequency of vibrations forced by the cam

Z obliczeń wynika, że dla obu przypadków przy nominalnej prędkości obrotowej wału korbowego silnika częstotliwość uderzeń dźwigni o wałek jest dla obu przypadków wierzchołkowego zużycia bieżni krzywki podobna i wynosi około 700 Hz.

5. WNIOSKI KOŃCOWE

Z przedstawionego materiału opisującego konkretny problem powtarzającego się zużycia wierzchołka ostatniej krzywki wałka w układzie rozrządu silnika ZI 1,4 12V wyciągnąć można następujące wnioski:

1. Zużycie wierzchołka bieżni krzywek wałków rozrządu z uwagi na małe obciążenia spotyka się bardzo rzadko, a u jego podstaw mogą leżeć własne drgania skrętne w układzie napędu zaworów, z tym że zużycie wierzchołka ostatniej krzywki wskazuje jako przyczynę drgania własne wałka rozrządu.
2. Częstotliwość drgań własnych wałka rozrządu można obliczyć na podstawie charakterystycznego, graniastego zużycia bieżni i dla nominalnej prędkości obrotowej jej wartość w obu przypadkach zużycia wynosi ok. 750 Hz.
3. Charakterystyczne zużycie wierzchołkowe bieżni ostatniej krzywki wałka może powodować zerwanie więzi kinematycznej układu przeniesienia ruchu zaworu spowodowane powstaniem – w wyniku drgań skrętnych wałka – lokalnej amplitudy prędkości, wywołującej odrywanie się i siadanie dźwigienki na bieżni.
4. Obliczenia przyspieszeń metodą graficzną swym przebiegiem bardziej przypominają przyspieszenia rzeczywiste zaworów współczesnych silników samochodowych, a jej dokładność przy zastosowaniu metody lusterkowej jest w porównaniu do zastosowanej metody analitycznej zadowalająca.

Literatura

1. Ubysz A.: Współczesne silniki samochodowe. Cz. 1: Wybrane zagadnienia z konstrukcji i technologii produkcji. Skrypt Uczelniany Pol.Śl., Gliwice 1998.
2. Ubysz A.: Ćwiczenia laboratoryjne z silników spalinowych. Skrypt Pol. Śląskiej, Gliwice 1994.
3. Ubysz A.: Laboratorium z silników spalinowych i ochrony środowiska. Skrypty Uczelniane Pol. Śl. nr 2219, Gliwice 2000.
4. Zembowicz J.: Fiat Bravo i Brava. WKŁ, Warszawa 2000.
5. Jadamus Ś., Jędrusik D.: Dynamika rozrządu. Praca przejściowa u A. Ubysza, Wydz. Transportu, Specjalizacja EiUPS, Katowice 2002.
6. Kopczyk D.: Budowa stanowiska do pomiarów dźwigienkowych układów rozrządu. Praca dyplomowa inżynierska pod kierunkiem A. Ubysza, Katowice 2002.
7. Stanik Z.: Analiza przyczyn nadmiernego zużycia krzywek wałka rozrządu. Rozprawa doktorska 09.04.2002. Politechnika Śląska – Instytut Transportu.
8. Matzke W.: Konstrukcja rozrządu silników szybkoobrotowych. WKŁ, Warszawa 1974.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Stanisław Jarnuszkiewicz

Abstract

This “Probable causes and effects of top running track wear of engine cam in fiat brava 1,4 12v engine “accelerations in the lever timing gear system and forces which act in the system, where two friction surfaces are worn out either correctly or excessively, have been calculated applying both analytical and graphical method and the results have been presented in the paper. Probable causes and effects of irregular wear of the mating surfaces have been discussed as well.